

И. Р. Фрейдзон

Судовые
автоматизированные
электроприводы
и системы



И. Р. Фрейдзон

Судовые автоматизированные электроприводы и системы

Издание 2-е, переработанное и дополненное

*Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР в качестве
учебника для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальности
«Электрооборудование судов»*

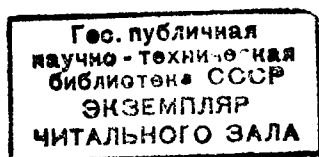


Издательство «Судостроение»

Ленинград

1974

Рецензенты: инж. Б. А. Горбунов, канд. техн. наук Г. Е. Кувшинов,
Научный редактор канд. техн. наук Л. Г. Филиппов



ДЧ

25908

74-15968

Ф $\frac{31804-034}{048(01)-74}$ 52-74

Предисловие к первому изданию

Общие тенденции развития судовых автоматизированных электроприводов и систем управления вызывают необходимость построения сложных управляющих комплексов, которые должны объединять отдельные системы в единое целое и обеспечивать оптимальный режим их совместной работы. Это обуславливает более общий подход к вопросам теории, построению и методам расчета судовых электроприводов и систем.

В настоящем учебнике, соответствующем программе курса «Судовые автоматизированные электроприводы и системы», рассматриваются вопросы теории, проектирования и исследования автоматизированных электроприводов и систем управления. При этом предполагается, что студенты уже знакомы с основами теории автоматического регулирования, теории электропривода и с элементами систем автоматического регулирования.

В книге принята следующая последовательность изложения материала: вначале ставится задача исследования и дается математическое описание рассматриваемых процессов, а затем излагаются возможные методы ее решения с учетом заданных критериев оптимальности.

Приводится большое количество численных примеров, заменяющих упражнения и задачи. Большинство примеров взято из практики. Они помогают перейти от математических моделей к физическим процессам, характерным для реальных схем, и дают возможность представить себе численные результаты произведенного анализа.

В первой главе вводится понятие управляющего комплекса, рассматриваются общие методы исследования автоматизированных электроприводов и систем в различных условиях работы на судах, а также методы анализа их надежности. Последующие главы посвящены изучению конкретных автоматизированных электроприводов и систем, особенностям их работы, расчета и анализа.

В основу учебника положены: курс лекций, читаемых автором в Ленинградском ордена Ленина электротехническом институте имени В. И. Ульянова (Ленина), книги автора, а также обширная

отечественная и зарубежная литература по теории электропривода, моделированию и системам управления.

Автор приносит благодарность В. Л. Артюхову, М. И. Блиндеру, Ю. Б. Бекаревичу, Э. Н. Григорьеву, Ю. Я. Зубареву, А. Н. Каяндеру, Г. Н. Скороходовой, Л. Г. Филиппову за помощь, оказанную в подборке и оформлении материала при написании книги.

Предисловие ко второму изданию

Настоящее издание является существенной переработкой предыдущего. В нем большее внимание уделяется повышению достоверности расчетов путем более глубокого математического описания изучаемых явлений и применения численных методов расчета на ЦВМ. Используется системный подход к построению управляющих комплексов судовых и автоматизированных приводов. Более детально рассматриваются вопросы синтеза оптимальных законов управления непрерывными и дискретными системами, а также вопросы экономической и технической эффективности. Излагаются основы выбора уровня автоматизации судовых установок. Освещаются вопросы машинного проектирования и конструирования систем судовых электроприводов с использованием унифицированных блоков и элементов. Ряд рассмотренных в предыдущем издании примеров систем электроприводов заменен примерами более современных и перспективных систем. Большое внимание уделяется рассмотрению физического смысла результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Автор приносит благодарность Ю. Б. Бекаревичу, В. И. Булатову, А. А. Городничеву, Р. В. Забирову, В. Е. Кудряшову, Д. М. Мордовченко, Т. Ю. Пусиной, М. Г. Рубиновой, Ю. А. Семухину, Г. Н. Скороходовой за помощь, оказанную в подборке и оформлении материала при написании учебника. Автор выражает признательность рецензентам Б. А. Горбунову и Г. Е. Кувшинову, а также научному редактору Л. Г. Филиппову за полезные замечания, сделанные при подготовке рукописи к печати.

Введение

Впервые электропривод на судах был применен в 1838 г., когда на реке Неве была испытана шлюпка, приводимая в движение электродвигателем, питающимся от группы элементов. Создателем электропривода был академик Российской Академии наук Борис Семенович Якоби. Внедрение идеи Б. С. Якоби тормозилось уровнем техники производства того времени. Поэтому ее техническая реализация оказалась возможной значительно позже, при переходе от парусного флота к паровому.

Развивающаяся электропромышленность России уже в начале века позволила создать достаточно надежную систему электрического оборудования судов. В 1908 г. появились первые электродвигатели переменного тока, а в 1909—1911 гг. переменный ток стал широко применяться на судах.

После Великой Октябрьской социалистической революции, давшей мощный толчок развитию отечественной промышленности, в короткий срок было освоено большое количество типов машин, аппаратов и другого судового электрооборудования. В этот период советские ученые создали новое научное направление — теорию электрического привода.

В области судового электрооборудования уже во время первых пятилеток отчетливо наметился переход на релейно-контакторные схемы с дистанционным управлением. Одновременно были начаты работы по автоматизации ряда функций управления судовыми механизмами.

В 50-х годах основное внимание уделялось применению систем автоматического управления непрерывными и дискретными процессами в отдельных агрегатах, механизмах, устройствах. В дальнейшем начался процесс централизации управления и контроля за работой оборудования в центральном посту управления (ЦПУ) машинного отделения, что позволило уменьшить численность машинной команды. Такой уровень автоматизации достигнут сейчас на ряде судов.

В настоящее время автоматизация охватывает практически все установки, устройства, механизмы, системы и трубопроводы судна.

Автоматизируются силовые установки, электроэнергетические системы, вспомогательные механизмы, системы судовождения, подъемные, якорно-швартовные, буксирные устройства и т. д.

В связи с тем что автоматизация большинства судовых агрегатов проводилась независимо друг от друга, необходимым условием дальнейшого повышения эффективности судового оборудования является осуществление комплексной автоматизации.

В Директивах XXIV съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства на 1971—1975 гг. указано, что за этот период необходимо «пополнить транспортный флот высокоэкономичными, универсальными и специализированными судами с комплексной автоматизацией управления судовыми механизмами и системами».

Комплексная автоматизация, как правило, предполагает переход от автоматизации отдельных судовых агрегатов к созданию сложных управляющих комплексов, объединяющих локальные автоматизированные системы в единое целое для обеспечения оптимального режима их совместной работы. Комплексная автоматизация призвана решить принципиально новые задачи, реализация которых была практически невозможна на прежних уровнях автоматизации. К таким задачам относятся: задача многосвязного управления, позволяющего осуществить оптимизацию работы разнородных подсистем; задача контроля напряжений в корпусных конструкциях судна; задача предупреждения столкновения судов и т. д. Комплексная автоматизация позволяет улучшить условия работ и отдыха экипажа, приближая их к береговому, при уменьшении численности обслуживающего персонала и операторов.

Темпы роста числа автоматизированных судов очень высоки. Так, если в 1961 г. было построено одно судно с повышенным уровнем автоматизации, то с 1965 г. начался период практического применения автоматизации и уже к середине 1968 г. в эксплуатации и постройке находилось около 1000 автоматизированных судов, причем 25% из них не требовали круглосуточной вахты в машинном отделении. К началу 1971 г. в эксплуатации и постройке находилось 2100 автоматизированных судов, из которых уже 35% не требовали круглосуточной вахты машинной команды.

В последние годы началось использование цифровых вычислительных машин (ЦВМ) для решения различных задач навигации, контроля, регистрации и диагностики, защиты оборудования от аварий, расчета деформаций и ряда других, причем использование машин наиболее эффективно в условиях многократных изменений условий плавания, режимов работы оборудования и т. п. Число судов, на которых установлены ЦВМ, непрерывно растет.

Современная система комплексной автоматизации представляет собой совокупность взаимосвязанных управляемых подсистем, объединенных общей системой управления. Характерными особенностями системы комплексной автоматизации являются: наличие выделяемых частей, для каждой из которых может быть определена цель функционирования, подчиненная общей цели системы; участие

в работе системы людей, машин и среды; существование внутренних материальных, энергетических и информационных связей между частями системы, а также внешних связей рассматриваемой системы с другими. В силу высокой сложности систем комплексной автоматизации возникает необходимость нахождения рационального соотношения между такими показателями качества систем, как надежность, стоимость, масса и габариты.

Уменьшение массы и габаритов обеспечивается созданием комплексных приводов, микроминиатюризацией элементов и устройств систем управления, использованием переменного тока с повышенными значениями напряжения и частоты, а также применением различных видов новых материалов и новой технологии.

Одной из важнейших проблем при построении комплексных систем, решение которой приносит значительный экономический эффект, является проблема долговечности, так как в случае повышения ресурса и срока службы возникает возможность сократить объем запасного оборудования и в течение более длительного срока не производить демонтаж систем автоматики.

Резкое снижение стоимости проектирования, изготовления и эксплуатации систем достигается с помощью конструктивной и схемной унификации элементной базы, позволяющей значительно сократить номенклатуру блоков и устройств. Унификация дает возможность повысить серийность и качество отдельных узлов или элементов, из которых изготавливается аппаратура, резко уменьшить объем документации, упростить контроль и поиск неисправностей, сократить число типов запасных узлов, элементов или изделий и полнее использовать достоинства машинного синтеза систем.

Значительное повышение надежности и сокращение числа линий связи может быть достигнуто путем увеличения уровня интеграции унифицированных схемно-конструктивных элементов. Интеграция, возможная для всей совокупности узлов, блоков и устройств управляющих систем, изменяет методы проектирования как самих узлов и блоков, так и систем на их основе. Увеличение уровня интеграции может иметь место при использовании любых элементов, однако только развитие микроэлектроники позволяет довести этот уровень до такого значения, при котором с помощью одного моноблока можно будет решить большинство информационно-логических задач, возникающих в системе управления. Необходимый уровень интеграции достигается не путем монтажа отдельных элементов, а их объединением в едином технологическом процессе.

Ранее при построении систем управления применялись функциональные элементы, реализующие лишь одну функцию. Это позволило организовать массовый выпуск изделий, что обеспечивало эффективность промышленного производства. Для того чтобы сохранить массовость производства при выпуске универсальных многофункциональных блоков высокого уровня интеграции, необходима такая разработка систем управления, при которой они могут быть реализованы на малом количестве этих блоков с небольшим числом внешних выводов. Настройка блоков, выполняющих ту или иную

функцию, осуществляется извне по специально разработанным при проектировании программам. Критерии оптимизации систем в этом случае отличаются от критериев, применяемых при проектировании систем на отдельных элементах. Например, часто вместо минимизации числа элементов минимизируют число типов блоков при учете ограничений на количество внешних выводов и топологию. Оптимизация по этому критерию отражает особенности крупноблочного проектирования и позволяет резко снизить стоимость и повысить надежность системы.

Нормальное функционирование комплексно-автоматизированных судов невозможно без значительной и разнообразной помощи береговых систем. Для этой цели создается автоматизированная система управления (АСУ), которая обрабатывает разнообразную информацию и выдает ее на суда, что позволяет повысить их эффективность. Например, получая информацию о погодных условиях в различных точках земного шара, АСУ вырабатывает программы плавания судов.

Таким образом, комплексная автоматизация позволяет решить многие принципиально новые для судостроения задачи, в том числе и некоторые специальные, связанные с организацией труда, отдыха и повышения уровня образования экипажей, а также повысить эффективность использования общественного труда, затрачиваемого при решении различных задач, связанных с проектированием, постройкой и эксплуатацией судов.

При решении задач комплексной автоматизации значительно повышается роль судовых автоматизированных электроприводов и систем. К ним предъявляется требование обеспечивать функционирование каждого объекта с учетом работы всей системы, в то время как на предыдущих этапах автоматизации работа объектов определялась по независимым критериям оптимальности. При этом на первый план выдвигается задача обеспечения максимальной надежности при заданных значениях массы и габаритов.

Общие вопросы работы судовых автоматизированных электроприводов и систем

§ 1. Основные понятия о судовых управляющих комплексах

1. Постановка задачи

Эксплуатация современных морских судов связана с необходимостью выполнения многочисленных управляющих и регулирующих воздействий как во время движения судна, так и на стоянках при осуществлении грузовых операций. Управление вручную требует большого числа операторов. Многие функции управления вообще не могут быть выполнены человеком, ввиду быстроты протекания управляемого процесса и больших усилий, требующихся для воздействия на управляющие органы. Некоторые функции управления не могут выполняться длительное время даже весьма натренированным оператором, особенно в специфических условиях эксплуатации судна (качка, ходовая вибрация, шум, большая влажность и повышенная температура окружающей среды). С внедрением на судах атомных энергетических установок работа обслуживающего персонала в некоторых отсеках полностью исключается.

Большая стоимость эксплуатации судна при ручном управлении во многом объясняется не только значительными затратами на содержание обслуживающего персонала, но и невысоким качеством выполнения оператором некоторых функций управления, что вызывает снижение экономичности установки, повышение аварийности, увеличение продолжительности стоянки судна в портах и базах для выполнения ремонтных работ и т. д.

Задача повышения эффективности управления может быть решена только путем комплексной автоматизации. Комплексная автоматизация позволяет охватить все технические средства судна, обеспечить высокие технико-экономические показатели управляемых процессов при всех условиях эксплуатации судна, а также исключить непосредственное участие человека в управлении и обслуживании. В связи с этим возникает задача централизации управления и контроля в едином посту, для решения которой используются средства автоматического и дистанционного управления, система сбора, обработки и представления информации и система контроля, поиска неисправностей и диагностики.

Непременным условием успешного решения задачи комплексной автоматизации судовых установок и устройств является создание

управляющих комплексов (УК), в состав которых входят перечисленные системы.

Для повышения качества управления на судах в числе средств автоматической оптимизации можно использовать как устройства, корректирующие работу отдельных агрегатов по одному или нескольким параметрам, так и управляющие машины, позволяющие проводить оптимизацию по многим параметрам. Управляющие машины становятся важным звеном при создании УК. Автоматизация дает возможность отказаться от ночных и вечерних вахт машинной команды, приблизив условия ее труда и быта к береговым.

По «Правилам классификации и постройки морских судов» Регистра СССР, если системы и устройства автоматизации удовлетворяют изложенным в этих правилах требованиям и судно может эксплуатироваться без постоянной вахты в машинном помещении и в центральном посту управления и контроля (ЦПУ), то ему присваивается знак автоматизации А1. Следует отметить, что ЦПУ может быть расположен в машинном помещении, на ходовом мостике или вблизи этих помещений.

На судах с периодическим обслуживанием машинных помещений, но с постоянной вахтой в ЦПУ (знак автоматизации А2) все оборудование, установленное в машинном помещении, должно иметь конструкцию, обеспечивающую его работу без обслуживания в предусмотренных эксплуатационных режимах в течение 12—24 ч.

Согласно правилам классификации, при использовании автоматических устройств для управления главными и вспомогательными механизмами и системами в зависимости от наличия обслуживающего персонала и порядка несения вахты должны быть предусмотрены: при постоянной вахте в машинных помещениях — управление, контроль, защита и сигнализация; при постоянной вахте в ЦПУ — устройства дистанционного управления, защиты, контроля, автоматического переключения и аварийно-предупредительной сигнализации; при отсутствии постоянной вахты в машинных помещениях и центральном посту управления — системы автоматического и дистанционного управления, устройства централизованного контроля, защиты сигнализации и регистрации аварийных отклонений управляемых и контролируемых параметров.

При степени автоматизации, соответствующей знакам А1 и А2, численность обслуживающего персонала на судне должна быть достаточной для периодического технического обслуживания систем автоматики через промежутки времени, рекомендуемые изготовителями оборудования, для управления судовыми установками с местных постов в аварийных случаях до прихода судна в ближайший порт и для выполнения работ, связанных с использованием спасательных средств, обеспечением живучести судна и борьбой с пожаром.

На судах с круглосуточным несением вахты машинной командой должны быть автоматизированы: работа отдельных подсистем; включение резервных насосов, компрессоров; поддержание постоянных давления и температуры масла, охлаждающей воды и т. д.

Контроль за работой систем и механизмов должен быть централизован в открытых ЦПУ, расположенных в машинном отделении. Дистанционное автоматизированное управление главным двигателем выносится в рулевую рубку или производится из ЦПУ.

При круглосуточном несении вахты только в ЦПУ, размещенном в отдельном звукоизолированном помещении, обычно с кондиционированием воздуха, оператор осуществляет все необходимые операции по управлению и контролю без выхода из ЦПУ.

На судах с высокой степенью автоматизации (А1) в зависимости от надежности работы систем возможно отсутствие вахты в машинном отделении и ЦПУ в течение 8 ч (без вахты ночью), 16 ч (без вечерней и ночной вахт), 24 ч. На этих судах оператор осуществляет лишь периодический контроль, а обычную вахту в ЦПУ несут только при маневрировании, проходе узкостей, входе и выходе из порта и т. д.

2. Структурная схема уровней автоматизации управления

Система комплексной автоматизации, предназначенная для управления различными судовыми объектами и судном в целом, может быть представлена как совокупность систем автоматического управления нескольких уровней.

Уровень автоматизации характеризуется тем, что соответствующая ему система управления может нормально функционировать независимо от систем более высокого уровня, причем наличие систем автоматического управления последующих уровней улучшает качество управления при уменьшении степени участия оператора в процессе управления. В зависимости от объема автоматизации на судне могут использоваться системы того или иного уровня.

Нулевой уровень автоматизации. Объекты управления (ОУ) совместно с органами непосредственного ручного управления (РУ) образуют систему нулевого уровня автоматизации, причем управление на этом уровне происходит обычно лишь в аварийных ситуациях.

Первый уровень автоматизации. Этому уровню управления соответствуют автоматизированные приводы (АП), которые совместно с ОУ образуют разомкнутые или замкнутые системы автоматического управления. Необходимо отметить, что на этом уровне приводы обычно функционально не связаны между собой. Управление АП осуществляется с местных пультов управления (МПУ) при помощи командоаппаратов (К), а информацию об ОУ оператор получает от сигнализаторов (С) и датчиков непрерывных сигналов (Д). Объекты управления совместно с АП образуют автоматизированный объект управления (АОУ).

Второй уровень автоматизации. Совокупность функционально связанных АП, системы связанного управления (ССУ), системы обработки информации (СОИ) и системы контроля (СК) образует управляющий комплекс (УК) локальной автоматизированной системы управления (ЛАСУ), соответствующий второму уровню

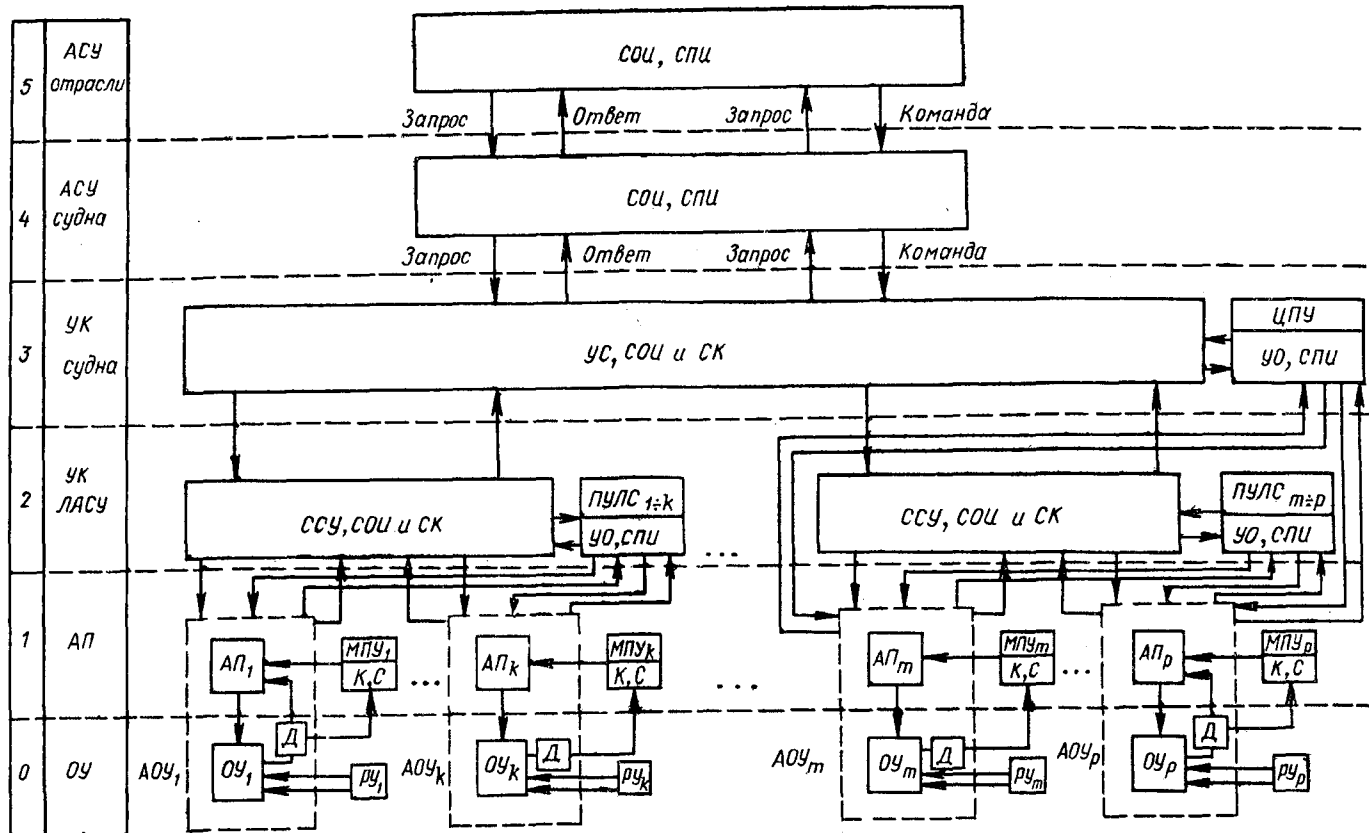


Рис. 1.1. Структурная схема уровней автоматизации управления судовыми объектами и судном в целом.

автоматизации. Управление УК ЛАСУ осуществляет оператор с пульта управления локальной системой (ПУЛС), в состав которого входят управляющие органы (УО) и система представления информации (СПИ).

Третий уровень автоматизации. Управляющий комплекс судна объединяет системы вышеперечисленных уровней с помощью управляющей системы (УС), системы обработки информации и системы контроля. Управление УК осуществляется из ЦПУ.

Четвертый уровень автоматизации. Четвертому уровню управления соответствует автоматизированная система управления судном (АСУ судна), которая формирует общую стратегию управления судном на основе информации, получаемой, с одной стороны, от УК судна, а с другой — от АСУ более высокого уровня.

Пятый уровень автоматизации. Решение проблемы комплексной автоматизации, позволяющей значительно повысить эффективность использования судов, невозможно без большой и разнообразной помощи береговых служб, для чего создается система пятого уровня — АСУ отрасли.

Структурная схема уровней автоматизации управления приведена на рис. 1.1.

3. Назначение и основные требования, предъявляемые к системам, входящим в состав УК

Структура и алгоритм функционирования систем УК, предназначенных для управления судовыми техническими средствами, определяются задачами и особенностями ОУ. Для судовых ОУ характерна нелинейность статистических характеристик, многообразие связей параметров, большое число действующих на них возмущений, носящих случайный характер, повышенные требования к точности управления и высокие скорости протекания переходных процессов.

Особенность работы судовых установок и систем проявляется в том, что переходные процессы, возникающие в одном из ОУ, как правило, не локализуются в нем, а влияют на другие объекты управления, вызывая в последних нестационарные процессы. При неблагоприятном стечении обстоятельств такой процесс может привести к возникновению аварийной ситуации в системе.

Судовые ОУ представляют собой, как правило, динамические системы, которые изменяют свои характеристики и значения параметров, определяющих их состояние, под влиянием внешних возмущающих воздействий. Эти объекты не могут самостоятельно противостоять влиянию указанных воздействий, поэтому возникает необходимость в использовании АП и систем.

Автоматизированный привод (АП). На рис. 1.2 приведена структурная схема системы первого уровня автоматизации, состоящей из АП и ОУ. Рассматриваемая система может работать в двух режимах: по разомкнутому или замкнутому циклу в зависимости от того, охвачен ли ОУ обратной связью. Внешние сигналы поступают

в систему через задающее устройство ЗУ. Сигнал рассогласования, образующийся на выходе сравнивающего устройства Cp , поступает на усилитель $У$. Выходной сигнал усилителя воздействует на исполнительный двигатель ИД, который через передаточный механизм ПМ связан с ОУ. Для улучшения качества управления как в статике, так и в динамике в системе можно использовать корректирующие устройства параллельного $KУ_1$ и последовательного $KУ_2$ типов, а также местные обратные связи ОС, причем в основном качество управления определяется наличием или отсутствием главной обратной связи ГОС, охватывающей ОУ.

Управляющая система и система связного управления (УС и ССУ). Формирование управляющих сигналов в соответствии с за-

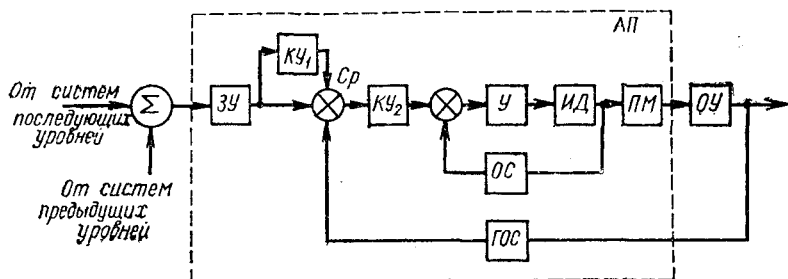


Рис. 1.2. Структурная схема системы первого уровня автоматизации.

данными алгоритмами и критериями оптимальности осуществляется УС и ССУ, которые должны максимально освобождать оператора от выполнения однообразных, часто повторяющихся операций и оптимизировать режим работы всей установки. При этом УС должна обладать заданной надежностью и живучестью. Алгоритм управления может иметь сложный характер, зависящий, например, не только от текущих значений параметров, но и от их предшествующих значений, в связи с чем в состав управляющей системы должно быть включено запоминающее устройство. Поэтому в таких случаях целесообразно использовать вычислительную или управляющую машину, работающую в реальном масштабе времени.

Система обработки информации (СОИ). Одной из важнейших систем в комплексе технических средств управления является система обработки информации, которая преобразует сигналы, поступающие от датчиков, к виду, удобному для дальнейшего использования. В процессе обработки информации решаются такие задачи, как извлечение наиболее ценных сведений из общего потока информации, выдача рекомендаций оператору о наиболее целесообразных действиях, предупреждение аварий и т. д.

Система контроля (СК). При эксплуатации оборудования в течение длительного промежутка времени необходимо контролировать работоспособность составляющих системы путем проверки соответствия их характеристик и параметров требуемым значениям и

устанавливать, какая из них неисправна и нуждается в замене. В управляющих комплексах используют как непрерывный контроль, так и контроль по вызову оператора. Одним из существенных факторов, влияющих на эксплуатацию судовых систем, является правильный выбор параметров, подлежащих проверке. Для контроля обычно выбирают параметры, определяющие работоспособность всего комплекса, причем число их должно быть как можно меньше. Контроль управляющего комплекса осуществляется по программе, которая определяет последовательность выполнения измерительных и логических операций при работающем и неработающем оборудовании. СК должна быть построена таким образом, чтобы оптимизировалось соотношение между временем, затрачиваемым на проверку, и стоимостью проведения проверочных работ, включая стоимость контрольно-измерительного оборудования. Система контроля, поиска неисправностей и диагностики может функционировать как самостоятельно, так и в составе системы обработки информации.

Система представления информации (СПИ). СПИ предназначена для преобразования сигналов к виду, позволяющему осуществить оптимальное согласование информационных характеристик оператора и технических средств. Представление информации осуществляется с помощью визуальных, акустических и механических символов. Существуют следующие разновидности средств представления информации: сигнализаторы, информирующие оператора о завершении тех или иных событий; индикаторы, предназначенные для представления контролируемых параметров; регистраторы, необходимые для фиксации разнообразной информации.

4. Вопросы построения управляющих комплексов

При построении УК одним из основных этапов является этап определения общих и частных критериев оптимальности, а также выявления ограничений, связанных с физическими и техническими особенностями решаемых задач. В качестве общих критериев, как правило, выбираются: надежность и безотказность работы, массогабаритные характеристики и экономическая эффективность. В последнее время на первый план выдвигаются специфические критерии, связанные с учетом работы оператора в системе управления. Частные критерии определяются спецификой ОУ, поэтому в качестве таких критериев могут быть использованы, например, чувствительность к изменению параметров, число линий связи, быстрдействие, точность и т. д.

Структура УК обычно выбирается на основе заданных требований и критериев оптимальности с учетом ограничений. В качестве таких требований выдвигают, в частности, требование автономности, локализации аварий и т. д.

Основным средством, облегчающим задачу исследования и синтеза УК, является математическая модель его функционирования. Трудности построения математической модели вызваны сложностью

как формализации процессов различной физической природы и различного характера протекания (непрерывные и дискретные), так и реализации полученных алгоритмов функционирования.

Произведем формализацию функционирования УК судна, структурная схема которого приведена на рис. 1.3.

Пусть

$\bar{X}_i = (x_i^1, \dots, x_i^{k_i})$ — вектор входных воздействий i -го УК ЛАСУ от АОУ;

$\bar{Y}_i = (y_i^1, \dots, y_i^{m_i})$ — вектор выходных воздействий i -го УК ЛАСУ на АОУ;

$\bar{V}_i = (v_i^1, \dots, v_i^{v_i})$ — вектор контролируемых параметров i -го УК ЛАСУ, поступающих в УС;

$\bar{U}_i = (u_i^1, \dots, u_i^{\beta_i})$ — вектор управляющих воздействий УС на i -й УК ЛАСУ;

$\bar{Z} = (z^1, \dots, z^\alpha)$ — вектор информационных сигналов УС, поступающих в ЦПУ;

$\bar{W} = (\omega^1, \dots, \omega^p)$ — вектор командных сигналов ЦПУ, воздействующих на УС.

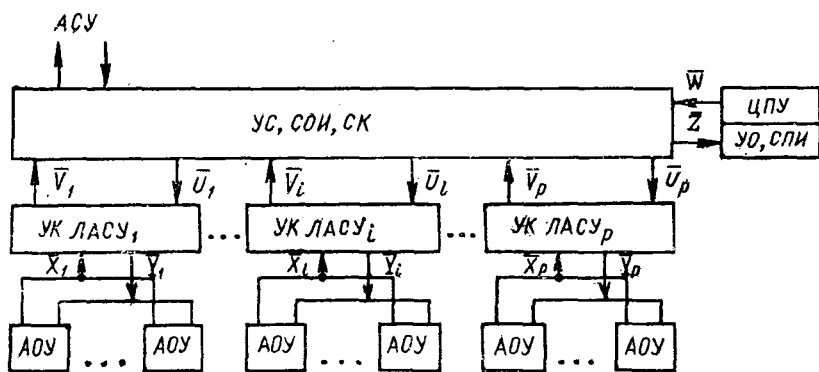


Рис. 1.3. Структурная схема управляющего комплекса судна.

Функциональные связи между составляющими комплекса могут быть описаны при помощи следующих зависимостей:

$$Z^p = g_p(\omega^1, \dots, \omega^p, v_1^1, \dots, v_1^{v_1}, \dots, v_i^1, \dots, v_i^{v_i}, \dots, v_p^1, \dots, v_p^{v_p}),$$

$$p = 1, \dots, \alpha; \quad (I.1)$$

$$U^j = h_j^j(\omega^1, \dots, \omega^p, v_1^1, \dots, v_1^{v_1}, \dots, v_i^1, \dots, v_i^{v_i}, \dots, v_p^1, \dots, v_p^{v_p}), \quad j = 1, \dots, \beta_i; \quad (I.2)$$

$$V_i^\xi = f_i^\xi(u_i^1, \dots, u_i^{\beta_i}, x_i^1, \dots, x_i^{k_i}), \quad (I.3)$$

$$\xi = 1, \dots, v_i; \quad i = 1, \dots, p;$$

$$Y_i^t = l_i^t(u_i^1, \dots, u_i^{\beta_i}, x_i^1, \dots, x_i^{k_i}), \quad (I.4)$$

$$t = 1, \dots, m_i, \quad i = 1, \dots, p,$$

где g_p — зависимость p -го информационного сигнала УС, передаваемого в ЦПУ, от командных сигналов ЦПУ и контролируемых параметров локальных систем; h_j — зависимость j -го контролируемого параметра i -го УК ЛАСУ от управляющих воздействий УС и выходных воздействий АОУ; f_i^ξ — зависимость ξ -го контролируемого параметра i -го УК ЛАСУ от управляющих воздействий УС и входных воздействий АОУ; l_i^t — зависимость t -го выходного воздействия i -го УК ЛАСУ от управляющих воздействий УС и входных воздействий АОУ.

В векторной форме эти выражения имеют следующий вид:

$$\bar{Z} = \bar{g}(\bar{W}, \bar{V}_1, \dots, \bar{V}_p); \quad (I.5)$$

$$\bar{U} = \bar{h}(\bar{W}, \bar{V}_1, \dots, \bar{V}_p); \quad (I.6)$$

$$\bar{V}_i = \bar{f}_i(\bar{U}_i, \bar{X}_i); \quad (I.7)$$

$$\bar{Y}_i = \bar{l}_i(\bar{U}_i, \bar{X}_i). \quad (I.8)$$

В процессе формализации на основе общих задач, стоящих перед УК, выявляют необходимые параметры управления и контроля, а также информационные сигналы. Затем устанавливают функциональные связи в системе, т. е. зависимость одних сигналов и параметров от других, что выражается системой уравнений вида (I.1)—(I.4). В зависимости от принятых критериев уточняют структуру, в результате чего в случае необходимости вводят промежуточные устройства переработки информации, резервирование и т. д. Далее на основе принятого алгоритма управления формируют конкретные функциональные зависимости в уравнениях системы. По сформулированным функциональным зависимостям синтезируют структуру системы на основе выбранной элементарной базы.

В последнее время на судах все более широко используют дискретные системы управления, обладающие рядом преимуществ по сравнению с аналоговыми устройствами. В этом случае управляющая система реализуется в виде конечного автомата или управляющей машины. Синтез автомата осуществляют исходя из алгоритма управления, который может быть задан в словесной, операторной или структурной форме. Далее выполняют этап логического синтеза автомата, после которого можно переходить к составлению принципиальных и логических схем.

На современном этапе автоматизации судовые установки можно разделить на несколько сравнительно независимых друг от друга систем (общесудовые системы, системы управления энергетическими установками, системы управления курсом судна, системы управления механизмами якорно-швартовых и буксирных устройств и подъемными механизмами), каждую из которых обслуживает УК локальной системы. Следует стремиться к тому, чтобы УК локальных систем имели одинаковую структуру; при этом реализацию однотипных функций необходимо осуществлять на базе ограниче-

ного ряда функциональных элементов, узлов, блоков и устройств с использованием типовых наборов конструктивов, позволяющих набирать из ряда унифицированных взаимозаменяемых схемно-конструктивных модулей секции пультов управления, аппаратурные стойки и т. д.

Пусть Φ_k — характерная функция, реализуемая на k -м уровне структуры каждой системы; A_{ik} — устройства, реализующие функцию Φ_k , в i -м УК локальной системы. Построим матрицу $\|A_{ki}\|$, в которой A_{ki} — устройства, находящиеся на k -м уровне i -й системы (табл. I.1). Построенная матрица и единая элементная база дают возможность выбрать уровень унификации устройств управления.

Таблица I.1

Номер уровня	Номер УК ЛАСУ						
	1	2	3	...	i	...	p
1							
2							
3							
⋮							
k					A_{ki}		
⋮							
n							

Применение на судне нескольких сходных по структуре УК локальных систем позволяет сравнительно просто и без значительного увеличения стоимости оборудования осуществить резервирование отдельных унифицированных устройств, а в случае выхода из строя какого-либо устройства заменить его однотипным, находящимся в ЗИПе.

Сочетание автоматического контроля, автоматического и ручного переключения резервных унифицированных устройств одного УК на устройства другого УК при отказах позволяет осуществить перестройку системы и тем самым повысить живучесть УК судна.

5. Основные проблемы, возникающие при построении управляющих комплексов на базе ЦВМ

При проектировании УК с использованием ЦВМ возникают проблемы совместимости ЦВМ с аналоговыми приборами-датчиками и исполнительными механизмами, гибкости ЦВМ, математического обеспечения ЦВМ, обеспечения заданной надежности УК, экономичности применения ЦВМ (с учетом эксплуатационных расходов), минимизации массогабаритных характеристик.

Проблема совместимости связана с тем, что большинство датчиков и исполнительных органов в настоящее время выдает и принимает информацию в непрерывной форме, поэтому все ЦВМ, применяемые в УК, должны иметь устройства ввода — вывода типа аналог — код и код — аналог. С помощью этих устройств в современных ЦВМ обеспечивается непосредственный доступ к запоминающим блокам и автоматическое многоуровневое прерывание по приоритету, возможность одновременного обращения к большому числу судовых механизмов. С появлением датчиков и силовых приводов, использующих дискретную информацию, решение вопросов совместимости будет упрощаться.

Проблема гибкости ЦВМ, возникающая при создании УК, связана с возможностью изменения или расширения программы (при минимальных затратах времени и труда), а также с возможностью изменения отдельных характеристик ЦВМ (объема постоянной и оперативной памяти, числа каналов ввода — вывода, быстродействия и т. д.). Эта задача может быть решена путем расширения математического обеспечения ЦВМ и модульного исполнения конструкции.

Разработка математического обеспечения ЦВМ является весьма серьезной проблемой, во многом определяющей успех создания УК. Математическое обеспечение подразделяется на математическое обеспечение, не зависящее от структуры УК (стандартные подпрограммы и программы обращения к ним, наладочные и контрольные программы), и математическое обеспечение, связанное со спецификой разрабатываемого УК. Сюда относятся описания общего и частных алгоритмов УС, программы коммутации постоянного запоминающего устройства, программы моделирования функционирования УК в условном масштабе времени и т. п.

Одной из важнейших проблем при создании судовых УК на базе ЦВМ является выбор специальных мер для повышения надежности. Развитая логика ЦВМ позволяет успешно решать задачи контроля правильности функционирования отдельных систем УК, автоматически определять неисправные блоки или отказавшие части систем и передавать выполнявшиеся ими функции другим, работоспособным блокам и узлам. Для повышения надежности самой ЦВМ на нее обычно возлагается задача самоконтроля. При этом УК приобретают характерные черты самоорганизующихся систем. Кроме того, повышение надежности УК может быть достигнуто путем организации работы ЦВМ с использованием принципа приоритета.

Успехи микроминиатюризации элементов дискретной техники позволяют существенно повысить надежность ЦВМ и УК в целом за счет применения более эффективных принципов резервирования.

Проблема экономичности применения ЦВМ в УК весьма сложна. При ее рассмотрении следует учитывать как основную стоимость оборудования и расходы на техническое обслуживание и ремонт, так и эксплуатационные выгоды, получаемые при использовании того или иного оборудования. Под стоимостью УК с ЦВМ

понимают расходы на проектирование и изготовление аппаратуры, а также на составление и отработку рабочих программ. Если первые по мере совершенствования технологии и перехода к массовому производству интегральных схем неуклонно снижаются, то вторые растут в связи со все большим усложнением реализуемых задач управления. Расходы на техническое обслуживание и ремонт УК при наличии ЦВМ снижаются благодаря автоматическому обнаружению и анализу неисправностей, точному определению объема и вида ремонтных работ. Ремонт самой ЦВМ при высокой степени интегрализации сводится к замене неисправных стандартных модулей.

§ 2. Особенности статических характеристик и конструктивного исполнения судовых автоматизированных электроприводов и систем

1. Предварительные замечания

При построении судовых автоматизированных электроприводов (АЭП) основным критерием является требование максимальной надежности при заданных массогабаритных показателях. Сложные условия работы на судне (повышенная влажность, вибрация и т. п.) приводят к необходимости специального конструктивного исполнения и в ряде случаев определяют возможность получения достаточно надежного и малогабаритного оборудования. Реализация этих требований может быть обеспечена выбором оптимальных характеристик АЭП и конструкций их элементов.

Особую роль при разработке АЭП и систем необходимо отводить их построению на основе типовых элементов, узлов, блоков и устройств, обеспечивающих наибольшую эффективность, наименьшие затраты труда, времени и средств. Например, бесконтактные элементы автоматики, используемые в АЭП, более надежны, чем контактные; применение электрических двигателей переменного тока также обеспечивает более высокую надежность по сравнению с применением двигателей постоянного тока и т. д.

2. Особенности конструктивного исполнения

Выбор конструктивного исполнения элементов и устройств АЭП судовых объектов управления, соответствующего различным характерным для судовых условий внешним воздействиям, позволяет обеспечить требуемую надежность АЭП.

Существует несколько типов конструктивного оформления элементов и устройств электропривода с целью защиты персонала от соприкосновения с находящимися под напряжением или движущимися частями, расположенными внутри корпуса, и защиты оборудования от попадания внутрь его посторонних предметов. Защищенные электродвигатели и аппараты устанавливают в жилых по-

мещениях, коридорах, в изолированных помещениях для распределительных устройств, трансформаторов, электрических машин.

Для защиты от проникновения воды применяют специальное исполнение оборудования. Каплезащищенное исполнение обеспечивает нормальную работу оборудования при наличии капель жидкости, падающих вертикально и под любым углом до 15° от вертикали. Каплезащищенные машины и аппараты к ним могут быть установлены в камбузах, умывальнях, румпельных отделениях.

Брызгозащищенное исполнение предотвращает попадание внутрь оборудования водяных капель, падающих вертикально и под любым углом до 45° от вертикали. Электроприводы брызгозащищенного исполнения устанавливаются в помещениях, где в результате конденсации или утечки из труб появляются капли влаги (например, в рефрижераторах, машинных и котельных помещениях).

Водозащищенное исполнение предотвращает попадание воды внутрь корпуса двигателя или аппаратуры при обливании волной или струей воды под давлением. Водозащищенные двигатели и аппаратура управления применяются в тех местах, где по условиям работы они неизбежно будут всасывать воду и масло вместе с вентилируемым воздухом, или там, где возможно попадание воды на них. Электроприводы такого исполнения применяют для всех механизмов, расположенных на палубе (лебедки, краны, швартовные шпили, брашпили), а также для рулевого устройства и отдельных механизмов машинно-котельных отделений. Необходимо отметить, что в электрической машине водозащищенного исполнения условия охлаждения резко ухудшаются, мощность ее при продолжительном режиме работы уменьшается примерно в два раза по сравнению с мощностью машины брызгозащищенного исполнения, однако при использовании внешнего обдува масса и габариты такой машины превышают соответствующие показатели при брызгозащищенном исполнении не более чем на 10—20%.

Герметическое исполнение не допускает попадания воды внутрь корпуса при полном погружении двигателя или аппаратуры в воду и работе под водой. Электродвигатели и аппаратура герметического исполнения применяются для привода всех механизмов, которым в аварийных условиях приходится некоторое время работать под водой. К таким приводам относятся приводы рулевого устройства, водоотливных насосов, водонепроницаемых дверей и т. д. Масса и габариты электродвигателей и аппаратуры управления в герметическом исполнении, как правило, больше, чем в ранее рассмотренных вариантах исполнения, а их стоимость выше.

Для предотвращения взрыва и пожара на судне используется электрооборудование взрывозащищенного исполнения, обеспечивающего безопасность применения оборудования в условиях взрывоопасных помещений, где возможно образование масляных паров или газовых смесей (например, в машинных отделениях, аккумуляторных ямах). Искробезопасное исполнение — это разновидность взрывозащищенного исполнения, когда искры, возникающие при нормальной работе при любых возможных повреждениях (обрывы,

короткие замыкания), не могут воспламенить окружающую среду.

Для отвода тепла, которое выделяется в электродвигателях большой мощности, используется вентиляция машин. В судовых АЭП могут применяться двигатели с естественным охлаждением, с независимым охлаждением, с наружной вентиляцией и с самовентиляцией.

Типы электродвигателей, используемых на судах. Для привода вспомогательных ОУ (вентиляторов, насосов, компрессоров и др.), которые характеризуются постоянным или почти постоянным моментом сопротивления в процессе работы и редкими пусками, используются в основном асинхронные электродвигатели типов АМ, АОМ при питании от сети переменного тока напряжением 220—380 В, частотой 50 Гц. При частоте питающей сети 400 Гц применяются двигатели типов АОЛЗ1—АОЛ51.

В качестве приводов, работающих в кратковременном и повторно-кратковременном режимах с продолжительностью включения 15—40% от номинальной, используются двигатели переменного тока типа МАП100—МАП700. Двигатели этой серии выполняются в различном конструктивном исполнении с большой унификацией узлов: со встроенным электромагнитным тормозом, малозумные, тропического исполнения, влагостойкие, морозостойкие и т. п.

При питании от источника постоянного тока для длительного режима работы применяются машины постоянного тока в морском исполнении типов П11М—П112М. Для кратковременного и повторно-кратковременного режимов применяются двигатели типов ДПМ11—ДПМ62 с пристроенным дисковым тормозом.

Следует отметить, что если, например, стоимость двигателя брызгозащищенного исполнения типа АМ52-2 массой 75 кг составляет 216 руб., то стоимость двигателя водозащищенного исполнения типа МРЗК52-2 той же мощности массой 170 кг составляет 344 руб.

Таблица 1.2

Тип двигателя	Исполнение	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Масса на 1 кВт мощности, кг/кВт	Стоимость на 1 кВт мощности, руб/кВт
АМ81—АМ92	Брызгозащищенное	35—75	3000	6—4,5	14—9
		25—55	1500	8,4—6,2	20—12
		19—42	1000	8,4—6,2	20—12
АМ51—АМ72	»	6—25	3000	11—5,8	33—13
		19—45	1560	14—8	33—13
		3,2—14	1000	14—8	33—13
		2—7,5	1000	14—8	33—13
АОМО31—АОМО42	Водозащищенное	1,5—4,5	3000	12—8,2	56—23
АОЛЗ1—АОЛ51	»	2,8—7	2900	12—9	16—12
МАП100—МАП700	»	1,2—60	1355—300	54—12	130—14
П11М—П112М	Брызгозащищенное	0,14—125	1000	130—11	580—14
		0,66—31	3000	27—67	120—15
ДПМ11—ДПМ62	Водозащищенное	2—32	1700—760	75—48	250—84

Основные данные перечисленных типов двигателей приведены в табл. I.2.

Блочные конструкции электропривода. Для обеспечения удобства и быстроты монтажа на судах целесообразно применять блочные конструкции электрооборудования. Комплектные блочные устройства собирают на заводах-изготовителях электрооборудования и доставляют в готовом виде к месту монтажа на судне. Экономические и организационные преимущества использования комплектных устройств управления АЭП заключаются в следующем: снижается стоимость системы управления в целом; сокращаются сроки монтажа и ускоряется ввод в действие судна; уменьшается на 25—30% расход материалов; значительно снижаются трудовые затраты и увеличивается производительность труда при изготовлении устройств и монтаже; увеличивается надежность работы и безопасность эксплуатации АЭП; упрощаются ремонтные работы и сокращаются сроки введения АЭП в эксплуатацию; создаются условия для типизации и унификации крупноблочных устройств; открывается возможность для организации поточного производства, повышается культура производства систем управления и их обслуживания.

По данным Главэнергомонтажа, стоимость монтажа в сравнении со стоимостью устанавливаемой аппаратуры при различных методах комплектования составляет: 100% при поставке аппаратуры отдельными устройствами; 45—50% при поставке аппаратуры в панелях и блоках; 25—30% при поставке крупноблочных комплектных элементов устройств управления. В качестве примера можно привести судовые комплектные электроприводы рулевых устройств (авторулевой типа АБР, «Аист» и др.). Силовую часть привода и пульт управления поставляют комплектно, а электрический монтаж привода сводится к подсоединению внешних проводов. Пульт управления герметического исполнения включает в себя всю аппаратуру управления, контроля и сигнализации, а также усилительный блок, причем пульт выполнен в виде тумбы с креплением в нижней части основания. Для дистанционного управления судовыми установками с помощью АЭП применяют различные пульта управления, на которых устанавливают аппаратуру управления разных типов и назначений, измерительные, контролирующие и сигнальные приборы. Конструкции пультов зависят от назначения и места установки и бывают встроенного и выносного типов.

Сочленение АЭП с объектом управления. Для сочленения с ОУ электрические двигатели имеют конструктивные элементы в виде опорных поверхностей и валов. В зависимости от расположения вала двигателя, применяемые для судовых АЭП, бывают горизонтальные и вертикальные, а в зависимости от монтажа — горизонтальные на лапах, горизонтально-фланцевые, вертикальные на лапах и вертикально-фланцевые. В последнее время применяются АЭП с вертикальным расположением вала двигателя, что позволяет лучше использовать объем помещения, сократить площадь, занимаемую приводом на палубе, и уменьшить шум.

Размещение АЭП. По способу размещения основных элементов и устройств АЭП судовые установки можно разделить на три группы: с АЭП, размещаемым вне механизма (например, гребная электрическая установка); с АЭП, устанавливаемым целиком на механизме (грузовая лебедка, кран, тельфер и т. п.); с АЭП, располагаемым на механизме и вне его (якорно-швартовное устройство, траловая лебедка и т. п.). Последний (смешанный) вариант расположения АЭП является наиболее распространенным в судовых устройствах. На механизме устанавливается та часть АЭП, отделение которой затруднено по конструктивным соображениям или нецелесообразно с точки зрения использования полезной площади (например, приводной двигатель якорно-швартовного устройства расположен на самом механизме, а аппаратура управления вынесена и установлена в отдельной сборке).

Установка и крепление. К установке и креплению элементов и устройств судового АЭП предъявляются следующие основные требования: вертикальное расположение устройств; простое и надежное крепление; удобный монтаж и демонтаж; минимальная затрата времени на установку и замену; защита от неблагоприятного воздействия окружающей среды. При размещении оборудования необходимо стремиться к сокращению связей между аппаратами и панелями. Электрооборудование необходимо защищать от действия вибраций и ударных нагрузок с помощью резиновых амортизаторов.

3. Бесконтактные элементы управления

Благодаря развитию полупроводниковой техники, а также применению более совершенных магнитных материалов созданы полупроводниковые и магнитные элементы, которые можно успешно использовать в схемах управления судовыми АЭП. Во всех случаях, где только возможно, необходимо применять однотипные элементы, даже несмотря на неполное использование некоторых из них. В современном судовом АЭП наряду с непрерывными применяются системы автоматического дискретного управления. Операции, выполняемые дискретными элементами этих систем, сводятся к простейшим логическим операциям И, ИЛИ, НЕ. Подобные элементы, к которым могут быть отнесены и различного рода реле (контактные и бесконтактные), получили название логических элементов.

Преимущества и недостатки бесконтактных элементов управления. Бесконтактные логические элементы имеют целый ряд преимуществ по сравнению с электромеханическими элементами. К ним относятся: отсутствие контактов и быстро изнашивающихся механических частей; независимость выходных параметров (ток, напряжение, время) от механических воздействий; нечувствительность к вредным воздействиям окружающей среды (влага, пыль и пр.); большой срок службы и независимость его от нагрузки; высокое быстродействие; компактность блоков и панелей с элементами, удобство их монтажа и наладки; отсутствие необходимости в постоянном уходе и надзоре. Эти элементы изготавливаются как мо-

дули, не подлежащие ремонту. Однако схемы с бесконтактными логическими элементами содержат в среднем в три-пять раз больше элементов, чем релейно-контактные схемы. Кроме того, использование контактных устройств позволяет осуществить гальваническую развязку, упрощает контроль, позволяет комбинировать обмотки реле и контакты с целью расширения логических возможностей. Время прохождения сигнала через цепочку из логических элементов зависит от их количества, что накладывает ограничение на минимально допустимую продолжительность действия входных сигналов. Нарушение этого ограничения может привести в схемах с разветвляющимися логическими цепями к неправильным действиям исполнительных устройств. Предотвращение неправильных действий связано с усложнением схемы.

Бесконтактные элементы выпускаются обычно сериями, содержащими набор элементов, из которых можно построить практически любое устройство управления АЭП.

Рассмотрим наиболее часто применяемые бесконтактные логические и усилительные элементы управления.

Полупроводниковые элементы единой серии ЭТ (элементы транзисторные). Серия состоит из 18 элементов, из которых шесть логических, три функциональных, четыре элемента времени и пять выходных усилителей. Конструктивно элементы выполнены в виде герметичных, залитых компаундом стандартных блоков-модулей. Общие для всех элементов этой серии основные технические данные: допустимый диапазон температуры окружающей среды — от -40 до $+50^{\circ}\text{C}$; срок службы независимо от числа переключений — не менее 40 000 ч; допустимые колебания напряжения питания — от -15 до $+10\%$. Габаритные размеры основных элементов $75 \times 50 \times 15$ мм; масса 50 г.

Магнитные усилители. В судовом АЭП часто используются магнитные усилители (МУ). Усилители серий ТУМ-АМ и УМП применяются в цепях управления, а усилители серий УМП и УСО — в силовых цепях. МУ серии ТУМ имеют номинальную мощность выхода от 1,5 до 50 Вт. МУ единой серии УМП выполняются в однофазном (УМП1) и трехфазном (УМП3) исполнении мощностью до 28 кВ·А. Силовые однофазные МУ серии УСО выполнены на мощность от 6 до 8 кВ·А. В АЭП судовых палубных механизмов МУ широко применяются в системах Г—Д. Для грузоподъемных механизмов, выполняющих точные установочные операции, МУ обеспечивают получение необходимого диапазона регулирования скорости, стабильных и малых по величине посадочных скоростей и ограничивают момент и ток двигателя при пуске и в переходных режимах. В выходных каскадах с нагрузкой на обмотку возбуждения генератора или двигателя усилители соединяются по трехфазной схеме, что позволяет свести до минимума пульсации тока в обмотке возбуждения и влияние индуктивности нагрузки на работу МУ. Однофазные усилители устанавливаются во входных каскадах и в цепях обратных связей. Наряду с МУ применяются полупроводниковые усилители (ПУ).

Неуправляемые и управляемые вентили. Вентили необходимы для построения выпрямителей, которые используются в качестве преобразователей переменного тока в постоянный, либо инверторов преобразователей частоты. Из неуправляемых вентилях в судовых системах наиболее часто используются германиевые и кремниевые вентили (диоды). Мощные германиевые вентили выпускаются на токи до 1000 А и характеризуются низким прямым падением напряжения (от 0,3 до 0,6 В) и малыми обратными токами, не превышающими 20—30 мА при напряжениях на вентиле до 200—300 В. Вентили имеют малые габариты и высокий к. п. д., достигающий 98—99%.

Силовые кремниевые вентили выпускаются с предельными токами 10—500 А и могут работать при температуре окружающей среды от -40 до $+65^{\circ}\text{C}$. Они характеризуются прямым падением напряжения от 0,4 до 0,9 В, однако обратные напряжения, выдерживаемые вентилями, достигают значений от 50 до 600—800 В при обратных токах в 10—20 мА. Более высокие значения обратных напряжений и меньшие значения обратных токов являются существенным преимуществом кремниевых вентилях по сравнению с германиевыми. По величине максимально допустимого амплитудного значения обратного напряжения вентили подразделяются на ряд классов, а по величине падения напряжения в прямом направлении при номинальном значении тока — на пять групп.

Тиристоры. Тиристоры — это кремниевые управляемые вентили, имеющие управляющий электрод, с помощью которого можно изменять момент включения вентиля при наличии на нем прямого напряжения. Тиристор характеризуется большим номинальным напряжением (1000 В), малым временем переключения (от 1,0 до 20 мкс) и большими значениями токов (до 300 А) при мощности управления, не превышающей 0,5 Вт. При питании от источника постоянного напряжения тиристор можно запереть только снижением до нуля анодного напряжения. При питании от источника переменного напряжения запирающие свойства тиристора восстанавливаются во время отрицательной полуволны анодного напряжения. В отличие от МУ тиристоры обладают высокими к. п. д., практически безынерционны, малогабаритны. Основной недостаток их — значительная зависимость характеристик от температуры.

Управление тиристорами может осуществляться по импульсному или фазовому принципу. Для управления тиристорами, работающими в цепях переменного тока, чаще используются схемы с магнитными усилителями, а в цепях постоянного тока — схемы с реостатно-емкостными связями. С помощью тиристоров можно создавать выпрямители и преобразователи частоты для АЭП постоянного и переменного тока мощностью в десятки и даже сотни киловатт. На базе тиристорных элементов созданы и успешно эксплуатируются АЭП с комплектными устройствами для фазового и импульсного управления асинхронным двигателем (АД).

На рис. 1.4 показаны основные типы статических элементов, применяемых в комплектных тиристорных устройствах. Симметрич-

ный тиристорный элемент (рис. 1.4, а) предназначен для управления АД путем последовательного включения по одному элементу, образуемому тиристорами $T1$ и $T2$, в каждую фазу двигателя. Несимметричный диодно-тиристорный встречно-параллельный элемент (рис. 1.4, б) используется вместо контактных аппаратов для включения и управления АД. Трехфазный тиристорный коммутатор (рис. 1.4, в) может применяться при широтно-импульсном регулировании в цепи ротора АД с фазным ротором для АЭП грузоподъемных механизмов.

Герконы (герметизированные магнитоуправляемые контакты). В простейшем виде геркон представляет собой два отрезка пермаллоевой проволоки диаметром 0,6—1,3 мм, у которых часть поверхности, осуществляющая контакт, покрыта защитным слоем

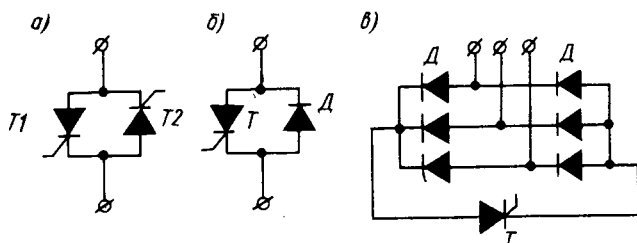


Рис. 1.4. Основные типы статических элементов, применяемых в комплектных тиристорных устройствах.

благородного металла. Эти проволоки-пружины заваривают в стеклянную трубку, заполненную газом. При воздействии на геркон поля, создаваемого специальной катушкой, магнитные силовые линии, проходящие через пермаллоевые пружины и немагнитный зазор, стремятся сократиться, вследствие чего пружины несколько деформируются, притягиваются друг к другу и замыкают контакты.

Герконы, представляющие собой безъякорные (язычковые) реле, хорошо сочетаются с полупроводниковыми элементами. Время их срабатывания (0,4—2 мкс) и отпадания (0,1—0,7 мкс) намного меньше, чем у якорных электромагнитных реле. Герконы просты по конструкции, надежны в работе. Максимальное число срабатываний герконов, зависящее от величины коммутирующего тока, достигает величины 10^7 — 10^9 . Они позволяют коммутировать сигналы постоянного и переменного тока мощностью 100—250 В·А, токи от десятков микроампер до 3 А и напряжения от микровольта до 25 кВ.

Бесконтактные коммутирующие аппараты. На базе тиристоров и герконов строятся коммутирующие аппараты, выполняющие функцию действующих бесконтактных пускателей, контакторов или командоконтроллеров для управления АД. На рис. 1.5 представлена принципиальная схема такого устройства, силовая часть которого может быть использована для бесконтактной коммутации силовых цепей АД. В данной схеме используется встречно-

параллельное включение тиристоров $T1$ и $T2$, работающих поочередно со сдвигом по фазе на 180° . Для коммутации управляющих цепей тиристоров используются герконы Γ , на катушки которых подается напряжение с помощью командоконтроллера $КК$, и диоды $D1—D4$, исключающие протекание тока через управляющий электрод в момент приложения к тиристорам отрицательной полуволны напряжения. При этом каждый тиристор переводится в состояние проводимости в течение того полупериода приложенного напряжения, когда его анод имеет положительный потенциал.

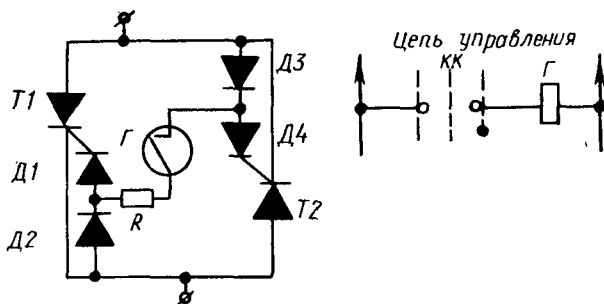


Рис. 1.5. Принципиальная схема бесконтактного коммутатора.

Управление тиристорами $T1$ и $T2$ осуществляется с помощью анодного напряжения, которое подается на управляющие электроды каждого из тиристоров в течение проводящих полупериодов напряжения.

4. Электродвигатели постоянного тока

На судах двигатели постоянного тока применяются благодаря возможности плавного регулирования в широких пределах частоты их вращения путем изменения напряжения на якоре двигателя, тока в обмотке возбуждения и т. д.

Электродвигатели параллельного возбуждения обладают жесткой механической характеристикой, при этом вращающий момент для разгона двигателя невелик. Если пренебречь влиянием реакции якоря, то механическая характеристика, определяемая зависимостью частоты вращения якоря от вращающего момента, у двигателей параллельного возбуждения имеет прямолинейный характер. Аналитическое выражение механической характеристики определяется известной из теории электропривода формулой

$$n = \frac{U}{k_e \Phi} - M \frac{R}{k_e k_M \Phi^2}, \quad (I.9)$$

где U — напряжение на зажимах двигателя; M и n — электромагнитный (вращающий) момент и частота вращения якоря двигателя; R — сопротивление обмоток якоря, дополнительных полюсов и компенсационных обмоток; k_e , k_M — расчетно-конструктивные коэффициенты двигателя; Φ — магнитный поток машины.

Для случая идеального холостого хода, когда $M=0$, а напряжение на якоре равно номинальному ($U=U_n$), имеем

$$n = n_0 = \frac{U_n}{k_e \Phi_n}. \quad (I.10)$$

В последующих выводах примем систему относительных единиц, обеспечивающую простоту и наглядность представления аналитических зависимостей. Сущность системы заключается в том, что все величины, например ток, напряжение, частота вращения, вращающий момент, выражаются не в амперах, вольтах, оборотах в минуту, ньютонах на метр, а в долях принятых за единицу значений тока, напряжения, частоты вращения, вращающего момента и т. д. Выражение для тока в относительных единицах будет $i=I/I_n$, для вращающего момента $m=M/M_n$, для момента сопротивления $m_c=M_c/M_n$, для напряжения $u=U/U_n$, для сопротивления цепи якоря $r=R/R_n$, где I_n, M_n, U_n — номинальные значения тока, момента и напряжения, $R_n=U_n/I_n$. Частоту вращения ротора двигателя в ряде случаев целесообразно выражать в долях частоты вращения ротора при холостом ходе: $v=n/n_0$. В дальнейшем параметры, выраженные в относительных единицах, будем обозначать строчными буквами.

Уравнение для механической характеристики двигателя в относительных единицах может быть получено с помощью следующих соотношений:

$$\frac{U_n}{n_0} = k_e \Phi_n, \quad \frac{M_n}{I_n} = k_M \Phi_n.$$

После подстановки этих выражений в (I.9) получим искомое уравнение при номинальном напряжении на якоре двигателя

$$n = n_0 - M \frac{n_0 R I_n}{U_n M_n} = n_0 (1 - mr) \quad (I.11)$$

или в относительных единицах

$$v = 1 - mr.$$

Снижение частоты вращения якоря двигателя можно охарактеризовать следующим выражением:

$$s = \frac{n_0 - n}{n_0} = 1 - v = mr, \quad (I.12)$$

где s — скольжение.

Для частного случая, когда $m=1$, получим номинальное скольжение $s_n = \frac{n_0 - n_n}{n_0} = r$. Следовательно, относительное уменьшение частоты вращения при номинальном моменте равно сопротивлению цепи якоря двигателя в относительных единицах.

Поскольку в каталогах данные о сопротивлении якорной цепи обмотки обычно отсутствуют, то его можно определить ориентировочно, приняв, что потери в цепи якоря равны половине общих потерь. Отсюда $r_{я} = 0,5(1 - \eta_n)$, где η_n — к. п. д. двигателя при номинальном режиме.

Диапазон изменения частоты вращения регулированием тока возбуждения зависит от номинальной частоты вращения и мощности двигателя. При этом чем выше номинальная частота вращения, тем уже оказывается допустимый диапазон изменения, так как по соображениям механической точности приходится ограничивать верхний предел частоты вращения. Более широкую зону регулирования частоты вращения (4:1 и 3:1) обеспечивают двигатели специального исполнения.

Следует отметить, что двигатели, имеющие более высокие кратности максимальных скоростей, хуже используются с точки зрения такого показателя, как масса двигателя, приходящаяся на единицу мощности. Кратковременная перегрузочная способность двигателя параллельного возбуждения ограничивается реакцией якоря и условиями коммутации. Тихоходные двигатели допускают, как правило, тройную перегрузку по моменту и току, в то время как быстроходные — двойную.

В тех случаях когда требуется высокий пусковой момент и мягкая механическая характеристика АЭП, применяются двигатели последовательного и смешанного возбуждения. Типичными приводами такого рода являются АЭП якорно-швартовного устройства. Известно, что магнитный поток двигателя последовательного возбуждения зависит от тока нагрузки, поэтому выражение для определения его вращающего момента имеет вид $M = k_M I \Phi = k_M I f(I)$. Если не учитывать насыщения магнитной системы машины, то можно записать: $M = k_M k_i I^2$, где k_i — коэффициент пропорциональности. При том же условии зависимость частоты вращения от момента имеет вид

$$n = \frac{U - IR}{k_e \Phi} = \frac{U}{k_e k_i \sqrt{\frac{M}{k_i k_M}}} - \frac{R}{k_e k_i}.$$

В настоящее время не строят машин с ненасыщенной магнитной системой, поэтому полученное уравнение дает только приближенное представление о механической характеристике двигателя.

Механическую характеристику двигателя, достаточно близкую к характеристике, взятой из каталога, можно построить при помощи следующего аналитического выражения:

$$n = \frac{n_H}{1 - s_H} (1 - bm)^x = n_0 (1 - bm)^x \quad (I.13)$$

или в относительных единицах

$$v = (1 - bm)^x,$$

где $b = 1 - (1 - s_H)^{1/x}$, $s_H = \frac{n_0 - n_H}{n_0}$; n_0 — частота вращения двигателя при моменте сопротивления $m = 0,2$.

Для отечественных двигателей наилучшее совпадение механических характеристик, полученных по данным каталога и по выражению (I.13), имеет место, если принять $x = 2 \div 3$.

Двигатели последовательного и смешанного возбуждения характеризуются значительной перегрузочной способностью. Так, коэффициент перегрузки λ в долях номинального момента составляет $\lambda=2,6$ при номинальной частоте вращения и $\lambda=3$ при частоте вращения, равной половине номинальной.

5. Система генератор—двигатель

В некоторых АЭП (рулевом, якорно-швартовном и др.) благодаря специфическим условиям их работы кратковременно возникают значительные моменты сопротивления, которые могут привести к повреждениям исполнительного механизма. Для исключения возможности поломок таких приводов питание двигателя осуществляется от отдельного генератора (система Г—Д).

На рис. 1.6 приведены основные характеристики системы Г—Д. Из кривых видно, что механическая характеристика имеет ниспадающий характер. Ограничение момента достигается размагничивающим действием последовательной обмотки генератора. Максимальный вращающий момент при заторможенном якоре двигателя не превышает двойного номинального. На рисунке показаны кривые изменения мощности генератора и двигателя в зависимости от тока в главной цепи. Они имеют явно выраженный максимум при номинальном значении тока. В том случае когда ток нагрузки близок к нулю, поток генератора определяется током в обмотке независимого возбуждения, а э. д. с. генератора (так же как и частота вращения исполнительного двигателя) имеет наибольшее значение. По мере возрастания тока нагрузки размагничивающее действие последовательной обмотки возбуждения генератора увеличивается. При некотором значении тока результирующий поток достигает значения, при котором э. д. с. генератора будет равна падению напряжения в цепи обмоток якорей двигателя и генератора. Тогда двигатель остановится, сохраняя вращающий момент, так как по его якорной обмотке протекает ток. Изменяя соотношение числа витков обмотки независимого (параллельного) возбуждения $\omega_{пр}$ и размагничивающей последовательной обмотки $\omega_{р.пс}$, можно получить необходимое значение момента вращения при заторможенном якоре двигателя.

Уравнение механической характеристики двигателя. Уравнение механической характеристики двигателя, получающего питание от отдельного генератора с размагничивающей последовательной обмоткой, имеет следующий вид:

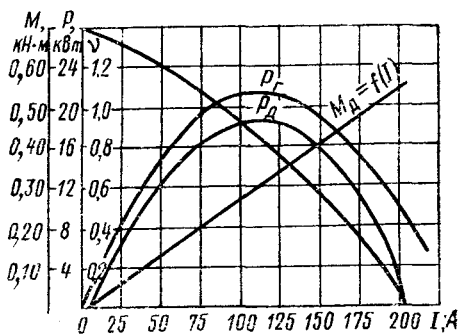


Рис. 1.6. Основные характеристики системы Г—Д.

$$n_d = \frac{E_r - I(R_d + R_r)}{k_{ед}\Phi_d}, \quad (I.14)$$

где E_r — э. д. с. генератора при неизменном значении тока возбуждения и постоянной частоте вращения; I — ток двигателя; R_d и R_r — сопротивления цепей якорей двигателя и генератора, включая сопротивления щеток, обмоток добавочных полюсов и компенсационной обмотки, если таковая имеется; $k_{ед}$ — расчетно-конструктивный коэффициент двигателя; Φ_d — полезный магнитный поток на пару полюсов двигателя.

Пренебрегая в первом приближении насыщением магнитной цепи и реакцией якоря, получим выражение для э. д. с. генератора

$$E_r = c_r n_r \Phi_r = c_r n_r k_r (F_{пр} - F_{р.пс}) = c_r n_r k_r (F_{пр} - \omega_{р.пс} I), \quad (I.15)$$

где c_r — расчетно-конструктивный коэффициент генератора; k_r — коэффициент пропорциональности; n_r — частота вращения генератора; Φ_r — полезный магнитный поток на пару полюсов у генератора; $F_{пр}$ и $F_{р.пс}$ — магнитодвижущая сила обмоток параллельного (независимого) и последовательного возбуждения соответственно.

Если принять, что зависимость момента двигателя от силы тока в главной цепи при постоянном значении потока возбуждения имеет вид $M_d = k_{ед}\Phi_d I$, то получим уравнение механической характеристики системы Г—Д

$$n_d = \frac{c_r k_r n_r F_{пр}}{k_{ед}\Phi_d} - M_d \frac{c_r k_r n_r \omega_{р.пс} + R_d + R_r}{k_{ед}^2 \Phi_d^2}. \quad (I.16)$$

Приближенные аналитические зависимости для механической характеристики. Такие зависимости для системы Г—Д могут быть построены с помощью следующего выражения:

$$v = (1 - bm)^x, \quad (I.17)$$

где $b = 1 - (1 - s_H)^{1/x}$.

Номинальное скольжение обычно принимают равным $s_H = 0,28$ и $0,38$ при $M_{заторм} = 1,8$ и $1,5$ соответственно, поскольку у судового электропривода момент при заторможенном якоре изменяется в пределах $(1,5 \div 2,2) M_H$.

Показатель x полагают равным $0,5$.

6. Электродвигатели переменного тока

Благодаря надежности в эксплуатации и небольшой стоимости наибольшее распространение на судах получил трехфазный асинхронный двигатель (АД) с короткозамкнутым ротором. В отдельных случаях, главным образом для уменьшения пусковых токов при регулировании скорости, применяются двигатели с фазным ротором и контактными кольцами. АД питаются от сети переменного тока с частотой 50 Гц, однако уже ведутся работы по применению на судах двигателей повышенной частоты тока. Повышение частоты тока (до 400 Гц) приводит в ряде случаев к общему снижению массы судового электрооборудования на 50%, масса же электро-

двигателей уменьшается в четыре — семь раз. При этом возникает ряд проблем, вызываемых повышенной частотой вращения, малыми воздушными зазорами двигателей, небольшими поверхностями теплового рассеяния и другими причинами. Одной из главных является проблема разработки конструкции корпуса подшипников вала, а также выбор электрических параметров. Следует заметить, что у АД повышенной частоты тока из-за пульсаций магнитного потока, возникающих вследствие прохождения зубцов ротора под зубцами статора, искажается форма кривой магнитного потока. Высшие гармоники, взаимодействуя с соответствующими гармоническими составляющими тока обмотки, создают синхронные и асинхронные моменты вращения, препятствующие разгону двигателя. В этом случае очень важно правильно выбрать число пазов ротора, чтобы избежать прилипания последнего к статору в период пуска, а также при провалах момента двигателя и обеспечить достаточно бесшумную его работу.

Характеристики асинхронного двигателя. Основными рабочими характеристиками асинхронного короткозамкнутого двигателя являются зависимости тока статора, частоты вращения и к. п. д. от момента или мощности.

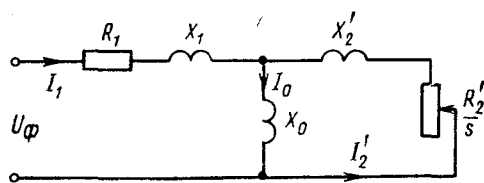


Рис. 1.7. Эквивалентная схема замещения асинхронного двигателя

Момент двигателя определяется с помощью выражения

$$M = \Phi I_2 \cos \varphi_2, \quad (1.18)$$

где Φ — магнитный поток в зазоре; I_2 — ток ротора; φ_2 — угол между векторами тока и э. д. с. ротора.

Аналитические выражения для характеристик АД могут быть получены на основании анализа известной эквивалентной схемы замещения, изображенной на рис. 1.7. На схеме приняты следующие обозначения; U_ϕ и I_1 — напряжение и ток фазы статора; I_2' — приведенный ток ротора; I_0 — ток холостого хода статора; X_1 и R_1 — индуктивное и активное сопротивления статора; X_2' и R_2'/s — приведенные индуктивное и активное сопротивления ротора; X_0 — индуктивное сопротивление холостого хода; $s = \frac{n_0 - n}{n_0}$ — скольжение (n_0 — синхронная частота вращения АД). Индуктивное сопротивление АД равно $X_K = X_1 + cX_2'$, где $c = U_\phi/E_0$, E_0 — э. д. с. АД при синхронной частоте вращения.

В соответствии с эквивалентной схемой выражение для приведенного тока ротора можно записать в следующем виде:

$$I_2' = \frac{U_\phi}{\sqrt{\left(R_1 + c \frac{R_2'}{s}\right)^2 + (X_1 + cX_2')^2}} = \frac{U_\phi}{\sqrt{\left(R_1 + c \frac{R_2'}{s}\right)^2 + X_K^2}}. \quad (1.19)$$

Из (I.19) следует, что при скольжении $s=0$, т. е. при синхронной частоте вращения, ток ротора равен нулю, а при $s = \pm \infty$ определяется выражением $I'_2 = \frac{U_\phi}{\sqrt{R_1^2 + X_K^2}}$.

При $s = -cR_2'/R_1$ ток достигает своего максимального значения, равного $I'_{2\max} = U_\phi/X_K$. Если допустить, что в период пуска R_1 и R'_2 малы, то пусковой ток при $s=1$ будет равен максимальному значению:

$$I'_{2п} = I'_{2\max} = \frac{U_\phi}{X_K}. \quad (I.20)$$

Если обозначить критическое скольжение $s_K = \pm \frac{R_2'c}{\sqrt{R_1^2 + X_K^2}}$, то

$$I'_2 = \frac{U_\phi}{\sqrt{\left(R_1 + \frac{s_K}{s} \sqrt{R_1^2 + X_K^2}\right)^2 + X_K^2}}. \quad (I.21)$$

Пренебрегая активным сопротивлением статора R_1 , находим

$$I'_2 = \frac{U_\phi}{X_K \sqrt{1 + \left(\frac{s_K}{s}\right)^2}}. \quad (I.22)$$

При $s = s_H$

$$I'_{2H} = \frac{U_\phi}{X_K \sqrt{1 + \left(\frac{s_K}{s_H}\right)^2}}. \quad (I.23)$$

Разделив (I.23) на (I.20), получим

$$\frac{I'_{2H}}{I'_{2п}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{s_K}{s_H}\right)^2}} \quad (I.24)$$

или в относительных единицах

$$\frac{i'_{2H}}{i'_{2п}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{s_K}{s_H}\right)^2}}, \quad (I.25)$$

откуда

$$i'_{2H} = \frac{i'_{2п}}{\sqrt{1 + \left(\frac{s_K}{s_H}\right)^2}}.$$

Разделив выражение (I.22) на (I.23), будем иметь

$$i'_2 = \frac{I'_2}{I'_{2H}} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{s_K}{s_H}\right)^2}{1 + \left(\frac{s_K}{s}\right)^2}}. \quad (I.26)$$

Ток статора является геометрической суммой тока ротора и намагничивающего тока I_0 . Полагая I_0 чисто реактивным, получим

$$I_1 = \sqrt{I_0^2 + I_2'^2 + 2I_0I_2' \sin \varphi_1}, \quad (1.27)$$

где φ_1 — угол между векторами приведенного тока ротора и напряжения. Величина этого угла может быть определена, если пренебречь активным сопротивлением статора и принять $s_K = R_2'/X_K$, тогда

$$\cos \varphi_1 = \frac{R_2'}{s} \cdot \frac{1}{Z} = \frac{R_2'}{s} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{R_2'^2}{s^2} + X_K^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{s}{s_K}\right)^2}}.$$

Здесь Z — полное сопротивление двигателя.

При $s=0$ $\cos \varphi_1 = 1$ и $\sin \varphi_1 = 0$. При номинальной нагрузке $s_H \approx 0,015 \div 0,05$. Обычно s_K составляет $(4 \div 6)s_H$, поэтому и при нормальной работе $\sin \varphi_1 = 0$. Таким образом, приближенно можно считать, что $I_1 = \sqrt{I_0^2 + I_2'^2}$, а выражения (1.25) и (1.26) справедливы и для тока статора.

Для АД с повышенным скольжением при определении $i_1 = f(s)$ можно воспользоваться следующим выражением:

$$i_1 = \frac{i_{1n} \sqrt{1 + s_K^2}}{\sqrt{1 + \left(\frac{s_K}{s}\right)^2}}. \quad (1.28)$$

Механическая характеристика АД. Аналитическое выражение для механической характеристики имеет вид

$$M = \frac{2M_{\max}(1 + qs_K)}{\frac{s}{s_K} + \frac{s_K}{s} + 2qs_K}, \quad (1.29)$$

где M_{\max} — наибольший момент вращения АД при скольжении s_K ; $q = cR_1/R_2'$; $s_K = \pm R_2'/X_K$. Знак плюс в выражении для s_K соответствует двигательному режиму, знак минус — генераторному.

Пренебрегая активным сопротивлением статора, получим

$$M = \frac{2M_{\max}}{\frac{s}{s_K} + \frac{s_K}{s}}, \quad \text{или} \quad m = \frac{2m_{\max}}{\frac{s}{s_K} + \frac{s_K}{s}}. \quad (1.30)$$

Необходимое для расчетов значение s_K можно получить с помощью следующего приближенного выражения:

$$s_K = s_H \left(m_{\max} + \sqrt{m_{\max}^2 - 1} \right). \quad (1.31)$$

Приближенные аналитические зависимости для АД. Механические характеристики АД повышенного скольжения или с двойной клеткой могут быть построены на основании следующей приближенной зависимости:

$$v = (1 - bm)^x, \quad (1.32)$$

где $b = 1 - (1 - s_H)^{1/x}$.

Для двигателей отечественного производства наилучшее совпадение между механическими характеристиками АД, полученными по данным каталога и по выражениям (I.32), имеет место, если принять $x = \frac{1}{2} \div \frac{1}{3}$.

7. Расчет механических характеристик асинхронного двигателя

Расчет механических характеристик АД с учетом изменения напряжения и частоты можно произвести, пользуясь следующими выражениями в относительных единицах, предлагаемыми проф. В. Т. Касьяновым [11]:

для момента вращения

$$m = \frac{\delta u^2 r_2'}{f z^2 (s)}, \quad (I.33)$$

где $\delta = \frac{1}{\cos \varphi_H - r_1}$, $z^2 (s) = \alpha s + \beta + \gamma/s$,

$$\alpha = (c_2 r_1)^2 + f^2 (x_1 + c_1 x_2')^2,$$

$$\beta = 2r_1 r_2', \quad \gamma = (c_1 r_2')^2 + (b r_1 r_2' / f)^2,$$

$$c_1 = 1 + b x_1, \quad c_2 = 1 + b x_2, \quad b = \frac{i}{u - i_0 x_1},$$

f — частота питающего тока в относительных единицах; для реактивной и активной составляющих тока статора

$$i_r = u \frac{c (x_1 + c_1 x_2') s f + \frac{c_1 b r_2'^2}{s f}}{z^2 (s)}; \quad (I.34)$$

$$i_a = u \frac{c_2^2 r_1 s + r_2' + \frac{b^2 r_1 r_2'^2}{s f^2}}{z^2 (s)}; \quad (I.35)$$

для полного тока статора

$$i = \sqrt{i_a^2 + i_r^2} =$$

$$= \frac{u}{z^2 (s)} \sqrt{\left[c_2 (x_1 + c_1 x_2') s f + \frac{c_1 b r_2'^2}{s f} \right]^2 + \left[c_2^2 r_1 s + r_2' + \frac{b^2 r_1 r_2'^2}{s f^2} \right]^2}, \quad (I.36)$$

или, если обозначить

$$N (s) = \sqrt{\left[c_2 (x_1 + c_2 x_2') s f + \frac{c_1 b r_2'^2}{s f} \right]^2 + \left[c_2^2 r_1 s + r_2' + \frac{b^2 r_1 r_2'^2}{s f^2} \right]^2},$$

получим окончательное выражение для полного тока и скольжения

$$i = \frac{u}{z^2(s)} N(s); \quad (I.37)$$

$$s = \frac{\delta u^2 r_2' - mf\beta \pm \sqrt{(mf\beta - \delta u^2 r_2')^2 - 4m^2 f^2 \alpha \gamma}}{2mf\alpha}. \quad (I.38)$$

Критическое скольжение, максимальный и пусковой моменты, а также коэффициент мощностей определяются соответственно с помощью следующих выражений:

$$s_{\kappa} = \pm \sqrt{\frac{\gamma}{\alpha}}, \quad m_{\max} = \frac{\delta u^2 r_2'}{f(\beta \pm 2\sqrt{\gamma\alpha})},$$

$$m_{\Pi} = \frac{\delta u^2 r_2'}{f(\alpha + \beta + \gamma)}, \quad \cos\varphi_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\varphi}},$$

где $\operatorname{tg}\varphi = \frac{I_r}{I_a}$.

У АД с двойной клеткой или с глубоким пазом активное сопротивление клетки ротора r_2 и ее реактивное сопротивление x_2 , приведенные к номинальной частоте, не остаются постоянными, а под влиянием явления вытеснения тока изменяются в широких пределах в зависимости от частоты. Поэтому текущие значения r_2 и x_2 будут равны: $r_2 = k_r r_{20}$, $x_2 = k_x x_{20}$, где r_{20} и x_{20} — значения этих величин для нулевой частоты тока ротора. Значения коэффициентов k_r и k_x определяются по кривым, приведенным в работе [11].

8. Пример расчета характеристик асинхронного двигателя

Произведем сравнительную оценку полученных выше выражений на конкретном примере расчета характеристик двигателя типа МАП, у которого известны следующие параметры: $P_{\text{н}} = 40\,300$ Вт; $U_{\text{н}} = 200$ В; $I_{\text{н}} = 81,5$ А; $\cos\varphi_{\text{н}} = 0,925$; $n_0 = 1500$ об/мин (25 с^{-1}); $R_1 = 0,156$ Ом; $R_2' = 0,273$ Ом; $X_1 = 0,351$ Ом; $X_2' = 0,118$ Ом; $M_{\text{н}} = 290,29$ Н·м; $S_{\text{н}} = 0,119$; $I_0 = 18,8$ А; $m_{\max} = 2,32$; $i_{\text{п}} = 4,13$; $s_{\kappa} = 0,62$.

Весь расчет ведется в относительных единицах.

Определим исходные данные в относительных единицах. Имеем

$$Z_{\text{н}} = \frac{U_{\text{н}}}{I_{\text{н}}} = \frac{220}{81,5} = 2,7 \text{ Ом},$$

тогда

$$i_0 = \frac{I_0}{I_{\text{н}}} = \frac{18,8}{81,5} = 0,231; \quad r_1 = \frac{R_1}{Z_{\text{н}}} = \frac{0,156}{2,7} = 0,0578;$$

$$x_1 = \frac{X_1}{Z_{\text{н}}} = \frac{0,351}{2,7} = 0,13; \quad r_2' = \frac{R_2'}{Z_{\text{н}}} = \frac{0,237}{2,7} = 0,101;$$

$$x_2' = \frac{X_2'}{Z_{\text{н}}} = \frac{0,118}{2,7} = 0,0438; \quad b = \frac{i_0}{u - x_1 i_0} = \frac{0,231}{1 - 0,13 \cdot 0,231} = 0,238;$$

$$c_1 = 1 + bx_1 = 1 + 0,238 \cdot 0,13 = 1,03;$$

$$c_2 = 1 + bx_2' = 1 + 0,238 \cdot 0,0438 = 1,01;$$

$$\alpha = (c_2 r_1)^2 + f(x_1 + c_1 x_2')^2 = (1,01 \cdot 0,0578)^2 + 1(0,13 + 1,03 \cdot 0,0438)^2 = 0,0341;$$

$$\beta = 2r_1 r_2' = 2 \cdot 0,0578 \cdot 0,101 = 0,0117;$$

$$\gamma = (c_1 r_2')^2 + \frac{(b r_1 r_2')^2}{f} = (1,03 \cdot 0,101)^2 + (0,238 \cdot 0,0578 \cdot 0,101)^2 = 0,0108;$$

$$\delta = \frac{1}{\cos \varphi_H - r_1} = \frac{1}{0,925 - 0,0578} = 1,15;$$

$$z^2(s) = \alpha s + \beta + \frac{\gamma}{s} = 0,0341s + 0,0117 + \frac{0,0108}{s}.$$

Момент вращения двигателя равен

$$m = \frac{\delta u^2 r_2'}{f z^2(s)} = \frac{1,15 \cdot 1 \cdot 0,101}{1 \cdot z^2(s)} = \frac{0,116}{z^2(s)}.$$

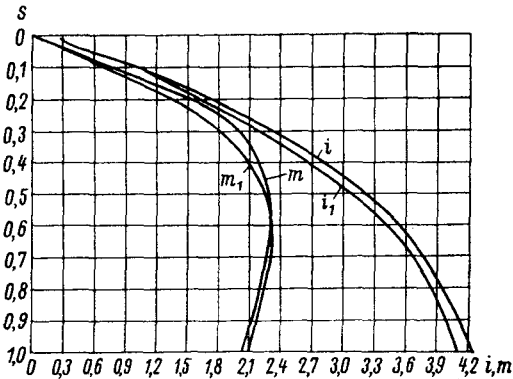


Рис. 1.8. Сравнительные кривые $m=f(s)$ и $i=f(s)$.

Ток и его составляющие определим по следующим выражениям:

$$i_r = u \frac{c_2(x_1 + c_1 x_2') s f + \frac{c_1 b r_2'^2}{s f}}{z^2(s)} = \frac{0,177s + \frac{0,00247}{s}}{z^2(s)};$$

$$i_a = u \frac{c_2^2 r_1^2 s + r_2' + \frac{b^2 r_1 r_2'^2}{s f^2}}{z^2(s)} = \frac{0,059s + 0,101 + \frac{0,00014}{s}}{z^2(s)}.$$

Придавая сколь угодно различные значения, найдем зависимости $m=f(s)$ и $i=f(s)$. Для оценки выражений (1.33) и (1.36) определим значения токов и моментов вращения для того же АД по упрощенным выражениям (1.28) и (1.29):

$$i_1 = \frac{i_{1n} \sqrt{1 + s_K^2}}{\sqrt{1 + \left(\frac{s_K}{s}\right)^2}} = \frac{4,85}{\sqrt{1 + \left(\frac{0,62}{s}\right)^2}};$$

$$m_1 = \frac{2m_{\max}}{\frac{s}{s_K} + \frac{s_K}{s}} = \frac{4,64}{0,62 + \frac{s}{s_K}}.$$

Сравнительные кривые приведены на рис. 1.8. Из графика видно, что наибольшее расхождение моментов вращения имеет место при $s=0,25$, а тока — при $s \approx 1$, причем величина ошибки не превышает 10—15%.

Характер изменения полного сопротивления z_3 двигателя в зависимости от скольжения можно определить исходя из эквивалентной схемы АД, изображенной на рис. 1.7. Точное значение активного и реактивного сопротивлений АД в относительных единицах при любом скольжении определяется по формулам

$$\left. \begin{aligned} r_3 &= r_1 + \frac{\frac{r_2'}{s} x_0^2}{(x_0 + x_2')^2 + \left(\frac{r_2'}{s}\right)^2}; \\ x_3 &= \frac{(x_0 + x_2')(x_1 x_0 + x_1 x_2' + x_2' x_0) + \left(\frac{r_2'}{s}\right)^2 (x_1 + x_0)}{(x_0 + x_2')^2 + \left(\frac{r_2'}{s}\right)^2}; \\ z_3 &= r_3 + jx_3. \end{aligned} \right\} \quad (I.39)$$

9. Характеристики асинхронного двигателя при длительном отклонении напряжения

Судовым электроприводам, питающимся от сети переменного тока, часто приходится работать как при длительных отклонениях напряжения от номинального, так и при кратковременных колебаниях напряжения, которые в судовых распределительных сетях могут достигать 10—15%, а у отдельных приемников 25%.

Рассмотрим основные характеристики АД при длительном отклонении напряжения. Если пренебречь падением напряжения в обмотке статора и рассматривать работу АД на прямолинейном участке характеристики холостого хода, то поток и ток будут пропорциональны приложенному напряжению. Поэтому на основании уравнения (I.18) $m \equiv u^2$. Тогда выражение (I.30) для механической характеристики АД перепишется в следующем виде:

$$m = \frac{2u^2 m_{\max}}{\frac{s_K}{s} + \frac{s}{s_K}}.$$

Для привода с постоянным моментом сопротивления, равным номинальному ($m_c = 1$), зависимость скольжения от напряжения сети выражается формулой

$$s_{Hu} = s_K \left(u^2 m_{\max} - \sqrt{u^4 m_{\max}^2 - 1} \right). \quad (I.40)$$

При работе АД с моментом сопротивления m_c , отличным от номинального,

$$s_u = s_K \left(u^2 \frac{m_{\max}}{m_c} - \sqrt{u^4 \frac{m_{\max}^2}{m_c^2} - 1} \right). \quad (I.41)$$

Например, при снижении напряжения на 20% $u=0,8$; $s_{\text{к}}=0,079$; $m_{\text{max}}=2,1$; $m_{\text{с}}=1$; тогда $s_{\text{ну}}=0,079(0,8^2 \cdot 2,1 - \sqrt{0,8^4 \cdot 2,1^2 - 1})=0,035$.

Таким образом, влияние изменения напряжения на частоту вращения АД невелико.

Рассмотрим, как влияет изменение напряжения на токи ротора и статора. Отношение тока ротора при любом напряжении к току ротора в случае номинального напряжения определяется выражением, аналогичным (I.26):

$$i_2' = \frac{I_2'}{I_{2\text{н}}} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{s_{\text{к}}}{s_{\text{н}}}\right)^2}{1 + \left(\frac{s_{\text{к}}}{s_{\text{у}}}\right)^2}} \quad (I.42)$$

Из выражений (I.40) и (I.41) получим

$$\left. \begin{aligned} \frac{s_{\text{ну}}}{s_{\text{к}}} &= u^2 m_{\text{max}} - \sqrt{u^4 m_{\text{max}}^2 - 1}; \\ \frac{s_{\text{у}}}{s_{\text{к}}} &= u^2 \frac{m_{\text{max}}}{m_{\text{с}}} - \sqrt{u^4 \frac{m_{\text{max}}^2}{m_{\text{с}}^2} - 1}. \end{aligned} \right\} \quad (I.43)$$

При помощи выражения (I.42) определяют ток статора в случае изменившегося напряжения, полагая $i_{0\text{у}}=ui_0$. В ряде случаев для определения тока статора можно воспользоваться следующим приближенным выражением, полученным Д. Б. Гейлером:

$$i^2 = i_0^2 u^8 + (1 - i_0^2) \left(\frac{m}{u}\right)^2 \quad (I.44)$$

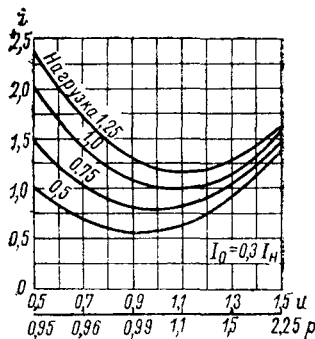


Рис. I.9. Кривые изменения тока статора АД при отклонении напряжения сети.

На рис. I.9 изображены кривые изменения тока статора АД при отклонении напряжения сети от номинального значения. Как видно из рисунка, повышение и снижение напряжения вызывают изменение потребляемого тока. Снижение напряжения на 10% вызывает увеличение потребляемого тока на 10—11%, а повышение напряжения на 10% — увеличение тока на 5—7% при полной нагрузке АД.

10. Условия устойчивости вращающегося привода при длительном снижении напряжения

Определим допустимое снижение напряжения у вращающегося электропривода. При снижении напряжения АД будет работать на устойчивом участке характеристики только в том случае, если момент сопротивления не будет превышать максимальный момент, соответствующий сниженному значению напряжения:

$$m_{\text{с}} \leq u^2 m_{\text{max}} \quad (I.45)$$

Так как критическое скольжение АД не зависит от напряжения, то, очевидно, работа привода будет устойчивой, когда m_c при s_K будет меньше или равен m_K при сниженном напряжении. Для ряда судовых ОУ зависимость $m_c = f(s)$ может быть представлена в виде

$$m_c = m_0 + (1 - m_0) \left(\frac{1 - s}{1 - s_H} \right)^y, \quad (1.46)$$

где m_0 — постоянная слагающая момента сопротивления, вызванная трением в движущихся частях механизма; y — показатель характера нагрузки. Исходя из (1.45) и (1.46) можно получить выражение для определения момента сопротивления при критическом скольжении:

$$m_c = m_0 + (1 - m_0) \left(\frac{1 - s_K}{1 - s_H} \right)^y = u^2 m_{\max}. \quad (1.47)$$

Решая (1.47) относительно u , определим минимальное напряжение, обеспечивающее устойчивую работу привода:

$$u = \sqrt{\frac{m_0 + (1 - m_0) \left(\frac{1 - s_K}{1 - s_H} \right)^y}{m_{\max}}}. \quad (1.48)$$

При постоянном моменте сопротивления, равном номинальному, $y = 0$, а $u = 1/\sqrt{m_{\max}}$.

При вентилятором моменте сопротивления ($y = 2$) и начальном моменте $m_0 = 0,15$ получим

$$u = \sqrt{\frac{0,15 + 0,85 \left(\frac{1 - s_K}{1 - s_H} \right)^2}{m_{\max}}}. \quad (1.49)$$

Минимально допустимое напряжение, при котором обеспечивается устойчивая работа привода, должно быть больше значений, полученных по выражению (1.49).

11. Условия устойчивости при пуске

Рассмотрим влияние снижения напряжения на пуск АД. Пониженное напряжение, при котором еще обеспечивается необходимый (заданный) пусковой момент $m_{п.з}$, будет определяться из выражения $u^2 m_{п.н} = m_{п.з}$, где $m_{п.н}$ — пусковой момент АД при номинальном напряжении в относительных единицах; $u^2 m_{п.н}$ — пусковой момент АД при любом напряжении. Тогда $u = \sqrt{k_{п}}$, где $k_{п} = m_{п.з}/m_{п.н}$.

Из последних выражений видно, что, например, при напряжении 0,7 пуск АД возможен, если необходимое значение пускового момента $m_{п.з} = 0,5$ при $m_{п.н} = 1$; если же $m_{п.з} = 1$, то пуск возможен при $m_{п.н} = 2$.

Рассмотрим влияние падения напряжения на продолжительность пуска. Время разгона от $s = 1$ до $s = 0$ при постоянном избыточном моменте приближенно определяется следующим выраже-

нием: $t_{р.н} = \frac{T_{мв}}{m_{п.н} - m_c}$, где $T_{м}$ — электромеханическая постоянная времени. Если считать, что момент вращения пропорционален квадрату напряжения, то время разгона при любом напряжении будет $t_{ру} = \frac{T_{мв}}{u^2 m_{п.н} - m_c}$ или в долях времени разгона при полном напряжении

$$\tau = \frac{t_{ру}}{t_{р.н}} = \frac{m_{п.н} - m_c}{u^2 m_{п.н} - m_c}. \quad (1.50)$$

Из полученного выражения видно, что время разгона при понижении напряжения значительно возрастает. Например, рассматривая пуск АД с двойным пусковым моментом и моментом сопротивления, равным номинальному, получим $\tau = 1,61$ при $u = 0,9$; $\tau = 3,57$ при $u = 0,8$; $\tau = 8,34$ при снижении напряжения до $u = 0,75$. Таким образом, снижение напряжения при пуске на 25% приводит в неблагоприятном случае к увеличению времени разгона в восемь раз. При пуске АД вхолостую продолжительность пуска равна $\tau = 1/u$.

12. Бесконтактный электропривод

Бесконтактный АЭП обладает рядом неоспоримых положительных качеств по сравнению с контактным. Появление тиристорov, бесконечных логических элементов, герконов и других элементов открыло новые возможности для его дальнейшего совершенствования и широкого применения в различных судовых механизмах.

Тиристорный электропривод переменного тока. Асинхронные АЭП с использованием тиристорov и других бесконтактных элементов бывают трех видов: с фазовым управлением, с частотным управлением и с вентильно-каскадным управлением.

Фазовое управление используется для коммутации цепей АД и регулирования подводимого к нему напряжения. Воздействие на АД осуществляется за счет изменения угла открытия тиристорov. Такой принцип управления представляет собой разновидность параметрического регулирования.

Наиболее прогрессивным направлением, интенсивно развиваемым в последние годы, является частотное управление АД, осуществляемое с помощью статических преобразователей частоты (ПЧ). В качестве преобразователя частоты при этом могут использоваться ПЧ, непосредственно присоединяемые к питающей сети с естественной и искусственной коммутацией, ПЧ с промежуточным звеном постоянного тока, а также ПЧ с промежуточным звеном переменного тока.

Наиболее полно отвечают требованиям, предъявляемым к АЭП с широким и плавным регулированием скоростей, ПЧ с промежуточным звеном постоянного тока (рис. 1.10). Такой ПЧ состоит из трех основных элементов: выпрямителя *В*, автономного инвертора *АИ* и схемы управления *СУ*, содержащей схемы управления выпрямителем *СУВ* и инвертором *СУИ*.

Автономный инвертор. Автономный инвертор преобразует выпрямленное напряжение в трехфазное напряжение регулируемой частоты. Несмотря на разнообразие трехфазных тиристорных АИ, все они строятся на основе одной и той же структурной схемы силового блока, показанной на рис. 1.11. Преобразование напряжения питания АИ ($U_{\text{н}}$) осуществляется переключением с заданной

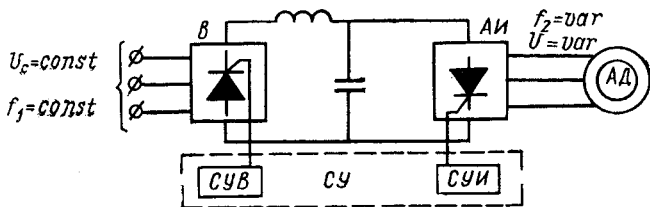


Рис. 1.10. Схема преобразователя частоты с промежуточным звеном постоянного тока.

частотой в определенной последовательности (соответствующей номерам элементов на рис. 1.11) тиристоров в плечах моста. Применяются три основных закона коммутации тиристоров АИ: 1) каждый тиристор проводит ток в течение полупериода выходной частоты; интервал проводимости плеча $\lambda = \pi$; 2) интервал проводимости плеч моста $\lambda = \frac{2}{3} \pi$; 3) интервалы проводимости — с переменным

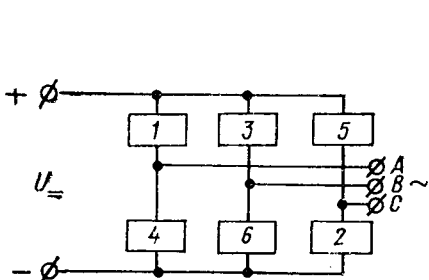


Рис. 1.11. Структурная схема силового блока автономного инвертора. 1-6 — силовые тиристорные элементы.

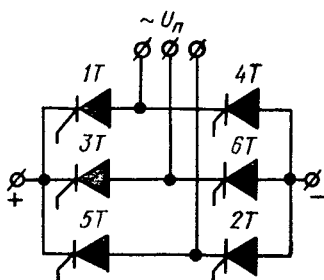


Рис. 1.12. Схема трехфазного симметричного мостового не-реверсивного выпрямителя.

углом λ , при этом регулируются частота и напряжение на выходе АИ. Инверторы, управляемые по первому и третьему законам, имеют сложные схемы управления с добавочным комплектом вспомогательных тиристоров. Инверторы с интервалом проводимости $\lambda = \frac{2}{3} \pi$ позволяют осуществить коммутацию тиристоров наиболее просто. При этом система электропривода оказывается наиболее надежной. Недостатком таких АИ является зависимость формы выходного напряжения от параметров нагрузки.

Регулирование напряжения выпрямителя в системе частотного управления возможно амплитудным, векторным, широтным и ампли-

тудно-широтным методами. Наиболее простым является амплитудный метод. При этом методе напряжение на выходе АИ изменяется вследствие изменения угла регулирования выпрямителя α .

Одной из особенностей работы АД при питании от тиристорного ПЧ является наличие высших гармоник в кривой выходного напряжения АИ.

В судовых АЭП постоянного тока применяются тиристорные преобразователи (выпрямители) — для питания обмоток возбуждения и главных цепей двигателей.

Преобразователи могут быть нереверсивного и реверсивного исполнения. На рис. 1.12 представлена трехфазная симметричная нереверсивная мостовая схема выпрямителя, наиболее часто встречающегося в АЭП судовых устройств. Эта схема обеспечивает оптимальное соотношение между значениями обратного и прямого напряжения на вентилях и питающим напряжением (U_{II}). Симметричная мостовая схема может быть упрощена путем замены тиристоров в одном плече моста диодами. Такие схемы получили названия несимметричных или полууправляемых.

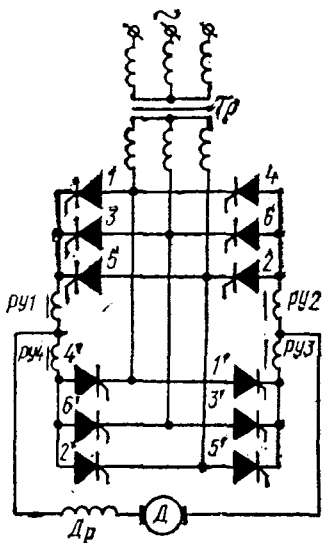


Рис. 1.13. Схема трехфазного реверсивного статического преобразователя с одной вторичной обмоткой трансформатора.

В реверсивных тиристорных АЭП постоянного тока применяются три способа изменения направления момента: 1) изменением направления потока возбуждения двигателя без изменения направления тока в цепи якоря; 2) изменением направления тока в цепи якоря двигателя с помощью переключателя; 3) изменением направления тока в цепи якоря двигателя с помощью двух вентильных групп, включенных встречно-параллельно. На судах для АЭП палубных механизмов наибольшее распространение получила трехфазная мостовая схема реверсивного преобразователя с одной вторичной обмоткой трансформатора (рис. 1.13).

Обе группы управляемых вентилях ($1-6$ и $1'-6'$) для обеспечения определенного режима работы двигателя в заданном направлении должны открываться: одна в выпрямительном, другая в инверторном режимах. Для обеспечения плавного перехода привода из двигательного режима в генераторный и обратно углы регулирования двух групп вентилях α_1 и α_2 должны быть связаны соотношением:

$$\alpha_1 + \alpha_2 = \pi. \quad (1.51)$$

Средние значения напряжений на стороне постоянного тока выпрямительной и инверторной групп равны и противоположны по знаку. Однако мгновенные значения этих напряжений не равны между

собой и их разность создает уравнительный ток в замкнутом контуре, образованном двумя группами вентиля и обмотками трансформатора Tr . Уравнительные токи неблагоприятно сказываются на работе преобразователя, обуславливая дополнительные потери в элементах схемы. Для ограничения этих токов применяют уравнительные реакторы $PУ1—PУ4$, которые обычно рассчитываются так, чтобы уравнительный ток $I_{ур}$ не превышал 10% номинального тока преобразователя. Зная допустимую величину $I_{ур}$, можно определить индуктивность уравнительного реактора, пользуясь выражением

$$L = k_B \frac{u_0}{\omega I_{ур}}, \quad (1.52)$$

где u_0 — амплитуда фазного напряжения вторичной обмотки трансформатора; ω — угловая скорость; k_B — коэффициент, характеризующий схему выпрямления и зависящий от угла регулирования α .

П пульсации тока и напряжения на выходе преобразователя неблагоприятно сказываются на работе двигателя постоянного тока D , ухудшая его коммутацию и увеличивая нагрев. Эти отрицательные явления сводятся к минимуму включением дросселя Dp последовательно с якорем двигателя (рис. 1.13).

Система управляемый статистический преобразователь — двигатель постоянного тока обладает всеми преимуществами системы $\Gamma—D$ (при наличии сравнительно небольшого смягчения механических характеристик) и имеет хорошие показатели по надежности, массе, габаритам, стоимости и быстродействию, а также отличается простотой ухода и обслуживания.

§ 3. Основания к выбору оптимальной характеристики автоматизированного электропривода

1. Постановка задачи

Развитие современного автоматизированного электропривода (АЭП) характеризуется возможностью получения практически любой механической характеристики, лежащей в пределах области, которая ограничена прямыми ab , bc , ad и dc (рис. 1.14). При проектировании АЭП основные вопросы расчета связаны с необходимостью оптимального сочетания механической характеристики двигателя и характеристики ОУ. В качестве одного из критериев оптимального сочетания характеристик в судовых АЭП принимают наименьшую мощность двигателя при заданном времени перемещения исполнительного механизма.

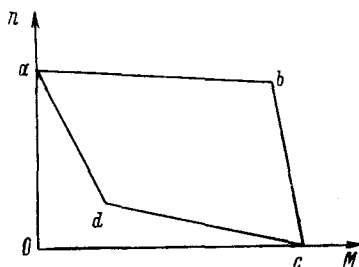


Рис. 1.14. Область возможных механических характеристик.

Остановимся на выборе оптимальной характеристики и типа двигателя для ОУ, момент статического сопротивления которых зависит от пути и угла перемещения, как, например, для рулевого, якорно-швартовного, подъемного, буксирного устройств и др. Для указанных ОУ зависимость момента статического сопротивления от пути носит самый различный характер. Поскольку расчетная мощность двигателя (в Вт) определяется выражением $P = 6,28 M_{н.р} n_{н.р}$, то наименьшая мощность будет у двигателя, который обеспечит заданный режим при наименьшем значении номинальной расчетной частоты вращения $n_{н.р}$ (в c^{-1}), вращающем моменте $M_{н.р}$ (в Н·м) и наименьших потерях.

Дадим математическую формулировку задачи. В любой момент времени имеет место следующее известное соотношение для равновесия моментов системы двигатель — управляемый объект:

$$M = M_c \pm 6,28 J_{\Sigma} \frac{dn}{dt}, \quad (I.53)$$

где M — момент движущих сил; M_c — момент сопротивления; J_{Σ} — суммарный динамический момент инерции двигателя и ОУ ($J_{\Sigma} = J_{дв} + J_{о.у}$).

В относительных единицах можно записать

$$m = m_c \pm T_m \frac{dv}{dt}, \quad (I.54)$$

где $m = \frac{M}{M_n}$; $m_c = \frac{M_c}{M_n}$; $v = \frac{n}{n_0}$; $T_m = 6,28 J_{\Sigma} \frac{n_0}{M_n}$; M_n — номинальный расчетный момент; n_0 — частота вращения холостого хода, причем $n_0 = \frac{n_n}{1 - s_n}$.

Зависимость между углом перемещения φ и частотой вращения двигателя имеет вид

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{2\pi n}{i} = \frac{n}{k_{\varphi}} = \frac{v n_0}{k_{\varphi}}; \quad k_{\varphi} = \frac{i}{2\pi}, \quad (I.55)$$

где i — передаточное число. Отсюда

$$\varphi = \frac{1}{k_{\varphi}} \int_0^t v n_0 dt + \varphi_0, \quad (I.56)$$

где φ_0 — значение угла перемещения в начале движения.

Таким образом, получаем основное уравнение движения в виде

$$\pm T_m \frac{dv}{dt} - m(v) + m_c \left(\varphi_0 + \frac{1}{k_{\varphi}} \int_0^t v n_0 dt \right) = 0, \quad (I.57)$$

где $m(v)$ — аналитическое выражение момента движущих сил; $m_c(\varphi)$ — аналитическое выражение момента сил сопротивления.

Если ОУ известен, то заданы характеристики момента сил сопротивления $m_c(\varphi)$, $J_{о.у}$ и общее время движения T . Задача состоит в определении характеристики момента движущих сил $m(v)$ из семейства допустимых характеристик (выбор двигателя), опти-

мальной в смысле заданного критерия. Например, можно требовать, чтобы была минимальна средняя частота вращения

$$n_{cp} = \frac{1}{T} \int_0^T |n_{0v}(t)| dt \quad (I.58)$$

либо максимальна частота $|n_{0v}(t)|$, $t \in [0, T]$, достижимая на отрезке времени $[0, T]$.

Семейство допустимых характеристик $m(v)$ задается графически или аналитически. Однако пока двигатель не выбран, момент $J_{дв}$ неизвестен и воспользоваться уравнением (I.57) для определения частоты вращения $n(t)$ невозможно. Поэтому расчет начинают с выбора оптимальных характеристик электропривода исходя из условий установившегося режима (выбор двигателя первого приближения). Для выбора характеристик при последующих приближениях (уточнение параметров двигателя) пользуются уравнением (I.57), как указано выше.

Таким образом, для решения задачи необходимо располагать аналитическими или графическими характеристиками движущих сил и сил сопротивления.

2. Уравнение движения в установившемся режиме

В установившемся режиме $\frac{dv}{dt} = 0$, тогда основное уравнение движения примет вид

$$m(v) = m_c(\varphi). \quad (I.59)$$

Уравнение движущих сил. Механические характеристики двигателей постоянного и переменного тока, монотонно убывающие с ростом m при работе привода на участке до критического скольжения, приближенно можно записать в следующем виде [см. (I.13)]

$$v = (1 - bm)^x. \quad (I.60)$$

Кривые зависимости относительной частоты вращения v от движущего момента m приведены на рис. I.15.

Для двигателей с прямолинейной характеристикой (двигатель постоянного тока с независимым возбуждением, АД с малым скольжением при работе на прямолинейном участке характеристики) $x=1$. Для двигателей с мягкой (вогнутой) механической характеристикой (двигатели последовательного и смешанного возбуждения) $x>1$. Для двигателей с ниспадающей (выпуклой) характеристикой (система Г—Д или АД с повышенным скольжением) $x<1$; $x \approx \frac{1}{2} \div \frac{1}{3}$. Скольжение s всегда удовлетворяет соотношению $0 < s < 0,5$.

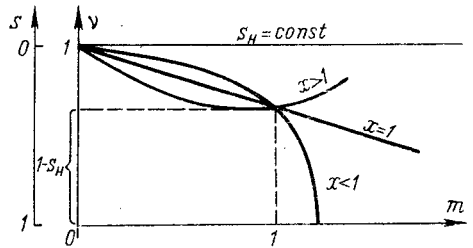


Рис. I.15. Кривые $v=f(m)$ для $x<1$, $x=1$, $x>1$.

Обозначим через m_j значение момента, при котором должно иметь место совпадение расчетной и действительной частоты вращения. Тогда коэффициент b_j , характеризующий относительное скольжение, можно определить, пользуясь выражением

$$b_j = \frac{1}{m_j} [1 - (1 - s_j)^{1/x}], \quad (I.61)$$

где $s_j = \frac{n_0 - n_j}{n_0}$ — скольжение, соответствующее моменту m_j ; n_0 — частота вращения холостого хода или синхронная частота вращения.

Если необходимо получить значение b из условия соответствия частоты вращения номинальному моменту, т. е. при $m_j = 1$, то

$$b = 1 - (1 - s_n)^{1/x}. \quad (I.62)$$

Таким образом, параметры x и s в совокупности определяют механическую характеристику двигателя $m(v)$ и подлежат определению в соответствии с заданным критерием.

Уравнение сил сопротивления. Обобщенное уравнение сил сопротивления, приближенно описывающее различные формы $m_c(\varphi)$ в зависимости от пути перемещения, можно представить в следующем виде:

$$m_c = (c + q|\theta|^y) m_{c\theta_k}, \quad (I.63)$$

где c и q — коэффициенты, зависящие от начальных и конечных условий; θ — относительное значение пути (угла) перемещения; y — показатель характеристики ОУ; $m_{c\theta_k}$ — момент сопротивления в конце пути перемещения в относительных единицах.

В общем случае

$$\theta = \frac{\varphi - \varphi_{\text{ЭК}}}{\varphi_k - \varphi_{\text{ЭК}}}, \quad (I.64)$$

где φ — текущее значение пути перемещения; φ_k — конечное значение пути перемещения; $\varphi_{\text{ЭК}}$ — значение пути перемещения, при котором $m_c(\varphi)$ имеет экстремум. Если эта зависимость не имеет явно выраженного экстремума, а представляется монотонно изменяющейся кривой, то $\theta = \varphi/\varphi_k$.

Исходя из начальных и конечных условий можно получить выражения для определения коэффициентов c и q :

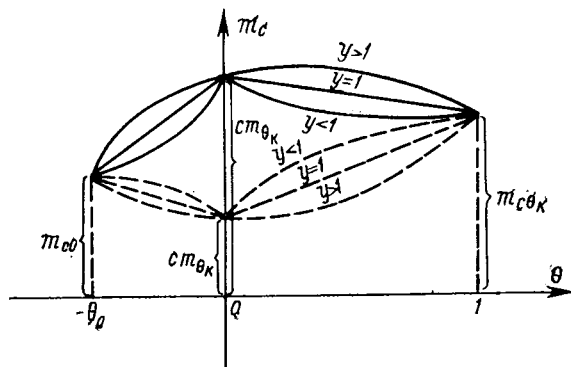
$$c = \frac{\frac{m_{c0}}{m_{c\theta_k}} - |\theta_0|^y}{1 - |\theta_0|^y}, \quad q = 1 - c, \quad (I.65)$$

где $m_{c0} = \frac{M_{c0}}{M_n} = 0,1 \div 0,3$ — относительное значение момента сопротивления, характеризующее потери холостого хода (верхний предел относится к приводам с общим к. п. д. около 0,25, нижний — к приводам с общим к. п. д. 0,45—0,85); $\theta = \frac{\varphi_{\text{ЭК}}}{\varphi_k - \varphi_{\text{ЭК}}}$ — относи-

тельное начальное значение фиксированного участка перемещения. В том случае когда $\varphi=0$, параметр $\theta = -\frac{\varphi_{\text{ЭК}}}{\varphi_{\text{К}} - \varphi_{\text{ЭК}}} = -\theta_0$, а момент сопротивления $m_c = m_{c0}$, когда же $\varphi = \varphi_{\text{К}}$, параметр $\theta = 1$, а $m_c = m_{c\theta_{\text{К}}}$.

Зависимости момента сопротивления от параметра θ , имеющие максимум (сплошные линии) и минимум (штриховые), приведены на рис. I.16.

Рис. I.16. Зависимость момента сопротивления от параметра θ .



Уравнение движения в установившемся режиме. Воспользовавшись выражениями (I.60) и (I.63), получим обобщенное уравнение движения привода в установившемся режиме, когда

$$v = [1 - b(c + q|\theta|^y)m_{c\theta_{\text{К}}}]^x, \quad (I.66)$$

или

$$n = n_0 v [m_c(\varphi)], \quad (I.66)$$

где

$$v = [A - B|\theta|^y]^x, \quad (I.67)$$

$$A = 1 - bcm_{c\theta_{\text{К}}}, \quad B = bm_{c\theta_{\text{К}}}q. \quad (I.68)$$

Полученное обобщенное уравнение (I.67) справедливо для всех типов двигателей и ОУ, момент сопротивления которых зависит от пути или угла перемещения.

3. Выбор оптимальной характеристики двигателя в установившемся режиме

В установившемся режиме $\frac{dv}{dt} = 0$ и $m(v) = m_c(\varphi)$. Из соотношения (I.55) между углом перемещения φ и частотой вращения v следует, что продолжительность перемещения T_j на участке от φ_0 до $\varphi_{\text{К}}$ равна

$$T_j = k_{\varphi} \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\text{К}}} \frac{d\varphi}{vn_0}. \quad (I.69)$$

Зависимость $v(\varphi)$ определяется из уравнения (1.66). Здесь предполагается, что функция $m(v)$ обратима, т. е. что семейство допустимых характеристик $m(v)$ состоит из монотонных кривых.

Семейства механических характеристик для двигателя задаются обычно в относительных единицах [см. выражение (1.67)]. Тогда имеем

$$T = \frac{k_{\varphi}}{n_{\Pi}} \int_{\varphi_0}^{\varphi_K} \frac{d\varphi}{v[m_c(\varphi)]} = \frac{k_{\varphi}(1-s_{\Pi})}{n_{\Pi}} \int_{\varphi_0}^{\varphi_K} \frac{d\varphi}{v[m_c(\varphi)]}. \quad (1.70)$$

Продолжительность цикла T , как указывалось в п. 1, задается, поэтому очевидно, что номинальная расчетная частота вращения будет минимальна при той характеристике двигателя $m(v)$, которая минимизирует функционал вида

$$\Psi = (1-s_{\Pi}) \int_{\varphi_0}^{\varphi_K} \frac{d\varphi}{v[m_c(\varphi)]}, \quad (1.71)$$

поскольку $n_{\Pi} = k_{\varphi} \Psi / T$.

Таким образом, задача выбора оптимальной механической характеристики двигателя из условия его минимальной мощности в стационарном режиме сводится к минимизации функционала Ψ на семействе допустимых механических характеристик $m(v)$ [или, что то же самое, на семействе $v(m)$, так как характеристики монотонны].

Рассмотрим решение этой задачи для двух случаев: 1) характеристика $m(v)$ двигателя и характеристика $m_c(\varphi)$ заданы аналитически; 2) семейство $m(v)$ и характеристика $m_c(\varphi)$ заданы графически.

4. Выбор оптимальной механической характеристики двигателя в случае аналитического задания характеристик

В этом случае решается задача минимизации функционала (1.71) на семействе допустимых механических характеристик двигателя $v(m)$ при заданной характеристике $m_c(\varphi)$.

Подставляя в функционал Ψ выражения (1.66) и переходя от переменной φ к переменной θ , получим

$$\Psi = \frac{1-s_{\Pi}}{1+\theta_0} \int_{-\theta_0}^1 \{1 - [1 - (1-s_{\Pi})^{1/x}] m_{c\theta_K} (c + q|\theta|^y)\}^{-x} d\theta. \quad (1.72)$$

Параметры $m_{c\theta_K}$, c , q , y фиксированы, так как определяют заданную характеристику ОУ; параметры x и s_{Π} в совокупности определяют характеристику $v(m)$ двигателя и подлежат вычислению в соответствии с выбранным критерием оптимальности. Скольжение s всегда удовлетворяет соотношению $0 < s < 0,5$, причем для всякой фиксированной механической характеристики $s < x$.

Формулировка задачи. При фиксированных $m_{c\theta_k}$, m_{c0} , θ_0 , y определить такие значения s и x , при которых функционал Ψ имеет минимальное значение.

Зависимость функционала Ψ от параметров x и s . Для некоторых значений параметров ОУ исследуем зависимость функционала Ψ от параметров x и s , характеризующих двигатель.

Найдем производную от Ψ по s :

$$\Psi'_s = -\frac{1}{1+\theta_0} \int_{-\theta_0}^1 \{1 - [1 - (1 - s_H)^{1/x}] m_{c\theta_k} (c + q|\theta|^y)\}^{-x-1} \times \\ \times [1 - m_{c\theta_k} (c + q|\theta|^y)] d\theta. \quad (1.73)$$

Обозначим $1 - m_{c\theta_k} (c + q|\theta|^y) = 1 - m_c$. Если $1 - m_c \geq 0$, т. е. $m_c \leq 1$ (момент сопротивления в течение всего времени перемещения не превосходит номинальный), то подынтегральное выражение в формуле (1.73) положительно и, следовательно, $\Psi'_s < 0$, а $\Psi(s)$ убывает монотонно с ростом s . При фиксированном x и изменении s в допустимых пределах оптимальное время получим при наибольшем s . Следовательно, оптимальной характеристикой будет характеристика с наибольшим скольжением s . Неравенство $m_c(\theta) \leq 1$ всегда справедливо, например, для характеристик ОУ, имеющих минимум и $m_{c\theta_k} \leq 1$. Действительно, так как $(m_c)'_0 = m_{c\theta_k} (1 - c) y \theta^{y-1}$ при $\theta > 0$, то из того, что характеристика ОУ имеет минимум, следует $1 - c = 0$. Учитывая, что

$$1 - c = \left[1 - \frac{m_{c0}}{m_{c\theta_k}} \right] \frac{1}{1 - |\theta_0|^y}$$

и $|\theta_0| < 1$, получим $m_{c\theta_k} \geq m_{c0}$. Так как характеристика управления объекта имеет единственный минимум, то $m_c \leq m_{c\theta_k} \leq 1$. Если $m_{c\theta_k} > 1$, то могут иметь место разнообразные зависимости Ψ от s , в частности, могут существовать значения $0 < s < 0,5$, минимизирующие функционал Ψ . Например, пусть $x = 1$; $y = 1$; $\theta_0 = 0$; $m_c = 0,3$; $m_{c\theta_k} = 1,6$. Выражение для определения производной Ψ по s имеет вид

$$\Psi'_s = -\frac{1}{1+\theta_0} \int_{-\theta_0}^1 (1 - s_H m_c)^{-2} (1 - m_c) d\theta. \quad (1.74)$$

Произведем замену переменных. Это возможно, так как $\theta_0 = 0$ и m_c монотонна. Обозначим $m_c = \beta = m_{c\theta_k} [c + q|\theta|]$. Тогда (1.74) примет вид

$$\Psi'_s = -\frac{(1+\theta_0)^{-1}}{m_{c\theta_k} q} \int_{m_{c0}}^{m_{c\theta_k}} (1 - s_H \beta)^{-2} (1 - \beta) d\beta. \quad (1.75)$$

При $s_H \neq 0$ получим

$$\Psi'_s = \frac{(1+\theta_0)^{-1}}{m_{c\theta_k} q s_H^2} \left[\ln \left| \frac{1 - s_H m_{c\theta_k}}{1 - s_H m_{c0}} \right| + (1 - s_H) \left(\frac{1}{1 - s_H m_{c\theta_k}} \right) \right];$$

при $s_H = 0$

$$\Psi'_s = -\frac{1}{1+\theta_0} \left\{ 1 - \frac{m_{c\theta_k} + m_{c0}}{2} \right\}.$$

Подставляя значения параметров, будем иметь $\Psi'_s|_{s_H=0} = -0,05 < 0$; $\Psi'_s|_{s_H=0,5} = \frac{4 \cdot 1,447}{1,3} > 0$. Следовательно, существует такое $0 < s_0 < 0,5$, что $\Psi(s_0)$ имеет минимальное значение.

Найдем производную от Ψ по x .

Обозначим выражение в фигурных скобках уравнения (I.72) через $f(x, s_H)$, тогда после преобразований получим

$$\Psi'_x = -\frac{1-s_H}{1+\theta_0} \int_{-\theta_0}^1 \{f(x, s_H)\}^{-x} \left\{ -\frac{m_c \ln(1-s_H)(1-s_H)^{1,x}}{xf(x, s_H)} + \right. \\ \left. + \ln\{1 - [1 - (1-s_H)^{1,x}] m_c\} \right\} d\theta. \quad (I.76)$$

Подынтегральное выражение функции (I.76) представляет собой сумму двух слагаемых разного знака. Зависимость функционала (I.72) от параметра x поэтому является весьма разнообразной. Однако некоторые сведения об изменении $\Psi(x, s_H)$ при фиксированном $0 < s_H < 1$ все-таки можно получить.

Функционал $\Psi(x, s_H)$ положителен при всех x и s .

Для $x=0$ будем иметь: $\Psi(x, s_H)|_{x=0} = 1 - s_H > 0$.

Найдем значение производной $\Psi'_x(x, s_H)$ при $x=0$:

$$\Psi'_x = -\frac{1-s_H}{1+\theta_0} \int_{-\theta_0}^1 \ln(1-m_c) d\theta > 0.$$

Здесь предполагается, что $m_c < 1$, так как в противном случае сам функционал $\Psi(x, s_H)$ не существует, ибо $f(x, s_H) < 0$.

Таким образом, при $x=0$, а значит, и при малых x (вследствие непрерывности) функционал $\Psi'_x(x, s_H)$ возрастает для всех s_H . Найдем значение производной $\Psi'_x(x, s_H)$ при $x \rightarrow \infty$:

$$\lim_{x \rightarrow \infty} \Psi'_x(x, s_H) = \frac{1-s_H}{1+\theta_0} \int_{-\theta_0}^1 \lim_{x \rightarrow \infty} \{f(x, s_H)\}^{-x} \times \\ \times \left\{ \lim_{x \rightarrow \infty} \left[-\frac{m_c \ln(1-s_H)(1-s_H)^{1,x}}{xf(x, s_H)} \right] + \lim_{x \rightarrow \infty} \ln\{1 - [1 - (1-s_H)^{1,x}] m_c\} \right\} d\theta = \\ = -\frac{1-s_H}{1+\theta_0} \int_{-\theta_0}^1 e^{-m_c \ln(1-s_H)} \theta d\theta = 0. \quad (I.77)$$

Анализ выражения (I.77) показывает, что поскольку $\Psi'_x|_{x=0} > 0$, то $\Psi(x, s_H)$ при фиксированном s_H может иметь одну из следующих зависимостей от x :

- 1) $\Psi(x, s_H)$ монотонно возрастает с ростом x ($0 < x < \infty$);
- 2) $\Psi(x, s_H)$ имеет либо один максимум, либо $2n$ максимумов и $2n-1$ минимумов, причем ближний к нулю экстремум является максимумом.

Анализ показывает, что зависимость функционала Ψ от переменной x очень сложна.

Рассмотрим два метода решения задачи выбора оптимальной характеристики двигателя. Первый метод пригоден для малых

$s_{II} < 0,3 \div 0,4$ и $x > s_{II}$ (эти соотношения имеют место практически для всех двигателей постоянного тока). Он позволяет при фиксированном s_{II} отыскать значение x , минимизирующее функционал $\Psi(x, s_{II})$. Второй метод состоит в выборе пары x, s_{II} , которая минимизирует функционал.

5. Определение параметра x оптимальной механической характеристики двигателя при фиксированном скольжении s_{II}

Обозначим

$$J(x, s_{II}) = \int_{-\theta_0}^1 \{1 - [1 - (1 - s_{II})^{1/x}] m_{свк} (c + q|\theta|^y)\}^{-x} d\theta. \quad (I.78)$$

Так как $s_{II} = \text{const}$, то параметр x , минимизирующий $J(x, s_{II})$, будет минимизировать $\Psi(x, s_{II})$ при фиксированном s_{II} .

Для решения задачи воспользуемся малостью величины s_{II} .

Выражение (I.78) можно разложить в ряд по степеням величины s , причем для достижения требуемой точности достаточно сохранить четыре первых члена разложения (относительная ошибка такого приближения менее 4%).

Укажем на два важных обстоятельства, с которыми приходится сталкиваться при решении этой задачи. Во-первых, коэффициенты ряда суть полиномы относительно величины $z = 1/x$, причем степень такого полинома являющегося коэффициентом при s_{II}^3 — вторая, при s_{II}^2 — первая, при s_{II} и s_{II}^0 — нулевая. Поэтому если $x < s_{II}$, то ряд может сходиться очень медленно. Во-вторых, коэффициенты упомянутых выше полиномов являются линейными комбинациями простых, берущихся в замкнутой форме интегралов. Таким образом, задача о минимуме сложного интеграла $J(x, s_{II})$ сводится к задаче об определении минимума квадратичного трехчлена, коэффициенты которого являются явными и простыми функциями z . Эта простейшая задача решается известными методами, применяемыми при анализе функций на экстремум.

Используя подстановку $1/x = z$, разложим функцию $1 - (1 - s_{II})^z$ в ряд по степеням s с помощью бинома Ньютона:

$$1 - (1 - s_{II})^z = z s_{II} - \frac{1}{2} z(z-1) s_{II}^2 + \frac{1}{6} z(z-1)(z-2) s_{II}^3. \quad (I.79)$$

Обозначим $m_{свк} (c + q|\theta|^y) = \alpha$ и разложим в ряд по степеням s_{II} подынтегральную функцию выражения (I.78). Для этого воспользуемся биномом Ньютона (сохраняя степени s_{II} лишь до третьей включительно):

$$\begin{aligned} \{1 - [1 - (1 - s_{II})^z] \alpha\}^{-x} &= 1 - \alpha s_{II} + \frac{1}{2} [\alpha(z-1) + \alpha^2(z+1)] s_{II}^2 - \\ &- \left[\frac{1}{6} \alpha(z-1)(z-2) + \frac{\alpha^2}{2} (z+1)(z-1) + \frac{1}{6} \alpha^3 (z+1)(z+2) \right] s_{II}^3. \end{aligned} \quad (I.80)$$

Интегрируя выражение (I.78), получим

$$\begin{aligned} \tilde{J}(z, s_{\text{H}}) = & (1 + \theta_0) - J_1 s_{\text{H}} + \frac{1}{2} s_{\text{H}}^2 [(z-1) J_1 + (z+1) J_2] - \\ & - \frac{1}{6} s_{\text{H}}^3 [(z-1)(z-2) J_1 + 3(z^2-1) J_2 + (z+1)(z+2) J_3], \end{aligned} \quad (\text{I.81})$$

где J_1, J_2, J_3 —интегралы, берущиеся в замкнутой форме и определяемые выражениями

$$\begin{aligned} J_1 = & -m_{\text{с}\theta_{\text{K}}} \left[c(1 + \theta_0) + \frac{1-c}{y+1} (1 + \theta_0^{y+1}) \right]; \\ J_2 = & m_{\text{с}\theta_{\text{K}}}^2 \left[c^2(1 + \theta_0) + \frac{2c(1-c)}{y+1} (1 + \theta_0^{y+1}) + \frac{(1-c)^2}{2y+1} (1 + \theta_0^{2y+1}) \right]; \\ J_3 = & -m_{\text{с}\theta_{\text{K}}}^3 \left[c^3(1 + \theta_0) + \frac{3c^2(1-c)}{y+1} (1 + \theta_0^{y+1}) + \frac{3c(1-c)^2}{2y+1} (1 + \theta_0^{2y+1}) + \right. \\ & \left. + \frac{(1-c)^3}{3y+1} (1 + \theta_0^{3y+1}) \right]. \end{aligned}$$

Для отыскания из квадратичного трехчлена (I.81) значения z , при котором $J(z, s_{\text{H}})$ имеет экстремум, достаточно решить уравнение вида

$$\tilde{J}'_z(z, s_{\text{H}}) = 0. \quad (\text{I.82})$$

Полученное из (I.82) значение z_0 позволяет определить искомый параметр x по формуле $x = 1/z_0$.

Найдем значение производной от функции $\tilde{J}(z, s_{\text{H}})$:

$$\tilde{J}'_z(z, s_{\text{H}}) = \frac{1}{2} s_{\text{H}}^2 (J_2 + J_1) - \frac{1}{6} s_{\text{H}}^3 [(2z-3) J_1 + 6z J_2 + (2z+3) J_3].$$

Тогда уравнение (I.82) будет иметь вид

$$3(J_2 + J_1) - s_{\text{H}} [z(2J_1 + 6J_2 + 2J_3) + 3(J_3 - J_1)] = 0,$$

откуда $s_{\text{H}} z (2J_1 + 6J_2 + 2J_3) = 3 [J_2 + J_1 + s_{\text{H}} (J_1 - J_3)]$, а

$$z_0 = \frac{3}{2} \cdot \frac{1}{s_{\text{H}}} \cdot \frac{J_2 + J_1 + s_{\text{H}} (J_1 - J_3)}{J_1 + 3J_2 + J_3}.$$

или

$$x_0 = \frac{1}{z_0} = \frac{2}{3} s_{\text{H}} \cdot \frac{J_1 + 3J_2 + J_3}{J_2 + J_1 + s_{\text{H}} (J_1 - J_3)}. \quad (\text{I.83})$$

Таким образом, значение x_0 , полученное по формуле (I.83), минимизирует функционал $J(x, s_{\text{H}})$, а следовательно, и $\Psi(x, s_{\text{H}})$ при фиксированном s_{H} , если выполняются два условия: условие

$$J_1 + 3J_2 + J_3 < 0, \quad (\text{I.84})$$

которое гарантирует, что найденный экстремум является минимумом, и условие

$$\frac{2}{3} \cdot \frac{J_1 + 3J_2 + J_3}{J_2 + J_1 + s_{\text{H}} (J_1 - J_3)} \geq 0, \quad (\text{I.85})$$

которое вытекает из предположения, что $x > s_{\text{H}}$; в противном случае приближенная формула (I.81) не обеспечивает требуемой точности.

Если $J(x, s_n)$ имеет при $x > s_n$ хорошо выраженный (достаточно глубокий) минимум, то соответствующая ему абсцисса будет получена по формуле (1.83). Анализ нескольких вариантов показал существование минимумов с относительной глубиной $(\Psi_{\max} - \Psi_{\min})/\Psi_{\min} = (5 \div 6)\%$ и более.

С помощью рассмотренного метода может быть разработана программа для ЭВМ, которая при заданных $s_n, m_{c0}, m_{c\theta_k}, y, \theta$ проверяет условия (1.84) и (1.85) и в случае их выполнения вычисляет x_0 , минимизирующее $\Psi(x, s_n)$ при фиксированном s_n .

6. Выбор оптимальной механической характеристики двигателя в случае аналитического задания характеристик

Для выбора оптимальной характеристики двигателя в рассматриваемом случае используется метод перебора. Надо найти пару значений x, s_n , определяющих характеристику двигателя $v(m) = (1 - bm)^x$, $b = 1 - (1 - s_n)^{1/x}$, при которой функционал (1.72) имеет минимум.

Заданы:

$$m_{c\theta_k}, m_{c0}, y, \theta_0, q = 1 - c,$$

$$m_c = m_{c\theta_k}(c + q|\theta|^y); \quad c = \frac{\frac{m_{c0}}{m_{c\theta_k}} - |\theta_0|}{1 - |\theta_0|^y}.$$

В процессе решения задачи перебирают все пары x_i, s_{nj} , где x_i принимает одно из допустимых значений x_1, x_2, \dots, x_N , а s_{nj} — одно из допустимых значений $s_{n1}, s_{n2}, \dots, s_{nk}$.

Для каждой пары x_i, s_{nj} подсчитывают $\Psi(x_i, s_{nj})$ и из $N + K$ чисел выбирают максимальное.

Выбор пары значений x и s_n может быть осуществлен с помощью ЭВМ.

7. Зависимость функционала Ψ от некоторых параметров объекта управления

Значение функционала Ψ определяется сочетанием характеристики двигателя с характеристикой ОУ (параметры $m_{c\theta_k}, m_{c0}, \theta_0, y$).

Зависимость Ψ от параметра $m_{c\theta_k}$. Найдем соответствующую производную

$$\Psi'_{m_{c\theta_k}} = \frac{1 - s_n}{1 + \theta_0} \int_{-\theta_0}^1 x \{1 - [1 - (1 - s_n)^{1/x}] m_c\}^{-x-1} \times$$

$$\times \frac{[1 - (1 - s_n)^{1/x}] (|\theta|^y - |\theta_0|^y)}{1 - |\theta_0|^y} d\theta.$$

Очевидно, что при $\theta_0=0$ производная положительна, и, таким образом, с ростом $m_{c0к}$ значение Ψ возрастает при условии, что $|\theta| < 1$. Если θ_0 близко к нулю, что имеет место в большинстве практических случаев, то характер изменения Ψ сохраняется.

Влияние параметра m_{c0} на функционал Ψ . Соответствующая производная равна

$$\Psi'_{m_{c0}} = \frac{1-s_n}{1+\theta_0} \int_{-\theta_0}^1 x \{1 - [1 - (1-s_n)^{1/x}] m_{c0к} [c + q|\theta|^y]\} \times \\ \times [1 - (1-s_n)^{1/x}] \frac{1 - |\theta|^y}{1 - |\theta_0|^y} d\theta.$$

Так как $|\theta_0| < 1$, то, очевидно, $J'_{m_{c0}} < 0$ и с ростом m_{c0} значение Ψ возрастает.

Зависимость Ψ от параметра y . В этом случае

$$\Psi'_y = \frac{1-s_n}{1+\theta_0} \int_{-\theta_0}^1 x \{1 - [1 - (1-s_n)^{1/x}] m_{c\thetaк} (c + q|\theta|^y)\}^{-x-1} \times \\ \times [1 - (1-s_n)^{1/x}] [m_{c\thetaк} (1-c)] |\theta|^y \ln |\theta| d\theta.$$

Знак подынтегрального выражения и, следовательно, знак Ψ'_y определяется знаком $1-c$. Так, если $1-c > 0$, то $\Psi'_y < 0$; если $1-c < 0$, то $\Psi'_y > 0$. Поскольку $1-c = \left(1 - \frac{m_0}{m_{c\thetaк}}\right) \frac{1}{1 - |\theta_0|^y}$ и $|\theta_0| < 1$, то знак выражения $1-c$ зависит от соотношения между величинами m_0 и $m_{c\thetaк}$, причем если $m_{c\thetaк} > m_0$, то $1-c > 0$ и функционал Ψ убывает с ростом y . Если $m_{c\thetaк} < m_0$, то $1-c < 0$ и Ψ возрастает с ростом y .

8. Выбор оптимальной механической характеристики двигателя в случае графического задания характеристик

При выборе оптимальной механической характеристики в рассматриваемом случае решается задача минимизации функционала (I.71) на семействе представленных графически допустимых механических характеристик $v(m)$ при заданной в виде графика характеристике $m_c(\varphi)$. Так как семейство допустимых $v(m)$ содержит конечное число кривых, то задача решается методом перебора.

Прежде всего нумеруют кривые семейства v_1, v_2, \dots, v_N . Для заданной характеристики ОУ $m_c(\varphi)$ и каждой кривой семейства v_N вычисляют значение Ψ_n . Затем из чисел $\Psi_1, \Psi_2, \dots, \Psi_N$ выбирают минимальное Ψ_{\min} . Характеристика v , на которой достигается минимум Ψ_{\min} , и есть искомая оптимальная характеристика двигателя.

Выбор оптимальной характеристики может быть осуществлен с помощью ЭВМ. Значение Ψ вычисляют по формуле Симпсона (по пяти точкам). Для данной характеристики $m_c(\varphi)$ перебирают

семейство кривых $v(m)$. В двух определенных ячейках памяти будут записаны минимальное значение функционала и номер кривой $v(m)$, которая обеспечивает минимум.

9. Определение оптимальной характеристики двигателя с помощью графиков

Определим зависимость между продолжительностью процесса и частотой вращения двигателя при переменном характере момента сопротивления без учета переходных процессов АЭП.

Продолжительность перемещения на любом участке пути от φ_i до φ_m в соответствии с (I.69) равна

$$t_j = k_\varphi \int_{\varphi_i}^{\varphi_m} \frac{d\varphi}{vn_0}. \quad (I.86)$$

Воспользовавшись уравнением (I.67) и рассматривая конечный участок $\Delta\varphi_K = \varphi_K$ от $\varphi=0$ до $\varphi=\varphi_K$, получим

$$t_K = \frac{k_\varphi}{n_0} \int_0^{\varphi_K} \frac{d\varphi}{(A - B\theta^y)^x}. \quad (I.87)$$

После дифференцирования (I.64) будем иметь $d\theta = \frac{d\varphi}{\varphi_K - \varphi_{ЭК}}$, откуда $d\varphi = d\theta(\varphi_K - \varphi_{ЭК})$, или $d\varphi = d\theta \frac{\varphi_K}{1 + \theta_0}$. Тогда

$$t_K = \frac{k_\varphi \varphi_K}{(1 + \theta_0) n_0} \int_{-\theta_0}^1 \frac{d\theta}{(A - B\theta^y)^x},$$

или

$$t_K = \frac{k_\varphi \varphi_K}{(1 + \theta_0) n_0 A^x} \int_{-\theta_0}^1 \left(1 - \frac{B}{A} |\theta|^y\right)^x d\theta, \quad (I.88)$$

или

$$t_K = \frac{k_\varphi \varphi_K}{n_0} \Omega_y^x, \quad (I.89)$$

где

$$\Omega_y^x = \frac{1}{(1 + \theta_0) A^x} \int_{-\theta_0}^1 \left(1 - \frac{B}{A} |\theta|^y\right)^x d\theta. \quad (I.90)$$

Для синхронного двигателя, имеющего абсолютно жесткую характеристику ($x=0$ и $\Omega_y^0=1$), продолжительность процесса будет равна $t_K = k_\varphi \varphi_K / n_0$. В этом случае продолжительность процесса определяется только синхронной частотой вращения двигателя.

Когда момент сопротивления постоянен и не зависит от пути перемещения ($y=0$ и $\Omega_0^x = \frac{1}{(A-B)^x}$),

$$t_k = \frac{k_{\Phi} \Phi_k}{n_0 (A-B)^x} \quad (I.91)$$

и продолжительность процесса определяется характеристикой двигателя.

В общем случае и движущий момент, и момент сопротивления переменны; таким образом, смысл интеграла Ω_y^x заключается

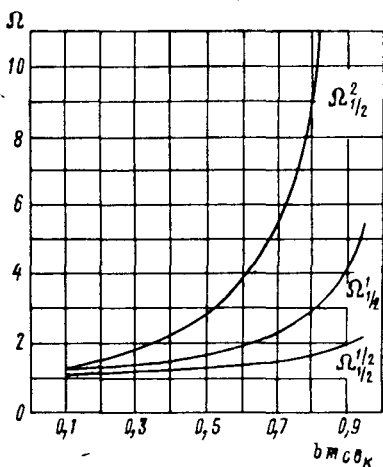


Рис. I.17. Кривые $\Omega_y^x = f(b m c \theta_k)$ для $y = \frac{1}{2}$ при $x = \frac{1}{2}$; 1; 2.

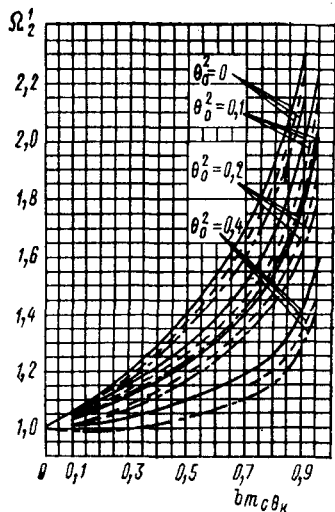


Рис. I.18. Кривые $\Omega_y^x = f(b m c \theta_k)$ для $y=2$ при $x=1$.
 — при $m_{c0} = 0,3$; - - - при $m_{c0} = 0,25$; - · - · - при $m_{c0} = 0,2$

в том, что он учитывает влияние переменного характера указанных величин на продолжительность процесса. Наименьшему значению Ω_y^x будет соответствовать наименьшая продолжительность процесса, т. е. наибольшая производительность исполнительного механизма. Момент сопротивления может подчиняться любому закону изменения в зависимости от пути перемещения, однако последний, как правило, разбивается на ряд участков, для которых возможно определение Ω_y^x . Тогда общее время перемещения при j участках будет

$$t_{k\Sigma} = t_{k1} + t_{k2} + \dots + t_{kj} = \frac{k_{\Phi}}{n_0} (\Phi_{k1} \Omega_{y1}^x + \Phi_{k2} \Omega_{y2}^x + \dots + \Phi_{kj} \Omega_{yj}^x). \quad (I.92)$$

Обычно продолжительность процесса является величиной заданной. Поэтому оптимальная характеристика может быть определена решением уравнения (I.92) относительно n_0 .

Так как $n_H = n_0(1 - s_H)$, то $n_H = (k_\Phi / t_{K\Sigma}) \Psi$, где

$$\Psi = (1 - s_H) (\Phi_{K1} \Omega_{y1}^x + \Phi_{K2} \Omega_{y2}^x + \dots + \Phi_{Kj} \Omega_{yj}^x). \quad (I.93)$$

Таким образом, задача выбора оптимальной характеристики из условия минимальной мощности АЭП сводится к определению минимальных значений интегралов Ω_{yi}^x . Полученные интегралы могут быть решены точным или приближенным способом. Для определения Ω_y^x при любых значениях x и y разложим подынтегральное выражение в биномиальный ряд. Тогда приближенно

$$\begin{aligned} \Omega_y^x &= \frac{1}{A^x (1 + \theta_0)} \int_{-\theta_0}^1 \left(1 - \frac{B}{A} |\theta|^y\right)^{-x} d\theta = \frac{1}{A^x (1 + \theta_0)} \times \\ &\times \left[1 + \theta_0 + x \frac{B}{A} \left(\frac{1}{y+1} + \frac{\theta_0^{y+1}}{y+1} \right) + \frac{x(x+1)}{1 \cdot 2} \left(\frac{B}{A} \right)^2 \times \right. \\ &\left. \times \left(\frac{1}{2y+1} + \frac{\theta_0^{2y+1}}{2y+1} \right) + \dots \right]. \end{aligned} \quad (I.94)$$

С помощью (I.94) можно определить Ω_y^x для любых значений x и y , в том числе и дробных. Так как в выражении (I.90) A и B получены в относительных единицах, то возможно численное определение Ω_y^x в зависимости от какой-либо величины, характерной для всех приводов. Такой величиной может быть $bt_{c\theta_K}$, которая является критерием подобия приводов.

На рис. I.17 приведены кривые зависимости $\Omega_y^x = f(bt_{c\theta_K})$ для $y = \frac{1}{2}$ при $x = \frac{1}{2}; 1; 2$, а на рис. I.18 — для $y = 2$ при $x = 1$.

Таким образом, располагая заранее построенными кривыми $\Omega_y^x = f(bt_{c\theta_K})$, можно выбрать оптимальную характеристику двигателя при принятом критерии оптимальности и заданных ограничениях.

10. Машинное проектирование автоматизированных электроприводов

Постановка задачи. Сложность процессов, протекающих в судовых АЭП, и нелинейность характеристик отдельных элементов привода обуславливают нелинейный характер математических моделей АЭП, и потому при построении АЭП нельзя применять известные эффективные методы оптимизации, которые позволяют сразу же получить оптимальное решение. В реальных условиях наиболее подходящим методом является метод перебора различных вариантов АЭП с целью нахождения оптимального решения. Поскольку расчет каждого из вариантов АЭП вручную связан со значительными вычислительными трудностями, до последнего

времени в процессе перебора вариантов рассматривались два или в лучшем случае три варианта решения, из которых и выбирался наиболее приемлемый. Этот вариант в большинстве случаев не является оптимальным.

Современные ЭВМ позволяют легко получить большое количество решений задачи при условии, что она может быть алгоритмизирована. Однако если всю задачу перебора вариантов и выбора из них оптимального решения возложить на ЭВМ, то программа работы машины может оказаться достаточно сложной и громоздкой, что практически сделает малоэффективным применение ЭВМ. Поэтому целесообразно решение задачи построения оптимального АЭП проводить в два этапа. На первом этапе осуществляется предварительный выбор, с учетом ряда допущений, структуры и основных элементов АЭП, которые, как правило, удовлетворяют наиболее существенным требованиям, предъявляемым к АЭП, но не удовлетворяют критериям оптимальности. На втором этапе осуществляется разработка оптимальной схемы АЭП с использованием тех или иных аналитических методов или метода перебора вариантов. Первый этап отличается эвристическим характером принимаемых решений, требующим обращения к неформализованной информации (например, к опыту предыдущего проектирования и т. п.), поэтому задачи, рассматриваемые на данном этапе, с трудом поддаются алгоритмизации и должны решаться с помощью аналитических методов без прямого использования ЭВМ. Задачи, решаемые в ходе выполнения второго этапа, могут быть формализованы, в связи с чем на этом этапе целесообразно применять методы машинного проектирования.

Особенности машинного проектирования. При использовании методов машинного проектирования АЭП целесообразно на первом этапе осуществлять не только предварительный выбор основных элементов АЭП, но и четкое выделение параметров, подлежащих уточнению или в наибольшей степени влияющих на характеристики АЭП. Эти параметры окончательно выбираются при последующей оптимизации, причем направление движения к оптимальному варианту также должно быть определено на первом этапе. Собственно машинное проектирование проводится на втором этапе, который начинается с математической формулировки задачи. При этом учитывается большее количество переменных, а главное, нелинейностей, что невозможно было осуществить на первом этапе. Далее производится математическая подготовка задачи для машинного проектирования АЭП.

Принципиальное отличие машинного проектирования от обычного решения задач на ЭВМ заключается в том, что в первом случае алгоритм решения должен обязательно состоять из трех частей. Первая часть — исходные данные (представленные в численном виде параметры, которые задаются техническим заданием или подготавливаются в ходе реализации первого этапа работ); эта информация используется в готовом виде, поэтому при машинном проектировании не нужно затрачивать дополнительное время на

подготовку задачи, но очень важно, чтобы можно было в случае необходимости изменять численные значения параметров.

Вторая часть алгоритма — программа, которая должна обеспечить возможность не только получения без вмешательства оператора конечных результатов (путем применения численных методов решения уравнений, описывающих поведение АЭП), но и выполнения численных расчетов, связанных с определением всех промежуточных параметров, без подсчета необходимых данных вручную; кроме того, программа должна обеспечивать возможность получения всех необходимых временных и параметрических зависимостей.

Третья часть алгоритма — выходные данные. Выходная информация должна быть представлена в виде таблиц и графиков, характеризующих данный вариант АЭП. Она должна позволять исследовать влияние отдельных параметров на критерий оптимальности АЭП. Как с точки зрения содержания задачи, так и с точки зрения машинного обеспечения следует стремиться, там где это возможно, составлять программы, которые обеспечивали бы получение оптимального решения путем перебора вариантов без вмешательства оператора.

В дальнейшем по мере накопления опыта по формализации задач, решаемых на первом этапе, предварительный выбор структуры и основных элементов АЭП также можно будет выполнять с помощью ЭВМ. При этом процесс машинного проектирования будет полностью автоматизирован.

§ 4. Переходные процессы в судовых автоматизированных электроприводах постоянного тока

1. Постановка задачи

Переходные процессы в АЭП имеют место при любых изменениях режима его работы: при пуске или торможении, возрастании или уменьшении нагрузки, реверсе электродвигателя и т. д. Эти нарушения равновесия вызывают перераспределение энергии в системе. Период времени, необходимый для перераспределения энергии или ее преобразования, и есть время переходного процесса. В некоторых АЭП (например, вентиляторов и насосов) переходные процессы возникают сравнительно редко, только при их пуске. Ряд систем работает лишь в переходных режимах, так как в них пуск и реверс, чередуясь, повторяются (например, в рулевых устройствах, лебедках, кранах). В ряде АЭП переходные процессы возникают не только при пуске и реверсе, но и в процессе работы, вследствие изменения нагрузки. К числу таких устройств относятся якорно-швартовные устройства и др. Поэтому изучение теории переходных процессов является особенно важным. Эта теория позволяет с большой точностью определить возникающие силы и

моменты, продолжительность отдельных режимов, возможные нарушения устойчивости системы, произвести выбор и настройку защиты, повысить степень использования двигателя, что приводит к уменьшению массы и габаритов АЭП и повышению надежности его работы.

Математическая формулировка задачи. Теория переходных процессов, как и теория установившихся процессов, базируется на законе сохранения энергии. Для изучения явлений в электроприводе целесообразно воспользоваться уравнением Лагранжа, характеризующим закон сохранения энергии,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_j}{\partial \dot{x}_j} \right) - \frac{\partial T_j}{\partial x_j} = y_j, \quad (I.95)$$

где T_j — кинетическая энергия системы; x_j — обобщенная координата; \dot{x}_j — производная от обобщенной координаты; y_j — возмущающая сила.

В зависимости от рассматриваемой системы в качестве обобщенных координат могут быть приняты физические параметры, определяющие характер протекания процессов. При выборе обобщенной координаты сил всегда необходимо соблюдать следующее условие: произведение силы на производную от обобщенной координаты должно равняться работе, затраченной на изменение координаты. Число степеней свободы системы определяется числом обобщенных координат, характеризующих данную систему. Дифференциальные уравнения, описывающие переходные процессы в АЭП, можно получить из приведенного выше уравнения Лагранжа. В простейшем случае переходные процессы в электроприводе протекают в двух взаимосвязанных системах — электромагнитной и механической, параметры которых L и J не зависят друг от друга.

Уравнения механической системы. В механической системе в качестве обобщенной координаты, как правило, принимается угловое перемещение φ . Тогда обобщенная скорость будет равна $\varphi' = d\varphi/dt = \omega$, а кинетическая энергия системы

$$T = J \frac{\varphi'^2}{2} = J \frac{\omega^2}{2}.$$

Обобщенной силой в механической системе будет движущий момент M_d , а возмущающей силой $M_{\text{возм}} = M_d - M_c$, где M_c — момент сопротивления.

Для механической системы уравнение Лагранжа примет следующий вид:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \left(J \frac{\varphi'^2}{2} \right)}{\partial \varphi'} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = M_d - M_c. \quad (I.96)$$

Если момент инерции J не зависит от углового перемещения φ и скорости φ' , то

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \left(J \frac{\varphi'^2}{2} \right)}{\partial \varphi'} = J \frac{d\varphi'}{dt} = J \frac{d\omega}{dt};$$

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0.$$

Тогда

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{д}} - M_{\text{с}}. \quad (I.97)$$

Уравнения электромагнитной системы. Для электромагнитной системы обобщенной координатой будет количество электричества q , а обобщенной скоростью — сила тока $I = q' = dq/dt$. Кинетическая энергия системы будет равна $T = L \frac{q'^2}{2} = L \frac{I^2}{2}$, где L — индуктивность цепи.

За обобщенную силу в электромагнитной системе примем приложенное напряжение U , а так как в цепи имеется сопротивление R и противо-э. д. с. $E_{\text{д}}$, то возмущающая сила будет равна $U_{\text{возм}} = U - IR - E_{\text{д}}$. Тогда

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \left(L \frac{q'^2}{2} \right)}{\partial q'} - \frac{\partial T}{\partial q} = U - IR - E_{\text{д}}. \quad (I.98)$$

Если принять, что индуктивность цепи L не зависит от обобщенной координаты q и скорости q' , то

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \left(L \frac{q'^2}{2} \right)}{\partial q'} = L \frac{dq'}{dt} = L \frac{dI}{dt};$$

$$\frac{\partial T}{\partial q} = 0;$$

соответственно

$$L \frac{dI}{dt} + IR + E_{\text{д}} = U. \quad (I.99)$$

Уравнения (I.97) и (I.99) были получены для линеаризованной системы. В ряде случаев при определении переходного процесса этот метод может дать неточные результаты, однако для некоторых задач при проектировании системы он позволяет наметить правильные пути решения.

Воспользуемся полученными выражениями для составления передаточных функций машин постоянного тока. С помощью передаточных функций описываются динамические свойства элементов систем управления, поэтому они широко применяются для анализа переходных процессов.

2. Передаточная функция двигателя постоянного тока

Рассматривая двигатель как линейное звено направленного действия, будем считать выходной величиной угол поворота вала двигателя θ_d , а входной — подводимое напряжение U . Тогда передаточная функция двигателя постоянного тока примет вид

$$W_d(p) = \frac{\theta_d}{U(p)}.$$

При выводе передаточной функции будем исходить из упрощенной физической картины явлений, протекающих во внутренних цепях машины. Запишем два уравнения, характеризующие связь между входными и выходными сигналами двигателя: уравнение равновесия напряжения для якорной цепи и уравнение равновесия моментов

$$U(p) = I(p)(R + pL) + c_e p \theta_d; \quad (I.100)$$

$$M_d(p) = c_M I(p) = M_{дин} + M_{ск} = J^2 p \theta_d + c_1 p \theta_d + M_{ст}, \quad (I.101)$$

где I — сила тока якоря; R , L — сопротивление и индуктивность обмотки якоря; M_d — движущий момент двигателя; c_e , c_M — коэффициенты противо-э. д. с. и крутящего момента; $M_{ск}$, $M_{дин}$, $M_{ст}$ — скоростной, динамический и статический моменты сопротивления на валу; J — суммарный момент инерции двигателя и нагрузки; c_1 — коэффициент вязкого трения нагрузки.

Иногда статическим моментом $M_{ст}$ пренебрегают. Тогда из (I.100) и (I.101) может быть получено выражение для передаточной функции двигателя

$$W_{д1}(p) = \frac{\theta_d(p)}{U(p)} = \frac{k_d}{p [T_m T_\alpha p^2 + (T_m + T_1) p + 1 + a]}, \quad (I.102)$$

где

$$T_m = \frac{JR}{c_e c_M}; \quad T_1 = a T_\alpha; \quad T_\alpha = \frac{L}{R}; \quad a = \frac{c_1 R}{c_e c_M}; \quad k_d = \frac{1}{c_e}.$$

При $M_{ст} = 0$ и отсутствии вязкого трения нагрузки, т. е. при $M_{ск} = c_1 p \theta_d = 0$, передаточная функция будет

$$W_{д2}(p) = \frac{\theta_d(p)}{U(p)} = \frac{k_d}{p (T_\alpha T_m p^2 + T_m p + 1)}. \quad (I.103)$$

В ряде случаев индуктивность якоря является достаточно малой величиной, поэтому $T_\alpha \ll T_m$. Тогда передаточная функция двигателя примет вид

$$W_d(p) = \frac{k_d}{p (T_m p + 1)}. \quad (I.104)$$

3. Передаточная функция ЭМУ и системы Г—Д

В схемах АЭП, работающих по системе Г — Д, в качестве усилителей мощности применяются электромашинные усилители поперечного поля, представляющие двухступенчатые одноякорные

усилители (рис. I.19). Первая ступень ЭМУ: обмотка управления — поперечная короткозамкнутая якорная цепь, которая служит для создания мощного поля возбуждения второй ступени усилителя. Вторая ступень: поперечная цепь — продольная цепь якоря ЭМУ.

В случае идеализированного ЭМУ можно составить следующие линеаризованные уравнения: для контура управления

$$U_y(p) = I_y(p) R_y + L_y p I_y(p) = R_y (T_y p + 1) I_y(p);$$

для контура короткозамкнутой поперечной цепи ЭМУ

$$E_q(p) = c_{e1} I_y(p) = R_q (T_q p + 1) I_q(p)$$

и для выходной цепи ЭМУ

$$E_d = c_{e2} I_q.$$

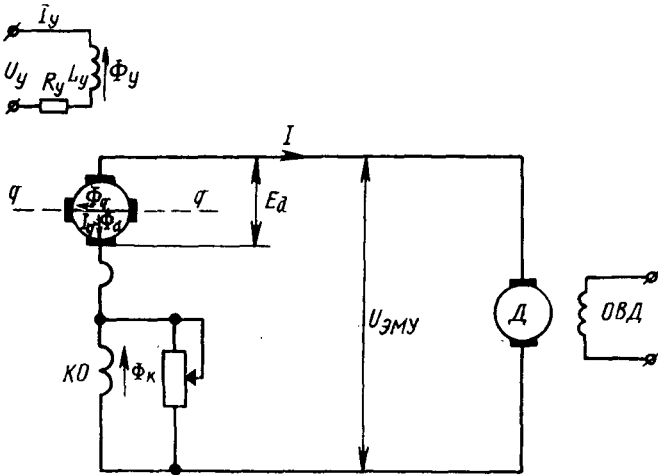


Рис. I.19. Схема системы Г—Д с электромашинным усилителем.

Тогда передаточная функция ЭМУ будет

$$\begin{aligned} W_{\text{ЭМУ}}(p) &= \frac{E_d(p)}{U_y(p)} = \frac{c_{e1} c_{e2}}{R_y (T_y p + 1) R_q (T_q p + 1)} = \\ &= \frac{k_1 k_2}{(T_y p + 1) (T_q p + 1)}. \end{aligned} \quad (\text{I.105})$$

Здесь $T_y = L_y/R_y$, $T_q = L_q/R_q$ — постоянные времени обмотки управления и поперечной цепи ЭМУ; L_y, L_q, R_y, R_q — индуктивности и сопротивления соответствующих цепей; $k_1 = c_{e1}/R_y$, $k_2 = c_{e2}/R_q$ — коэффициенты усиления ступеней ЭМУ по напряжению; c_{e1}, c_{e2} — коэффициенты э. д. с. вращения соответственно первой и второй ступеней усиления (E_q и E_d). Следовательно, идеальный ЭМУ поперечного поля представляется двумя последовательно соединенными генераторами постоянного тока с независимым возбуждением.

Определим передаточную функцию ЭМУ при условии, что его

нагрузкой является двигатель постоянного тока (система Г—Д).

Для выходной цепи ЭМУ будет, очевидно, справедливо равенство (см. рис. I.19).

$$E_d(p) = U_{\text{ЭМУ}}(p) + I_d(p) (R_{\text{к ЭМУ}} + R_{\text{я ЭМУ}}), \quad (\text{I.106})$$

где $R_{\text{я ЭМУ}}$, $R_{\text{к ЭМУ}}$ — сопротивления якорной и компенсационной обмоток.

Выразив θ_d из уравнения (I.101) при $M_{\text{ск}} = M_{\text{ст}} = 0$ и подставив его в уравнение (I.100) при $U = U_{\text{ЭМУ}}$ и $L \approx 0$, получим

$$U_{\text{ЭМУ}}(p) = I(p) R + \frac{c_e c_M I(p)}{pJ}. \quad (\text{I.107})$$

Поскольку ток якоря двигателя равен току выходной цепи ЭМУ, т. е. $I = I_d$, получим выражение для тока выходной цепи ЭМУ:

$$I_d(p) = \frac{U_{\text{ЭМУ}}(p) p}{R p + \frac{c_e c_M}{J}}. \quad (\text{I.108})$$

При подстановке полученного уравнения в (I.106) будем иметь:

$$E_d(p) = U_{\text{ЭМУ}}(p) + \frac{U_{\text{ЭМУ}}(p) p (R_{\text{к ЭМУ}} + R_{\text{я ЭМУ}})}{R p + \frac{c_e c_M}{J}}$$

или после преобразований

$$\frac{U_{\text{ЭМУ}}(p)}{E_d(p)} = \frac{T_m p + 1}{T'_m p + 1}, \quad (\text{I.109})$$

где

$$T'_m = \frac{R' J}{c_e c_M}; \quad T_m = \frac{R J}{c_e c_M};$$

$$R' = R + R_{\text{я ЭМУ}} + R_{\text{к ЭМУ}}.$$

Подставляя из (I.109) значение $E_d(p)$ в (I.105), получим выражение для передаточной функции ЭМУ с учетом нагрузки (двигателя постоянного тока Д с обмоткой возбуждения ОВД)

$$W_{\text{ЭМУ}}(p) = \frac{U_{\text{ЭМУ}}(p)}{U_y(p)} = \frac{k_{\text{ЭМУ}} (T_m p + 1)}{(T_q p + 1) (T_y p + 1) (T'_m p + 1)}, \quad (\text{I.110})$$

где $k_{\text{ЭМУ}} = k_1 k_2$.

§ 5. Переходные процессы в судовых автоматизированных электроприводах переменного тока

1. Постановка задачи

В процессе пуска и переключения обмоток короткозамкнутого АД возникают переходные ток и момент, значительно превышающие максимальный момент и пусковой ток, указанные в каталоге. Это обстоятельство следует учитывать при расчете механической прочности как самого двигателя, так и ОУ.

Наиболее важен учет указанных явлений при повторно-кратковременных и быстро протекающих процессах, характерных для

работы некоторых приводов. Исследование переходных процессов в электроприводах переменного тока производится с целью определения динамических моментов, продолжительности отдельных режимов, возможных нарушений устойчивости АЭП, а также при выборе и настройке устройств защиты. Необходимо отметить, что достаточно точный учет особенностей переходного процесса позволяет повысить степень использования двигателя, уменьшить массу и габариты установки и повысить надежность ее работы.

2. Аналитические методы исследования

Анализ переходных процессов в АД проводится в ряде работ [26, 33]. Приведенные в них уравнения, определяющие характер изменения токов и моментов вращения, в общем случае могут быть решены только приближенно. Аналитическое решение уравнений возможно лишь для частных случаев. Поэтому для исследования переходных процессов используется линейное преобразование координатных осей Горева—Парка, которое широко применяется в современной теории машин переменного тока. Благодаря выбору соответствующей системы координат упрощается исследование переходных процессов в АД.

Токи в фазах статора и ротора обычно изображают в виде векторов, направленных по осям соответствующих фаз, а составляющие токов статора и ротора — по осям d и q , синхронно вращающимся с полем статора, обозначают через i_{ds} , i_{qs} , i_{dr} , i_{qr} . Координатные оси d и q ориентированы так, что по направлению их вращения (или, что то же, поля статора) ось q опережает ось d на угол $\pi/2$.

Основные соотношения между токами статора и ротора в фазных координатах a , b , c и в координатах d и q можно записать, используя рис. 1.20, в следующем виде:

для статора

$$\left. \begin{aligned} i_a &= i_{ds} \cos \theta_c - i_{qs} \sin \theta_c; \\ i_b &= i_{ds} \cos (\theta_c - 120^\circ) - i_{qs} \sin (\theta_c - 120^\circ); \\ i_c &= i_{ds} \cos (\theta_c + 120^\circ) - i_{qs} \sin (\theta_c + 120^\circ); \end{aligned} \right\} \quad (I.111)$$

для ротора

$$\left. \begin{aligned} i'_a &= i_{dr} \cos \theta_c - i_{qr} \sin \theta_c; \\ i'_b &= i_{dr} \cos (\theta_c - 120^\circ) - i_{qr} \sin (\theta_c - 120^\circ); \\ i'_c &= i_{dr} \cos (\theta_c + 120^\circ) - i_{qr} \sin (\theta_c + 120^\circ). \end{aligned} \right\} \quad (I.112)$$

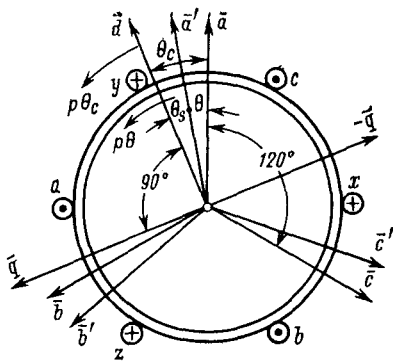


Рис. 1.20. Схематическое изображение машины переменного тока.

Для асинхронной машины, обмотки которой соединены в звезду без нулевого провода или в треугольник, можно записать, кроме (I.111) и (I.112), следующие уравнения связи:

$$\text{для токов} \quad \left. \begin{aligned} i_a + i_b + i_c &= 0; \\ i'_a + i'_b + i'_c &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (\text{I.113})$$

$$\text{для напряжений} \quad \left. \begin{aligned} u_a + u_b + u_c &= 0; \\ u'_a + u'_b + u'_c &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{I.114})$$

В осях d и q система уравнений асинхронной машины имеет вид

$$\left. \begin{aligned} u_{ds} &= (r_s + px_s) i_{ds} + px_m i_{dr} - (x_s i_{qs} + x_m i_{qr}) p\theta_c; \\ u_{qs} &= (r_s + px_s) i_{qs} + px_m i_{qr} + (x_s i_{ds} + x_m i_{dr}) p\theta_c; \\ u_{dr} &= (r_r + px_r) i_{dr} + px_m i_{ds} - (x_m i_{qs} + x_r i_{dr}) p\theta_c; \\ u_{qr} &= (r_r + px_r) i_{qr} + px_m i_{qs} + (x_m i_{ds} + x_r i_{dr}) p\theta_c. \end{aligned} \right\} \quad (\text{I.115})$$

В уравнениях (I.115) приняты следующие обозначения: $r_s = r_a = r_b = r_c$ — сопротивления фаз статора; $r_r = r'_a = r'_b = r'_c$ — сопротивления фаз ротора; $x_s = x_a = x_b = x_c$ — индуктивные сопротивления фаз статора; $x_r = x'_a = x'_b = x'_c$ — индуктивные сопротивления фаз ротора; x_m — сопротивление взаимоиндукции.

Для асинхронных машин с короткозамкнутым ротором имеем $u_{dr} = u_{qr} = 0$. Переменные u_{ds} и u_{qs} можно рассматривать как проекции на оси d и q некоторого обобщенного вектора напряжения u_s , приложенного к статору асинхронной машины; переменные i_{ds} и i_{qs} — как проекции на оси d и q обобщенного вектора тока статора i_s , а i_{dr} и i_{qr} — обобщенного вектора тока ротора i_r .

Проекции обобщенных векторов u_s , i_s , i_r на оси фаз в каждый момент времени дают реальные значения фазных величин: u_a , u_b , u_c , i_a , i_b , i_c , i'_a , i'_b , i'_c .

Решая уравнения (I.115), определяют значения токов в контурах асинхронных машин при вращении преобразованных координат со скоростью поля статора. Таким образом, вместо закона изменения реальных величин при помощи полученных уравнений (I.115) изучают законы изменения их огибающих.

Фазные токи и напряжения в асинхронной машине могут быть представлены в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} u_a &= U_{\max} \cos \omega_c t; \\ u_b &= U_{\max} \cos (\omega_c t - 120^\circ); \\ u_c &= U_{\max} \cos (\omega_c t + 120^\circ); \\ i_a &= I_{\max} \cos (\omega_c t - \varphi); \\ i_b &= I_{\max} \cos (\omega_c t - 120^\circ - \varphi); \\ i_c &= I_{\max} \cos (\omega_c t + 120^\circ - \varphi). \end{aligned} \right\} \quad (\text{I.116})$$

Условно будем считать оси d и q связанными с ротором асинхронной машины и ориентированными так, что ось d совпадает с осью a' ротора. Тогда угол θ будет углом между осью фазы \bar{a} статора и осью \bar{d} , а угловая скорость ротора будет равна $\omega_p = p\theta$, причем $\theta = t(1 - s) \pm \varphi_0$; φ_0 — угол, определяющий значение напряжения в момент включения двигателя.

Соотношения между составляющими обобщенных векторов тока и напряжения в осях d и q и фазными значениями тока и напряжения статора асинхронной машины могут быть получены на основе формул теории двух реакций:

$$\left. \begin{aligned} i_{ds} &= \frac{2}{3} [i_a \cos \theta + i_b \cos (\theta - 120^\circ) + i_c \cos (\theta + 120^\circ)]; \\ i_{qs} &= -\frac{2}{3} [i_a \sin \theta + i_b \sin (\theta - 120^\circ) + i_c \sin (\theta + 120^\circ)]; \\ u_{ds} &= \frac{2}{3} [u_a \cos \theta + u_b \cos (\theta - 120^\circ) + u_c \cos (\theta + 120^\circ)]; \\ u_{qs} &= -\frac{2}{3} [u_a \sin \theta + u_b \sin (\theta - 120^\circ) + u_c \sin (\theta + 120^\circ)]. \end{aligned} \right\} \quad (I.117)$$

Подставив в выражение (I.117) значения i_a, i_b, i_c и u_a, u_b, u_c из (I.116), будем иметь

$$\left. \begin{aligned} i_{ds} &= I_{\max} \cos [(\omega_c - \omega_p) t - \varphi]; \\ u_{ds} &= U_{\max} \cos (\omega_c - \omega_p) t; \\ i_{qs} &= I_{\max} \sin [(\omega_c - \omega_p) t - \varphi]; \\ u_{qs} &= U_{\max} \sin (\omega_c - \omega_p) t, \end{aligned} \right\} \quad (I.118)$$

где ω_c — угловая частота сети; ω_p — угловая скорость ротора; φ — угол сдвига между приложенным напряжением и током фазы.

Уравнения (I.115) — (I.118) получены для идеальной машины, у которой отсутствует насыщение магнитных цепей, не учитывается явление гистерезиса, а м. д. с. и магнитная индукция распределяются в пространстве синусоидально. Электромагнитный момент такой машины определяется по формуле

$$m = x_m (i_{qs} i_{dr} - i_{ds} i_{qr}). \quad (I.119)$$

3. Приближенные методы исследования

В некоторых случаях для упрощения задачи предполагают, что электромагнитные переходные процессы в АЭП заканчиваются раньше, чем начинаются электромеханические переходные процессы. Основанием для этого служит не только сложность математической интерпретации физических явлений, но и результаты экспериментальных исследований, которые показывают, что переходный процесс в АД можно разделить на два периода: период чрезвычайно кратковременного нарастания и затухания тока и период относительно продолжительного его изменения.

Для первого периода характерны пики тока, превышающие ток короткого замыкания. Частота же вращения АД в этот период, как правило, не успевает измениться; так, в частности, при пуске двигателя она равна нулю. Продолжительность и величина пика тока определяются электромагнитной постоянной времени обмоток АД и значениями тока фазы и напряжения в момент включения. Длительность протекания переходного процесса во втором периоде определяется главным образом электромеханической постоянной времени АД, а максимальное значение тока не превышает значения тока короткого замыкания.

Для приближенной оценки продолжительности первого периода можно воспользоваться значением критического скольжения. Действительно, исходя из общего определения электромагнитной постоянной времени и считая приближенно $s_{кр} \approx R/\omega L$, получим $T = 1/314s_{кр}$. С помощью последнего выражения можно легко определить численное значение электромагнитной постоянной времени для АД, которая применительно к существующим сериям асинхронных машин изменяется в пределах 0,02—0,09 с. Продолжительность второго периода для машин тех же серий, полученная исходя из электромеханической постоянной времени, составляет 0,1—0,3 с.

Таким образом, для большинства приводов общая продолжительность переходного процесса в 5—10 раз превышает продолжительность электромагнитного процесса. Это позволяет считать, что скольжение ротора во время протекания электромагнитного переходного процесса не меняется. Уравнения асинхронной машины в осях d и q для такого случая получены заслуженным деятелем науки и техники д-ром техн. наук Р. А. Лютером в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} i_{ds} &= u_0 \left\{ -Ae^{-\frac{t}{T_a}} \sin(1-s)t - B \sin st - Ce^{-\frac{t}{T_a}} \times \right. \\ &\quad \left. \times \cos(1-s)t - D \cos st + Qe^{-\frac{x_d}{x_d'} \frac{t}{T}} \right\}; \\ i_{qs} &= u_0 \left\{ -Ae^{-\frac{t}{T_a}} \cos(1-s)t + B \cos st + Ce^{-\frac{t}{T_a}} \times \right. \\ &\quad \left. \times \sin(1-s)t - D \sin st + Qe^{-\frac{x_d}{x_d'} \frac{t}{T}} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (I.120)$$

и соответственно момент вращения равен

$$\begin{aligned} m &= u_0^2 \left\{ -D \left(1 - e^{-\frac{t}{T_a}} \cos t \right) + C \left(e^{-\frac{2t}{T_a}} - e^{-\frac{t}{T_a}} \cos t \right) - \right. \\ &\quad - F \left[e^{-\frac{t}{T_a} - \frac{x_d}{x_d'} \frac{t}{T}} \sin(1-s)t + \sin st - \sin t \right] - \\ &\quad \left. - Q \left[e^{-\frac{t}{T_a} - \frac{x_d}{x_d'} \frac{t}{T}} \cos(1-s)t - \cos st \right] \right\}. \end{aligned} \quad (I.121)$$

Здесь

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{T^2 (1-s)^2 x'_d + x_d}{T^2 (1-s)^2 x_d'^2 + x_d^2}; \\
 B &= \frac{T^2 s^2 x'_d + x_d}{T^2 s^2 x_d'^2 + x_d^2}; \\
 C &= \frac{T (1-s) (x_d - x'_d)}{T^2 (1-s)^2 x_d'^2 + x_d^2}; \\
 D &= \frac{T s (x_d - x'_d)}{T^2 s^2 x_d'^2 + x_d^2}; \\
 Q &= \frac{T (x_d - x'_d) [T^2 s (1-s) x_d'^2 + x_d^2]}{[T^2 (1-s)^2 x_d'^2 + x_d^2] [T^2 s^2 x_d'^2 + x_d^2]}; \\
 F &= \frac{T^2 (2s-1) (x_d - x'_d) x_d x'_d}{[T^2 (1-s)^2 x_d'^2 + x_d^2] [T^2 s^2 x_d'^2 + x_d^2]};
 \end{aligned}$$

$x_d \approx 1/i_\mu$; $x'_d \approx 1/i_\pi$ — индуктивные сопротивления АД в режимах холостого хода и короткого замыкания в относительных единицах; $T = x_2/r_2 \approx x_d/r$ — электромагнитная постоянная времени ротора; $T_a \approx x'_d/r_1$ — электромагнитная постоянная времени для асимметричной составляющей тока; r_1, r_2 — сопротивления фаз статора и ротора в относительных единицах; i_π — пусковой ток АД в относительных единицах; i_μ — ток намагничивания в относительных единицах; $i_{\pi\mu} = \frac{i_\pi}{i_\mu}$.

С учетом введенных обозначений получим

$$\begin{aligned}
 A &= i_\pi \frac{T^2 (1-s)^2 + i_{\pi\mu}}{T^2 (1-s)^2 + i_{\pi\mu}^2}; \\
 B &= i_\pi \frac{T^2 s^2 + i_{\pi\mu}}{T^2 s^2 + i_{\pi\mu}^2}; \\
 C &= i_\pi \frac{T (1-s) (i_{\pi\mu} - 1)}{T^2 (1-s)^2 + i_{\pi\mu}^2}; \\
 D &= i_\pi \frac{T s (i_{\pi\mu} - 1)}{T^2 s^2 + i_{\pi\mu}^2}; \\
 Q &= i_\pi \frac{T (i_{\pi\mu} - 1) [T^2 s (1-s) + i_{\pi\mu}^2]}{[T^2 (1-s)^2 + i_{\pi\mu}^2] [T^2 s^2 + i_{\pi\mu}^2]}; \\
 F &= i_\pi \frac{T^2 (2s-1) (i_{\pi\mu} - 1) i_{\pi\mu}}{[T^2 (1-s)^2 + i_{\pi\mu}^2] [T^2 s^2 + i_{\pi\mu}^2]}.
 \end{aligned}$$

В том случае, когда можно пренебречь затуханием, выражение для момента вращения после тригонометрических преобразований примет следующий вид:

$$m = 2u_0^2 \sin \frac{t}{2} \left[(C-D) \sin \frac{t}{2} - (C+D) \sin (2s-1) \frac{t}{2} - 2F \sin s \frac{t}{2} \sin (1-s) \frac{t}{2} \right]. \quad (I.122)$$

Из выражения (I.122) следует, что в начале переходного процесса ($t=0$) момент вращения равен нулю. Максимального значения при пуске АД ($s=1$) момент вращения достигнет через промежуток времени $t \approx \pi$:

$$m_{\pi \max} = u_0^2 \sin^2 \frac{t}{2} (-2D) = -2Du_0^2 = -u_0^2 i_{\pi} \frac{2T(i_{\pi\mu} - 1)}{T^2 + i_{\pi\mu}^2}. \quad (I.123)$$

Если приближенно учесть затухание введением в уравнение (I.122), коэффициента 0,8, то $m_{\pi \max} = -D - 0,8 \cdot 3D = -3,4D$. При включении синхронно вращающегося двигателя ($s=0$) максимальное значение момента вращения будет равно

$$m_{\pi \max} = u_0^2 \cdot 4C = u_0^2 i_{\pi} \frac{4T(i_{\pi\mu} - 1)}{T^2 + i_{\pi\mu}^2}. \quad (I.124)$$

При включении вращающегося АД со скольжением $s=0,5$ в начале переходного процесса $m=0$. Наибольшего значения момента вращения следует ожидать при включении вращающегося АД со скольжением, близким к критическому $s_{\text{к}}$. Оно будет равно

$$m_{s_{\text{к}}} \approx 2 \sin \frac{t}{2} \left[(m_{\pi} - m_{\max}) \sin \frac{t}{2} - (m_{\pi} + m_{\max}) \sin (1 - 2s_{\text{к}}) \frac{t}{2} - 2m_{\max} \sin s_{\text{к}} \frac{t}{2} (1 - s_{\text{к}}) \frac{t}{2} \right], \quad (I.125)$$

где m_{π} и m_{\max} — пусковой и максимальный моменты вращения АД. Значение первого максимума момента вращения приближенно будет равно $m_{\max s_{\text{к}}} \approx 4m_{\pi} + 2\pi s_{\text{к}} m_{\max}$.

Исследование максимальных значений моментов вращения для дальнейших полупериодов дает выражение $m_{\max s_{\text{к}}} \approx 5m_{\max}$. Этот случай может иметь место при переключении с малой скорости на большую у двухскоростного АД с соотношением скоростей 1:2.

4. Передаточная функция двухфазного АД

В схемах АЭП кроме короткозамкнутого АД используется двухфазный двигатель. Особенно широкое применение получили двухфазные АД с короткозамкнутым ротором в виде полого тонкостенного цилиндра (стакана). Статор двигателя имеет две обмотки,

которые укладываются таким образом, чтобы их магнитные оси для двухполюсной машины были взаимно перпендикулярными. Схема двухфазного АД представлена на рис. 1.21. В качестве входной величины АД примем управляющий сигнал U_y обмотки управления w_y , а в качестве выходной — угол поворота вала двигателя θ_d . Система уравнений, описывающая переходные процессы в асинхронном двухфазном двигателе, является нелинейной. Однако, учитывая небольшое влияние э. д. с. ротора на силу тока в обмотке возбуждения w_b , особенно в области рабочих частот вращения, значительно отличающихся от синхронной частоты, а также тот факт, что постоянная времени цепи ротора T_p намного меньше постоянной времени статора $T_{ст}$, эту систему сводят к линейной системе дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами. При таких упрощающих предположениях связь между входной и выходной величинами полностью определяется передаточной функцией, которая имеет вид

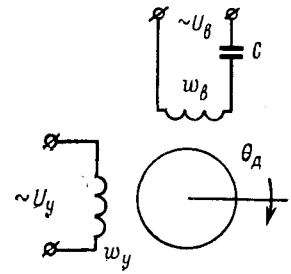


Рис. 1.21. Схема двухфазного асинхронного двигателя.

$$W_{a.д}(p) = \frac{\theta_d(p)}{U_y(p)} = k_{a.д} \frac{a_1 p^2 + a_2 p + a_3}{(T_{a.д} p + 1) \left[\left(p + \frac{1}{T_{ст}} \right) + \omega^2 \right]} \frac{1}{p} \quad (I.126)$$

Здесь

$$a_1 = \cos \varphi + \frac{1}{\omega T_{ст}} \sin \varphi; \quad a_2 = 2 \frac{1}{T_{ст}} \cos \varphi - \sin \varphi \left(\frac{1}{\omega T_{ст}^2} - \omega \right);$$

$$a_3 = 2 \omega^2 \cos \varphi \left(1 + \frac{1}{\omega^2 T_{ст}^2} \right); \quad k_{a.д} = \frac{1}{R} \frac{I_1 k_p T_p \omega \mu}{2\rho (1 + \omega^2 T_{ст}^2) + I_1^2 k_p T_p \mu};$$

$$k_p = \frac{\mu}{L_p}; \quad T_{a.д} = \frac{2J (1 + \omega^2 T_{ст}^2)}{2\rho (1 + \omega^2 T_{ст}^2) + I_1^2 k_p T_p \mu},$$

где φ — угол сдвига фаз между напряжениями возбуждения U_b и управления U_y ; J — момент инерции; ω — угловая скорость вращения поля; ρ — коэффициент вязкого трения; μ — коэффициент взаимоиндукции между цепями статора и ротора; L_p — результирующая индуктивность ротора; I_1 — ток обмотки возбуждения; R — сопротивление обмотки управления; $T_{a.д}$ — электромеханическая постоянная времени двигателя.

Выражение (I.126) учитывает не только электромеханические, но и электрические переходные процессы в обмотках двигателя, скорость протекания которых определяется постоянной времени $T_{ст}$. Теоретические расчеты и результаты экспериментов показывают, что при $\varphi = 90^\circ$ и угловой скорости изменения огибающей управляющего сигнала $\omega \leq 300$ рад/с влиянием $T_{ст}$ можно пренебречь.

Поэтому с достаточной для практических расчетов достоверностью передаточная функция двухфазного АД может быть представлена в виде

$$W_{a.д}(p) = \frac{\theta_d(p)}{U_y(p)} = \frac{k_{a.д}}{p(1 + T_{a.д}p)}, \quad (I.127)$$

где $k_{a.д}$ — коэффициент усиления АД.

В том случае когда двухфазный АД применяется в качестве корректирующего элемента в системе АЭП и $T_{a.д}$ значительно меньше постоянной времени ОУ, двухфазный двигатель может рассматриваться как интегрирующее звено с передаточной функцией

$$W_{a.д}(p) = \frac{k_{a.д}}{p}. \quad (I.128)$$

5. Приближенный метод оценки переходных процессов

Точный расчет токов и вращающих моментов в переходном режиме представляет достаточно трудоемкую задачу, поэтому в ряде случаев можно пренебречь током намагничивания и принять $I_1 = I'_2$,

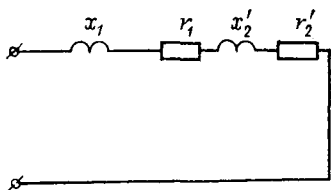


Рис. I.22. Упрощенная эквивалентная схема асинхронного двигателя.

так как сила тока в первичной и вторичной цепях при пуске очень велика. Это соответствует упрощенной эквивалентной схеме АД, приведенной на рис. I.22. Кроме того, принимаем, что индуктивность обмоток не зависит от положения ротора.

Уравнение равновесия напряжений для упрощенной эквивалентной схемы может быть записано в следующем виде:

$$iR + L \frac{di}{dt} = U_{\max} \sin(\omega t + \varphi_0). \quad (I.129)$$

Решая это уравнение, получаем

$$i = i_{уст} + i_{ап} = i_k \sin(\omega_c t + \varphi_0 - \varphi_k) + i_k \sin(\varphi_k - \varphi_0) e^{-\frac{t}{T_d}}. \quad (I.130)$$

В этих формулах i — мгновенное значение тока включения; $i_{уст}$ и $i_{ап}$ — мгновенные значения установившейся и аperiodической

составляющих тока включения; $i_k = \frac{\sqrt{2} U_{л}}{I_H \sqrt{x^2 + R^2}}$ — амплитуда установившегося тока короткого замыкания при неподвижном роторе;

$U_{л}$ — линейное напряжение; $T_d = \frac{L}{R} = \frac{x}{\omega_c R}$ — электромагнитная постоянная времени переходного процесса; $\varphi_k = \arctg T'_d$ — угол сдвига

тока короткого замыкания; $R = r_1 + r'_2$; $x = x_1 + x'_2$ — активное и индуктивное сопротивления двигателя; t — время включения двигателя.

Из выражения (I.130) видно, что на синусоидальный установившийся ток (периодическая составляющая тока) $i_{уст} = i_k \sin(\omega_c t + \varphi_0 - \varphi_k)$ налагается переходный ток (aperiodическая составляющая тока) $i_{ап} = i_k \sin(\varphi_k - \varphi_0) e^{-t/T_d}$, значение которого уменьшается

по показательному закону со скоростью, определяемой постоянной времени переходного процесса T'_d . В итоге результирующий ток в некоторые моменты времени превосходит амплитуду i_k установившегося тока короткого замыкания. Необходимо отметить, что значение переходного тока зависит от угла φ_0 , т. е. фазы напряжения U в момент включения. Если включение происходит в момент, когда $\varphi_0 = \varphi_k$ или $\varphi_0 = \pi + \varphi_k$, то $i_{ап} = 0$ и ток двигателя сразу устанавливается, принимая значения, соответствующие второму периоду переходного процесса. Если же включение происходит при $\varphi_k - \varphi_0 = \frac{\pi}{2}$, то периодическая и аperiodическая составляющие тока достигают наибольшего значения. Выражение, определяющее характер изменения тока, примет при этом следующий вид (i_k выражено в долях номинального тока):

$$i = i_k \sin(\omega_c t + 90^\circ) + i_k e^{-\frac{t}{T'_d}} = i_k \cos \omega_c t + i_k e^{-\frac{t}{T'_d}}. \quad (I.131)$$

Ток достигнет своего наибольшего мгновенного (ударного) значения примерно через половину периода, т. е. при $t = \frac{1}{2f}$; при этом если $f = 50$ Гц, то $t = 0,01$ с, а

$$i_{\max} = i_k \left(1 - e^{-\frac{0,01}{T'_d}} \right) = i_k \left(1 - e^{-\frac{\pi R}{x}} \right) = q i_k, \quad (I.132)$$

где q — ударный коэффициент, который показывает, во сколько раз ударный ток больше амплитудного.

Для облегчения расчетов на рис. 1.23 приведена кривая $q = f(x/R)$. Если необходимо учесть влияние полного сопротивления сети, то его следует прибавить к полному сопротивлению двигателя.

Ударное значение переходного тока вследствие насыщения будет больше значения, полученного по выражению (I.132). Экспериментально установлено, что если расчетное значение ударного тока $i_{\max} = 1,40 i_k$, то в действительности $i_{\max} = 1,80 i_k$. Для среднего значения $\cos \varphi_k$, которое имеет место при пуске, с учетом полного сопротивления сети можно принимать $q = 1,6$.

Максимально возможное значение ударного тока при $R = 0$ будет $i_{\max} = 2 i_k$. Практически максимальное значение ударного тока даже в наиболее неблагоприятном случае включения АД не может превысить 1,8—1,6 благодаря наличию омического сопротивления сети.

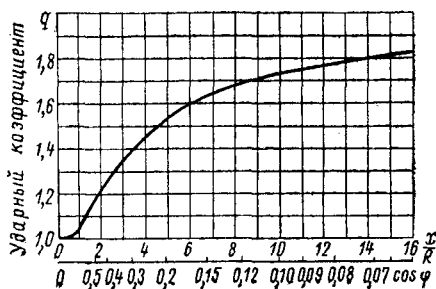


Рис. 1.23. Кривая $q = f\left(\frac{x}{R}\right)$.

Определим, например, значение ударного тока при пуске короткозамкнутого АД, имеющего следующие параметры: $r_1=0,0424$; $r'_2=0,03$; $x_1=0,183$; $x'_2=0,274$; $I_K=I_n=700\text{А}$.

Предварительно найдем величину $x/R=0,457/0,0724=6,3$. Далее по кривой на рис. 1.23 определим ударный коэффициент q , который в данном случае равен 1,6. Тогда значение ударного тока

$$I_{\max} = qI_K = 1,6 \cdot 700 = 1120 \text{ А.} \quad (1.133)$$

Электромагнитные моменты на валу, появляющиеся в течение нескольких периодов, могут быть приближенно определены по следующему выражению:

$$m_{\text{п max}} = m_{\text{п}} \left(1 + \frac{1}{\cos \varphi_K} \right), \quad (1.134)$$

где $m_{\text{п}}$ — каталожное значение пускового момента в относительных единицах; $\cos \varphi_K = R / \sqrt{R^2 + x^2}$ — коэффициент мощности при пуске.

Определим переходный электромагнитный момент, возникающий при пуске АД, если $\cos \varphi_K = 0,33$. Тогда

$$m_{\text{п max}} = m_{\text{п}} \left(1 + \frac{1}{0,33} \right) = 4m_{\text{п}}. \quad (1.135)$$

Таким образом, максимальный переходный момент в четыре раза превосходит пусковой момент АД.

6. Исследование с помощью моделирования

Моделирование АЭП складывается из моделирования двигателя, схемы управления и нагрузки. Применительно к АЭП переменного тока наибольший интерес представляет моделирование переходных процессов в двигателе. Современный уровень теоретических работ в области асинхронных машин позволяет использовать методы математического моделирования для исследования АЭП переменного тока [28].

Основные параметры АД входят в коэффициенты уравнений, описывающих поведение АЭП, поэтому, исследуя переходные процессы с помощью ЭВМ и изменяя соответствующие коэффициенты уравнения, можно найти такие значения параметров, при которых переходный процесс будет носить оптимальный характер, т. е. можно решать задачи синтеза. Так, например, для привода со значительным моментом инерции и большим числом включений (рулевой АЭП) очень важно определить ударные значения пусковых моментов, которые могут привести к поломке привода. С помощью моделирования можно также определить условия, при которых возникают ударные моменты. Моделируя зазор и упругое звено, воспроизводящее механическую передачу вал—редуктор, удастся выявить причины возникновения незатухающих колебаний и предотвратить поломку привода, а также определить оптимальную механическую характеристику двигателя.

В ряде случаев электромагнитными переходными процессами АД, ввиду быстрого их протекания, можно пренебречь и ограничиться рассмотрением только электромеханических переходных процессов. Тогда уравнение движения АЭП в относительных единицах будет определяться выражением

$$m = m_c - T_m \frac{ds}{dt}, \quad (I.136)$$

где

$$m = \frac{M}{M_H} = \frac{U^2 \delta r_2'}{|z^2(s)|};$$

$$m_c = \frac{M_c}{M_H};$$

$$T_m = J \frac{\omega_0}{M_H} = 2\pi J \frac{n_0}{M_H}.$$

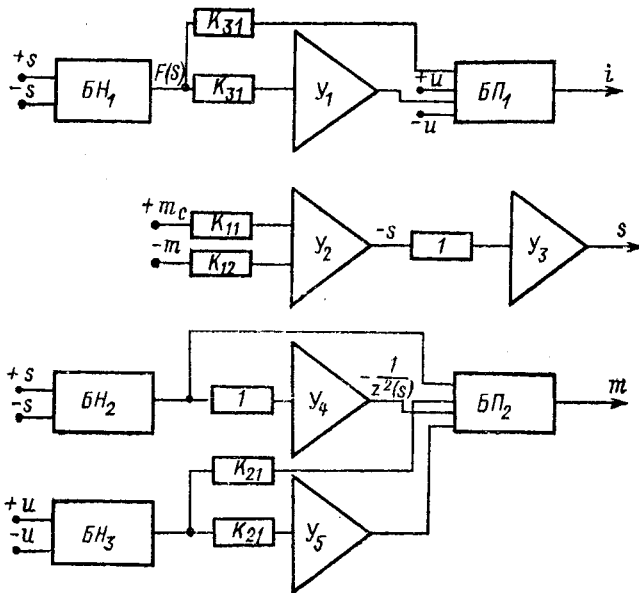


Рис. I.24. Схема электронной модели электропривода.

Значение полного тока найдется из выражения (I.37):

$$i = \frac{U}{z^2(s)} F(s). \quad (I.137)$$

Для воспроизведения функций $1/z^2(s)$ и $F(s)$ потребуется большое количество усилителей и блоков произведения, поэтому целесообразно заранее рассчитать эти зависимости для каждого конкретного типа АД и набрать их на блоках нелинейности.

Схема модели, реализованная на АВМ типа МН-7 по уравнениям (I.136) и (I.137), приведена на рис. I.24, где БН₁—БН₃—блоки

нелинейностей; $БП_1, БП_2$ — блоки произведений; $У_1—У_5$ — операционные усилители; $K_{11}, K_{12}, K_{21}, K_{31}$ — коэффициенты передачи операционных усилителей. С помощью такой модели можно исследовать поведение АЭП при различных характеристиках момента сопротивления и колебаниях напряжения, а также с большой точностью определять время разгона и реверса двигателя, значения тока и моментов.

Механические характеристики привода и зависимости потребляемого тока от скольжения при различных напряжениях сети U , полученные с помощью модели, показаны на рис. 1.25.

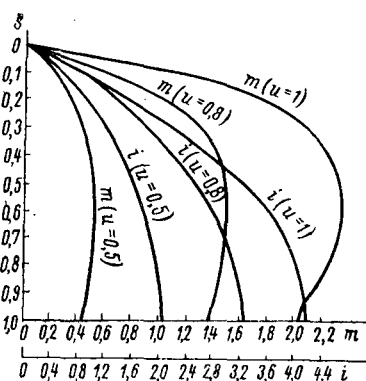


Рис. 1.25. Механические характеристики асинхронного двигателя.

На рис. 1.26 приведены осциллограммы, иллюстрирующие характер изменения тока (кри-

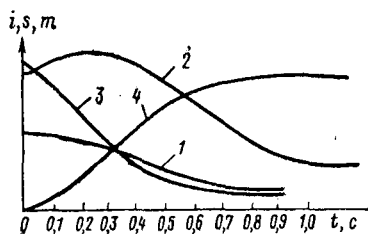


Рис. 1.26. Кривые изменения тока, движущего момента, скольжения и момента сопротивления при пуске двигателя.

вая 1), движущего момента (кривая 2) и скольжения (кривая 3) при моделировании пуска двигателя, когда момент сопротивления (кривая 4) пропорционален скорости. Аналогичные осциллограммы могут быть получены для других режимов работы привода.

Основной задачей заключительной части расчета АЭП переменного тока является проверка соответствия выбранного двигателя заданной производительности и условиям нагрева. Эта задача обычно решается графоаналитическим методом, весьма трудоемким и не всегда достаточно точным. С помощью моделирования ее можно решить чрезвычайно просто при минимальной затрате времени. Так как двигатель уже выбран, то, приступая к моделированию, исследователь располагает реальными характеристиками зависимости момента и тока от скольжения, а также характеристикой момента сопротивления. Поскольку для проверки двигателя по условиям нагрева необходимо определять среднеквадратичное значение тока, то в модель целесообразно ввести квадрат, предварительно расчетным путем перестроив кривую.

§ 6. Вопросы устойчивости работы систем автоматизированных электроприводов переменного тока

1. Постановка задачи

Группа приводов, функционально объединенных общей системой управления и предназначенных для приведения в действие взаимосвязанных объектов управления, представляет собой систему автоматизированных электроприводов. Особенностью систем АЭП является то, что возникающие в отдельном электроприводе системы переходные процессы не локализуются в нем, а влияют на другие АЭП, вызывая в последних также переходные процессы. В связи с этим возникает проблема устойчивой работы системы АЭП в целом и их взаимного влияния друг на друга. Так, в судовых системах с ограниченной мощностью генератора могут возникать колебания и длительные отклонения напряжения, которые отражаются на работе системы АЭП. Вращающиеся АЭП относительно быстро реагируют на провалы напряжения путем резкого снижения частоты вращения. Например, если напряжение понижается настолько, что вращающий момент АД становится меньше момента сопротивления, двигатель может остановиться. Для двигателя морской серии снижение напряжения на 30% приводит к остановке АЭП, работающего с номинальным моментом сопротивления.

Следует особо остановиться на явлениях, возникающих при восстановлении напряжения. В этом случае АД резко увеличивает потребление тока из сети. Так как суммарная мощность работающих АД может составлять 60—70% мощности генератора, то даже кратковременное возрастание тока, вызванное восстановлением напряжения, может привести к вторичному провалу напряжения и дальнейшему снижению частоты вращения, а следовательно, к еще большему увеличению потребляемого тока при восстановлении напряжения. При неблагоприятном сочетании обстоятельств может возникнуть явление «лавинного» снижения напряжения, что вызовет полную остановку системы вращающихся приводов.

На рис. 1.27 приведены кривые, которые характеризуют изменение частоты вращения и тока АД, приводящего в движение вентилятор, при снижении напряжения на 20—22% и последующем его восстановлении. Из рисунка видно, что частота вращения АД снижается сравнительно быстро: за 0,2 с она падает на 6%,

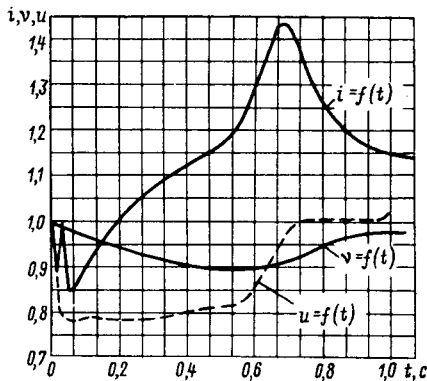


Рис. 1.27. Кривые $v=f(t)$, $u=f(t)$, $i=f(t)$ двигателя при изменении напряжения.

а через 0,5 с составляет уже лишь 90% начального значения. Потребление тока из сети сперва уменьшается, а при восстановлении напряжения резко возрастает, достигая 1,4—1,5 начального значения.

На судне в эксплуатационных условиях возможны короткие замыкания на отдельных фидерах или в системе. Фидер, на котором произошло короткое замыкание, при наличии селективной защиты будет отключаться с некоторой выдержкой времени. В результате короткого замыкания напряжение на зажимах генератора резко снизится, и в случае так называемого «глухого» короткого замыкания оно не будет превышать 10—15% номинального. Падение напряжения, снижая частоту вращения системы АЭП, резко уменьшит их реактивное сопротивление. Опыт эксплуатации промышленных установок показывает, что 75—90% коротких замыканий, происходящих на фидерах, носит неустойчивый характер, т. е. короткие замыкания самоликвидируются через весьма небольшой промежуток времени. Такой же характер могут носить короткие замыкания в условиях эксплуатации судовых сетей. После отключения участка судовой сети, в которой произошло короткое замыкание, генератор сможет восстановить напряжение, если вследствие снижения частоты вращения двигателей он не окажется включенным на нагрузку, намного превышающую ту, которая предшествовала короткому замыканию. В этих условиях начальное напряжение может оказаться недостаточным для восстановления частоты вращения системы АЭП. Частота будет продолжать снижаться, вызывая увеличение нагрузки, что приведет к дальнейшему снижению напряжения. В результате может сработать максимальная защита, которая отключит генератор от сети, и питание системы АЭП нарушится. Для восстановления нормального режима может потребоваться относительно большой промежуток времени. В ряде случаев перерыв питания ответственных ОУ может привести к губительным последствиям для судна (например, отключение АЭП рулевого устройства при прохождении узкостей).

Минимальное значение напряжения, обеспечивающее самозапуск АД, зависит от характера нагрузки последнего. Для привода с постоянным моментом сопротивления, равным номинальному, она составляет не менее 75% номинального напряжения. Остаточное напряжение будет определяться параметрами генератора и сопротивлением короткого замыкания. Значение напряжения после отключения короткого замыкания зависит от параметров генератора и мощности системы АЭП, самозапуск которых должен быть обеспечен в промежутке времени, прошедшем от момента короткого замыкания до его отключения. Количество АД, способных к самозапуску, определяется для каждого судна числом механизмов, которые должны работать при всех условиях. Если мощность генератора недостаточна, то необходимо определить предельную мощность неотключаемых АД, с тем чтобы при снижении напряжения аварийная ситуация не перешла в аварию. Для решения этой задачи требуется знать значения потребляемого двигателем тока в зависимости от продолжительности провала напряжения при раз-

личных нагрузках и параметрах АД, в частности при различных максимальном моменте и электромеханической постоянной времени. Такая задача может быть решена как аналитически, так и методами математического моделирования.

2. Основные уравнения переходных процессов электропривода при колебании напряжения

Кратковременные изменения напряжения сети могут быть вызваны в основном двумя причинами: пуском АД относительно большой мощности и коротким замыканием в сети с последующим восстановлением. В первом случае имеет место относительно плавное падение и восстановление напряжения, во втором — скачкообразное. Эти кратковременные изменения напряжения сети вызывают переходные процессы в АЭП. Характер переходного процесса в данном случае определяется в основном электромеханической постоянной времени привода, хотя в ряде случаев электромагнитные процессы также могут играть определенную роль в восстановлении напряжения на зажимах АД работающего АЭП.

Пусть в период времени, предшествующий снижению напряжения $u=1$, АД работал с моментом $m_1=m_c$ при скольжении s_1 (точка a на механической характеристике 1 двигателя — рис. 1.28). В какой-то момент времени произошло внезапное уменьшение напряжения ($u < 1$). В этом случае АД мгновенно перешел на работу по характеристике, соответствующей новому значению напряжения (кривая 2). Поскольку частота вращения АД не может мгновенно измениться, то при неизменном значении скольжения s_1 момент, развиваемый двигателем, уменьшится до значения m_2 , которое окажется меньше m_c . В результате возникнет момент, тормозящий ротор до тех пор, пока скольжение не достигнет значения s_2 (точка b), соответствующего установившемуся режиму работы на кривой 2. Изменение скольжения до значения s_2 проходит так, как если бы у АД при работе по кривой 2 с моментом m_2 внезапно возрос момент сопротивления до значения m_c . При мгновенном восстановлении напряжения до $u=1$ скольжение изменяется так, как если бы у АД, работающего по кривой 1 (точка d), момент сопротивления внезапно уменьшился до значения m_c (точка a), т. е. $m_c > m_3$. При этом возникает избыточный момент, разгоняющий ротор до тех пор, пока скольжение не достигнет значения s_1 , соответствующего установившемуся режиму работы по кривой 1. Поведение привода при колебании напряжения определяется выражением (1.136).

Переходя к относительному времени $\tau = t/T_m$, откуда $d\tau = \frac{dt}{T_m}$, получим

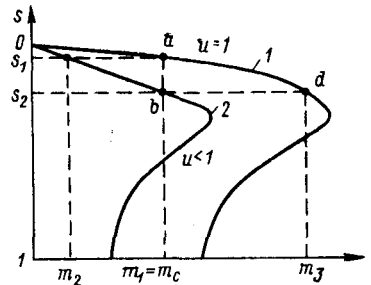


Рис. 1.28. Механические характеристики двигателя.

$$m = m_c - \frac{ds}{d\tau}. \quad (I.138)$$

При относительно небольших колебаниях можно считать, что АД будет работать на прямолинейном участке механической характеристики, не переходя через критическое скольжение. Тогда приближенно можно полагать момент пропорциональным скольжению и квадрату напряжения, т. е.

$$m = u^2(\tau) s/s_H, \quad (I.139)$$

при этом выражение (I.138) будет иметь вид

$$\frac{u^2(\tau) s}{s_H} = m_c - \frac{ds}{d\tau}. \quad (I.140)$$

3. Уравнения переходного процесса при колебании напряжения, вызванном пуском двигателя

Для решения задачи в рассматриваемом случае необходимо знать закон изменения напряжения $u(\tau)$, выраженный в аналитической форме. Экспериментальная кривая изменения напряжения сети, вызванного пуском двигателя, приведена на рис. I.29. Она с достаточной точностью аппроксимируется выражением

$$u = \sqrt{\frac{1}{a \pm b\tau}}. \quad (I.141)$$

Коэффициенты a и b определяются из условия, согласно которому расчетное значение напряжения совпадает с действительным в начальной и конечной точках кривой:

$$\left. \begin{aligned} u_{\text{нач}} &= \frac{1}{\sqrt{a \pm b\tau_{\text{нач}}}}; \\ u_{\text{кон}} &= \frac{1}{\sqrt{a \pm b\tau_{\text{кон}}}}. \end{aligned} \right\} (I.142)$$

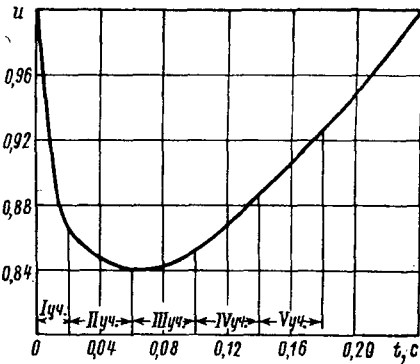


Рис. I.29. Кривая $u=f(t)$.

Отсюда

$$b = \frac{1}{\tau_{\text{кон}} - \tau_{\text{нач}}} \left[\frac{1}{u_{\text{кон}}^2} - \frac{1}{u_{\text{нач}}^2} \right]; \quad a = \frac{1}{u_{\text{нач}}^2} \pm b\tau_{\text{нач}}.$$

На рис. I.29 показаны участки $I-V$, для которых определяются значения коэффициентов a и b .

Подставив выражение (I.141) в выражение (I.140), получим

$$\frac{s}{(a \pm b\tau) s_H} = m_c - \frac{ds}{d\tau}. \quad (I.143)$$

Решение этого уравнения имеет вид

$$s = e^{-\int \frac{d\tau}{(a \pm b\tau) s_H}} \left[\int m_c e^{\int \frac{d\tau}{(a \pm b\tau) s_H}} d\tau + c \right], \quad (I.144)$$

причем

$$\int \frac{d\tau}{(a \pm b\tau) s_H} = \pm \frac{1}{s_H b} \ln(a \pm b\tau).$$

Обозначим $e^{-\int \frac{d\tau}{(a \pm b\tau) s_H}} = A$, тогда $\ln A = \mp \frac{1}{s_H b} \ln(a \pm b\tau)$,

откуда $A = (a \pm b\tau)^{\mp \frac{1}{s_H b}}$. Кроме того,

$$\begin{aligned} \int m_c e^{\int \frac{d\tau}{(a \pm b\tau) s_H}} d\tau &= \int m_c (a \pm b\tau)^{\pm \frac{1}{s_H b}} d\tau = \frac{m_c (a \pm b\tau)^{\pm \frac{1}{s_H b} + 1}}{\left(\pm \frac{1}{s_H b} + 1\right) (\pm b)} = \\ &= \frac{m_c s_H (a \pm b\tau)^{\pm \frac{1}{s_H b} + 1}}{1 \pm s_H b}. \end{aligned}$$

Подставляя полученные выражения в уравнение (I.144), получим

$$s = \frac{m_c s_H}{1 \pm s_H b} (a \pm b\tau) + c (a \pm b\tau)^{\mp \frac{1}{s_H b}}. \quad (\text{I.145})$$

Для определения постоянной интегрирования введем начальные условия. Если $\tau = \tau_{\text{нач}}$, то $s = s_{\text{нач}}$, тогда

$$\left. \begin{aligned} s_{\text{нач}} &= \frac{m_c s_H}{1 \pm s_H b} (a \pm b\tau_{\text{нач}}) + c (a \pm b\tau_{\text{нач}})^{\pm \frac{1}{s_H b}}, \\ c &= (a \pm b\tau_{\text{нач}})^{\pm \frac{1}{s_H b}} \left[s_{\text{нач}} - \frac{m_c s_H}{(1 \pm s_H b)} (a \pm b\tau_{\text{нач}}) \right]. \end{aligned} \right\} \quad (\text{I.146})$$

4. Уравнение переходного процесса при колебании напряжения, вызванном коротким замыканием

При коротком замыкании напряжение изменяется скачком до значения u_1 , поэтому решением уравнения (I.140) будет

$$s = e^{-\int \frac{u^2 d\tau}{s_H}} \left[\int m_c e^{\int \frac{u^2 d\tau}{s_H}} d\tau + c \right],$$

или

$$s = \frac{m_c s_H}{u^2} + c e^{-\frac{u^2 \tau}{s_H}}. \quad (\text{I.147})$$

Подставляя в (I.147) $\tau = \tau_{\text{нач}}$; $s = s_{\text{нач}}$; $u = u_1$, определим

$$c = \left(s_{\text{нач}} - \frac{m_c s_H}{u_1^2} \right) e^{\frac{u_1^2 \tau_{\text{нач}}}{s_H}}. \quad (\text{I.148})$$

В случае глубокого провала напряжения момент АД может перейти за точку критического скольжения, поэтому его значение приближенно будет определяться выражением $m = \frac{2m_{\max}u^2}{\frac{s}{s_K} + \frac{s_K}{s}}$,

тогда уравнение (I.138) примет вид

$$\frac{s_K s}{s^2 + s_K^2} = m'_c - T'_M \frac{ds}{dt}, \quad (\text{I.149})$$

где $m'_c = \frac{m_c}{2m_{\max}u^2}$ — относительный момент сопротивления в долях критического момента; $T'_M = \frac{T_M}{2m_{\max}u^2}$.

Разделив переменные, получим

$$dt = \frac{T'_M}{m'_c - \frac{s_K s}{s^2 + s_K^2}} ds, \quad \text{или} \quad dt = \frac{T'_M}{m'_c} \frac{(s^2 + s_K^2) ds}{s^2 - \frac{s_K s}{m'_c} + s_K^2}. \quad (\text{I.150})$$

Интегрируя выражение (I.150) от $s_{\text{нач}}$ до s , получим

$$t = \frac{T'_M}{m'_c} \int_{s_{\text{нач}}}^s \frac{s^2 + s_K^2}{s^2 - \frac{s_K s}{m'_c} + s_K^2} ds.$$

Окончательное решение будет иметь следующий вид:

$$t = \frac{T'_M}{m'_c} \left[s - s_{\text{нач}} + \frac{s_K}{2m'_c} \ln \frac{s^2 - \frac{s_K s}{m'_c} + s_K^2}{s_{\text{нач}} - s_{\text{нач}} \frac{s_K}{m'_c} + s_K^2} + \frac{s_K}{m'_c} \sqrt{4m_c'^2 - 1} \times \right. \\ \left. \times \left(\operatorname{arctg} \frac{2m'_c s - s_K}{s_K \sqrt{4m_c'^2 - 1}} - \operatorname{arctg} \frac{2m'_c s_{\text{нач}} - s_K}{s_K \sqrt{4m_c'^2 - 1}} \right) \right]. \quad (\text{I.151})$$

На основании приведенных выше выражений может быть получена кривая $s=f(t)$. С помощью этой кривой, воспользовавшись зависимостью $i=f(s)$, можно построить кривую $i=f(t)$ и, следовательно, определить характер изменения тока и скольжения в переходном процессе.

5. Пуск электропривода и устойчивость работы системы

В процессе пуска АД возникают колебания напряжения в сети и связанные с этим возможные нарушения устойчивости работы системы АЭП. Поэтому мощность двигателя не может быть выбрана произвольно; она зависит от мощности генератора и требо-

ваний, связанных с устойчивой работой АЭП. Предельная мощность АД с короткозамкнутым ротором может быть определена из условия ограничения провала напряжения до заданной величины или из условия обеспечения разгона привода под нагрузкой вне зависимости от величины провала напряжения.

Определение предельной мощности двигателя из условия ограничения провала напряжения. Для каждого заранее выбранного генератора может быть построена кривая предельной мощности внезапно приложенной нагрузки, при которой провал напряжения на зажимах генератора не превысит заданной величины.

В качестве примера на рис. 1.30 приведены кривые предельной мощности генераторов с параметрами $x_d' = 0,2$ (переходное индуктивное сопротивление по продольной оси), $T_{d0} = 1, 2$ и 4 с (постоянная времени обмотки возбуждения при разомкнутой цепи статора), для которых было определено относительное значение мгновенного увеличения нагрузки, обуславливающего величину провала напряжения до 10 и 25%. Кривые построены для скорости нарастания возбуждения $R = 3$. Они называются диаграммами предельной мощности. Несмотря на то, что эти диаграммы носят приближенный характер, по ним можно найти предельную мощность АД в зависимости от кратности пускового тока при заданной мощности генератора. Для этого задаются номинальной мощностью АД и, зная мощность генератора и его параметры x_d' , T_{d0} , R , по кривой, соответствующей этим величинам, ищут допустимую кратность пускового тока двигателя. Если полученное значение кратности пускового тока меньше значения, приведенного в каталоге, или равно ему, то падение напряжения при пуске не будет превышать допустимое падение напряжения. Если же полученная кратность пускового тока больше принятой, необходимо выбрать такой способ пуска, который обеспечивал бы уменьшение кратности пускового тока.

Пример. Имеется судовая установка с генератором мощностью 300 кВ·А; $x_d' = 0,2$; $T_{d0} = 2$; $R = 3$. По условиям работы других приводов допустимый провал напряжения не должен превышать 10%. Необходимо найти предельную мощность АД, допускающую прямой пуск. Для этого воспользуемся диаграммой предельной мощности, изображенной на рис. 1.30.

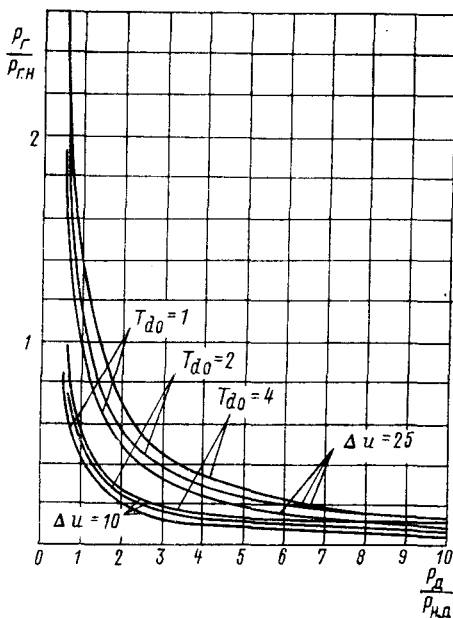


Рис. 1.30. Кривые предельной мощности генераторов.

По кривой, соответствующей $T_{d0}=2$ и $\Delta u=10\%$ определяем, что предельная мощность АД, допускающая прямой пуск при 6-кратном токе, составляет $0,1 P_{г.н} = 0,1 \cdot 300 = 30$ кВ·А, а при 4,5-кратном — $0,13 P_{г.н} = 39$ кВ·А и т. д. Предельная мощность АД, у которого пусковой ток составляет 5—6-кратную величину, допускающую прямой пуск, в рассматриваемом случае будет равна 30—36 кВ·А, а предельная мощность АД с двойной клеткой или с глубоким пазом, у которого пусковой ток составляет 4—5-кратную величину, 40—50 кВ·А. Всякий АД, мощность которого будет превышать указанные величины, потребует применения специальных пусковых устройств.

Определение предельной мощности АД только из условий обеспечения его разгона под нагрузкой вне зависимости от величины провала напряжения. Предполагается, что двигатели, сравнимые по своей мощности с мощностью генератора, будут запускаться, когда дополнительная нагрузка на генераторе отсутствует. При этом расчет нельзя вести по наибольшей величине провала напряжения в начальный момент пуска, так как такой расчет не дает действительного значения предельной мощности подлежащего запуску двигателя. Возможность разгона не определяется наибольшей величиной провала напряжения, потому что регулятор восстанавливает напряжение и тем самым обеспечивает разгон двигателя. Обычно регулятор напряжения в установившемся режиме обеспечивает поддержание номинального напряжения при перегрузке в 25%. В общем случае эта перегрузка может быть значительно больше.

Э. д. с. генератора в относительных единицах равна

$$e = \sqrt{(i_r x_d + \sin \varphi_r)^2 + \cos^2 \varphi_r}. \quad (I.152)$$

В случае пуска двигателя э. д. с. генератора определяется выражением

$$e = \frac{i'_n}{i_n} \sqrt{(i_n x_d k_i + \sin \varphi_n)^2 + \cos^2 \varphi_n}. \quad (I.153)$$

Из уравнений (I.152) и (I.153) получаем

$$i'_n = i_n \sqrt{\frac{(i_r x_d + \sin \varphi_r)^2 + \cos^2 \varphi_r}{(x_d i_n k_i + \sin \varphi_n)^2 + \cos^2 \varphi_n}}. \quad (I.154)$$

В выражениях (I.152)—(I.154) $i'_n = u i_n$ — пусковой ток в долях номинального тока АД при пониженном напряжении во время пуска; $i_n = I_n / I_{д.н}$ пусковой ток АД при номинальном напряжении в долях номинального тока; $u = U / U_n$ — напряжение в относительных единицах; x_d — индуктивное сопротивление генератора по продольной оси; $k_i = I_{д.н} / I_{г.н}$ — номинальный ток АД в долях номинального тока генератора (кратность тока); $\cos \varphi_r$ — коэффициент мощности генератора; $\cos \varphi_{д.н}$, $\cos \varphi_n$ — коэффициент мощности АД при номинальном режиме работы и пуске; η_n , η_n — коэффициент полезного действия АД при номинальном режиме работы и пуске; m_c — момент сопротивления при пуске.

Условием разгона АД является следующее неравенство: $m_c \leq \leq u^2 m_{\min}$. Считая, что при прочих равных условиях соотношение

между пусковым моментом и токами сохраняется при пониженном по сравнению с номинальным напряжении, получим

$$m_c = u^2 i_{\text{п}} \frac{\eta_{\text{п}} \cos \varphi_{\text{п}}}{\eta_{\text{н}} \cos \varphi_{\text{д. н}}} = i_{\text{п}}'^2 \frac{\eta_{\text{п}} \cos \varphi_{\text{п}}}{i_{\text{п}} \eta_{\text{н}} \cos \varphi_{\text{д. н}}}, \quad (\text{I.155})$$

откуда

$$i_{\text{п}}' = \sqrt{\frac{m_c i_{\text{п}} \eta_{\text{н}} \cos \varphi_{\text{д. н}}}{\eta_{\text{п}} \cos \varphi_{\text{п}}}}. \quad (\text{I.156})$$

Минимальное значение напряжения, при котором возможен разгон АД, из выражения (I.155) будет равно

$$u = \sqrt{\frac{m_c \eta_{\text{н}} \cos \varphi_{\text{д. н}}}{i_{\text{п}} \eta_{\text{п}} \cos \varphi_{\text{п}}}}. \quad (\text{I.157})$$

Совместное решение уравнений (I.154) и (I.156) дает выражение для определения значения k_i , при котором напряжение будет достаточным для обеспечения разгона АД:

$$k_i^2 + A k_i + B = 0, \quad (\text{I.158})$$

где

$$A = \frac{2 \sin \varphi_{\text{п}}}{x_d i_{\text{п}}};$$

$$B = \frac{1}{x_d'^2 i_{\text{п}}^2} -$$

$$- \left(i_{\text{г}}^2 + \frac{2 i_{\text{г}} \sin \varphi_{\text{г}}}{x_d} + \frac{1}{x_d^2} \right) \frac{\eta_{\text{п}} \cos \varphi_{\text{п}}}{m_c i_{\text{п}} \eta_{\text{н}} \cos \varphi_{\text{д. н}}}.$$

С помощью значения, получаемого из (I.158), можно определить допустимую мощность АД в долях номинальной мощности генератора:

$$P_{\text{д}} = k_i P_{\text{г}} \eta_{\text{д. н}} \cos \varphi_{\text{д. н}}. \quad (\text{I.159})$$

Для холостого пуска АД ($m_c = 0$) получаем, что $k_i = \infty$, т. е. в этом случае теоретически может быть осуществлен пуск АД бесконечной большой мощности, однако практически k_i не может принимать значений, превышающих те, при которых пусковой ток не превосходит тока короткого замыкания генератора. При увеличении k_i примерно пропорционально уменьшается предельная мощность АД. Практически коэффициент мощности и к. п. д. меняются в узких пределах. Если принять $\cos \varphi_{\text{д. н}} = 0,85$; $\cos \varphi_{\text{п}} = 0,4$; $\eta_{\text{п}} = 0,9$; $\eta_{\text{н}} = 0,7$, то пусковой ток и напряжение будут равны $i_{\text{п}}' \approx 1,65 \sqrt{m_c i_{\text{п}}}$; $u \approx 1,65 \sqrt{m_c / i_{\text{п}}}$.

Для упрощения расчета на рис. I.31 даны зависимости предельной мощности АД при прямом пуске от пускового тока $i_{\text{п}}$, построенные по данным каталога для различных моментов сопротивлений. Кривые получены с помощью уравнений (I.158) и (I.159) для $x_d = 1,2$ при перегрузке генератора $i_{\text{г}} = 1,25$; $\cos \varphi_{\text{п}} = 0,4$; $\cos \varphi_{\text{г}} = 0,8$; $m_c = 0,2$; $0,4$; $1,0$ и $i_{\text{п}} = 4$; 5 ; 6 ; 7 .

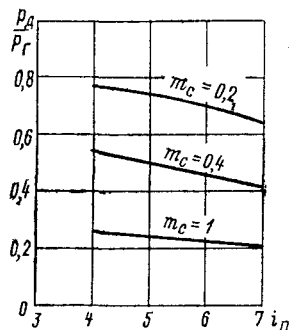


Рис. I.31. Зависимости предельной мощности АД при прямом пуске от пускового тока.

В качестве примера определим минимальную мощность генератора, при которой может быть осуществлен пуск АД пожарного насоса мощностью 40 кВт, если $m_{\text{п}}=1,6$; $n_{\text{н}}=1465$ об/мин ($244,16 \text{ с}^{-1}$); $\cos \varphi_{\text{н}}=0,79$; $\eta_{\text{н}}=0,88$.

Считая, что пуск АД происходит при $m_{\text{с}}=0,4$ (см. рис. I.31), и исходя из того, что $i_{\text{п}}=5,5$, получаем $P_{\text{д}}=0,5$. Тогда минимальная мощность генератора с учетом $\cos \varphi_{\text{н}}$ и $\eta_{\text{н}}$

$$P_{\text{г}}' = \frac{P_{\text{д}}}{0,5\eta_{\text{н}} \cos \varphi_{\text{н}}} = \frac{40\,000}{0,5 \cdot 0,79 \cdot 0,88} = 115\,000 \text{ В} \cdot \text{А}.$$

Напряжение при пуске составит

$$u \approx 1,65 \sqrt{\frac{0,4}{5,5}} = 0,44.$$

Таким образом, минимальная мощность генератора, при которой будет обеспечен пуск АД, составит 115 кВт·А. Напряжение при пуске будет равно 0,44 $U_{\text{н}}$.

6. Расчет устойчивости работы системы электроприводов

Для определения мощности неотключаемых АЭП при условии обеспечения их самозапуска необходимо знать эквивалентное сопротивление АД в момент отключения короткого замыкания. Выше были рассмотрены методы, позволяющие определить характер изменения эквивалентного сопротивления АД в зависимости от скольжения и зависимость скольжения от продолжительности провала напряжения. С помощью этих методов можно вычислить общее суммарное сопротивление двигателей к моменту отключения короткого замыкания. Располагая параметрами генератора и значением сопротивления нагрузки, можно определить напряжение после отключения короткого замыкания. Если это напряжение окажется достаточным, чтобы обеспечить вращающий момент АД, превышающий момент сопротивления, то двигатели начнут восстанавливать частоту вращения, одновременно снижая потребляемый ток. Через некоторый промежуток времени, зависящий от характера момента сопротивления, восстановится нормальная работа АЭП. Если напряжение окажется недостаточным, то частота вращения двигателей будет снижаться вплоть до полной их остановки.

Напряжение при коротком замыкании будет уменьшаться с постоянной времени T_d' и достигнет конечного значения через промежуток времени $(3 \div 4) T_d'$. При этом оно будет равно $U_{\text{кзп}} = E_f k_2$. В расчете первого приближения будем полагать напряжение постоянным и равным конечному или начальному значению в зависимости от времени, прошедшего после отключения короткого замыкания. Таким образом, задача сводится к определению реактивного сопротивления двигателей, самозапуск которых должен быть обеспечен после отключения короткого замыкания и восстановления величины напряжения.

Переходный процесс, вызванный включением АД в судовую сеть, можно рассматривать состоящим как бы из двух периодов: периода, когда переходная э. д. с. АД не изменяется, и периода, когда переходная э. д. с. меняется пропорционально синхронной э. д. с. по тому или иному закону.

При неизменном значении переходной э. д. с. для первого периода справедливо следующее уравнение равновесия напряжений:

$$u_d = e'_d - i_d x'_d. \quad (I.160)$$

Пренебрегая активным сопротивлением статора и считая нагрузку индуктивной, получим $u_d(t) = u(t)$. Составляющая тока статора по продольной оси равна

$$i_d(t) = e'_d(t) / (x_\sigma + x'_d),$$

где $x_\sigma = P_{II} / P_{нагр}$ — эквивалентное сопротивление внешней нагрузки в относительных единицах; P_{II} — номинальная мощность генератора, кВ·А; $P_{нагр}$ — мощность нагрузки, кВ·А.

Тогда, подставляя в (I.160) полученные выражения, находим

$$u(t) = e'_d(t) - \frac{e'_d(t)}{x_\sigma + x'_d} x'_d = e'_d(t) \frac{x_\sigma}{x_\sigma + x'_d} = k_1 e'_d(t), \quad (I.161)$$

причем

$$k_1 = \frac{x_\sigma}{x_\sigma + x'_d}. \quad (I.162)$$

При смешанном характере нагрузки

$$k_1 = z_\sigma \sqrt{\frac{x_{\Sigma q}^2 + r_\Sigma^2}{x'_{\Sigma d} x_{\Sigma q} + r_\Sigma^2}}, \quad (I.163)$$

где

$$z_\sigma = \sqrt{x_\sigma^2 + r_\sigma^2}; \quad r_\Sigma = r_{ст} + r_\sigma;$$

$r_{ст}$ — активное сопротивление обмотки статора; r_σ — эквивалентное сопротивление внешней нагрузки; $x_{\Sigma q} = x_q + x_\sigma$ — суммарное индуктивное сопротивление по поперечной оси; $x_{\Sigma d} = x_d + x_\sigma$ — суммарное индуктивное переходное сопротивление по продольной оси; x_q , x_d — индуктивные сопротивления по поперечной и продольной осям; x'_d — переходное индуктивное сопротивление по продольной оси.

Может быть намечен следующий порядок вычисления предельной мощности двигателей по условиям запуска. Задаются ОУ, работа которых должна быть обеспечена во всех случаях. Определяется номинальная потребляемая из сети мощность каждого АД или номинальный ток по данным каталога, а также скольжение каждого АД, вызванное снижением напряжения при коротком

замыкании через расчетный промежуток времени. Начальное напряжение на зажимах генератора после отключения короткого замыкания определяется выражениями (I.161) и (I.162). Остаточное напряжение может быть с достаточной степенью точности принято равным $0,1—0,15$. На основании полученного с помощью выражения (I.147) значения скольжения определяется значение полного тока i . Если располагают достаточными данными о параметрах двигателей, то для более точных расчетов можно воспользоваться выражениями (I.34) и (I.35).

§ 7. Исследование аварийных ситуаций и послеаварийных режимов работы системы электроприводов с помощью АВМ

1. Постановка задачи

АЭП переменного тока, получающие питание от соизмеримых с ними по мощности электроэнергетических систем (ЭЭС), широко применяются на судах и в стационарных установках. Работоспособность и устойчивость таких АЭП определяются характером протекающих переходных процессов в ЭЭС. Для одних ЭЭС наиболее важными являются режим пуска, реверса и перехода с одного скоростного режима на другой. Для других главным является обеспечение бесперебойного надежного питания наиболее ответственных потребителей. Если при исследовании ЭЭС с неограниченной мощностью проблема ее устойчивости по существу превращается в проблему устойчивости генератора, то в ЭЭС с ограниченной мощностью необходимо рассматривать совместное поведение генератора, электродвигателей, защитных и коммутационных устройств распределительной сети. В этом случае при исследовании переходных процессов основное внимание должно быть направлено на то, чтобы предупредить превращение аварийной ситуации в аварию.

Таким образом, исследование переходных процессов является не целью, а средством обеспечения надежной работы электроприводов. Из всего комплекса проблем, связанных с исследованием устойчивости сложных ЭЭС ограниченной мощности, рассмотрим только вопросы математического моделирования переходных процессов, возникающих в аварийных (короткие замыкания, кратковременные отключения питания, перегрузки и заклинивания электроприводов) и нормальных (пуск, регулирование частоты вращения и др.) режимах работы системы. Поскольку исследуется поведение системы АЭП и генератора в целом, то можно использовать модели отдельных элементов системы. Это позволяет создать математическую модель сложной ЭЭС и в то же время учесть ряд наиболее важных факторов: параметры нагрузки, длительность коротких замыканий, существенные нелинейности машин переменного тока и т. д.

2. Математическая модель генератора

Применение теории синхронных машин, основывающейся на уравнениях Горева—Парка, при исследовании сложных систем с помощью АВМ нежелательно из-за трудностей технического порядка. Это вынуждает отказываться от рассмотрения переходных процессов машин, так как главной задачей синхронного генератора в исследуемой ЭЭС является стабилизация напряжения при действии различных возмущений. При этом (если исключить параллельную работу) синхронный генератор можно представить как ОУ, у которого выходной регулируемой величиной является напряжение на зажимах u_r , управляющим воздействием — напряжение возбуждения u_b , основными возмущениями — нагрузка генератора, характеризуемая током i_r и коэффициентом мощности $\cos \varphi$, и изменение частоты вращения генератора n_r . Тогда синхронный генератор можно представить в виде динамической нелинейной системы с переменным коэффициентом усиления k_r и изменяемой постоянной T_r . В идеальном синхронном генераторе можно пренебречь сверхпереходными процессами и трансформаторными э. д. с. в обмотке статора и считать нагрузку симметричной. Поэтому поведение генератора в переходных режимах можно описать с помощью следующих дифференциальных уравнений:

$$u_r = \frac{k_r}{1 + T_r p} u_b; \quad (I.164)$$

$$u_b = \frac{u_{\text{зад}} - k_u \Delta u + k_i i_r}{1 + T_p p}; \quad (I.165)$$

$$T_r = \frac{(r + r_a)^2 + (x + x_q)(x + x'_d)}{(r + r_a)^2 + (x + x_q)(x + x_d)} T_{d0}, \quad (I.166)$$

$$k_r = \frac{\sqrt{(r^2 + x^2)[(r + r_a)^2 + (x + x_q)^2]}}{(r + r_a)^2 + (x + x_q)(x + x_d)}, \quad (I.167)$$

где T_{d0} — постоянная времени обмотки возбуждения при отсутствии нагрузки на генераторе; T_r — эквивалентная постоянная времени генератора с учетом нагрузки; T_p — постоянная времени регулятора; r_a, x_d, x_q, x'_d — параметры генератора; r, x — параметры нагрузки; k_u, k_i — коэффициенты усиления по напряжению и току регулятора напряжения; $u_{\text{зад}}$ — напряжение на зажимах генератора, которое необходимо поддерживать; $\Delta u = u_{\text{зад}} - u_r$.

Для моделирования более удобно характеризовать нагрузку не величинами r и x , а потребляемой силой тока i_r , и преобразовать уравнения следующим образом. Если заменить напряжение генератора его э. д. с., то

$$u_r = e_r - i_r z_3, \quad (I.168)$$

причем

$$e_r = u_b k_3 n_r; \quad (I.169)$$

$$k_3 = \frac{u_{r.н}}{u_{b.х.х}} \frac{1}{n_{r.н}}, \quad (I.170)$$

где $u_{b.х.х}$ — напряжение возбуждения генератора при холостом ходе.

Эквивалентное внутреннее сопротивление генератора можно найти по формуле

$$z_3 = \frac{\Delta u_r}{i_r}, \quad (I.171)$$

где $\Delta u_r = e_r - u_r$.

С другой стороны, положив $k_3 u_r = 1$ в установившемся режиме, получим

$$e'_r = u_B = \frac{u_r}{k_r}.$$

Тогда

$$z_3 = \frac{1 - k_r}{k_r} \frac{u_r}{i_r} \quad (I.172)$$

Так как

$$i_r = \frac{u_r}{\sqrt{r^2 + x^2}}, \quad (I.173)$$

то формула (I.172) примет вид

$$z_3 = \frac{1 - k_r}{k_r} \sqrt{r^2 + x^2}. \quad (I.174)$$

Уравнениями (I.173) и (I.174) задана интересующая нас зависимость $z_3 = z_3(i_r)$ в параметрическом виде.

Реализация системы уравнений (I.173) и (I.174) на АВМ представляет значительные трудности из-за необходимости использования большого количества усилителей и блоков умножения, поэтому целесообразно заранее рассчитать и построить графики зависимостей

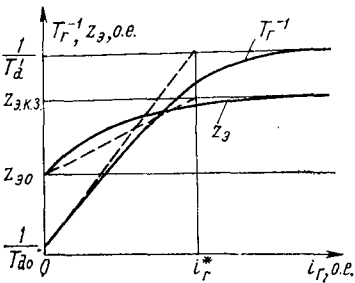


Рис. I.32. Зависимость постоянной времени и эквивалентного сопротивления от тока нагрузки

----- аппроксимирующие кривые.

$z_3 = f(i_r)$, $T_r^{-1} = f(i_r)$ для фиксированных значений T_r . При этом принимаем, что $k_r = k_r(i_r)$; $u_B = u_B(i_r)$ при $u_r = \text{const}$.

Возможный характер изменения указанных величин представлен на рис. I.32. Полученные функции $T_r^{-1} = f_1(i_r)$ и $z_3 = f_2(i_r)$ могут быть аппроксимированы с помощью формул

$$\left. \begin{aligned} T_r^{-1} &= a + bi'_r; \\ z_3 &= c + di'_r; \end{aligned} \right\} \quad (I.175)$$

где

$$a = \frac{1}{T_{d0}}; \quad b = \frac{T_{d0} - T'_d}{T_{d0} T'_d} \frac{1}{i_r^*}; \quad c = z_{30}; \quad d = (z_{3,к.з.} - z_{30}) \frac{1}{i_r^*};$$

$$i'_r = i_r \text{ при } i_r \leq i_r^*; \quad i'_r = i_r^* \text{ при } i_r > i_r^*;$$

$z_{3,к.з.}$ — внутреннее эквивалентное сопротивление генератора при коротком замыкании.

Таким образом работа синхронного генератора может быть описана следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} T_{\Gamma} p u_{\Gamma} &= e_{\Gamma} - i_{\Gamma} z_{\vartheta} - u_{\Gamma}; \\ T_{\Gamma} p e'_{\Gamma} &= u_{\text{в}} - e'_{\Gamma}; \\ e_{\Gamma} &= n_{\Gamma} e'_{\Gamma}; \\ T_{\text{п}} p u_{\text{в}} &= u_{\text{зад}} - k_u \Delta u + k_i i_{\Gamma} - u_{\text{в}}; \\ \Delta u &= u_{\text{зад}} - u_{\Gamma}; \\ T_{\Gamma}^{-1} &= a + b i'_{\Gamma}; \quad z_{\vartheta} = c + d i'_{\Gamma}. \end{aligned} \right\} \quad (I.176)$$

Уравнения для моделирования примут вид

$$\left. \begin{aligned} T_{\Gamma} p U_{\Gamma} &= K_{11} E_{\Gamma} - K_{12} I_{\Gamma} Z_{\vartheta} - K_{13} U_{\Gamma}; \\ T_{\Gamma} p E'_{\Gamma} &= K_{21} U_{\text{в}} - K_{22} E'_{\Gamma}; \\ E_{\Gamma} &= K_{31} n_{\Gamma} E'_{\Gamma}; \\ T_{\text{п}} p U_{\text{в}} &= K_{41} U_{\text{зад}} - K_{42} k_u \Delta U + K_{43} k_i I_{\Gamma} - K_{44} U_{\text{в}}; \\ \Delta U &= K_{51} U_{\text{зад}} - K_{52} U_{\Gamma}; \\ T_{\Gamma}^{-1} &= K_{61} + K_{62} I'_{\Gamma}; \\ Z_{\vartheta} &= K_{71} + K_{12} I'_{\Gamma}. \end{aligned} \right\} \quad (I.177)$$

Здесь

$$K_{11} = \frac{1}{T_{\Gamma}} \cdot \frac{M U_{\Gamma}}{M_{E_{\Gamma}} M_t}; \quad K_{12} = \frac{1}{T_{\Gamma}} \cdot \frac{M U}{M_{I_{\Gamma}} M_t M_{Z_{\vartheta}}}; \quad K_{13} = \frac{1}{T_{\Gamma}} \cdot \frac{1}{M_t};$$

$$K_{21} = \frac{M_{E'_{\Gamma}} M_{T_{\Gamma}}}{M_{U_{\text{в}}} M_t}; \quad K_{22} = \frac{M_{T_{\Gamma}}}{M_t}; \quad K_{31} = \frac{M_{E_{\Gamma}}}{M_{E'_{\Gamma}} M_{n_{\Gamma}}};$$

$$K_{41} = \frac{1}{T_{\text{п}}} \cdot \frac{M_{U_{\text{в}}}}{M_{U_{\text{зад}}} M_t}; \quad K_{42} = \frac{1}{T_{\text{п}}} \cdot \frac{M_{U_{\text{в}}}}{M_{\Delta U} M_t};$$

$$K_{43} = \frac{1}{T_{\text{п}}} \cdot \frac{M_{U_{\text{в}}}}{M_{I_{\Gamma}} M_t}; \quad K_{44} = \frac{1}{T_{\text{п}}} \cdot \frac{1}{M_t}; \quad K_{51} = \frac{M_{\Delta U}}{M_{U_{\text{зад}}}};$$

$$K_{52} = \frac{M_{\Delta U}}{M_{U_{\Gamma}}}; \quad K_{61} = a M_{T_{\Gamma}^{-1}}; \quad K_{62} = b \frac{M_{T_{\Gamma}^{-1}}}{M_{I'_{\Gamma}}};$$

$$K_{71} = c M_{Z_{\vartheta}}; \quad K_{72} = d \frac{M_{Z_{\vartheta}}}{M_{I'_{\Gamma}}}$$

Коэффициент k_i однозначно определяется из условия обеспечения астатической внешней характеристики генератора в пределах его номинальной нагрузки. Коэффициент k_u подбирается на модели из условия получения переходного процесса, заданного техническими условиями при набросе и сбросе 50% нагрузки на генератор.

3. Математическое моделирование электропривода

Решение задачи устойчивости электропривода связано с изучением электромеханических, а не электромагнитных процессов, поэтому моделирование осуществляется по графическим зависимостям $i_d = f(s)$ и $m = f(s)$. Влияние АД на остальные элементы ЭЭС полностью определяется потребляемым им током и коэффициентом мощности. Построение модели, в которой были бы уточнены как активная, так и реактивная составляющие тока АД, приводит к неоправданному усложнению схемы моделирования, однако без учета коэффициента мощности неизбежны большие погрешности при определении падения напряжения на генераторе. Для учета переменного $\cos \varphi$ используется метод

приведенных токовых характеристик. При моделировании генератора принимается во внимание размагничивающее

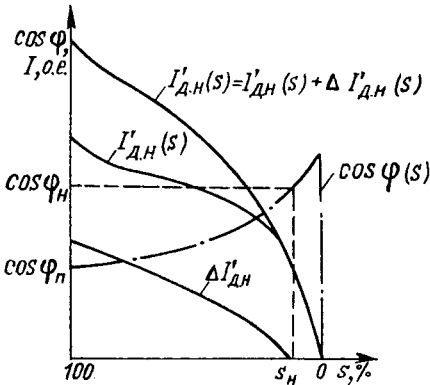


Рис. 1.33. Зависимости коэффициента мощности и тока от скольжения.

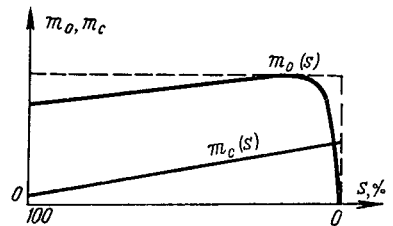


Рис. 1.34. Механическая характеристика двигателя и характеристика нагрузки.

действие тока нагрузки при постоянном $\cos \varphi$. Кривая тока $I'_{д.н}(s)$, потребляемого АД при $U = \text{const}$, пересчитывается с учетом переменного $\cos \varphi$ таким образом, чтобы новое значение тока $I_{д.н}(s)$ при $\cos \varphi = \text{const}$ было эквивалентно по размагничивающему действию на генератор значению тока с переменным коэффициентом мощности. Графические зависимости $\cos \varphi$ и I от скольжения, приведенные на рис. 1.33, иллюстрируют этот метод. Моменты двигателя и нагрузки воспроизводятся с помощью соответствующих характеристик $m_0(s)$ и $m_c(s)$ с учетом инерционных моментов (рис. 1.34). Тогда поведение электропривода может быть описано следующими уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} 2\pi J \frac{dn}{dt} &= m_d - m_c; \\ m_d &= m_0(s) U_r^2; \\ i_d &= i_0(s) U_r; \\ \cos \varphi &= \cos \varphi(s). \end{aligned} \right\} \quad (I.178)$$

Уравнения для моделирования на АВМ имеют вид

$$\left. \begin{aligned} ps &= K_{11}(M_c - M); \quad M = K_{21}M_0(s)U_r^2; \\ I_d &= K_{31}I_0(s)U_r; \quad \cos \varphi = \cos \varphi_0(s), \end{aligned} \right\} \quad (I.179)$$

где

$$K_{11} = \frac{1}{T_{м.н}} \cdot \frac{M_s}{M_t M_m}; \quad K_{21} = \frac{1}{M U_r^2}; \quad K_{31} = \frac{1}{M U_r};$$

$$T_{м.н} = 2\pi J \frac{n_0 s_H}{M_H}.$$

При моделировании одного электропривода коэффициенты могут быть вычислены по каталожным данным АД. При моделировании большого количества АЭП возникает задача определения эквивалентного электропривода. Те электроприводы, поведение которых необходимо исследовать в каждом конкретном случае, не включаются в эквивалентный электропривод и моделируются отдельно.

При выборе эквивалентного АД следует учитывать топографию расположения двигателей, характер коммутационной аппаратуры для подключения двигателей к сети, электромеханические постоянные времени T_m , характеристики тока $i_d = i_d(s)$ и моменты двигателей $m_d = m_d(s)$, характеристики моментов сопротивления нагрузок $m_c = m_c(s)$.

По расположению в ЭЭС все двигатели могут быть разделены на несколько топографических групп. Каждая группа включается на общую секцию распределительного щита. Количество и состав топографических групп непостоянны и зависят от исследуемого режима работы ЭЭС.

В частном случае, например при исследовании пуска мощного АД, последний моделируется отдельно, а все остальные двигатели объединяются в одну группу. Принадлежность к одной топографической группе — необходимое условие при замещении нескольких двигателей одним эквивалентным.

Двигатели одной топографической группы могут быть подключены к сети с помощью различных коммутационных аппаратов (селективные и установочные автоматы, автоматы переключения питания, автоматы с защелками, рубильники и выключатели). В этом случае топографическая группа разбивается на несколько коммутационных подгрупп. Объединение двигателей в ту или иную подгруппу для замены одним эквивалентным АЭП зависит от того, изменяют ли коммутационные аппараты свое состояние при провалах напряжения. В каждую подгруппу целесообразно объединять АД с близкими значениями постоянной времени T_m . Двигатели одной подгруппы можно заменять не более чем тремя эквивалентными двигателями (двигателями с беличьей клеткой, с нормальным и повышенным скольжением). Если при исследовании провал напряжения не приведет к превышению скольжением критического значения, то можно ограничиться одним эквивалентным АЭП.

4. Моделирование коммутационной аппаратуры

Коммутационные аппараты делятся на следующие типы:

1. Аппараты, не зависящие от напряжения сети, к которым относятся автоматы с независимым питанием цепей управления, автоматы с защелкой, рубильники и выключатели. Способ их моделирования определяется общей структурой электронной модели. Если все элементы ЭЭС воспроизводятся на одной АВМ с общим запуском всех участков модели, то в схеме моделирования необходимо предусмотреть специальные управляемые реле или многополюсные выключатели, которые должны коммутировать определенные цепи модели. Замыканием или размыканием этих выключателей можно воспроизводить пуск или отключение части АЭП при работе всех остальных. При пуске начальные условия выбираются в соответствии с режимом неподвижного двигателя, при отключении — в соответствии с состоянием ЭЭС в момент отключения. Возможен также режим пуска всех АЭП при заданных начальных условиях. Если каждый эквивалентный АЭП моделируется на отдельной электронной модели или на части модели с независимым управлением, то электропривод может быть подключен к ЭЭС при любых начальных условиях.

2. Аппараты, зависящие от колебаний напряжения сети, которые отключаются при падении напряжения генератора ниже значения напряжения отпускания ($0,65 u_H - 0,75 u_H$) и включаются при напряжении генератора, равном напряжению притягивания ($0,8 u_H - 0,85 u_H$) или превышающем его. Для моделирования зависимого от напряжения коммутационного аппарата может быть использовано электромагнитное реле, отрегулированное на нужные значения напряжений притягивания и отпускания и подключенное на напряжение моделируемого генератора через согласующий усилитель.

3. Защитные аппараты, предназначенные для отключения тока перегрузки и короткого замыкания с определенной выдержкой времени, равной $\Delta t_{к.з.}$ Защитный автомат моделируется с помощью конденсаторного реле; выдержку времени реле $\tau = RC$ можно менять путем изменения емкости C .

При моделировании ЭЭС в целом для сопряжения моделей эквивалентных АЭП с моделью генератора токовые характеристики последних должны быть выражены в относительных единицах (по отношению к номинальному току генератора).

5. Моделирование аварийных ситуаций и послеаварийных режимов работы системы электроприводов

Аварийные ситуации в работе АЭП переменного тока могут возникать в результате повреждений сети (короткое замыкание, провал напряжения и т. д.) или заклинивания электропривода.

Поведение системы при коротком замыкании. Наибольший интерес представляет исследование поведения системы при отключае-

мых коротких замыканиях той или иной продолжительности. Моделирование короткого замыкания может быть осуществлено двумя способами. При первом способе ток короткого замыкания $I_{к.з}$ является функцией напряжения генератора и сопротивления цепи короткого замыкания: $I_{к.з} = U_{Г} / Z_{к.з}$. Необходимое значение $Z_{к.з}$ определяется расчетным путем. Полученное значение тока короткого замыкания вводится на вход модели генератора и суммируется с токами нагрузки. Таким образом, получается кривая изменения тока короткого замыкания за время от его ударного значения до установившегося.

При втором способе моделирования на вход модели генератора подается сигнал, пропорциональный току короткого замыкания $I_{к.з} \geq I_{к.з.уст}$. Реализация второго способа значительно проще. Имитируя режим короткого замыкания в ЭЭС, можно определить устойчивость работы АЭП при различной длительности короткого замыкания, а также определить то значение времени короткого замыкания, при котором обеспечивается устойчивая работа ЭЭС. Можно решить и обратную задачу: определить допустимую мощность неотключаемых АЭП при заданной длительности короткого замыкания.

Система защиты. Система защиты должна быть спроектирована таким образом, чтобы осуществлялся принцип селективности. Электронная модель позволяет произвести предварительную настройку выдержек времени защитных автоматов в соответствии с условиями обеспечения устойчивой работы ЭЭС в аварийных и послеаварийных режимах. Изменяя $\Delta t_{к.з}$ при заданных мощностях генератора и нагрузки, можно решить задачу синтеза защитных устройств в системе.

Поведение системы при пуске мощного двигателя от сети. Процесс пуска мощного АД моделируется подключением модели АД к модели генератора через модель коммутационного аппарата. Поскольку двигатели моделируются в соответствии с их параметрами, процесс пуска развивается, как в реальной системе. Изменяя мощность подключаемого АД и предварительную нагрузку на генератор, с помощью модели можно найти условия, при которых переходный процесс не приведет к нарушению устойчивой работы. При этом можно определить максимальную мощность запускаемого АД, а также минимальные мощности генератора и предварительной нагрузки на генератор, т. е. решить не только задачу анализа спроектированной ЭЭС, но и задачу ее синтеза.

Поведение системы электроприводов при кратковременных отключениях питания. Поведение системы может быть имитировано на модели с помощью конденсаторного реле, отключающего напряжение модели генератора на заданное время. В результате моделирования можно определить устойчивость системы при кратковременной потере питания и предельную мощность АЭП при заданной мощности генератора.

Поведение системы при заклинивании электроприводов. Переходные процессы при заклинивании электропривода можно имити-

ровать либо заданием соответствующих начальных условий, либо введением дополнительного момента сопротивления с одновременным ограничением направления вращения двигателя. Таким образом можно определить влияние заклинивания как на отдельные АЭП, так и на систему в целом.

Поведение системы при изменении частоты вращения первичного двигателя. Изменение частоты вращения двигателя может быть получено либо автоматически с помощью его электронной модели, на вход которой подается момент сопротивления генератора, либо (если первичный двигатель не моделируется), в виде возмущения, подаваемого на вход модели генератора. При этом можно определить влияние качества работы регулятора частоты вращения на устойчивость ЭЭС и сформулировать требования к нему.

6. Пример исследования на модели

Рассмотрим задачу исследования на модели поведения ЭЭС, состоящей из двух эквивалентных двигателей и генератора.

Параметры синхронного генератора: $P_{г.н} = 750$ кВ·А; $U_{г.н} = 400$ В; $I_{г.н} = 1084$ А; $\cos \varphi_{г.н} = 0,8$; $x_d = 2,306$; $x_q = 1,126$; $x'_d = 0,236$; $r_d = 0,013$; $T'_{d0} = 3,072$ с; $T_d = 0,39$ с.

Результаты расчета приведены в табл. 1.3 в относительных единицах.

Таблица 1.3

i_r	z	x	r	k_r	u_B	Δu_r	z_0	m	T_r
0	∞	∞	∞	1	1	0	0	1	3,072
0,05	20,00	12,00	16,00	0,93	1,08	0,075	1,5	0,94	2,88
0,25	4,00	2,4	3,2	0,7	1,43	0,427	1,71	0,72	2,21
0,5	2,00	1,2	1,6	0,526	1,9	0,9	1,8	0,54	1,66
0,75	1,33	0,798	1,06	0,398	2,51	1,45	1,94	0,426	1,31
1,00	1,00	0,6	0,8	0,339	2,95	1,98	1,98	0,37	1,14
1,1	0,91	0,546	0,738	0,316	3,16	2,19	1,99	0,35	1,08
1,2	0,834	0,499	0,667	0,293	3,4	2,41	2,01	0,32	0,98
1,5	0,667	0,4	0,534	0,279	3,58	2,6	1,73	0,288	0,885
2,0	0,5	0,3	0,4	0,2	5,0	4,0	2,0	0,238	0,73
2,5	0,4	0,24	0,32	0,156	6,41	5,35	2,14	0,21	0,645
3,0	0,333	0,199	0,268	0,132	7,6	6,46	2,16	0,194	0,596
4,0	0,25	0,15	0,2	0,103	9,7	8,7	2,18	0,17	0,522

По данным табл. 1.3 могут быть построены графические зависимости z_0 и T_r^{-1} в функции от i_r . Полученные функции можно аппроксимировать с помощью формул

$$z_0 = 1 + 0,5i_r' \text{ о. е.}; \quad T_r^{-1} = 0,325 + 1,125i_r' \text{ с}^{-1},$$

так как $I^* = 2$ о. е.; $a = 0,325$; $b = 1,125$; $c = 1$; $d = 0,5$.

Численные значения коэффициентов в машинных единицах (м. е.) должны быть рассчитаны с учетом выбранных масштабов переменных $M_U = 0,2$; $M_{I_r} = 0,2$; $M_n = 0,75$; $M_{\Delta U} = 0,2$; $M_i = 10$; $M_{E_r} = 0,2$; $M_{E_r'} = 0,2$; $M_{U_B} = 0,2$; $M_{T_r^{-1}} = 1$; $M_{T_r} = 1$; $M_{z_0} = 0,5$; $M_{U_{\text{зад}}} = 0,2$; $k_U = 0,25$; $k_I = 1,0$; $T_p = 0,01$; $T_r' = 0,02$.

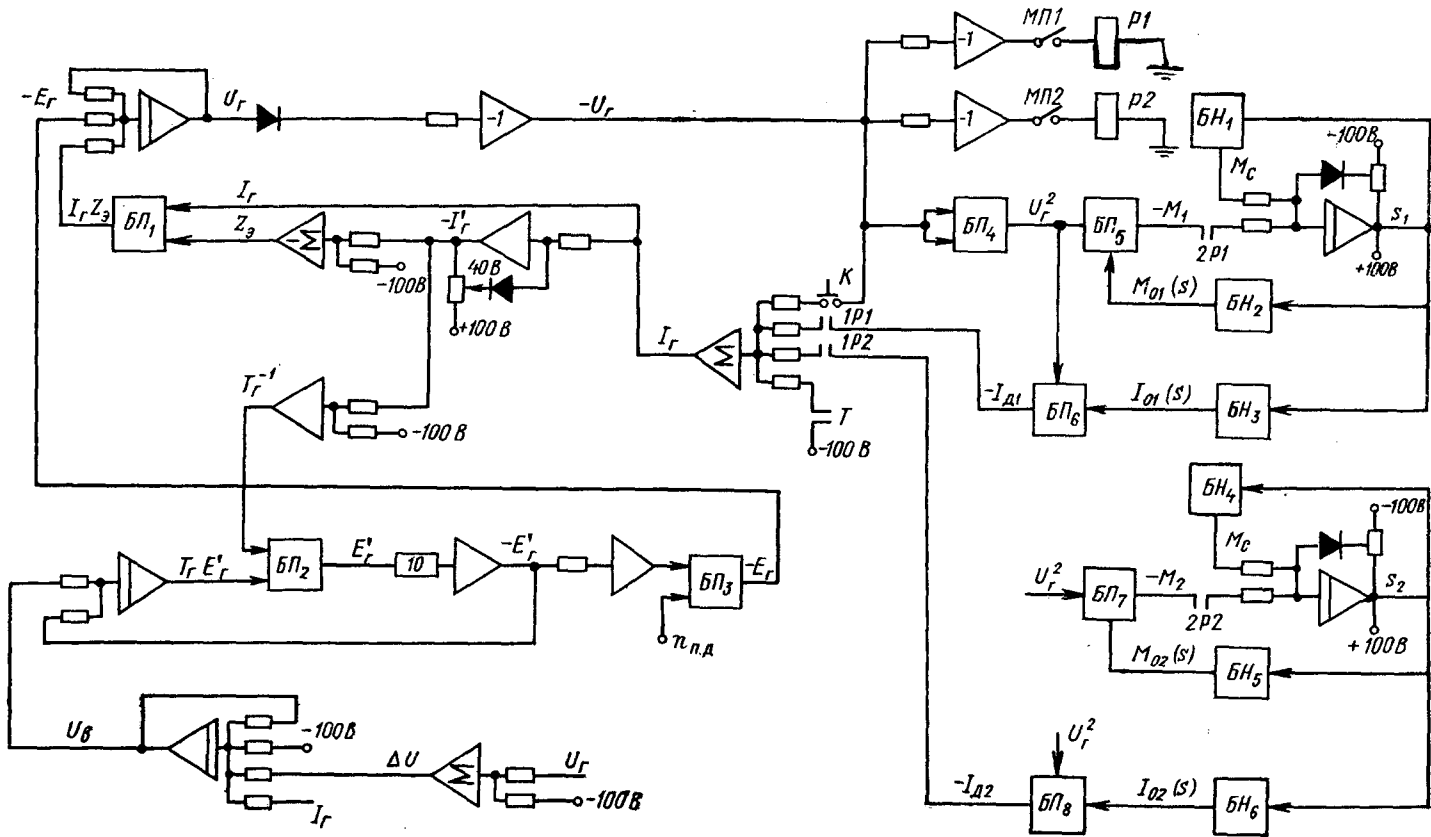


Рис. 1.35. Схема модели электроэнергетической системы.
 БП — блоки производства; БН — блоки нелинейностей.

Например, при $U_{г.н}=400 \text{ В}=1 \text{ о. е.}=0,2 \text{ м. е.}$; $I_{г.н}=1084 \text{ А}=1 \text{ о. е.}=0,2 \text{ м. е.}$; $Z_э=1 \text{ о. е.}=0,5 \text{ м. е.}$ машинные уравнения для $Z_э$ и T_r^{-1} принимают вид

$$Z_э = 0,5 + 0,5I_r' \text{ м. е.}, \quad T_r^{-1} = 0,325 + 2,25I_r' \text{ м. е.}$$

Мощность каждого двигателя может изменяться в пределах от 6 до 100% по отношению к мощности генератора. При исследовании системы в качестве привода синхронного генератора использовался двигатель постоянного тока, применение которого давало возможность исследовать работу генератора при переменной частоте вращения приводного двигателя $n_{п.д.}$.

Схема модели рассматриваемой ЭЭС приведена на рис. 1.35. Она была реализована с помощью трех АВМ типа МН-7. В качестве моделей магнитного пускателя использовались телефонные реле и операционные усилители модели. Реле были отрегулированы на срабатывание при $U=0,85 U_n$ и отпусkanie при $U=$

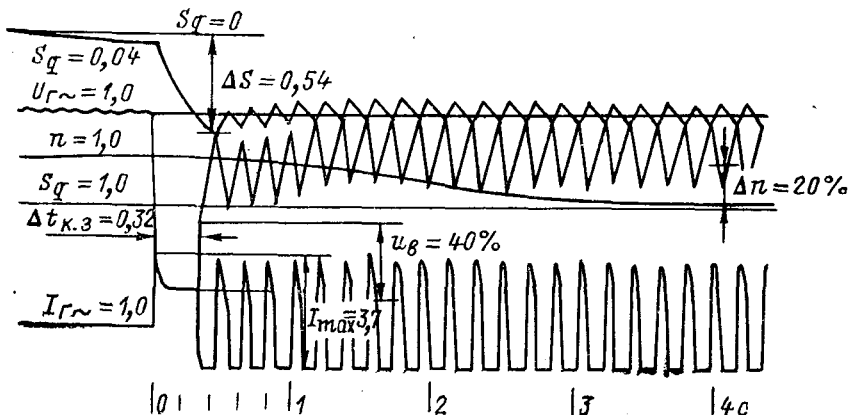


Рис. 1.36. Осциллограмма переходного процесса при коротком замыкании, приводящем к неустойчивости.

$=0,73 U_n$. В проведенном исследовании использовался второй способ имитации короткого замыкания. При этом на вход модели генератора подавалось возмущение в виде импульса тока $I_{к.з}=4 I_{г.н}$ длительностью $\Delta t_{к.з}$ путем замыкания замыкающего контакта реле времени. Статическая нагрузка подключалась тумблером T . Подключение АД производилось автоматическим замыканием контактов МП1, МП2, имитирующих магнитные пускатели, и контактов реле $P1$ и $P2$.

На рис. 1.36 показана осциллограмма переходного процесса в ЭЭС для случая, когда мощность неотключаемого при коротком замыкании (длительностью 0,32 с) эквивалентного АД равна 100% мощности генератора. В послеаварийном режиме система неустойчива, в ней возникают автоколебания из-за многократного срабатывания магнитного пускателя.

Исследование показало, что если в такой системе отключить к. з. через 0,06 с, то система становится устойчивой даже при неотключенной нагрузке, равной 100% мощности генератора. С другой стороны, если снижение частоты вращения первичного двигателя в послеаварийном режиме превысит 25%, то устойчивость системы нарушится из-за чрезмерного снижения напряжения при неотключенной нагрузке, равной 50%. Уменьшение нагрузки двигателей в случае продолжительности к. з. больше 0,3 с не может обеспечить устойчивости ЭЭС. Такое положение объясняется тем, что при переходе за критическое скольжение ток АД не зависит от его нагрузки. Таким образом, на модели ЭЭС можно определить условия, при которых аварийная ситуация, вызванная к. з. и другими причинами, не приведет к нарушению устойчивости ЭЭС, т. е. к аварии.

Рассмотренная модель позволяет также исследовать переходные процессы, возникающие при переключении питания с одного борта на другой, в судовой ЭЭС.

§ 8. Вопросы эффективности автоматизации судовых систем и анализ их надежности

1. Постановка задачи

Развитие комплексной автоматизации на судах рассматривается в настоящее время не как самоцель, а как средство сбережения общественного труда, затрачиваемого при решении различных задач, связанных с проектированием, постройкой и эксплуатацией судовых систем. Эффективность всякой технической системы определяется в основном эффективностью выполнения данной системой определенных задач и эффективностью использования вкладываемых в нее средств. Эффективность выполнения системой определенных задач характеризуется главным образом надежностью и живучестью, при этом под надежностью понимают способность системы сохранять свойства, необходимые для достижения заданной цели, при нормальных условиях эксплуатации, а под живучестью понимают способность системы сохранять свойства, необходимые для достижения заданной цели, при наличии воздействий, не предусмотренных условиями нормальной эксплуатации (взрыв, пожар, затопление и т. д.). Эффективность использования средств, вкладываемых в систему, определяется такими показателями, как экономичность, компактность и т. п.

2. Эффективность автоматизации

Под показателем эффективности автоматизации понимают меру, позволяющую оценить результат применения систем автоматики. В последнее время большое внимание уделяется экономической эффективности комплексной автоматизации, характеризующей связи между затратами и достигаемыми при автоматизации результатами. Оценку экономической эффективности следует производить при выборе рационального объема и степени автоматизации, при сравнительной оценке различных вариантов технических решений, при определении абсолютного экономического эффекта и т. д.

Исследования по вопросам экономической эффективности показали, что сложность систем автоматики не должна превышать некоторый экономически обоснованный уровень, причем эти системы должны строиться по иерархическому принципу и так, чтобы в комплексной системе обеспечивался рациональный уровень автоматизации. При определении экономической эффективности необходимо учитывать существование нескольких методов оценки эффективности, что обусловлено различиями учета эффективности капиталовложений и результатов эксплуатации судов. В качестве критерия экономической эффективности \mathcal{E} в ряде случаев могут быть использованы приведенные затраты, определяемые как

$$\mathcal{E} = \min_j \{C_j + E_{\text{норм}} K_j\},$$

где C_j — годовые эксплуатационные расходы; K_j — стоимость судна при j -м варианте системы автоматизации; $E_{\text{норм}} = 1/T_{\text{норм}}$ — норма

тивный коэффициент эффективности капитальных вложений, а $T_{\text{норм}}$ — нормативный срок окупаемости.

При учете только годовой экономии на содержании экипажа ΔC допустимые дополнительные капиталовложения в автоматику ΔK определяются из следующего неравенства:

$$\Delta K \leq \frac{\Delta C}{N_a + \frac{1}{T_{\text{норм}}}},$$

где N_a — норма автоматизации.

При условии, что срок окупаемости автоматизированного судна не должен превышать срок окупаемости неавтоматизированного судна, автоматизация экономически целесообразна, если

$$\Delta K_1 = \frac{\Delta C_1}{\frac{1}{K_0} (Z - C_0) + N_a},$$

где ΔK_1 — предельно допустимые капиталовложения на автоматизацию; C_0 — годовые эксплуатационные расходы на неавтоматизированном судне; ΔC_1 — годовая экономия на эксплуатационных расходах по судну за счет автоматизации; K_0 — стоимость неавтоматизированного судна; Z — валовой годовой доход.

Отметим, что для применения системы кроме технического ее совершенства необходимо, чтобы она была экономически эффективной в реально существующих условиях, например в условиях недостаточно совершенного ценообразования.

Одним из важнейших факторов повышения экономической эффективности систем судовой автоматики является широкое использование в них унифицированных конструктивных и функциональных решений на различных уровнях интеграции — от типовых элементов до типовых (базовых) систем, а также повышение ресурса и срока службы систем, так как увеличение этих показателей эквивалентно увеличению выпуска систем.

Общая оценка эффективности автоматизации. Отсутствие достаточно надежных количественных данных по затратам на автоматизацию и по эффекту от ее внедрения затрудняет, несмотря на наличие методик, возможность проведения расчета технико-экономической эффективности автоматизации судна в целом. По этой причине в ряде случаев автоматизацию считают оправданной, если она обеспечивает: повышение надежности, позволяющее точнее соблюдать расписание движения судов; повышение эффективности использования механизмов; снижение затрат на топливо, обслуживание и ремонт; снижение эксплуатационных расходов, в том числе расходов на содержание судового экипажа; уменьшение простоев оборудования, позволяющее сократить время стоянки судна в портах; облегчение и улучшение обслуживания технических средств судна; получение дохода, соответствующего дополнительным расходам на автоматизацию; окупаемость расходов на автоматизацию за срок, превышающий срок окупаемости неавтоматизированного судна.

Преимущества автоматизации. При автоматизации судна на 40—50% сокращается общая численность; ускоряется маневрирование судов при прохождении узкостей, входе в порт и выходе из порта, что позволяет уменьшить расход топлива на 1—2%; обеспечивается более точное удержание судна на курсе при уменьшении числа перекладок руля, вызывающих торможение и потерю судном скорости, что позволяет сократить расход топлива приблизительно на 2%, а ходовое время на 3%; достигается более устойчивая работа энергетического оборудования на оптимальных режимах, что повышает к. п. д. использования этого оборудования; на 2—3% увеличивается срок службы судового оборудования благодаря контролю за важнейшими параметрами, позволяющему снизить износ механизмов, уменьшить число аварий по вине обслуживающего персонала, сократить межремонтный период на 6—10%; упраздняются вечерние и ночные вахты, благодаря чему повышается эффективность труда машинной команды на 60—80%; уменьшается масса судна примерно на 3,5 т на каждого сокращаемого члена судового экипажа; в 1,3—3 раза снижается время грузовых операций. Сокращение численности судового экипажа позволяет уменьшить количество и размер жилых помещений, число спасательных средств, запас провизии, снизить требуемую производительность систем, устройств и механизмов, обслуживающих нужды судового экипажа.

3. Анализ надежности

Свойство элемента, блока или системы выполнять все предписанные функции в определенных условиях эксплуатации в течение заданного времени при сохранении значений основных параметров в установленных пределах называется надежностью. Требование надежной работы является одним из важнейших. Оно может сводиться как к тому, чтобы система непрерывно и безотказно функционировала в течение заданного времени, так и к тому, чтобы система, не работающая непрерывно, была готова к выполнению своих функций в нужный момент времени. Надежность системы может быть оценена с помощью количественных показателей. Анализ надежности состоит в определении и исследовании этих показателей. Основными задачами анализа являются: оценка надежности уже готовых схем по надежности составляющих элементов; определение необходимого числа запасных элементов (ЗИП), а также частоты и объема профилактических и ремонтных работ; исследование надежности проектируемых систем с целью разработки мер по ее обеспечению.

К основным мерам повышения надежности относятся: повышение надежности применяемых элементов; построение структурно-надежных схем, т. е. схем, сохраняющих работоспособность несмотря на выход из строя части элементов; построение эксплуатационно-надежных схем, т. е. схем, позволяющих оперативно получать информацию о возникшей неисправности и своевременно производить восстановление.

Вопросы исследования и повышения надежности подробно освещены в литературе [5]. В этом параграфе излагаются методы оценки надежности применительно к судовым АЭП и системам. Методы повышения надежности различны для систем разного типа; они будут рассмотрены в последующих главах.

4. Показатели надежности

Выбор количественных показателей надежности зависит от определенных характеристик систем, к которым относятся следующие: режим работы системы (системы непрерывного, периодического или разового использования); возможность или целесообразность восстановления системы после наступления отказов (обслуживаемые, или восстанавливаемые, и необслуживаемые системы); возможность перерывов в работе системы (системы однократного или многократного действия). В настоящее время используются следующие основные показатели надежности: вероятность безотказной работы; среднее время безотказной работы; коэффициент готовности; продолжительность вынужденного простоя системы. Вероятность безотказной работы употребляется для оценки надежности систем, не обслуживаемых во время работы, или систем, обслуживание которых осуществляется только в определенные моменты времени. Среднее время безотказной работы системы применимо в качестве показателя надежности для случаев, когда нас интересует среднее время между отказами системы, например при планировании профилактических и ремонтных работ, а также как вспомогательный показатель при анализе надежности обслуживаемых систем. Коэффициент готовности — это вероятность того, что система будет пригодна к использованию в любой момент времени. Он применяется для оценки надежности обслуживаемых систем периодического и разового использования. Продолжительность вынужденного простоя системы используется как характеристика надежности для обслуживаемых систем в том случае, если длительность простоя имеет существенное значение для выполнения системой поставленных задач. Перечисленные показатели надежности выражаются как функции от двух величин, которые могут быть определены экспериментально: интенсивности отказов и среднего времени восстановления.

Интенсивность отказов $\lambda(t)$ — это среднее количество отказов в единицу времени:

$$\lambda(t) = \frac{\Delta N}{\Delta t N(t)},$$

где $\Delta N/\Delta t$ — число устройств, выходящих из строя за единицу времени; $N(t)$ — общее число устройств в момент времени t .

Вероятность безотказной работы зависит от $\lambda(t)$ следующим образом:

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t) dt}. \quad (I.180)$$

В теории надежности обычно рассматривается случай, когда интенсивность отказов постоянна во времени, т. е. случай экспоненциального закона распределения; тогда формула (I.180) упрощается:

$$P(t) = e^{-\lambda t}. \quad (\text{I.181})$$

Величина $Q = 1 - P$ есть вероятность отказа.

Среднее время безотказной работы $T_{\text{ср}}$ связано с вероятностью безотказной работы выражением

$$T_{\text{ср}} = \int_0^{\infty} P(t) dt. \quad (\text{I.182})$$

Для случая экспоненциального закона

$$T_{\text{ср}} = \int_0^{\infty} e^{-\lambda t} dt = \frac{1}{\lambda}. \quad (\text{I.183})$$

Коэффициент готовности определяется через интенсивность отказов и среднее время восстановления $T_{\text{в}}$ (в которое входит и время обнаружения неисправности):

$$k_r = \frac{T_{\text{ср}}}{T_{\text{ср}} + T_{\text{в}}} = \frac{1}{1 + \lambda T_{\text{в}}}. \quad (\text{I.184})$$

Наконец, среднее время вынужденного простоя определяется по формуле

$$\tau = T_{\text{в}} \frac{t}{T_{\text{ср}}} = T_{\text{в}} \lambda t. \quad (\text{I.185})$$

5. Метод анализа надежности

Анализ надежности базируется на оценке надежности сложных систем по показателям надежности элементов, определяемым экспериментально, с учетом структуры схемы, условий эксплуатации и режима обслуживания.

Метод основан на применении теории вероятностей и алгебры логики. Алгебра логики позволяет математически описать условия работоспособности произвольной структуры как функцию состояний работоспособности ее элементов. Первоначально алгебра логики была разработана для анализа логических высказываний, впоследствии она была применена для исследования релейных схем и в самое последнее время — для анализа надежности. Возможность такого применения обусловлена тем, что во всех указанных областях используются переменные, имеющие всего два значения: логическое высказывание может быть истинным либо ложным; релейно-контактный элемент может быть разомкнут либо замкнут; элемент, блок или система могут быть исправны либо неисправны. В соответствии с этим алгебра логики оперирует переменными, принимающими одно из двух значений, условно обозначаемых 1 и 0. Например, исправному состоянию элемента x_i будет соответствовать запись $x_i = 1$, а неисправному $x_i = 0$.

Функция, определенная на наборах аргументов, каждый из которых может принимать значения 0 или 1, и сама принимающая значения 0 или 1, называется логической функцией или функцией алгебры логики. Если число аргументов равно n , то функция может быть задана таблицей с 2^n строками (2^n — число различных сочетаний значений n двоичных аргументов).

6. Оценка надежности невосстанавливаемых систем

Анализ надежности любой системы включает в себя два этапа: описание условия работоспособности системы в математической форме и получение численных значений параметров надежности, применимых к данному случаю. Первый этап анализа для простых систем осуществляется методом перебора, а для более сложных — путем составления схем расчета надежности.

Метод перебора. Такой метод состоит в простом перечислении сочетаний состояний элементов, при которых система работоспособна, и в записи их в виде логического выражения. При этом в каждое сочетание должны входить состояния всех элементов (подсистем). Пусть, например, система состоит из двух насосов H_1 и H_2 , запускаемых общей пусковой кнопкой K . Для успешного выполнения задачи необходима работа обоих насосов. Формализованная запись этого условия имеет вид $F = KH_1H_2$.

Если для выполнения задачи достаточно одного насоса, то возможны следующие случаи: оба насоса и пусковая кнопка исправны ($F = KH_1H_2$); пусковая кнопка исправна, насос H_1 исправен, насос H_2 отказал ($F = KH_1\bar{H}_2$); пусковая кнопка исправна, насос H_2 исправен, насос H_1 отказал ($F = K\bar{H}_1H_2$). Во всех остальных случаях (отказ обоих насосов или отказ кнопки) задача не будет выполнена. Условие работоспособности (или функция работоспособности) запишется в виде $F_{p1} = KH_1H_2 \vee KH_1\bar{H}_2 \vee K\bar{H}_1H_2$.

Если функция работоспособности содержит всего один член, представляющий произведение всех исправных состояний, то элемент (подсистема) с точки зрения расчета надежности находится в основном, или в последовательном, соединении. Это означает, что отказ любого элемента приводит к неработоспособности системы. В противном случае в схеме имеет место резервирование. В рассмотренном примере резервируется насос.

Схемы расчета надежности. При большом числе элементов метод перебора становится громоздким и для облегчения составления функции работоспособности прибегают к построению схем расчета надежности. Построение ведется в следующем порядке: 1) система разбивается на максимально большие блоки, в каждом из которых элементы находятся в основном соединении; 2) составляется схема расчета надежности системы. На схеме расчета надежности графически изображаются пути работы исправных блоков, обеспечивающие выполнение поставленной перед системой задачи. Например, для описанной выше системы запуска насосов схема расчета надеж-

ности имеет вид, представленный на рис. 1.37. Схема наглядно отражает последовательное, или основное (рис. 1.37, а), и параллельное, или резервное (рис. 1.37, б), соединение блоков с точки зрения надежности.

После того как схема расчета надежности построена, составляется функция работоспособности, в которой символы последовательно соединенных блоков логически перемножаются, а параллельно соединенных — складываются: $F_{p2} = K(H_1 \vee H_2)$. Для перехода к расчету надежности полученная функция должна быть преобразована в ДСНФ:

$$F_{p2} = KH_1 \vee KH_2 = KH_1(H_2 \vee \bar{H}_2) \vee KH_2(H_1 \vee \bar{H}_1) = KH_1H_2 \vee KH_1\bar{H}_2 \vee K\bar{H}_1H_2.$$

Вторым этапом анализа надежности системы является нахождение вероятностных характеристик надежности. Вероятность безотказной работы P для последовательного соединения равна произведению вероятностей безотказной работы элементов:

$$P = \prod_{i=1}^n p_i = e^{-\sum_{i=1}^n \lambda_i t_i} \quad (I.186)$$

Если все элементы работают одинаковое время t , то

$$P = e^{-\sum_{i=1}^n \lambda_i t} = e^{-\lambda t} \quad (I.187)$$

Таким образом, для этого случая оценка надежности сводится к суммированию интенсивностей отказов элементов и к подстановке суммарной интенсивности $\lambda = \sum_{i=1}^n \lambda_i$ в формулу (I.187). Значения интенсивности отказов элементов (электрических и механических) приведены в специальных таблицах, к которым прилагаются графики и формулы, позволяющие пересчитывать эту величину для тех или иных условий эксплуатации.

Если схема расчета надежности имеет несколько параллельных путей, то элементы (блоки) могут находиться в разных режимах. В зависимости от этого схемы включения резерва подразделяют следующим образом: резерв нагруженный, когда режимы основных и резервных блоков одинаковы; резерв ненагруженный, когда резервные элементы находятся в выключенном состоянии до момента отказа основных элементов; резерв облегченный, когда резервные элементы находятся в облегченном режиме по сравнению с основными элементами. В двух последних случаях в схему могут вводиться дополнительные устройства переключения, которые осуществляют подключение исправных блоков взамен отказавших. Такое переключение аналогично мгновенному восстановлению.

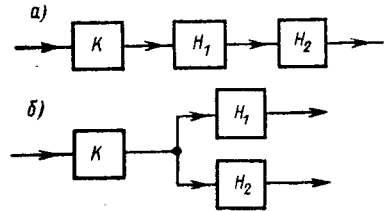
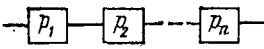
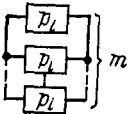
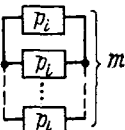
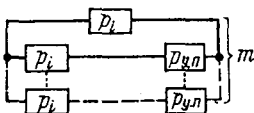
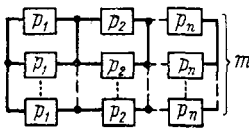
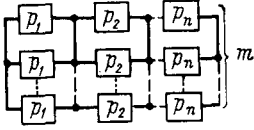
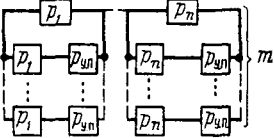


Рис. 1.37. Схема расчета надежности.

Схемы для расчета надежности	Формулы расчета вероятности безотказной работы
<p>Последовательное соединение</p> 	$P = p_1 p_2 \dots p_n = \prod_{i=1}^n p_i = e^{-\sum_{i=1}^n \lambda_i t}$ <p>При $p_1 = p_2 = \dots = p_n$</p> $P = p^n = e^{-n\lambda t}$
<p>Параллельное соединение (резерв нагруженный)</p> 	$P = 1 - (1 - p_i)^m = 1 - (1 - e^{-\lambda t})^m$
<p>Параллельное соединение (резерв ненагруженный)</p> 	$P = e^{-\lambda_i t} \left(1 + \frac{\lambda_i t}{1!} + \frac{(\lambda_i t)^2}{2!} + \dots \right. \\ \left. \dots + \frac{(\lambda_i t)^{m-1}}{(m-1)!} \right)$
<p>Параллельное соединение с устройствами переключения</p> 	$P = 1 - (1 - p_i) (1 - p_i p_{y. n})^{m-1} = \\ = 1 - (1 - e^{-\lambda_i t}) (1 - e^{-(\lambda_i + \lambda_{y. n}) t})^{m-1}$
<p>Параллельно-последовательное соединение (резерв нагруженный)</p> 	$P = \prod_{i=1}^n [1 - (1 - p_i)^m]$

Схемы для расчета надежности	Формулы расчета вероятности безотказной работы
<p>Параллельно-последовательное соединение (резерв ненагруженный)</p> 	$P = \prod_{i=1}^n e^{-\lambda_i t} \left(1 + \frac{\lambda_i t}{1!} + \frac{(\lambda_i t)^2}{2!} + \dots \right. \\ \left. \dots + \frac{(\lambda_i t)^{m-1}}{(m-1)!} \right)$
<p>Параллельно-последовательное соединение с устройствами переключения</p> 	$P = \prod_{i=1}^n [1 - (1 - p_i) (1 - p_i p_{y. n})^{m-1}] = \\ = \prod_{i=1}^n [1 - (1 - e^{-\lambda_i t}) \times \\ \times (1 - e^{-(\lambda_i + \lambda_{y. n}) t})^{m-1}]$

Вероятность безотказной работы при различных схемах включения резерва может быть в самом общем случае вычислена с помощью рекуррентных формул, приведенных в литературе. Однако для большинства практических расчетов применяются упрощенные формулы, основанные на предположении об экспоненциальном законе распределения вероятностей отказов. При этом обычно надежность схем с облегченным резервом рассчитывают по формулам для нагруженного резерва, получая нижнюю оценку их надежности.

В табл. 1.4 приведены наиболее типичные схемы расчета надежности: с последовательным соединением элементов, т. е. без резервирования, с параллельным соединением для случаев нагруженного и ненагруженного резерва и параллельно-последовательным соединением — комбинацией параллельных и последовательных цепей. В таблице приняты следующие обозначения: $p_1, p_2, p_3, \dots, p_i, \dots, p_n$ — надежность элементов (блоков, подсистем); $p_{y. n}$ — надежность устройства переключения; m — число элементов в резервном соединении.

7. Оценка надежности восстанавливаемых систем

Надежность восстанавливаемой системы определяется выражением $P_B = k_r P_3$, где k_r — коэффициент готовности; P_3 — вероятность того, что имеющегося ЗИПа достаточно для восстановления системы.

Коэффициент готовности, как отмечалось выше, является основным показателем надежности восстанавливаемых (обслуживаемых) систем при неограниченном ЗИПе, характеризующим вероятность нахождения системы в исправном состоянии в произвольный момент времени. Он вычисляется по формуле $k_r = T_{cp} / (T_B + T_{cp})$, где T_B — среднее время восстановления системы (включая время обнаружения неисправности); T_{cp} — среднее время безотказной работы, вычисляемое по формуле (I.183). В частности, для основного соединения $T_{cp} = 1 / \lambda_{сист} = 1 / \sum_{i=1}^n \lambda_i$. Для параллельного соединения в случае нагруженного резерва $T_{cp} = \sum_{i=1}^k 1 / (i \lambda_i)$; для параллельного соединения в случае ненагруженного резерва $T_{cp} = \sum_{i=1}^k 1 / \lambda_i$ (k — количество параллельных ветвей).

Величина $1 - k_r = T_B / (T_B + T_{cp})$ характеризует вероятность неисправного состояния обслуживаемой системы в произвольный момент времени. Ее удобнее использовать при сравнении систем по надежности.

Время вынужденного простоя обслуживаемой системы определяется по выражению $\tau = T_B t / T_{cp}$, где t — время эксплуатации.

Однако надежность восстанавливаемой системы определяется ее коэффициентом готовности лишь в случае неограниченного ЗИПа. При ограниченном количестве запасных деталей всегда имеется некоторая вероятность того, что число отказов превысит число запасных деталей, вследствие чего система не сможет быть восстановлена. Так как сложные системы состоят из различных элементов, не являющихся взаимозаменяемыми, то $P_3 = \prod_{i=1}^M p_{3i}$, где M — число типов элементов; p_{3i} — вероятность того, что ЗИПа элемента i -го типа окажется достаточно для восстановления этого элемента. Величина p_{3i} определяется выражением

$$p_{3i} = e^{-N_i \lambda_i t} \sum_{j=0}^{k_i} \frac{(N_i \lambda_i t)^j}{j!},$$

где N_i — число элементов i -го типа в системе; λ_i — интенсивность отказов элемента i -го типа; k_i — число запасных элементов i -го типа.

При определении ЗИПа задаются некоторой вероятностью P_3' (обычно 0,95—0,995), исходя из которой находят k_i для всех типов элементов. Для нахождения k_i выбирают p_{3i}' так, чтобы выполня-

лось равенство $P_{3'} = \prod_{i=1}^M p_{3i}'$. После этого подбирают значение k_i таким образом, чтобы

$$p_{3i}' \leq e^{-N_i \lambda_i t} \sum_{j=0}^{k_i} \frac{(N_i \lambda_i t)^j}{j!} \quad (I.188)$$

Для облегчения подбора k_i пользуются специальными номограммами.

8. Пример оценки надежности восстанавливаемой системы

Рассмотрим систему, состоящую из элементов трех различных типов, находящихся в основном соединении. Пусть

$$N_1 = 10; \lambda_1 = 10^{-5}; N_2 = 5; \lambda_2 = 2 \cdot 10^{-4};$$

$$N_3 = 20; \lambda_3 = 10^{-4}; T_B = 1 \text{ ч}; t = 10^3 \text{ ч}.$$

Тогда вероятность безотказной работы системы

$$P = e^{-(N_1 \lambda_1 + N_2 \lambda_2 + N_3 \lambda_3) t} = e^{-31 \cdot 10^{-4} \cdot 10^3} = e^{-3.1} = 0,045.$$

Среднее время безотказной работы системы

$$T_{cp} = \frac{1}{N_1 \lambda_1 + N_2 \lambda_2 + N_3 \lambda_3} \approx 320 \text{ ч}.$$

Коэффициент готовности системы

$$k_r = T_{cp} / (T_B + T_{cp}) = 320 / 321 = 0,9969.$$

Время вынужденного простоя

$$\tau = T_B t / T_{cp} = 1 \cdot 1000 / 320 = 3,1 \text{ ч}.$$

Таким образом, хотя вероятность безотказной работы системы составляет всего 4,5%, вероятность ее нахождения в исправном состоянии за счет восстановления повышается до 99,69% при неограниченном ЗИПе.

Рассчитаем потребный ЗИП, приняв $P'_{3'} = 0,99$. Зададим $p'_{31} = 0,999$; $p'_{32} = 0,997$; $p'_{33} = 0,994$.

Для элементов 1-го типа, используя (I.188), получим

$$0,999 \leq e^{-10 \cdot 10^{-5} \cdot 10^3} \sum_{j=0}^{k_1} \frac{(10 \cdot 10^{-5} \cdot 10^3)^j}{j!};$$

$$0,999 \leq 0,905 \sum_{j=0}^{k_1} \frac{0,1^j}{j!}; \quad \sum_{j=0}^{k_1} \frac{0,1^j}{j!} \geq 1,104.$$

Подбираем k_1 :

1) при $k_1 = 1$ $1 + 0,1 = 1,01 < 1,104$;

2) при $k_1 = 2$ $1 + 0,1 + \frac{0,01}{2} = 1,105 > 1,104$.

Таким образом, достаточно двух запасных элементов 1-го типа.

Для элементов 2-го типа:

$$0,997 \leq e^{-1} \sum_{j=0}^{k_2} \frac{1^j}{j!}; \quad \sum_{j=0}^{k_2} \frac{1^j}{j!} \geq 2,7.$$

Подбираем k_2 :

1) при $k_2 = 1$ $1 + 1 = 2 < 2,7$;

2) при $k_2 = 2$ $1 + 1 + 0,5 = 2,5 < 2,7$;

3) при $k_2=3$ $1+1+0,5+0,167=2,667 < 2,7$;

4) при $k_2=4$ $1+1+0,5+0,167+0,047=2,709 > 2,7$.

Таким образом, достаточно четырех запасных элементов 2-го типа.

Для элементов 3-го типа:

$$0,994 < e^{-2} \sum_{j=0}^{k_3} \frac{2^j}{j!}; \quad \sum_{j=0}^{k_3} \frac{2^j}{j!} \geq 7,35.$$

Подбираем k_3 :

1) при $k_3=1$ $1+2=3 < 7,35$;

2) при $k_3=2$ $1+2+2=5 < 7,35$;

3) при $k_3=3$ $1+2+2+1,33=6,33 < 7,35$;

4) при $k_3=4$ $1+2+2+1,33+0,67=7 < 7,35$;

5) при $k_3=5$ $1+2+2+1,33+0,67+0,27=7,27 < 7,35$;

6) при $k_3=6$ $1+2+2+1,33+0,67+0,27+0,09=7,36 > 7,35$.

Таким образом, достаточно шести элементов 3-го типа.

В результате получаем, что надежность восстанавливаемой системы $P_B = P_3 k_1 = 0,99 \cdot 0,9969 \approx 0,987$ обеспечивается при следующем ЗИПе: $k_1=2$; $k_2=4$; $k_3=6$.

Относительно большое число запасных элементов обусловлено тем, что в приведенном примере рассмотрена система, состоящая из большого числа элементов с малой вероятностью безотказной работы. Пример показывает, что для такой системы можно путем восстановления обеспечить высокую эксплуатационную надежность при суммарном времени вынужденного простоя порядка 3 ч за время эксплуатации 1000 ч.

ГЛАВА II

Автоматизированный электропривод и управляющие комплексы вспомогательных механизмов энергетических установок и судовых систем

§ 9. Вопросы комплексной автоматизации управления вспомогательными механизмами энергетических установок и судовых систем

1. Постановка задачи

Назначение и особенности вспомогательных механизмов энергетических установок и судовых систем. Вспомогательные механизмы предназначены обслуживать энергетические установки и общие нужды судна. Вспомогательные механизмы энергетических установок обеспечивают охлаждение машин, смазку, подачу топлива и

воздуха в машинное и котельное отделения. Общие нужды судна обслуживаются системами для удаления и принятия водяного балласта, удаления трюмной воды, тушения пожара, снабжения пассажиров и команд питьевой и мытьевой водой, вентиляции судовых помещений и т. п. Системы управления этими объектами включают большое число запорных клапанов и АЭП.

Судовыми системами принято называть совокупность вспомогательных механизмов: напорных средств, трубопроводов, арматуры и приводов управления, предназначенных для перемещения жидкостей и газов, поддержания заданного давления и температуры, необходимых для обеспечения всех нужд судна.

Для работы вспомогательных механизмов энергетических установок и судовых систем, а также органов управления ими характерно то, что они должны находиться в одном из двух устойчивых состояний (включено — выключено, открыто — закрыто и т. п.), определяемых режимом работы установок. Управление механизмами осуществляется в соответствии с алгоритмом, определяющим заданную последовательность выполнения операций.

Уровни автоматизации управления. При нулевом уровне автоматизации управления включение и выключение механизмов в заданной последовательности осуществлялось вручную и не обеспечивало требуемого качества и надежности управления, особенно в аварийных ситуациях. При этом требовалось значительное время для выполнения операций и наличие большого количества обслуживающего персонала, ввиду территориальной рассредоточенности установок. Поэтому возникла необходимость в автоматизации процессов управления отдельными механизмами и устройствами — первый уровень автоматизации управления. В дальнейшем перешли к автоматизации отдельных локальных систем (система управления энергетической установкой, САУ электроэнергетической системой и др.) — второй уровень автоматизации.

Необходимость централизации управления совокупностью локальных систем из ЦПУ, а также необходимость повышения эффективности эксплуатации судов, ликвидации вахт и дежурств потребовали создания управляющего комплекса вспомогательными механизмами энергетических установок и судовых систем — третий уровень автоматизации.

Вопросы проектирования управляющего комплекса. При проектировании управляющего комплекса выполняются: 1) формализация алгоритмов управления отдельного ОУ и алгоритмов централизованного контроля и управления совокупностью объектов управления; 2) разработка функциональных схем, реализующих заданные алгоритмы и отвечающих принятым критериям; 3) определение типа и мощности двигателей к ОУ, выбор элементной базы; 4) преобразование функциональных схем в принципиальные, отражающие размещение и компоновку элементов систем и комплексов, а также реализация принципиальных схем на типовых элементах.

Одним из наиболее ответственных является этап формализации алгоритма управления и контроля. В качестве примера рассмотрим

алгоритмы управления вспомогательными механизмами транспортного судна, обеспечивающие автоматический пуск и остановку дизель-генераторной установки, а также главного двигателя. Процесс введения в действие главной энергетической установки судна, как правило, начинается с запуска дизель-генератора, а затем главного двигателя. При этом должен выдерживаться определенный порядок включения механизмов и устройств с соблюдением ряда условий. Кроме того, должна быть предусмотрена возможность введения в действие резервного агрегата или установки. Так как запуск силовой установки производится без участия оператора, то необходимо составить подробные алгоритмы управления.

2. Алгоритмы управления

Алгоритм пуска дизель-генератора. При пуске дизель-генератора контролируется время эксплуатации $T_{э}$, причем каждая дизель-генераторная установка должна эксплуатироваться по шесть дней и на этот период считается основной, а другая в это время играет роль резервной. По истечении указанного срока выполняется переключение и установка становится резервной. Кроме контроля времени, при пуске необходимо проконтролировать отсутствие запрещающих сигналов от датчиков уровня воды ($H_{в}$), уровня масла ($H_{м}$) и температуры воды ($t_{в}$). Затем производится выбор приоритета и выполнение пусковой операции — включение стартера. Завершение пускового периода контролируется через 3 с, при этом проверяется выполнение условия возбуждения генератора (напряжение возбуждения подано), после чего осуществляется включение стартера. При достижении напряжением 80% номинального значения производится включение генератора в судовую сеть. В случае неудачной попытки операция пуска повторяется дважды с интервалом в 10 с. Если последняя попытка оказывается неудачной, то производится выключение статора и снятие запрещающего сигнала на пуск резервного дизель-генератора.

Словесный алгоритм выполнения операций по запуску дизель-генератора может быть записан в следующем виде: 1 — проверка выполнения условия, налагаемого на $T_{э}$; 2 — проверка выполнения условия, налагаемого на $H_{в}$; 3 — проверка выполнения условия, налагаемого на $H_{м}$; 4 — проверка выполнения условия, налагаемого на $t_{в}$; 5 — выбор приоритета; 6 — включение стартера; 7 — выключение стартера; 8 — снятие запрещающего сигнала на пуск резервного дизель-генератора; 9 — проверка выполнения условия включения возбуждения и выключения стартера; 10 — проверка выполнения условия $U=80\%$ и включение генератора в судовую сеть.

Словесный алгоритм выполнения операций подготовки к пуску главного двигателя. До пуска главного двигателя необходимо подготовить его к работе. Сигнал „Двигатель готов к пуску” выдается только после того, как выполнены: 1) сравнение текущего значения напряжения судовой сети с допустимыми значениями напряжения;

2) проверка отсутствия сигнала из системы пожарной безопасности; 3) сравнение текущего значения температуры охлаждающей воды с допустимым для периода пуска значением 95°C ; 4) сравнение текущего значения температуры топлива с допустимым значением 105°C ; 5) сравнение текущего значения температуры выхлопных газов с допустимым значением 550°C ; 6) проверка уровня охлаждающей воды; 7) включение циркуляционного насоса, если температура охлаждающей воды ниже 50°C ; 8) выключение циркуляционного насоса, когда температура охлаждающей воды выше 60°C ; 9) сравнение текущего значения температуры охлаждающей воды с контрольным значением 40°C ; 10) выдача сигнала «Двигатель готов к пуску».

Пуск главного двигателя начинается с проверки наличия сигнала «Готов к пуску» и «Давление пускового воздуха больше 100 Н/см^2 ».

Для удобства формализации записи алгоритма управления с помощью математических символов на основе словесного алгоритма может быть составлена граф-схема алгоритма. С этой целью в процессе управления выделяются операции двух типов: операции проверки логических условий и операции действия.

В качестве примера рассмотрим построение граф-схемы алгоритма запуска дизель-генератора. Операции действия в рассматриваемом алгоритме представляются логическими функциями, α_1 — α_6 , значения которых определяются через значения контролируемых параметров:

$$\alpha_1 = \begin{cases} 1 & \text{при } T_{э1} \geq T_{э2}, \\ 0 & \text{при } T_{э1} < T_{э2}; \end{cases}$$

$$\alpha_2 = \begin{cases} 1 & \text{при } H_{в} \geq H_{в.н}, \\ 0 & \text{при } H_{в} < H_{в.н}; \end{cases}$$

$$\alpha_3 = \begin{cases} 1 & \text{при } H_{м} \geq H_{м.н}, \\ 0 & \text{при } H_{м} < H_{м.н}; \end{cases}$$

$$\alpha_4 = \begin{cases} 1 & \text{при } t_{в} \geq t_{в.н}, \\ 0 & \text{при } t_{в} < t_{в.н}; \end{cases}$$

$$\alpha_5 = \begin{cases} 1 & \text{при } U_{г} \geq 0,8 U_{г.н}, \\ 0 & \text{при } U_{г} < 0,8 U_{г.н}; \end{cases}$$

$$\alpha_6 = \begin{cases} 1 & \text{при } n < 2, \\ 0 & \text{при } n = 2; \end{cases}$$

n — число попыток запуска ДГ.

При построении граф-схемы алгоритма каждая операция изображается в виде узла графа (операция проверки условия — кружком, операция действия — прямоугольником). Переход к очеред-

ной операции алгоритма изображается стрелкой. В связи с тем что результат контроля выполнения условий можно охарактеризовать двумя значениями (0 или 1), из узлов граф-схемы, соответствующих операциям проверки логических условий, исходят две стрелки, отмеченные знаками „+“, если $\alpha_i = 1$, и „-“, если $\alpha_i = 0$. Граф-схе-

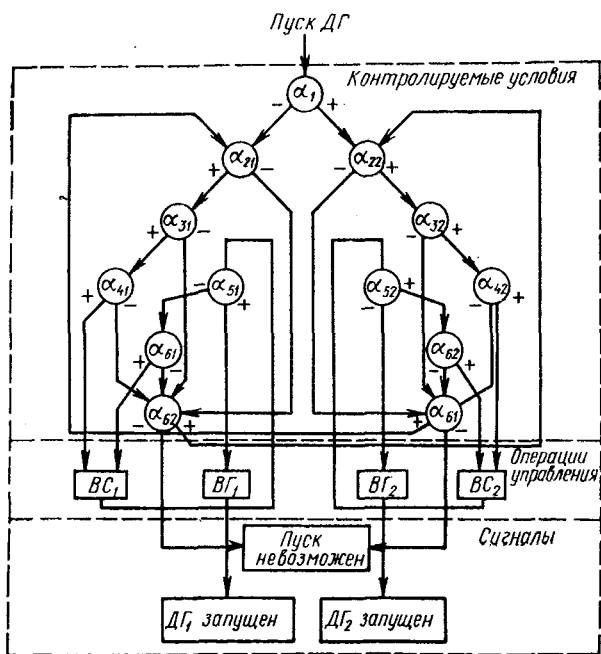


Рис. II.1. Граф-схема алгоритма запуска дизель-генератора.

α_{i1} и α_{i2} — логические функции соответственно для ДГ₁ и ДГ₂; ВС₁ и ВС₂ — операции включения стартера ДГ₁ и ДГ₂; ВГ₁ и ВГ₂ — операции включения ДГ₁ и ДГ₂.

ма алгоритма запуска дизель-генератора приведена на рис. II.1. После минимизации формализованного алгоритма разрабатывают функциональные схемы управления.

3. Структура управляющего комплекса

В состав управляющего комплекса вспомогательных механизмов и судовых систем, в соответствии с общей структурной схемой (см. рис. I.1), входят объекты управления ОУ, автоматизированные приводы АП, системы связанного управления ССУ, системы обработки и системы представления информации СОИ и СПИ, системы контроля СК и пульты управления. Однако состав и характеристики элементов комплекса обладают определенной спецификой. Объектами управления в данном случае являются вспомога-

ные механизмы и судовые системы: насосы различного назначения, вентиляторы, воздуходувки, компрессоры, запорная арматура и т. п., рассредоточенные по всему судну.

В соответствии со структурой комплекса на его функциональной схеме (рис. II.2) выделены следующие уровни автоматизации управления.

Нулевой уровень — ручное управление *РУ* отдельными объектами.

Первый уровень — дистанционное управление, которое обеспечивается с помощью автоматизированных приводов *АП*. Управление

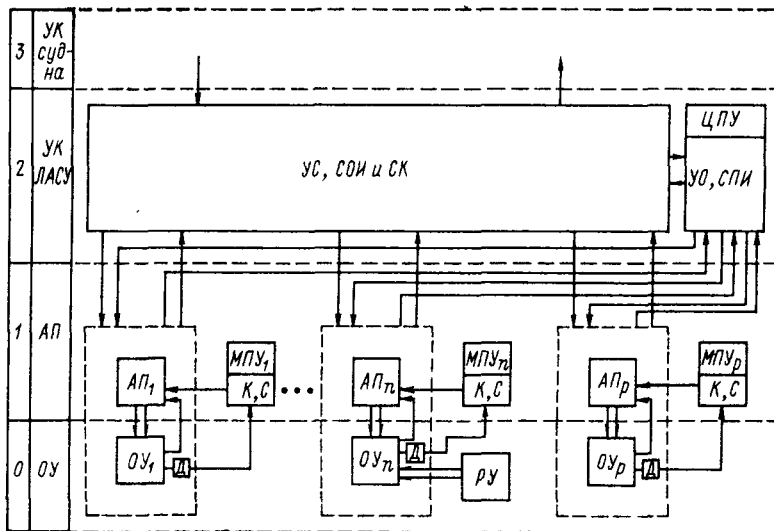


Рис. II.2. Функциональная схема уровней автоматизации.

ние приводами осуществляется с местных постов управления *МПУ*, оснащенных необходимой контролирующей аппаратурой. При этом возможны два вида управления: без обратной связи по регулируемым параметрам и с обратными связями.

Второй уровень автоматизации управления — управляющий комплекс локальных систем управления, в состав которого входят собственно система управления *УС*, обеспечивающая выполнение операций в соответствии с заданными алгоритмами по управлению рядом объектов (см. например, рис. II.1), а также системы обработки информации *СОИ* и контроля *СК*. В нормальных условиях локальная управляющая система *ЛАСУ* обеспечивает функционирование системы без участия оператора. В случае необходимости изменения режима или аварии оператор может на основе информации, получаемой от системы представления информации *СПИ*, подавать команды, с помощью управляющих органов *УО* поста управления. Пост управления может быть расположен на ходовом

мостике — центральный пост управления ЦПУ — или в машинном отделении.

Третий уровень автоматизации управления — управляющий комплекс судна, который обеспечивает управление совокупностью УК ЛАСУ на основе алгоритмов централизованного управления и контроля.

4. Вопросы конструктивного построения управляющего комплекса

Особенности автоматизации судовых систем определяются не только их составом и связями между основными элементами, но и схемой размещения, а также конструктивным исполнением этих элементов. Обычно управляющая система конструктивно реализуется в виде блоков аппаратуры, расположенных в ЦПУ и МПУ, причем последние размещаются как правило, в тех же помещениях, где находятся ОУ. В состав комплекса входят также АП, датчики и сигнализаторы. На лицевую панель ЦПУ выводятся ключи дистанционного управления системой, кнопки управления, контрольные приборы, табло и мнемосхемы.

Система управления и система обработки информации могут компоноваться в виде отдельных конструктивных блоков или размещаться в пультах ЦПУ и МПУ, причем в МПУ может выполняться предварительная обработка информации, поступающей от датчиков, а также усиление сигналов управления. Связь между ЦПУ и МПУ может осуществляться по телемеханическим системам связи с электрическим, временным или частотным разделением сигналов. В системах с электрическим разделением сигналов каждый сигнал подается по своей линии связи. Такие системы просты по устройству и надежны в работе, однако при большом числе ОУ резко возрастает число подводимых кабелей, трудоемкость прокладки которых лимитирует применение систем данного вида. Системы с временным или частотным разделением требуют введения дополнительных устройств, осуществляющих телемеханические связи.

§ 10. Объекты управления

1. Предварительные замечания

Проектирование автоматизированной системы производится в соответствии с характеристиками объекта управления — вспомогательных механизмов, предназначенных для обслуживания силовых установок и судовых систем. Наиболее часто встречающимися вспомогательными механизмами являются насосы и вентиляторы. Расход пара на эти механизмы обычно составляет 10—20% общего расхода пара на судне, а в некоторых режимах — до 30%. Таким образом, вспомогательные механизмы в значительной степени определяют экономичность установки в целом. Автоматизированный электропривод вспомогательных механизмов позволяет снизить расход пара на 15—20% по сравнению с его расходом па-

ровыми вспомогательными механизмами. Этим объясняется широкое применение электрифицированных вспомогательных механизмов на судах с пароэнергетическими установками. На судах с тепловыми двигателями наиболее удобным и экономичным средством распределения энергии также является АЭП. Поэтому в настоящее время все вспомогательные механизмы электрифицированы. Кроме экономии в расходе топлива АЭП вспомогательных механизмов обеспечивает большую готовность к действию и возможность ди-

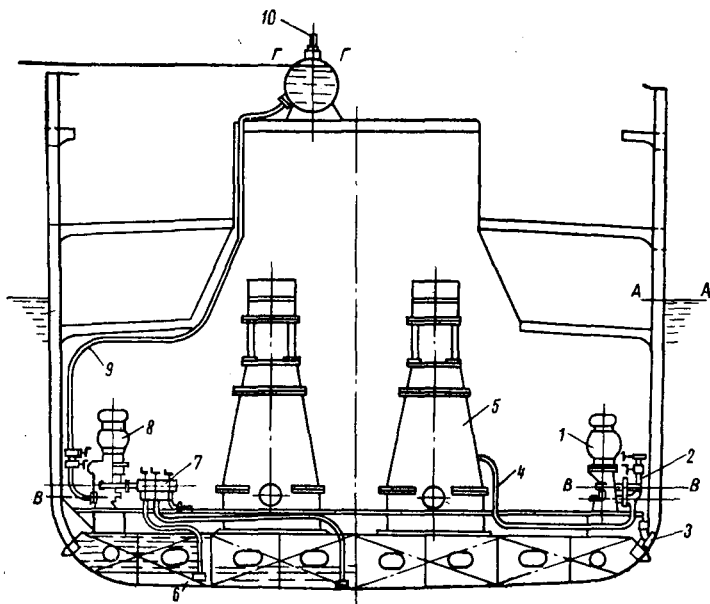


Рис. II.3. Схема систем охлаждения главной машины и перекачки воды внутри судна.

станционного управления и автоматического пуска механизма в зависимости от режима работы установки. Это повышает надежность работы, облегчает эксплуатацию установки и позволяет уменьшить численность обслуживающего персонала.

На рис. II.3 показана схема систем охлаждения главной машины и перекачки воды внутри судна. Насос 1, предназначенный для охлаждения главной машины 5, расположен ниже уровня жидкости, подлежащей перемещению, поэтому через приемную сетку 3 по всасывающему (приемному) трубопроводу 2 вода поступает к насосу, откуда по нагнетательному трубопроводу 4 — в рубашки цилиндров и далее по отливному трубопроводу вытекает за борт. В приемное отверстие насоса вода поступает под давлением атмосферного воздуха на свободную поверхность воды AA на уровне грузовой ватерлинии и столба воды, равного глубине погружения приемного отверстия. Насос должен только сообщить воде энергию,

достаточную для того, чтобы она могла подняться от уровня всасывания до уровня нагнетания и преодолеть гидравлические сопротивления, встречаемые в нагнетательном и отливном трубопроводах, местные сопротивления, а также атмосферное давление на уровне отливного отверстия.

Насос 8, предназначенный для перекачки воды внутри судна, расположен выше уровня жидкости, подлежащей перемещению. Вода через приемную сетку 6, невозвратно-запорный клапан, приемный трубопровод, невозвратно-запорную клапанную коробку 7, насос 8 и трубопровод 9 поступает в расходный бак 10. Насос должен создать пониженное давление во всасывающем трубопроводе, чтобы перекачиваемая жидкость дошла до уровня всасывания насоса *ВВ*, и сообщить жидкости энергию для подъема до уровня *ГГ* и преодоления гидравлических сопротивлений во всасывающем и отливном трубопроводах, а также давления воды в расходном баке. Насос в этом случае работает с подпором.

2. Классификация вспомогательных механизмов

Вспомогательные механизмы могут быть классифицированы по назначению и по принципу действия.

Классификация по назначению. По назначению вспомогательные механизмы разделяются на две основные группы: механизмы судовых энергетических установок и механизмы систем.

К механизмам судовых энергетических установок относятся конденсатные и воздушные насосы — для создания вакуума в конденсаторе и удаления из него конденсата; циркуляционные насосы — для подачи охлаждающей воды в конденсатор; охлаждающие насосы — для подачи забортной воды, охлаждающей цилиндры и крышки главных двигателей, компенсаторов и т. д.; котельно-питательные насосы — для подачи воды в котел из теплого ящика или из запасных цистерн; топливные и нефтеперекачивающие насосы — для подачи топлива из основных цистерн в расходные; насосы для подачи масла к трущимся частям двигателя; вентиляторы для поддержания необходимой температуры и требуемого количества воздуха в машинных отделениях и других служебных помещениях; вентиляторы для обеспечения работы котлов; воздухоподдувки для обеспечения двигателей внутреннего сгорания.

К механизмам систем относятся пожарные насосы — для обеспечения водой противопожарных систем (в ряде случаев они используются в качестве балластных или трюмных насосов); осушительные насосы — для удаления воды из тех отсеков судна, куда она может поступать систематически; балластные насосы — для перемещения жидкого балласта, осушения и заполнения балластных цистерн (в ряде случаев эти насосы используются в качестве резервных насосов противопожарной и санитарной систем); трюмные насосы — для удаления воды из форпиков и ахтерпиков, грузовых трюмов, трюмов машинно-котельного отделения и коридоров гребных валов; санитарные насосы — для подачи пресной

воды из запасных цистерн в расходные; насосы гидравлического привода рулевого устройства; вентиляторы для удаления вредных и взрывоопасных газов из грузовых трюмов; воздуходувки и компрессоры для обеспечения общих нужд судна.

Следует отметить, что по Правилам Регистра на каждом судне должно быть не менее двух механизмов каждого типа — основной и резервный.

Классификация по принципу действия. Насосы по принципу действия подразделяются на объемные, лопастные центробежные и электромагнитные.

Механизмы для перемещения воздуха и газа в зависимости от величины напора именовются вентиляторами, если напор $H < 15$ Н/см², воздуходувками — при напоре H от 15 до 20—30 Н/см² и компрессорами, если напор $H > 20 \div 30$ Н/см².

Кроме насосов и вентиляторов к вспомогательным механизмам относят большую группу приводов вентилей, запорной арматуры и других механизмов.

3. Основные характеристики судовых систем

Работа насоса в системе характеризуется уравнением Бернулли, основанным на законе сохранения энергии в применении к несжимаемой движущейся жидкости:

$$H + \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2g} + \Delta H = \text{const.} \quad (\text{II.1})$$

Величина H представляет собой высоту рассматриваемой точки относительно выбранной плоскости сравнения и характеризует потенциальную энергию жидкости. Член уравнения P/ρ характеризует потенциальную энергию давления и представляет собой высоту столба жидкости с основанием, равным единице площади, и весом, соответствующем давлению P . Слагаемое $V^2/(2g)$ характеризует кинетическую энергию жидкости и представляет собой высоту, с которой должна падать жидкость, чтобы в конце своего падения приобрести скорость V . Последний член уравнения ΔH характеризует энергию, затрачиваемую на преодоление сопротивления при движении от одного сечения к другому. Поэтому полный напор или полное сопротивление, которые должен преодолеть насос или вентилятор, равен

$$H = H_{\text{ст}} + \Delta H_{\text{т}} + \Delta H_{\text{местн}} = H_{\text{ст}} + \Delta H. \quad (\text{II.2})$$

Здесь $H_{\text{ст}}$ — статическое сопротивление в виде противодействия в котле, цистерне и т. д., в которые подается жидкость, или же статическая высота подачи жидкости; $\Delta H_{\text{т}}$ — сопротивление трения в трубопроводе; $\Delta H_{\text{местн}}$ — местное сопротивление в расширениях и сужениях трубопроводов, в поворотах труб, арматуры и т. д.

Потери на трение в трубопроводе. Величина потерь на трение зависит от состояния протекающей жидкости, ее скорости и кон-

фигурации трубопровода. Аналитическое выражение для определения сопротивления прямолинейного участка трубопровода имеет вид

$$\Delta H_T = \frac{\Delta P}{\rho} = \xi \frac{V^2}{2g}, \quad (II.3)$$

где ΔP — перепад давления, Н/м²; ρ — удельный вес жидкости, Н/м³; g — ускорение силы тяжести, м/с²; V — средняя скорость течения жидкости или газа, м/с; ξ — коэффициент, характеризующий сопротивление трения в данном трубопроводе. Для трубопроводов с круглым сечением этот коэффициент равен $\xi = \lambda/l/d$, где λ — коэффициент трения; l и d — длина и диаметр трубопровода, м.

Потери напора на преодоление местных сопротивлений. Местные сопротивления в большинстве случаев не поддаются теоретическому исследованию, поэтому приходится прибегать к опытным коэффициентам. Обычно потери напора на преодоление местных сопротивлений определяют следующим выражением:

$$\Delta H_M = \frac{\Delta P}{\rho} = \sum_i \xi_i \frac{V^2}{2g}. \quad (II.4)$$

Так как диаметр трубопровода — величина постоянная, то, выразив в уравнениях (II.3) и (II.4) параметр V через количество протекающей жидкости или газа Q (в м³/с), получим

$$H = H_{ст} + \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_i \xi_i \right) \frac{8}{\pi^2 g} \frac{Q^2}{d^4}. \quad (II.5)$$

Выражение (II.5) позволяет построить характеристику трубопровода, т. е. зависимость напора, необходимого для перемещения жидкости или газа, от расхода. Она имеет постоянную составляющую, определяемую постоянным статическим напором, и переменную составляющую, пропорциональную квадрату расхода жидкости.

На рис. II.4 показаны характеристики трубопровода (кривые 1, 2 и 4) и характеристика насоса (кривая 3). Кривая 1 относится к системе с преобладанием статического напора (например, установка для питания паровых котлов), кривая 2 — к балластной системе, кривая 4 — к системе с искусственным увеличением сопротивления трубопровода.

4. Объемные насосы

Поршневые насосы. Поршневые насосы работают по принципу изменения объема. В зависимости от числа цилиндров они бывают одно-, двух- и трехцилиндровыми. Если насос вытесняет жидкость при ходе поршня в одном направлении, то он называется насосом прямого действия. Если жидкость вытесняется при каждом ходе поршня в обоих направлениях, то он называется насосом двойного действия.

Производительность поршневого насоса. Теоретическая, или наибольшая, производительность насоса будет в общем случае опре-

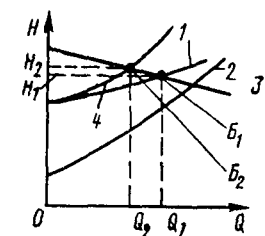


Рис. II.4. Типичные характеристики трубопровода и насоса.

деляться суммарным рабочим объемом его цилиндров $V_{\text{нас}}$ и частотой вращения, т. е. $Q_T = V_{\text{нас}}n$. Так как часть жидкости, сжимаемой поршнями насоса, просачивается, то фактическая производительность насоса будет меньше теоретической. Коэффициент, учитывающий это снижение производительности насоса, носит название объемного коэффициента $\eta_{\text{об}}$ и зависит от давления. Тогда фактическая производительность насоса $Q_{\text{факт}} = V_{\text{нас}}n\eta_{\text{об}}$.

На рис. 11.5 показана зависимость объемного коэффициента от давления $\eta_{\text{об}} = f(P)$ (кривая 1), из которой видно, что при изменении давления от нуля до номинального $\eta_{\text{об}}$ меняется от 0,97 до 0,89, достигая 0,6 при двойном номинальном давлении. Кривая 2 характеризует зависимость от давления механического к. п. д. $\eta_{\text{мех}}$, а кривая 3 — производительности насоса $Q_{\text{факт}}$. Так как производительность насоса при возрастании сопротивления меняется мало, повышение напора приводит к перегрузке не только трубопровода, но и двигателя. Поэтому, если нагнетательный трубопровод случайно резко закрывается, возникает опасность повреждения насоса и двигателя. Изменение производительности насоса примерно пропорционально изменению частоты вращения, а мощность, потребляемая насосом, возрастает пропорционально квадрату частоты, поэтому производительность насоса можно регулировать, изменяя частоту вращения двигателя или ход поршня. В случае необходимости изменения производительности насоса в широких пределах, в частности для рулевых приводов, применяют поршневые насосы переменной производительности.

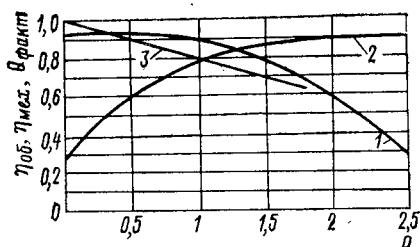


Рис. 11.5. Характеристики поршневого насоса.

Конструкция поршневых насосов переменной производительности. Конструкция таких насосов позволяет изменять ход поршня от нулевого значения до максимального, при этом соответственно меняется производительность насоса. С изменением направления движения поршня меняется направление потока жидкости, в результате чего всасывающая сторона насоса превращается в подающую. Изготавливаемые в настоящее время насосы переменной производительности в зависимости от расположения поршней бывают двух типов: с горизонтальным расположением, при котором управление осуществляется изменением угла между осью и направляющей чашей, определяющей ход поршня, и с радиальным расположением, при котором управление осуществляется изменением эксцентриситета.

Достоинства, недостатки и область применения поршневых насосов. Основными достоинствами поршневого насоса являются: постоянство момента и прямая пропорциональность между мощ-

ностью и частотой вращения при данном напоре; относительная простота конструкции; возможность применения при высоких напорах; относительно высокий к. п. п.; возможность запуска без предварительной заливки. К недостаткам поршневых насосов следует отнести: наличие большого количества трущихся частей; необходимость работы с жидкостью без механических примесей; опасность механических повреждений при перекрывании вентилей; необходимость применения в ряде случаев специального редуктора для соединения с электродвигателем. Поршневые насосы применяются для подачи жидкости с большой высотой всасывания, для обеспечения высокого напора и используются в качестве трюмных, пожарных, питательных, а также для привода рулевого устройства.

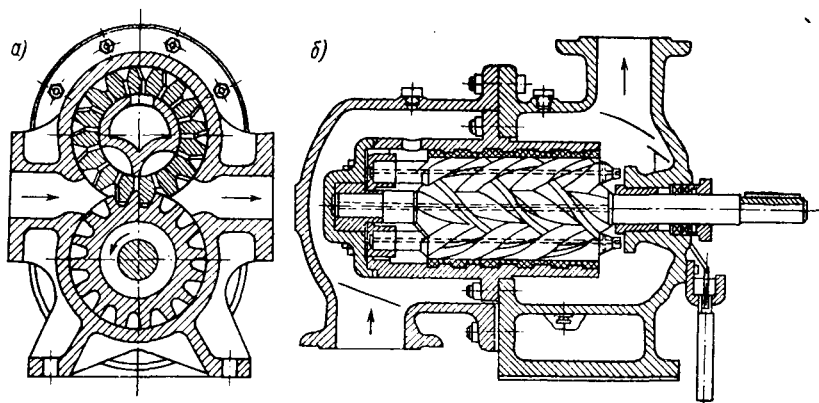


Рис. II.6. Схема зубчатого (а) и винтового (б) насосов.

Роторные насосы. Действие роторных (зубчатых, винтовых) насосов основано на изменении объема рабочих камер, через которые проходит подаваемая жидкость (рис. II.6). Рабочие камеры образуются внутренними стенками корпуса насоса и поверхностями движущихся деталей.

Зубчатые насосы. На рис. II.6, а показана схема зубчатого насоса обычной конструкции. Насос состоит из ведущей и ведомой шестерен, заключенных в корпус. Малые зазоры между зубьями и внутренней поверхностью корпуса насоса предотвращают обратное движение жидкости. При работе зубчатого насоса образуется пульсирующий поток жидкости, который тем равномернее, чем больше зубьев. Теоретическая производительность насосов за один оборот равна объему впадин между зубьями обеих шестерен. Зубчатые насосы являются в настоящее время одним из наиболее распространенных видов насосов, обеспечивающих подачу в диапазоне 0,3—200 м³/ч и давление нагнетания до 200 Н/см² при к. п. д. 55—65%. Основное преимущество этих насосов — простота изготовления. К числу недостатков следует отнести неуравновешенность внутренних усилий, пульсацию подачи, шум, вибрацию, ограниченное давление нагнетателя.

Винтовые насосы. Для улучшения равномерности подачи жидкости применяются винтовые насосы, которые обладают рядом преимуществ по сравнению с другими типами роторных насосов: они долговечны, бесшумны в работе, компактны, отличаются малой массой, высоким к. п. д. и отсутствием пульсации подачи. Винтовые насосы обеспечивают подачу в диапазоне 2—500 м³/ч и давление нагнетания до 1750 Н/см² при к. п. д. 60—85%.

На рис. II.6, б показана схема винтового насоса для подачи масла под давлением 200 Н/см² производительностью 45,4 м³/ч при 1500 об/мин. Регулировать производительность зубчатых и винтовых насосов можно изменением частоты вращения двигателя. Простейшим же способом регулирования является перепуск части подаваемой жидкости обратно во всасывающую трубу.

Область применения. Роторные насосы обычно применяются для подачи чистых масел, нефтепродуктов и других хорошо смазывающих жидкостей с температурой не выше 80°С. Для получения высоких значений к. п. д. целесообразно применять роторные насосы специального назначения, которые в судовых установках используются в циркуляционной системе смазки, для перекачивания жидкого топлива, в качестве циркуляционных насосов двигателей внутреннего сгорания. При перекачивании жидкостей большой вязкости роторные насосы почти полностью вытеснили поршневые и центробежные. Одним из преимуществ роторных насосов является также и то, что высокая частота вращения обеспечивает возможность непосредственного соединения такого насоса с высокооборотным АД.

5. Лопастные центробежные насосы

Лопастной центробежный насос (рис. II.7) состоит из лопастного колеса 1 с рядом изогнутых лопастей 3, укрепленных между вогнутыми дисками 4 и 6. Диск 4 укреплен на валу 7, а лопастное колесо помещается в корпусе 2 насоса 11. Всасывающий патрубок насоса соединен с приемным трубопроводом 10, оканчивающимся невозвратным клапаном 9 и приемной сеткой 8. Нагнетательный патрубок 5 соединен с нагнетательным трубопроводом. Принцип работы центробежных насосов основан на том, что жидкость, находящаяся между вращающимися лопастями колеса, под действием центробежной силы перемещается с большой скоростью к периферии. При перемещении жидкости между лопастями за ней образуется разрежение и создается разность давлений, вследствие чего к насосу поступают новые объемы жидкости. Таким образом, насос может начать работу только при наличии жидкости во всасывающем трубопроводе.

Число лопастей у рабочих колес зависит от необходимой скорости движения жидкости в насосе. При больших скоростях число лопастей доходит до 20, при малых — до 8—12. Увеличение числа лопастей повышает потери на трение и ухудшает к. п. д. насоса. Для обеспечения высокого гидравлического к. п. д. насоса между лопастями и корпусом должны быть небольшие зазоры. Напор,

создаваемый насосом, связан с частотой вращения рабочего колеса и производительностью. Практически обеспечить одним рабочим колесом напор выше 250 Н/см^2 (250 м) затруднительно, поэтому применяют многоступенчатые насосы, состоящие из нескольких рабочих колес, расположенных на одном валу!

Производительность насоса. Если насос работает без противодействия при условии неразрывного течения жидкости, заполняющей всю рабочую полость колеса, и если S — площадь поперечного сечения лопастного колеса на выходе, а V — скорость жидкости на выходе в канал, то производительность насоса равна

$$Q = SV = c_1 n, \quad (\text{II.6})$$

т. е. пропорциональна частоте вращения лопастного колеса n .

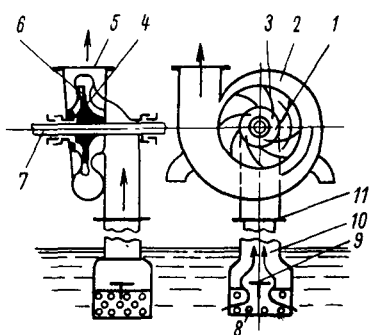


Рис. II.7. Лопастной центробежный насос.

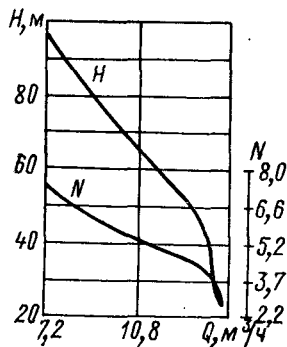


Рис. II.8. Характеристики центробежного насоса при отогнутых назад лопастях.

Скоростной напор, необходимый для обеспечения работы насоса без разрыва потока и при отсутствии противодействия, равен

$$H \approx \frac{V^2}{2g} = c_2 n^2, \quad (\text{II.7})$$

т. е. пропорционален квадрату частоты вращения.

Мощность N , необходимая для вращения насоса, пропорциональна кубу частоты и производительности, а момент, развиваемый двигателем, — квадрату частоты, что справедливо только в том случае, когда при работе насоса производительность изменяется прямо пропорционально частоте вращения.

Для выбора насоса необходимо располагать его характеристикой $H=f(Q)$ (см. рис. II.4). Как видно из рис. II.8, на котором приведены характеристики центробежного насоса при отогнутых назад лопастях, повышение напора в системе вызывает уменьшение производительности насоса. Если полностью закрываются нагнетательные линии, то может прекратиться подача жидкости, однако это не приводит к опасным последствиям. Последнее обстоятельство повышает надежность системы и облегчает ее автоматизацию. На-

сосы с жесткой характеристикой $H=f(Q)$ применяются обычно в тех случаях, когда требуется постоянство напора, например в качестве питательных насосов. Насосы с мягкой характеристикой используются там, где постоянство напора несущественно и требуется лишь регулировка производительности, например в качестве циркуляционных или охлаждающих.

Основные преимущества и недостатки центробежного насоса. К достоинствам центробежных насосов относятся: простота конструкции; минимальное число изнашивающихся частей; малый объем текущего ремонта; равномерная подача жидкости, что позволяет применять более высокие средние скорости в трубопроводах и тем самым уменьшать диаметр и массу последних; возможность работы (при специальной конструкции насоса) с загрязненной жидкостью, содержащей до 40% твердых частиц; отсутствие высокого давления при закрытии нагнетательного патрубка, что позволяет применять центробежные насосы в замкнутых гидравлических системах для автоматического поддержания постоянного давления или постоянного количества подаваемой жидкости; возможность применения высокооборотных АД без промежуточных передач. К недостаткам центробежных насосов относятся: необходимость заполнять жидкостью всасывающий трубопровод перед началом работы насоса; изменение в широких пределах производительности в зависимости от напора; снижение к. п. д. при повышении вязкости перекачиваемой жидкости.

Из всех существующих типов насосов центробежные насосы получили наиболее широкое распространение.

Осевые насосы. Лопасти осевых насосов в отличие от лопастей центробежных насосов, рассмотренных выше, сообщают струям жидкости, протекающим через насос, осевое направление движения. Вследствие этого движение каждой частицы жидкости совершается по винтовой линии постоянного радиуса. Конструкция осевого насоса предусматривает возможность поворота лопастей, чем и достигается изменение его производительности. Мощность насоса при пуске в значительной степени зависит от угла поворота лопастей. Осевые насосы являются насосами малых напоров, не превосходящих 10—15 м, зато имеют большую производительность при высоком значении к. п. д.

6. Вентиляторы, воздуходувки, компрессоры

На судах наибольшее распространение получили центробежные вентиляторы. На судах отечественного флота вентиляторы впервые были установлены в 1866 г.

Центробежный вентилятор. Центробежный вентилятор состоит из лопастного колеса 1 (рис. II.9) с рядом изогнутых лопастей 2, закрепленных между вогнутыми дисками 5 и 6. Диск 5 укреплен на валу 4, а лопастное колесо помещается в корпусе вентилятора 3. Электродвигатели вентиляторов чаще всего крепятся непосредственно к корпусу вентилятора 7 и только у больших вентиляторов

устанавливаются отдельно. Принцип действия центробежных вентиляторов аналогичен принципу действия центробежных насосов. Конструктивное выполнение вентиляторов довольно разнообразно. Большинство из них имеет корпус спиральной формы, который направляет воздух и способствует преобразованию его скорости в напор. Конструкции вентиляторов позволяют осуществить их с различными характеристиками $H=f(Q)$ (в зависимости от формы лопаток на колесе).

Тип вентилятора выбирается исходя из условий эксплуатации и требований, предъявляемых к нему. Если необходимо поддерживать расход воздуха постоянным независимо от изменения скорости его движения, например для дутья в топках, целесообразно применять вентилятор с падающей характеристикой. Этот же тип вентилятора следует использовать, когда несколько вентиляторов работают в одну общую систему. Если объем воздуха, подаваемого вентилятором, регулируется заслонками, применяют вентилятор с пологой характеристикой, которая позволяет производить регулирование с минимальной потерей давления.

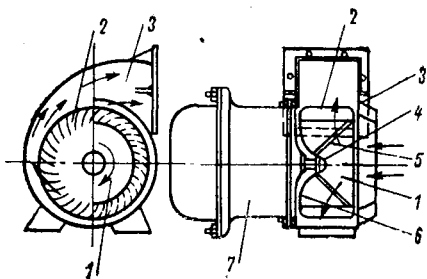


Рис. 11.9. Общий вид центробежного вентилятора.

$= QH/\eta$, где H — давление или разрежение; Q — расход воздуха; η — полный к. п. д. вентилятора. Требуемая производительность вентилятора зависит от его назначения. Полный напор определяется методами, изложенными выше. Отечественная промышленность выпускает вентиляторы, предназначенные для проветривания служебных помещений судов, типов от 30ЦСЛ-17 до 95ЦСЛ-63. Первые две цифры характеризуют производительность, последние две — полное давление (например, для вентилятора 30ЦСЛ-17 производительность 300 м³/ч, полное давление 170 Н/см²). К. п. д. вентиляторов равен 0,51—0,61, масса 171—290 кг; стоимость 470—1500 руб. Для вентиляции судовых машинных и котельных отделений применяются вентиляторы типов ЭВМ, ЭВК и ЭВС производительностью 15 000—53 000 м³/ч, обеспечивающие давление 1500—560 Н/см²; к. п. д. равен 0,5, масса 350—2900 кг, стоимость 1000—9000 руб. Для систем общесудовой вентиляции и кондиционирования воздуха используются вентиляторы типов от ЭВО-6/50 до ЭВО-25/100. Цифры в числителе характеризуют производительность, цифры в знаменателе — полное давление (например, для вентилятора ЭВО-6/50 производительность равна 6000 м³/ч, полное давление — 500 Н/см²). К. п. д. 0,58, масса 32—306 кг, стоимость 428—1315 руб.

Воздуходувки. Воздуходувки предназначены для подачи в дви-

гатели внутреннего сгорания воздуха заданных параметров. Их можно рассматривать как специальный тип центробежного вентилятора с характеристиками, аналогичными характеристикам центробежных вентиляторов. Они имеют более прочную конструкцию, чем центробежные вентиляторы, что позволяет работать при повышенных окружных скоростях и развивать большое давление. К. п. д. воздуходувок несколько выше к. п. д. центробежных вентиляторов. В зависимости от развиваемого давления воздуходувки могут иметь одну или несколько ступеней, соединенных последовательно.

Компрессоры. Компрессоры на судах применяются для распыления топлива в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания, пополнения пусковых резервуаров сжатым воздухом, обеспечения работы холодильных установок и т. д. Поршневые компрессоры бывают одно-, двух- и многоступенчатые. Компрессоры больших мощностей и высоких давлений строятся двух- или многоступенчатыми.

§ 11. Автоматизированный электропривод

1. Предварительные замечания

Автоматизированный электропривод обеспечивает первый уровень автоматизации и решает задачу дистанционного управления объектами без обратной связи (операции типа дистанционный пуск и остановка) либо с обратными связями по регулируемым параметрам (например, автоматический пуск без участия оператора), причем, как правило, для каждого механизма предусматриваются оба вида управления.

На современных судах АЭП вспомогательных механизмов силовых установок и судовых систем должен обеспечивать: надежность действия и простоту обслуживания; возможность пуска только из нулевого положения, защиту от перегрузок и короткого замыкания; возможность дистанционного управления и автоматический пуск в зависимости от режима работы установки (в этом случае при переходе на дистанционное управление автоматическое управление должно отключаться); высокую экономичность работы при нормальном режиме и при регулировании; легкость регулирования.

Основными задачами при проектировании АЭП являются выбор способа регулирования производительности механизмов, оптимального типа и мощности двигателя, а также способа управления.

Задача регулирования производительности насоса или вентилятора заключается в выборе оптимального режима его работы, соответствующего режиму работы системы. У насосов это может быть достигнуто дросселированием со стороны нагнетания или всасывания, обратным перепуском жидкости, изменением частоты вращения двигателя, изменением хода поршня, параллельным или последовательным соединением насосов; у вентиляторов — изменением положения заслонки, регулированием частоты вращения двигателя, последовательным или параллельным соединением.

В судовых установках пользуются дросселированием нагнетания (так как этот способ наиболее прост, хотя и неэкономичен), параллельным или последовательным соединением насосов и изменением частоты вращения электродвигателя.

2. Регулирование производительности насосов и вентиляторов при постоянной частоте вращения

Регулирование производительности дросселированием. Этот способ применяется для регулирования производительности большинства центробежных насосов и вентиляторов малой мощности, работающих с постоянной частотой вращения. Регулирование дросселированием осуществляется перекрытием задвижки в напорном трубопроводе или в воздухопроводе. Если напор системы имеет большую статическую составляющую, то потери, связанные с дросселированием нагнетания, относительно невелики. При этом сопротивление задвижки, зависящее от степени ее открытия, определяется выражением (II.4). При искусственном увеличении сопротивления трубопровода напор, воспринимаемый насосом, возрастает (см. рис. II.4, кривая 4) и производительность насоса уменьшается (точки B_1 и B_2 на рис. II.4).

У центробежного насоса с жесткой характеристикой регулирование производительности более экономично, чем у насоса с круто падающей характеристикой. При регулировании напора насоса с помощью заслонки частота вращения двигателя остается относительно неизменной и, следовательно, мощность на его валу будет изменяться. Тогда потери мощности на регулирование напора (если допустить, что $\eta_n \eta_d$ и Q постоянны), будут равны

$$\begin{aligned} \Delta P &= \frac{Q\rho H_1}{\eta_n \eta_d} - \frac{Q\rho H_2}{\eta_n \eta_d} = \frac{Q\rho}{\eta_n \eta_d} (H_1 - H_2) = \\ &= \frac{Q\rho H_1}{\eta_n \eta_d} \left(1 - \frac{H_2}{H_1} \right), \end{aligned} \quad (\text{II.8})$$

где H_1 — напор при полностью открытой заслонке; H_2 — напор после заслонки; η_n и η_d — к. п. д. насоса и двигателя. Если насос работает с прикрытой заслонкой, потеря мощности при регулировании может быть очень велика (более 70%).

Регулирование производительности последовательным или параллельным соединением насосов или вентиляторов. При параллельном режиме работы напор насосов или вентиляторов остается неизменным, а производительность возрастает. В случае же последовательного соединения напор возрастает, а подача воды остается неизменной. При параллельной работе двух одинаковых центробежных насосов или вентиляторов на общую сеть их суммарная производительность всегда меньше удвоенной. Эта особенность становится заметной при работе с небольшой производительностью.

3. Регулирование производительности изменением частоты вращения электродвигателя насоса

Регулирование производительности изменением частоты вращения — более экономичный способ, чем дросселирование. Частоту вращения электродвигателя постоянного тока можно регулировать изменением сопротивления в цепи якоря или в цепи возбуждения, а также обоими способами одновременно. Частоту вращения АД можно регулировать изменением сопротивления в цепи ротора, частоты питающей сети, напряжения на зажимах статора и применением многоскоростных двигателей. Регулирование частоты вращения изменением сопротивления в цепи якоря или ротора АД обеспечивает возможность получения привода с наименьшими размерами и массой, так как номинальные частоты вращения АД и насоса равны.

При регулировании частоты вращения происходит снижение ее по отношению к номинальной. Следует отметить, что в этом случае возрастает масса аппаратуры управления, однако при широких пределах регулирования преобладающим оказывается снижение массы двигателя.

При регулировании частоты вращения введением сопротивления в цепь якоря или ротора АД возникают потери, не пропорциональные снижению частоты вращения, так как момент АД снижается пропорционально ее квадрату, а мощность — пропорционально кубу. Соответственно снижается и потребляемый ток.

Регулирование производительности изменением частоты тока питающей сети. Это способ является наиболее эффективным для АД. Если напряжение меняется пропорционально квадрату частоты тока, то АД будет работать с оптимальными показателями. Однако недостатком такого регулирования является необходимость установки специального преобразователя, частота которого должна меняться в зависимости от необходимых пределов регулирования.

Регулирование производительности применением многоскоростных двигателей. Такое регулирование возможно в том случае, когда оно ограничивается двумя или тремя фиксированными ступенями. Подобный способ регулирования целесообразен для циркуляционных и охлаждающих насосов. Потери при этом способе отсутствуют, так как мощность АД на низших частотах вращения значительно меньше номинальной, масса двухскоростного АД по сравнению с массой односкоростного возрастает незначительно. Простота конструкции АД и схемы управления дает основание считать данный способ регулирования наиболее приемлемым в судовых условиях.

Регулирование производительности с помощью управляемого дросселя насыщения, включенного в цепь обмоток статора. Такое регулирование достигается изменением сопротивления дросселя. Этот способ применяется тогда, когда частота вращения должна меняться в небольших пределах.

4. Регулирование частоты вращения и вопросы устойчивости

Для обеспечения непрерывной подачи жидкости, т. е. устойчивости работы системы, необходимо, чтобы напор, развиваемый насосом, равнялся напору системы. Как видно из рис. II.4, на котором показаны характеристики трубопровода и насоса, работе насоса соответствует точка пересечения этих кривых. Если характеристика трубопровода меняется, например в результате искусственного увеличения сопротивления трубопровода с помощью заслонки, рабочая точка смещается, при этом производительность насоса увеличивается или уменьшается (точки B_1 и B_2).

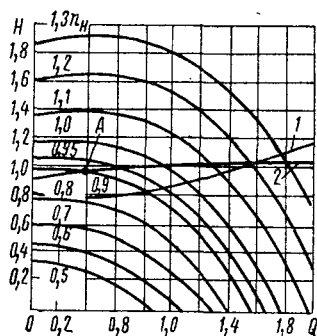


Рис. II.10. Характеристики насоса при изменении частоты вращения и характеристики двух различных систем (кривые 1 и 2).

В этом случае имеет место пересечение характеристик насоса и трубопровода, т. е. устойчивая работа. Если характеристика трубопровода смещается параллельно основной характеристике, например при подаче жидкости в пустую цистерну, когда статическое сопротивление напора все время возрастает, может наступить момент, при котором характеристики не пересекутся и произойдет срыв работы системы: жидкость из цистерны начнет вытекать через насос.

Неустойчивая работа может иметь место и при изменении частоты вращения насоса. Это произойдет, когда насос при снижении частоты вращения будет работать в точке A пересечения характеристики насоса с характеристикой системы (рис. II.10, кривая 2). Насос прекратит подачу жидкости при частоте вращения, которая будет ниже частоты, соответствующей точке A, или частоты соответствующей точке касания характеристик насоса с характеристикой системы (кривая 1). Особенно вероятно нарушение устойчивой работы насоса при изменении частоты его вращения, когда характеристика сопротивления трубопровода имеет пологий вид, например при преобладании статического напора над сопротивлением динамического напора (кривые 1 и 2). Приведенные кривые характерны для работы питательного насоса с противодавлением. Как видно из кривой 2, при уменьшении частоты вращения на 5% производительность снижается на 30%, а при уменьшении частоты вращения на 10% она падает до нуля. Из изложенного следует, что если нормальный напор имеет большую статическую составляющую, то нельзя снижать частоту вращения центробежного насоса. При применении АД колебания частоты напряжения сети не должны превышать 5—10%, поэтому при наличии в системе особо ответственных электроприводов, например, электропривода питательного насоса, следует произвести проверку работы системы на устойчивость при колебаниях напряжения.

5. Пример расчета устойчивости работы насоса при колебаниях напряжения

Основные методы расчета устойчивости были изложены в § 6. Пусть от судового генератора переменного тока мощностью $P=100$ кВт питаются один питательный насос, три вентилятора и один санитарный насос. При работе насосов в установившемся режиме имело место включение нагрузки, вызвавшее провал напряжения с последующим восстановлением и изменением частоты вращения АД, как это показано на рис. II.11. Необходимо определить снижение частоты вращения питательного насоса, вызванное провалом напряжения (кривая 1), и найти максимально допустимое время восстановления напряжения после отключения короткого замыкания с точки зрения допустимого снижения частоты вращения насоса. По условиям непрерывной подачи воды в котел частота вращения питательного насоса не должна снизиться больше чем на 20%. Питательный насос приводится в действие двигателем, имеющим следующие параметры: $P=21$ кВт; $J=1,04$ кг·м²; $n_n=975$ об/мин (16,25 с⁻¹). Для этого двигателя рассчитана зависимость $s=f(t)$ (рис. II.11, кривая 2). Потеря частоты вращения двигателя не превышает 1,5%. Таким образом, провал напряжения не влияет на устойчивость работы насоса.

Рассмотрим работу насоса при коротком замыкании в сети. Падение напряжения при этом настолько велико, что момент АД при критическом скольжении меньше момента сопротивления.

Воспользовавшись выражением (I.151), рассчитаем зависимость $s=f(t)$, задаваясь скольжением от нуля до 0,3:

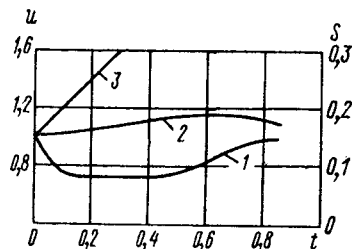


Рис. II.11. Кривые изменения частоты вращения двигателя при колебании напряжения.

$$\begin{aligned}
 t = \frac{T'_M}{m'_c} & \left[s - s_{\text{нач}} + \frac{s_{\text{к}}}{2m'_c} \ln \frac{s^2 - \frac{s_{\text{к}}}{m'_c} s + s_{\text{к}}^2}{s_{\text{нач}}^2 - \frac{s_{\text{к}}}{m'_c} s_{\text{нач}} + s_{\text{к}}^2} + \right. \\
 & \left. + \frac{s_{\text{к}}}{m'_c \sqrt{4m_c'^2 - 1}} \left(\operatorname{arctg} \frac{2m'_c s - s_{\text{к}}}{s_{\text{к}} \sqrt{4m_c'^2 - 1}} - \operatorname{arctg} \frac{2m'_c s_{\text{нач}} - s_{\text{к}}}{s_{\text{к}} \sqrt{4m_c'^2 - 1}} \right) \right] = \\
 & = 0,534 \cdot 10^{-2} \left[s - 2,5 + \frac{9,87}{2 \cdot 5,95} \ln \frac{s^2 - \frac{9,87s}{5,95} + 9,87^2}{2,5 - \frac{9,87}{5,95} 2,5 + 9,87^2} + \right. \\
 & \left. + \frac{9,87}{5,95 \sqrt{4 \cdot 5,95^2 - 1}} \left(\operatorname{arctg} \frac{2 \cdot 5,95 s - 9,87}{9,87 \sqrt{4 \cdot 5,95^2 - 1}} - \right. \right. \\
 & \left. \left. - \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot 5,95 \cdot 2,5 - 9,87}{9,87 \sqrt{4 \cdot 5,95^2 - 1}} \right) \right] = \\
 & = 0,534 \cdot 10^{-2} [s - 6,34 + 0,83 \ln (s^2 - 1,66s + 97,42) + 0,14 \operatorname{arctg} (0,1017s - 0,0843)].
 \end{aligned}$$

По данным расчета строим кривую $s=f(t)$ (рис. П.11, кривая 3). Как видно из кривой, частота вращения двигателя уже через 0,1 с составляет 0,8 номинальной. Таким образом, если к этому времени напряжение не восстановится, нарушится устойчивая работа питательного насоса.

6. Определение мощности и типа электродвигателя

Мощность на валу двигателя, необходимая для вращения насоса или вентилятора, определяется работой, затраченной на подъем жидкости или газа, и может быть вычислена по формуле

$$P_d = \frac{Q\rho(H_{ст} + \Sigma H_M) \cdot 10^{-3}}{\eta_{об}\eta_n}, \quad (П.9)$$

где P_d — мощность на валу двигателя, кВт; $H_{ст}$ — статическая высота напора, м; ΣH_M — потери напора в трубопроводе и местных сопротивлениях, м; Q — секундная производительность, или секундный расход, м³/с; ρ — удельный вес жидкости или газа, Н/м³; $\eta_{об} = 0,94 \div 0,98$ — коэффициент, учитывающий потери через неплотности; η_n — к. п. д. насоса (вентилятора).

Выбор типа двигателя. Тип двигателя выбирают в зависимости от рода тока на судне и типа насоса. Насос может приводиться во вращение двигателями постоянного тока независимого возбуждения и АД с фазным или короткозамкнутым ротором, которые в большинстве случаев полностью удовлетворяют всем требованиям, предъявляемым к электроприводам насосов. При выборе способа пуска следует принимать во внимание статические и динамические моменты.

У поршневого насоса, присоединенного к системе, момент сопротивления в течение всего периода пуска двигателя равен номинальному. Это объясняется необходимостью вытеснить жидкость из трубопровода, а также значительным трением в поршнях и управляющих сальниках. Необходимость в большом динамическом моменте возникает и при наличии маховика. В результате начальный момент у поршневого насоса при неблагоприятных условиях может быть равен номинальному или превышать его, поэтому с учетом возможности снижения напряжения на 10% потребный пусковой момент должен составлять около 1,5—2,2 номинального. Таким образом, для поршневых насосов выбор типа двигателя определяется условиями пуска. Условия пуска центробежного насоса и вентилятора значительно легче, чем поршневого насоса.

При выборе типа двигателя к компрессору необходимо учитывать тяжелые условия пуска двигателя, определяемые не только наличием противодействия в период пуска, но и необходимостью вращения специального маховика с большой маховой массой, предназначенного для уменьшения пульсаций момента. Наиболее подходящим для этого привода является короткозамкнутый АД с повышенным пусковым моментом. Только в тех случаях, когда компрессор работает периодически (например, в холодильных установках), целесообразно применять АД повышенного скольжения.

Выбор двигателя по каталогу. Двигатель выбирается по каталогу в соответствии с мощностью, определяемой выражением (II.9), и заданным исполнением. Так как частота вращения двигателя по каталогу дана с точностью до $\pm 5\%$, то в неблагоприятном случае (когда действительная частота вращения выбранного двигателя окажется на 5% больше расчетной) мощность, потребляемая центробежным насосом, окажется больше на 16% . Поскольку двигатель насоса работает в длительном режиме, указанные перегрузки могут вызвать недопустимый его перегрев. Поэтому двигатель, например, для центробежного насоса выбирается с учетом $16\text{--}20\%$ -ного увеличения мощности. Если частота вращения регулируется изменением сопротивления в цепи якоря или ротора, то двигатель выбирается так же, как и для нерегулируемого привода.

Проверка двигателя по условиям нагрева. При пуске насоса, обладающего большим маховым моментом, АД следует выбирать не только в зависимости от номинальной мощности, но и от условий пуска, поскольку в ряде случаев продолжительность пуска достаточно велика и возникает опасность перегрева двигателя. Так как перегрузка, вызванная пуском, носит кратковременный характер, то можно пренебречь теплоотдачей АД в этот период. Тогда перегрев АД будет определяться следующим выражением:

$$\tau = \frac{i_n^2 j_n^2}{150} t_p, \quad (\text{II.10})$$

где i_n — кратность пускового тока; j_n — номинальная плотность тока, А/мм²; t_p — время разгона. Плотность тока для обмоток статора может быть принята равной $4\text{--}5$ А/мм², а температура перегрева за время пуска — 100°C . Если время разгона превысит допустимое, необходимо выбрать АД другого типа или большей мощности.

7. Пример расчета по выбору двигателя к насосу

Необходимо выбрать двигатель для вращения охлаждающего насоса типа ВЦП-1/1 номинальной производительностью $Q_n = 50$ м³/ч при номинальном напоре $H_n = 35$ м. Насос вертикальный одноступенчатый с непосредственным приводом от АД с частотой вращения $n_n = 1500$ об/мин (25 с^{-1}). Характеристики насоса и трубопровода показаны на рис. II.12. Величина статического напора $H_{ст} = 5$ м. Общая длина охлаждающего трубопровода $l = 100$ м. В трубопроводе имеются: ввод, семь проходных вентиляей, две задвижки, один конечный вентиль и 24 колена.

Определение характеристик трубопровода. Диаметр трубопровода d выбирают соответственно Правилам Регистра СССР, по которым скорость течения воды не должна быть меньше 2 м/с. При $v = 2,5$ м/с

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{50}{3600 \cdot 2,5} = 0,0055 \text{ м}^2;$$

$$d^2 = \frac{4S}{\pi} = \frac{4 \cdot 0,0055}{3,14} = 0,007 \text{ м}^2.$$

Эквивалентную длину трубопровода l_0 определим исходя из того, что потери на вводе эквивалентны потерям на трение в трубе длиной 2 м; потери в проходных вентиляях — 25 м; потери в задвижках — $1,2$ м, потери в коленах — $0,8$ м, потери в конечном вентиеле — 12 м. Тогда $l_0 = 2 + 7 \cdot 25 + 2 \cdot 1,2 + 24 \cdot 0,8 + 12 \approx 210$ м.

На основании полученных исходных данных строим характеристику трубопровода по следующему выражению (принимая $\lambda=0,025$):

$$H = H_{ст} + 0,025 \frac{l + l_3}{d} \frac{Q^2}{2gs^2 \cdot 3600} = 5 + 0,025 \frac{100 + 210}{0,0835} \times \frac{Q^2}{2 \cdot 9,8 \cdot 0,0055^2 \cdot 3600} = 5 + 0,012Q^2.$$

Задаваясь различными значениями Q , строим характеристику трубопровода (см. рис. II.12, кривая 3). Характеристика трубопровода пересекается с характеристикой насоса I в точке A , соответствующей $H_n=35$ м и $Q_n \approx 50$ м³/ч.

Мощность двигателя при $\eta_{д.н}=0,72$

$$P_{дл} = \frac{Q_n H_{нр} \cdot 10^{-3}}{3600 \eta_{д.н}} = \frac{50 \cdot 35 \cdot 98 \cdot 10^{-3}}{3600 \cdot 0,72} = 6,6 \text{ кВт.}$$

Регулирование производительности.

Пусть по условиям плавания необходимо обеспечить работу насоса с производительностью, сниженной до 20 м³/ч. Сравним мощность на валу двигателя при регулировании производительности заслонкой и изменением частоты вращения.

Мощность при регулировании заслонкой определяем по кривой 2 на рис. II.12 для $Q=20$ м³/ч (точка A_1); тогда $P'_{дл}=5,05$ кВт.

Потери при регулировании заслонкой составят

$$\Delta P = P'_{дл} \left(1 - \frac{H_2}{H_1} \right) = 5,05 \left(1 - \frac{9,8}{40} \right) = 3,8 \text{ кВт,}$$

где $H_1=40$ м и $H_2=9,8$ м — напор при $Q=20$ м³/ч, определяемый соответственно по характеристике насоса I и трубопровода 3.

Для определения мощности на валу двигателя при регулировании производительности изменением частоты вращения (кривая 4) определяем постоянную $k = \frac{Q^2}{H}$ для точки A_2 с координатами $Q=20$ м³/ч и $H=9,8$ м: $k = \frac{20^2}{9,8} = 41$. Точка

A_2 лежит на параболе $Q^2=41H$, показанной на рис. II.12 (штриховая линия) и построенной по следующим данным: $Q=10, 20, 30, 40$; $H=2,44; 9,8; 21; 39$. Из рис. II.12 видно, что парабола пересекает кривую I (характеристику насоса при $n=n_n$) в точке A_3 , которой отвечает значение $Q=39$ м³/ч. По кривой 2 находим, что этой производительности соответствует мощность $P_{д2}=6,1$ кВт (точка A_4). Тогда мощность двигателя при производительности $Q=20$ м³/ч равна $P'_{д2}=P_{д2} (Q_1/Q_2)^2 = 6,1 (20/39)^2 = 0,83$ кВт. Следовательно, необходимая мощность на валу двигателя при регулировании производительности изменением частоты вращения меньше, чем при регулировании заслонкой.

Частота вращения двигателя, необходимая для получения заданной производительности, равна

$$n = n_n \frac{Q_1}{Q_2} = 25 \cdot \frac{20}{39} = 13 \text{ с}^{-1}.$$

В данном случае может быть применен двухскоростной АД и потери регулирования будут равны нулю.

8. Способы пуска автоматизированных электроприводов с двигателем постоянного тока

Автоматизация вспомогательных механизмов в судовых условиях приобретает особое значение, так как в этом случае повышается надежность работы установок, уменьшаются масса и габариты, сокращается численность обслуживающего персонала. Для ряда приводов вспомогательных механизмов характерны сравнительно редкий пуск и отсутствие регулирования частоты вращения. Поэтому способ пуска в значительной степени предопределяет схему управления.

Пуск двигателя постоянного тока может осуществляться непосредственным включением его в сеть или включением в сеть с введением в цепь якоря (для ограничения пускового тока) реостата, который в период пуска постепенно выводится вручную или автоматически. Всегда, когда это возможно, целесообразно применять пуск двигателей непосредственным включением в сеть. В случае большой мощности двигателя (1—40 кВт) обычно используют второй способ пуска. Пуск двигателя с независимой поддержкой времени является наиболее надежным и простым. В этом случае требуется один или несколько контакторов ускорения.

9. Способы пуска электроприводов с короткозамкнутым двигателем

Отрицательное влияние, которое оказывает снижение напряжения сети, вызываемое пуском АД, обязывает тщательно подходить к выбору способа пуска. С точки зрения простоты схемы управления и величины массы пусковых устройств наиболее приемлемым является прямой пуск АД. Однако значительные пусковые токи, возникающие при этом, ограничивают его применение. В настоящее время на судах применяются следующие способы пуска: непосредственное включение АД на полное напряжение сети, включение АД в сеть с введением активного или реактивного сопротивления в цепь статора, включение АД с помощью автотрансформатора, включение АД переключением обмоток статора со звезды на треугольник.

Для оценки различных способов пуска, а также для облегчения их выбора в табл. II.1 указаны относительные кратности пускового тока, пускового момента и напряжения при пуске, причем за единицу приняты кратности пусковых токов, моментов и напряжений, имеющих место при прямом пуске. При составлении таблицы использовались соотношения: $u = U/U_H$ — отношение напряжения при пуске к номинальному напряжению; $k_i = i_{п.з}/i_{п}$ — отношение кратности заданного пускового тока $i_{п.з}$ к кратности пускового тока $i_{п}$, полученного из данных каталога при номинальном напряжении; $k_m = m_{п.з}/m_{п}$ — отношение кратности пускового момента при заданном значении пускового тока $m_{п.з}$ к кратности пускового момента по каталогу $m_{п}$.

Таблица II.1

Способ пуска АД	Относительная кратность		
	напряжения при пуске	пускового тока	пускового момента
Непосредственное включение АД на полное напряжение сети	1	1	1
Включение АД с введением активного или реактивного сопротивления в цепь статора	0,8 0,65 0,5	0,8 0,65 0,5	0,65 0,42 0,25
Включение АД с помощью автотрансформатора	0,8 0,65 0,5	0,64 0,42 0,25	0,64 0,42 0,25
Включение АД переключением со звезды на треугольник	0,57	0,33	0,33

Пусть, например, необходимо обеспечить пуск АД пожарного насоса с параметрами $P=40$ кВт; $n=1465$ об/мин; $i_n=5,5$; $m_n=1,6$. Мощность генераторной установки не допускает прямого пуска. По условиям работы насоса пуск АД можно произвести при моменте, равном 0,5 номинального. Тогда $k_n=0,5/1,6=0,31$. Заданному условию пуска удовлетворяет любой указанный в табл. II.1 способ. При пуске включением активного сопротивления $i_n=0,65 \cdot 5,5=3,8$, а при пуске включением автотрансформатора $i_n=0,42 \cdot 5,5=2,3$.

Задача может быть решена иначе. Задаваясь кратностью пускового тока, можно определить допустимость выбранного способа пуска с точки зрения кратности пускового момента. Пусть, например, необходимо обеспечить пуск АД компрессора мощностью $P=40$ кВт, но по условиям работы привода пусковой момент должен быть не менее 0,9 — 1,0, а при этом $k_n=0,9/1,6=0,56$. С другой стороны, допустимая кратность пускового тока не должна превышать $i_{п.з}=3,5$, тогда $k_i=3,5/5,5=0,64$. Этим требованиям по кратности пускового тока удовлетворяют все способы пуска, указанные в табл. II.1, однако по допустимой величине момента — только автотрансформаторный пуск при напряжении $0,8U_n$.

10. Схемы управления электроприводами регулируемых органов

Требование автоматизации управления установки в целом привело к созданию специальных приводов, предназначенных для дистанционного и автоматического управления. Эти приводы могут быть использованы в регуляторах давления для поддержания заданной величины давления среды, а в системах регулирования котельных установок — для управления подачей топлива и воздуха. Эти же приводы могут быть применены для поддержания заданной

степени разрежения регулируемой среды, перемещения регулирующего органа и т. д.

На рис. II.13 приведена схема привода, обеспечивающая возможность как дистанционного управления с помощью кнопок открытия *КО* и закрытия *КЗ*, так и автоматического управления (контакты *КАУ* измерительного устройства). Выбор системы уп-

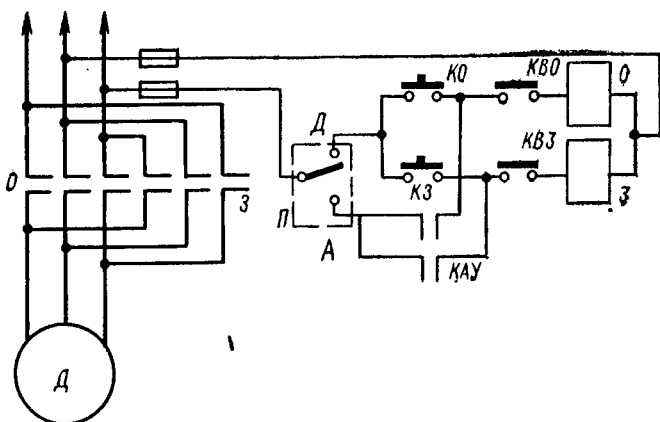


Рис. II.13. Схема привода с ручным и автоматическим пуском.

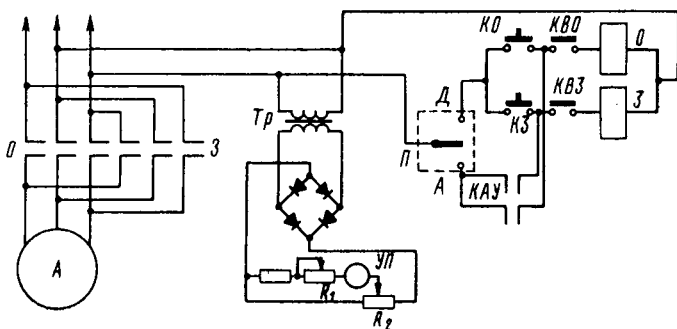


Рис. II.14. Схема привода с указателем положения.

равления определяется переключателем *П* на два положения: *Д* — дистанционное, *А* — автоматическое. При достижении предельного положения исполнительного механизма в результате отпущания пускателей *О* (открытия) или *З* (закрытия) система автоматически отключается при помощи конечных выключателей *КВО* и *КВЗ*. Привод работает кратковременно, во время нажатия кнопки или автоматического замыкания контактов в режимах «открыть», «закрыть», «приоткрыть». Схема привода, приведенная на рис. II.14, отличается от предыдущей тем, что она снабжена указателем положения *УП*, который позволяет следить за положением привода.

11. Типовые схемы автоматического управления электроприводами насосов и вентиляторов

Для дистанционного или автоматического управления приводом в функции параметра, определяющего работу установки, применяются релейно-контакторные схемы управления. В тех установках, где необходимо осуществлять управление двигателем в зависимости от уровня жидкости в резервуаре, используются поплавковые механические реле. Пуск двигателя при изменении давления

осуществляется с помощью манометрических реле. В качестве реле могут применяться также дифференциальные манометры, термостатические трубки, фотореле. Последние используются в автоматизированных котельных установках.

Для дистанционного пуска АД прямым включением в сеть или его остановки при управлении без обратных связей в настоящее время выпускаются магнитные пускатели типа ПММ. Они обеспечивают возможность пуска и остановки двигателя мощностью 1,7—4,0 кВт при напряжении 220 В и мощностью 1,7—55 кВт при напряжении 330 В. Магнитный пускатель состоит из трехполюсного контактора, двух тепловых реле и встроенного или дистанционного кнопочного поста.

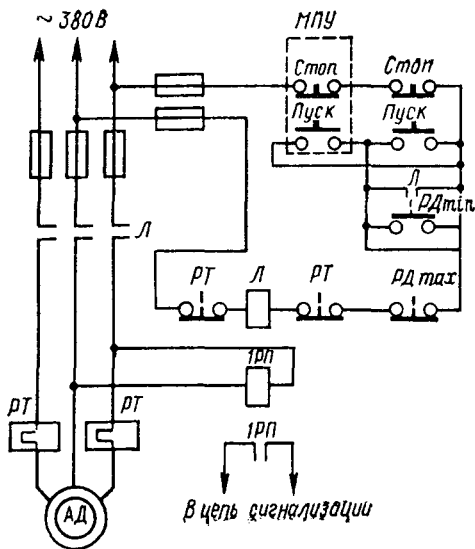


Рис. II.15. Схема автоматического управления электродвигателем в функции изменения давления.

Тепловая защита отключает АД, когда ток перегрузки превышает 1,2 номинального в течение 20 мин после длительной работы при номинальном токе. При семикратном токе перегрузки в холодном состоянии пускатель срабатывает примерно через 5 с, что необходимо учитывать при пуске насосов или вентиляторов с большим маховым моментом, когда время разгона может превышать 5 с. В таких случаях необходимо сменить тепловое реле, иначе оно отключит АД до окончания пуска.

Схемы автоматического управления двигателями с обратными связями. В качестве примера рассмотрим схему автоматического управления АД в функции изменения давления (рис. II.15). При использовании такой схемы расходные цистерны изготавливаются меньшего объема, герметически закрытыми. Вода подается в расходную магистраль под давлением воздуха, сжатого в верхней части цистерны, там же располагается реле давления РД. При расходе воды давление в цистерне падает, а когда оно достигает

нижнего предела $7,5 \text{ Н/см}^2$, реле срабатывает и включает цепь питания контактора *Л*. При срабатывании контактора *Л* его контакты включают главную цепь *АД* и одновременно включается реле *1РП*. Во время работы *АД* насос подает воду до тех пор, пока давление не достигнет верхнего предела (обычно $25\text{—}50 \text{ Н/см}^2$), при котором реле давления разрывает цепь питания контактора *Л* и *АД* останавливается. При большом расходе воды давление в цистерне может не подняться до максимального, тогда насос будет работать до тех пор, пока не прекратится расход воды.

В случае выхода из строя реле *РД* двигатель насоса запускается кнопками «Пуск» местного пульта управления *МПУ*. Работа *АД* контролируется с помощью реле *1РП* и сигнализации.

Схема автоматического управления котлоагрегатом. В настоящее время промышленность выпускает большое число типов судовых котлоагрегатов с автоматическим управлением, предназначенных для производства пара и горячей воды. Котлоагрегаты строятся на паропроизводительность от 0,5 до 60 т/ч. Система автоматического управления котлоагрегатом обеспечивает: включение и выключение топливного насоса и вентилятора, зажигание топлива, защиту топки от заливания топливом при погасании факела или невоспламенении, поддержание в котле верхнего и нижнего уровней давления, автоматическое поддержание в заданных пределах температуры воды в котле и системе отопления.

На рис. II.16 приведена схема автоматического управления комбинированным паровым котлом. В состав электрооборудования котлоагрегата входят: двигатель вентилятора и топливного насоса *АД1*; двигатели циркуляционных водяных насосов системы отопления *АД2* и *АД3*; станция управления. Электрическая схема предусматривает управление работой котлоагрегата автоматически или вручную. При переводе переключателя *П* в положение *А* (автомат) образуется цепь питания катушки контактора *Л1* и реле времени *РВ* через контакты реле *РТГВ* датчика температуры горячей воды и реле *ФР* фоторезистора датчика *ФД*. Контактор *Д1* срабатывает, двигатель *АД1* запускается. Реле времени срабатывает и замыкает с выдержкой времени контакт *РВ* в цепи промежуточного реле *РП*. Выдержка времени регулируется часовым механизмом в пределах от 2 до 20 с. Переключающий контакт реле времени *РВ* замыкает цепь трансформатора зажигания *Тр*, топливо воспламеняется. Факел освещает фоторезисторы датчика *ФД*, реле *ФР* срабатывает и размыкает контакт в цепи катушки реле времени, которое своими контактами разрывает цепь трансформатора зажигания. При работающем котле в случае погасания факела обесточивается реле *ФР*, реле времени срабатывает на повторное зажигание, и если оно не произойдет, то отключатся система зажигания и двигатель *АД1*.

Поддержание давления в котле в заданных пределах обеспечивается датчиками давления *РД*. Если давление в котле снизится до 80 Н/см^2 или превысит 250 Н/см^2 , то датчики разомкнут свои контакты и двигатель *АД1* остановится. Регуляторы температуры

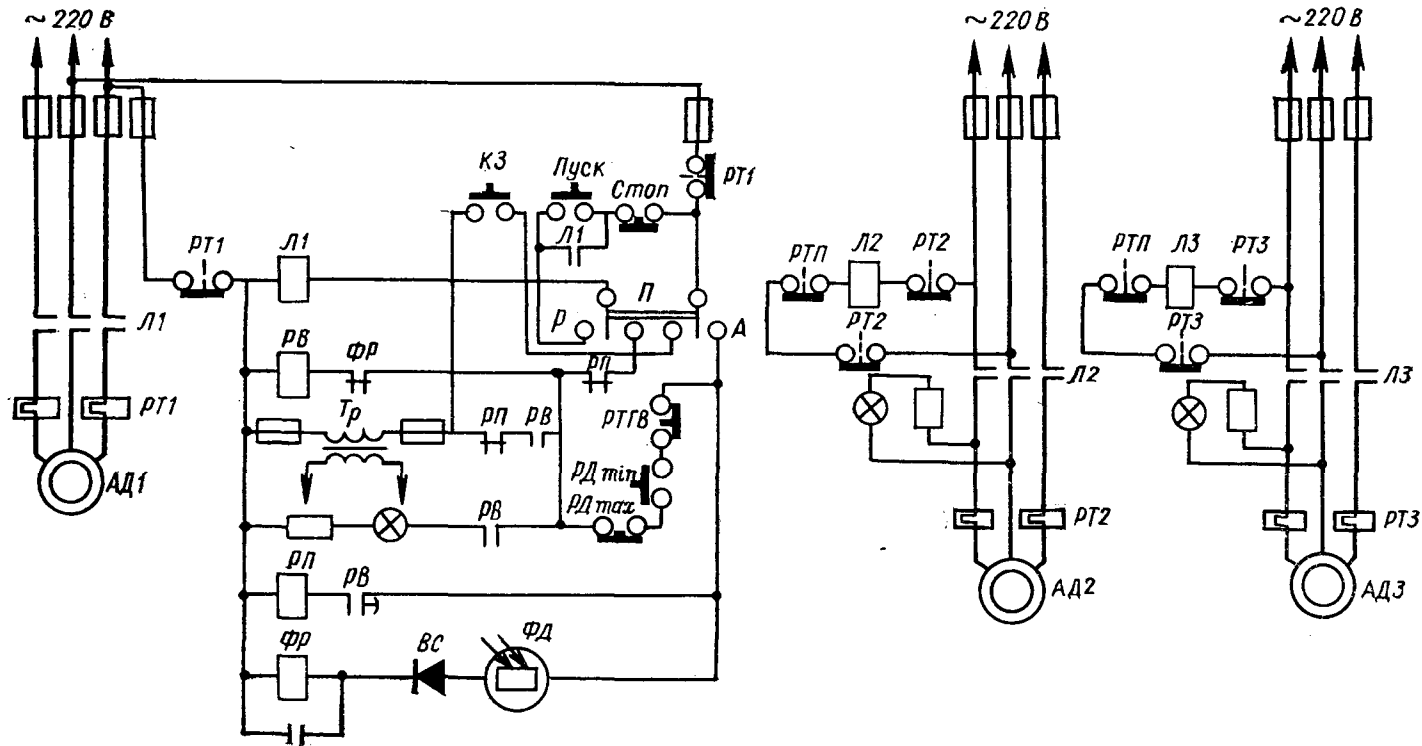


Рис. II.16. Схема автоматического управления комбинированным паровым котлом.

воздуха в помещениях РТП включают и выключают двигатели АД2 и АД3 циркуляционных водяных насосов с помощью контактов Л2 и Л3. В случае выхода из строя элементов автоматического управления предусмотрено управление котлом вручную. Переключатель П переводится в положение Р (ручное), запуск и остановка двигателя Д1 производится кнопками «Пуск» и «Стоп». Зажигание топлива осуществляется нажатием кнопки КЗ.

§ 12. Основные элементы управляющего комплекса

1. Предварительные замечания

Управляющий комплекс локальной автоматизированной системы управления вспомогательными механизмами силовых установок и судовых систем включает в себя в качестве основных элементов источники информации, логические устройства, усилители и исполнительные механизмы. Источники информации служат для преобразования неэлектрических величин, характеризующих параметры управляемых систем, в аналоговые или дискретные электрические сигналы, которые используются для целей измерения, сигнализации и логического управления. Логический блок комплекса, состоящий из логических элементов — модулей, вырабатывает в соответствии с заданным алгоритмом управляющие команды, которые поступают на усилители, а затем — на исполнительные органы. В соответствии с назначением и условиями эксплуатации к элементам и системам автоматики предъявляются требования, определяющие выбор тех или иных типов элементов. При этом важнейшей проблемой является унификация элементной базы. Возможны два уровня унификации: элементно-схемный и конструктивный.

Ниже будут рассмотрены назначение, особенности элементов автоматики, требования, предъявляемые к ним, а также основания к выбору и некоторые характерные типы элементов.

На рис. П.17 показана функциональная схема автоматического пуска и остановки осушительной системы судна, состоящей из АЭП центробежного насоса (ЦН) и арматуры. Насос должен запускаться по достижении водой верхнего уровня после подготовки арматуры и при наличии воды в трубопроводе насоса. Остановка насоса происходит при подаче дистанционного сигнала на остановку, по сигналу о достижении водой нижнего уровня или по сигналу о наличии высокой температуры масла. Управление центробежным насосом осуществляется дистанционно или автоматически с помощью логических элементов ИЛИ, И, НЕ, ЗП («Запрет»), усилителей У и датчиков положения ДП, воздействующих на исполнительный орган (магнитный пускатель).

В системах водяного охлаждения двигателей и компрессоров определяющим параметром является значение температуры охлаждающей воды и положение вентилей трубопроводов охлаждения.

В схеме управления системами обитаемости определяющие параметры — температура, влажность, газовый состав воздуха, а также положение запорной арматуры и состояние исполнительных механизмов. В системе гидравлики одним из определяющих параметров является давление масла. Таким образом, наиболее распространенными параметрами, по которым осуществляется управление, являются давление, уровень и температура различных сред (воздуха, воды, масла и т. д.). Это позволяет применять для большин-

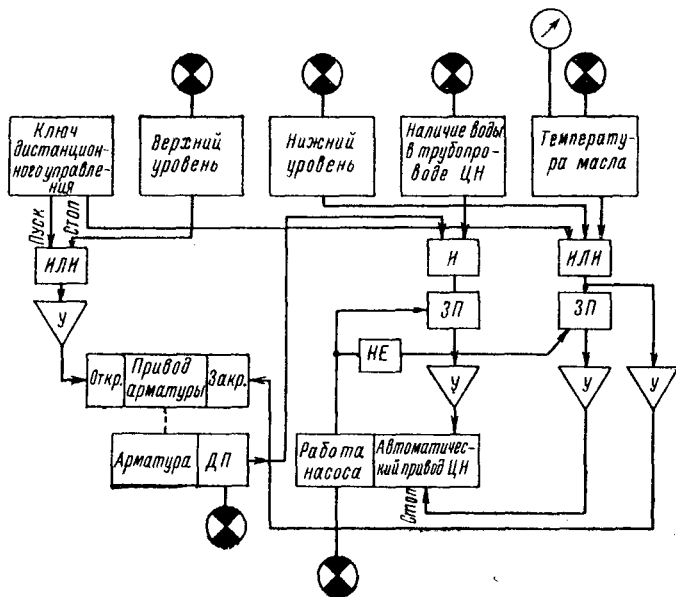


Рис. 11.17. Функциональная схема автоматического пуска и остановки осушительной системы.

ства судовых систем однотипные унифицированные датчики, усилители, преобразователи и т. д., что в значительной степени повышает надежность и снижает стоимость систем автоматики.

2. Типовые логические элементы и усилители

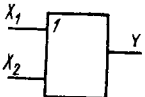
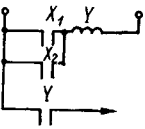
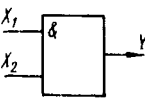
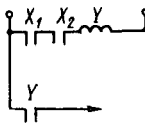
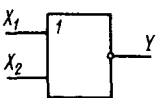
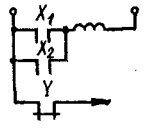
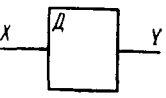
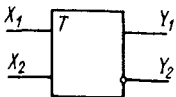
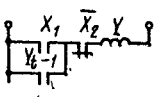
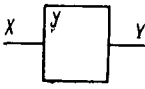
Логические элементы предназначены для реализации логических функций управления. Системы логических элементов являются функционально полными, если любая логическая функция может быть реализована на их основе. Наибольшее распространение получили системы логических элементов, включающие в себя либо реле с перекидными контактами, либо бесконтактные элементы типов ИЛИ, И, ИЛИ — НЕ, «Задержка», «Память».

Магнитные логические элементы строятся на основе быстродействующего магнитного усилителя с одним сердечником (усилитель

Рейми), позволяющего в соединении с вентиляльными элементами осуществить реализацию логических функций и одновременно получить усиление сигналов. На основе магнитного усилителя выполняются типовые элементы серий ЭЛМ-50, ЛТ и ЭЛМ-400, которые могут быть использованы для построения логических функций И, ИЛИ, «Память» и др.

Наряду с логическими элементами в систему, как правило, входят тиристорные и магнитные усилители, позволяющие управлять электромагнитами гидро- и пневмоманипуляторов, катушками реле пуска и остановки АП и индикаторами, т. е. исполнительными устройствами мощностью от единиц до десятков и сотен ватт. Основные обозначения элементов и выполняемые ими функции приведены в табл. II.2.

Таблица II.2

Элемент	Условное обозначение	Релейный эквивалент	Выполняемая функция
ИЛИ			$Y = X_1 \vee X_2$
И			$Y = X_1 X_2$
ИЛИ — НЕ			$Y = \overline{X_1 \vee X_2}$
«Задержка»		—	$Y = X_{t-1} X_t$
«Память»			$Y_t = (X_1 \vee Y_{t-1}) \overline{X_2}$
Усилитель		—	$Y = kX$

Характеристики логических элементов. Логические элементы обладают нелинейными характеристиками релейного типа. Их входные и выходные сигналы могут принимать два устойчивых значения, условно обозначаемых 0 и 1. Например, для контактного элемента за 0 принимается разомкнутое состояние контакта, за 1 — замкнутое. Для бесконтактных элементов, построенных по принципу амплитудного разделения сигналов, за 0 принимают нижний уровень напряжения (напряжение холостого хода U_0), а за 1 — верхний уровень напряжения (напряжение полного выхода U_1). К таким элементам относятся, например, транзисторные и магнито-

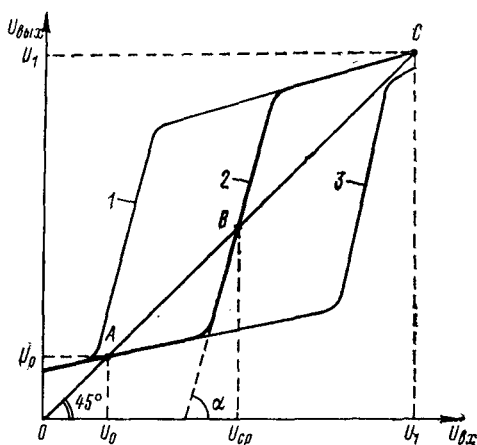


Рис. II.18. Переходные характеристики логических элементов.

1 и 3 — неустойчивые; 2 — устойчивые.

диодные логические элементы. Основные эксплуатационные свойства бесконтактных элементов определяются параметрами их переходных характеристик, т. е. зависимостью выходного сигнала от входного.

На рис. II.18 показаны три вида переходных характеристик (без учета гистерезиса). Характеристика 2 пересекает линию $U_{\text{вых}} = U_{\text{вх}}$ в точках A, B, C, из которых точки A и C определяют устойчивые состояния элемента, и точка B — неустойчивое. Значение $U_{\text{вх}}$ в точке B есть напряжение срабатывания элемента $U_{\text{ср}}$. Очевидно,

что длинная цепь элементов, обладающих переходной характеристикой 2, формирует на выходе устойчивый сигнал U_0 (точка A), если на ее вход поступает сигнал $0 \leq U_{\text{вх}} < U_{\text{ср}}$, и устойчивый сигнал U_1 (точка C), если на вход поступает сигнал $U_{\text{ср}} < U_{\text{вх}} < U_1$. Таким образом, кривая 2 является характеристикой устойчивого элемента, т. е. элемента, обладающего двумя устойчивыми состояниями.

Иная картина наблюдается с элементами, имеющими переходные характеристики 1 и 3. Такие элементы обладают только одним устойчивым состоянием, определяемым соответственно точкой C (U_1 для кривой 1) и точкой A (U_0 для кривой 3). Это значит, что любой сигнал, поданный на вход длинной цепи элементов одного из указанных типов, преобразуется на выходе в сигнал, соответствующий устойчивому состоянию элемента данного типа. Очевидно, кривые 1 и 3 являются характеристиками неустойчивых элементов, т. е. элементов с одним устойчивым состоянием. Выпускаемые промышленностью логические элементы имеют переходную характеристику типа 2. Их основные параметры, такие, как крутизна характеристики $S = \Delta U_{\text{вых}} / \Delta U_{\text{вх}}$ в окрестности точки B, коэффициенты

запаса по срабатыванию и по несрабатыванию ($k_{з.с}$ и $k_{з.н}$), кратность сигналов k , определяют, как указывалось выше, эксплуатационные свойства логических элементов. Очевидно, $S = \operatorname{tg} \alpha$ (см. рис. II.18). Коэффициент запаса по срабатыванию $k_{з.с} = U_1/U_{ср}$ указывает, в какой мере входной сигнал U_1 превышает необходимый для срабатывания элемента входной сигнал $U_{ср}$. Коэффициент запаса по несрабатыванию $k_{з.н} = U_{ср}/U_0$ определяет, очевидно, помехоустойчивость элемента. Кратность сигналов $k = U_1/U_0 = k_{з.н}k_{з.с}$ характеризует степень амплитудного разделения кодированных сигналов и определяет нагрузочную способность элемента, т. е. наибольшее число аналогичных элементов, которое можно подключить на выход при условии сохранения устойчивости переходной характеристики.

Основные требования к логическим элементам. К логическим элементам для применения их в системах управления рассредоточенными объектами предъявляются следующие основные требования: наличие гальванически развязанных входных и выходных цепей с возможностью питания от гальванически не связанных источников; высокая кратность сигналов ($k \geq 4$); помехоустойчивость ($k_{з.н} \geq 2$); запас по срабатыванию ($k_{з.с} \geq 2$); высокое значение крутизны характеристики ($S \rightarrow \infty$); нагрузочная способность в 3—10 элементов; малое время срабатывания ($t_{ср} \leq 10$ мс); малый коэффициент самовозврата; малое значение потребляемой мощности; высокая устойчивость к механическим, климатическим и другим эксплуатационным воздействиям; устойчивость переходной характеристики; стабильность характеристик во времени; малые массы и габариты; высокая надежность логических элементов; удобство изготовления, монтажа и эксплуатации. Ограничения, налагаемые на указанные параметры, определяются назначением, условиями работы и особенностями конструкции системы автоматики. Перечисленным требованиям в наибольшей мере отвечают электромагнитные реле некоторых типов, магнитодиодные и транзисторные бесконтактные логические элементы (подробно см. гл. I).

3. Источники информации

В зависимости от назначения и структуры управляющего комплекса функциональные схемы источников информации имеют вид, показанный на рис. II.19. Основным элементом устройства информации является первичный преобразователь параметра — датчик D . Измерительные преобразователи $ИП$ представляют собой усилители с линейной зависимостью выходного сигнала от входного. Сигнализаторы C служат для преобразования аналогового сигнала в дискретный в зависимости от установки.

К датчикам предъявляются следующие основные требования: однозначная зависимость выходной величины от входной (отсутствие гистерезиса); высокая избирательность — свойство реагировать только на определенный параметр; минимальное изменение характеристик под влиянием внешних факторов (крена, вибрации,

температуры и т. п.); определенный вид статической характеристики; высокая чувствительность; стабильность характеристики во времени; отсутствие влияния нагрузки в выходной цепи на режим входной цепи; минимальная постоянная времени; высокая перегрузочная способность; устойчивость к химическим воздействиям измеряемой и окружающей сред и к механическим, термическим, электрическим и другим перегрузкам; простота и технологичность конструкции; взаимозаменяемость; удобство монтажа и обслуживания. В судовых системах автоматического управления находят применение следующие основные типы датчиков.

Контактные датчики. Наибольшее распространение контактные датчики получили в качестве реле положения, построенных на базе микровыключателей. При этом необходимо отметить, что в случае наличия нескольких контактных групп значительно упрощается

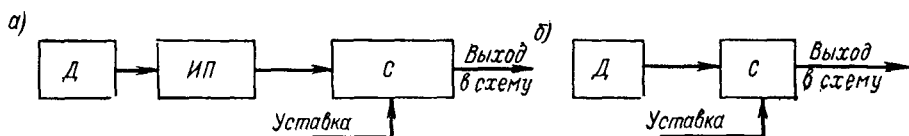


Рис. 11.19. Функциональная схема источников информации: а — в системе с измерением параметров; б — в системе без измерения параметров.

схема логического управления и не требуются специальные вторичные преобразователи. Контактные датчики имеют такие недостатки, как неустойчивость работы при медленных перемещениях в условиях вибрации и ударов, ограниченное число переключений и переменное контактное сопротивление.

Бесконтактные датчики. Наиболее распространены бесконтактные датчики, включаемые по дроссельной и дифференциально-трансформаторной схемам. Датчики, включаемые по дифференциально-трансформаторной схеме, обеспечивают большую чувствительность и высокий уровень выходного сигнала. К недостаткам бесконтактных датчиков относятся необходимость тщательной регулировки для обеспечения взаимозаменяемости и наличие блоков усилителей.

Бесконтактные путевые переключатели работают по принципу индуктивных датчиков, в которых контролируемое перемещение преобразуется в изменяющуюся индуктивность выходной цепи чувствительного элемента датчика.

Датчики давления. В качестве датчиков (реле) давления наиболее часто используются датчики перемещения в сочетании с воспринимающими органами в виде мембран, сильфонов, трубчатых пружин. Реле давления строятся на базе бесконтактных датчиков положения и вторичных блоков усилителей. Они обладают теми же достоинствами и недостатками, что и бесконтактные датчики.

Датчики уровня. В качестве датчика уровня используются поплавковые, емкостные и акустические устройства. Недостатком

поплавковых датчиков является наличие подвижного элемента, чувствительного к загрязнению среды, в то время как в акустических датчиках отсутствует контакт чувствительного элемента с контролируемой жидкостью, что повышает их надежность.

Датчики температуры. В качестве датчиков (реле) температуры наибольшее распространение получили платиновые термометры сопротивления, обеспечивающие высокую точность измерения и устойчивость к эксплуатационным воздействиям в широком диапазоне рабочих температур. В тех случаях, когда высокая точность не требуется (например, регулирование температуры в провизионных камерах), применяются манометрические реле температуры.

В ряде случаев для регулирования температуры в помещениях судна используются реле температуры, в которых воспринимающим органом является термистор.

§ 13. Системы обработки и представления информации

1. Предварительные замечания

Тенденция к дальнейшему сокращению численности обслуживающего персонала; необходимость ограничения потока информации до уровня, определяемого возможностями оператора к восприятию и переработке информации, а также к осуществлению воздействий; требования ограничения массогабаритных характеристик пультов управления, щитов, панелей и т. п., а также необходимость регистрировать изменение многих параметров систем — все это обусловило создание систем обработки и представления информации (СОПИ). Указанные системы входят в состав судовых управляющих комплексов и выполняют задачу преобразования сигналов в форму, удобную для восприятия человеком. Ошибки оператора при считывании информации могут вызвать неправильные действия с возможным аварийным исходом. Поэтому правильное построение СОПИ повышает надежность работы управляющего комплекса.

При разработке или выборе СОПИ руководствуются следующими данными: алгоритмом обработки информации; числом и характеристикой параметров, требующих предупредительной аварийной, звуковой и световой сигнализации; числом и характеристикой параметров, требующих индикации и регистрации; площадью информационной панели, пульта управления; мнемоническим изображением обслуживаемой системы; принципом работы мнемосхемы и табло, определяющим схему усилительно-преобразовательного блока; эксплуатационными требованиями.

2. Функциональная схема и элементы системы

Функциональная схема СОПИ показана на рис. П.20. Источники информации, состоящие из датчиков *Д*, измерительных преобразователей *ИП* и сигнализаторов *С*, посылают дискретные сигналы,

(обычно в двоичном коде) в логические блоки управления и обработки информации. Алгоритм работы блока обработки обеспечивает обобщение информации, логический анализ состояния системы. Например, если оператору важно знать, что все заслонки и клапаны системы вентиляции открыты, сигнал формируется по схеме И от сигнализаторов положения указанной арматуры. Если же необходима информация об открытии хотя бы одного клапана, используется схема ИЛИ. Очевидно, логический блок обработки информации не имеет принципиальных отличий от логического блока управления. Поэтому синтез его осуществляется с по-

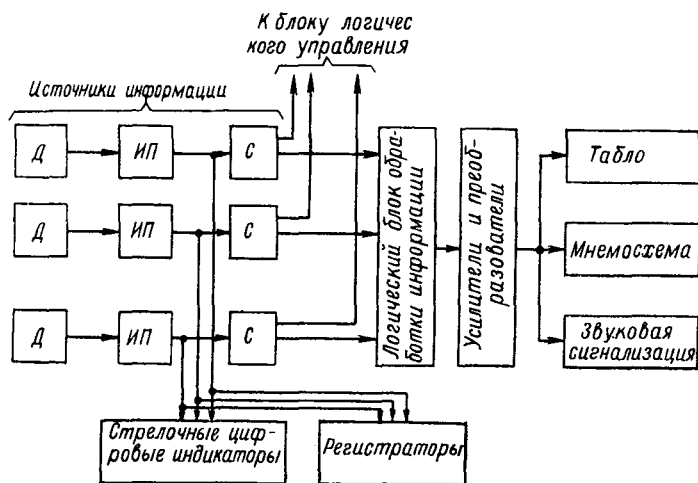


Рис. II.20. Функциональная схема системы обработки и представления информации.

мощью методов, разработанных для построения блока управления. Сигналы логического блока обработки информации поступают на усилительно-преобразовательный блок, формирующий сигналы необходимой амплитуды, мощности и частоты для воздействия на средства представления информации, относящиеся к типу сигнализирующих.

Сигнализаторы. Сигнализаторы предназначены для информации о наличии тех или иных событий и обычно выполняются в виде ламповых или электролюминесцентных табло, представляющих собой ряд индикаторов с надписями, либо в виде мнемосхем, дающих наглядное изображение состояний связанных между собой элементов и участков систем. Для уменьшения числа индикаторов часто применяют методы кодирования информации. Так, например, открытому, промежуточному и закрытому положениям арматуры могут соответствовать светящиеся, мигающие и несветящиеся состояния сигнальных ламп. В отличие от визуальных акустические сигнализаторы (звонок, ревун, сирена) обычно служат в качестве вспомогательных для привлечения внимания оператора.

Функциональная схема звукового сигнализатора показана на рис. II.21. С помощью дифференцирующих цепей ДЦ формируются импульсы в момент появления сигнала на выходе реле параметра РП. Импульсы по схеме ИЛИ запускают триггер, сигнал которого усиливается и поступает на выходное звуковое устройство ЗУ. Указанная схема позволяет осуществить многоточечную звуковую сигнализацию с «памятью», а также дает возможность отключения звукового сигнала оператором как при отсутствии, так и при наличии возбуждающего сигнала реле параметра.

Индикаторы и регистраторы. Наряду с сигнализирующими существуют указывающие (индикаторы) и регистрирующие (регистраторы) средства представления информации. Индикаторы предназначены для представления значений контролируемых параметров. К ним относятся стрелочные или с отклонением луча света измерительные приборы, а также электронно-лучевые трубки. Дискретное представление информации осуществляется с помощью цифровых газоразрядных или электролюминесцентных индикаторов, либо с помощью ступенчатых индикаторов (указатели уровня, давления и т. д.).

Регистраторы предназначены для записи (документирования) контролируемых параметров, времени, наименования события и других данных. К их числу относятся барографы, термометры, регистрирующие манометры, вольтметры, амперметры, различные буквопечатающие устройства и т. п. Как показано на рис. II.20, индикаторы и регистраторы подключаются на выходы измерительных преобразователей ИП.

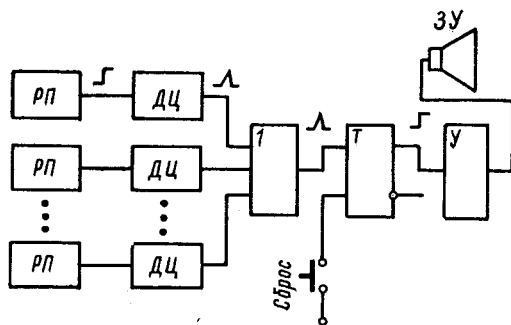


Рис. II.21. Функциональная схема звукового сигнализатора.

§ 14. Контрольные и испытательные системы

1. Предварительные замечания

Контроль систем управления предназначен для определения степени их работоспособности, обнаружения неисправных узлов и элементов. Автоматизированный контроль значительно сокращает время поиска неисправности, а следовательно, период ремонта системы и тем самым повышает эксплуатационную надежность комплекса, обеспечивая готовность его к действию. Существуют два основных метода контроля систем управления: автоматический централизованный контроль параметров обслуживаемой системы

и автоматизированный схемный контроль систем управления. Первый основан на анализе результатов измерения, второй непосредственно связан с определением факта неисправности элементов управляющей системы. При этом схемный контроль представляет собой совокупность измерительных и логических операций, направленных на определение факта и адреса неисправности. Системы контроля, предназначенные для наиболее полной проверки работоспособности управляющих систем в период настройки и эксплуатации, называются испытательными системами. По мере усложнения систем автоматического управления контрольные и испытательные системы приобретают все большее значение, и на этапе комплексной автоматизации, как правило, формируются схемно и конструктивно в виде самостоятельных комплексов машин централизованного контроля, универсальных испытательных приборов и стендов. В последнее время для решения указанных задач получают широкое использование управляющие машины.

Основными параметрами управляющей системы, определяющими выбор контрольных и испытательных систем, являются: количество, типы и мощность исполнительных органов; логическая сложность и режимы работы систем, определяющие число и сложность тестов; тип элементов (контактные, бесконтактные); метод резервирования, если оно предусмотрено; допустимое время обнаружения и устранения отказа; количество и характеристика источников информации; типы вероятных отказов.

Основные задачи, возникающие при проектировании контрольных и испытательных систем, сводятся к минимизации испытаний путем определения необходимого и достаточного объема тестов, позволяющего судить об исправности объекта контроля; к минимизации диагностики путем определения минимального количества информации, необходимого для нахождения места неисправности; к выбору оптимальной структуры и разработке мер по повышению надежности систем контроля.

2. Автоматический централизованный контроль параметров управляющего комплекса

Контроль параметров управляющего комплекса в целях определения его работоспособности, как правило, осуществляется одновременно с процессом управления. При этом часто используются общие источники информации. Так, например, работоспособность управляющей системы обитаемости судна может быть проверена по отклонениям температуры, влажности, концентрации кислорода и углекислого газа в помещениях от заданных предельных значений, причем в системе контроля могут быть использованы те же датчики параметров, что и в системе управления. В зависимости от инерционности объекта управления и управляющей системы, а также от степени важности системы автоматического централизованного контроля параметров могут выполняться в виде систем непрерывного или циклического контроля. Машины централизован-

ного контроля (МЦК) непрерывного действия обычно осуществляют функции систем обработки и представления информации и поэтому имеют структуру, показанную на рис. 11.20 и описанную в предыдущем параграфе.

МЦК циклического типа применяются при контроле инерционных систем. Функциональная схема системы циклического контроля показана на рис. 11.22. Сигналы от источников информации (датчиков *Д* и измерительных преобразователей *ИП*) поступают на общий узел контроля *ОУ* через обходчик-коммутатор *ОК*. Обходчик-коммутатор соединяет вход *ОУ* поочередно с каждым источником информации *ИП*. В функции *ОУ* могут входить: сравнение значений параметра с заданными предельными значениями с целью обнаружения отклонений;

цифровое преобразование сигнала, отображающего значение контролируемого параметра; вычислительная обработка значения параметра. В соответствии с назначением контрольной системы вывод информации осуществляется через общие средства представления информации *СОПИ* в виде, например, цифровой регистрации и представления результатов измерения по вызову

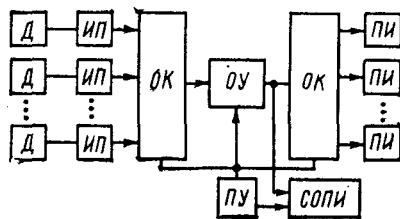


Рис. 11.22. Функциональная схема системы циклического контроля.

или через индивидуальные устройства представления информации *ПИ* в виде сигналов отклонения. При этом используются те же элементы, что и в системах обработки и представления информации. Обходчик-коммутатор в общем случае управляется программным устройством *ПУ* по заданной программе и может быть выполнен либо в виде бесконтактного циклического распределителя, либо на базе шагового искателя.

МЦК циклического типа могут значительно повысить экономичность систем контроля, особенно при большом числе контролируемых точек. При этом следует учитывать, что использование общего узла контроля требует унификации выходных сигналов источников информации.

3. Автоматизированный схемный контроль управляющих систем

МЦК регистрируют факт неисправности и не предназначены для поиска отказавшего элемента управляющей системы. Системы автоматизированного схемного контроля могут решать как первую, так и вторую задачу. Однако задачи, стоящие перед системой контроля, тесно связаны с условиями, в которых выполняется контроль, и определяют «глубину» обнаружения неисправности. Так, при необходимости оперативного контроля объекта управления перед его пуском, в условиях недостатка времени и невозможности выполнения ремонта на судне задачи контроля ограничива-

ются определением факта работоспособности системы, а операции по обнаружению неисправного элемента теряют смысл. Таким образом, к системам контроля предъявляются требования максимальной скорости функционирования, минимума контрольных операций и контрольной аппаратуры при максимальном приближении к действительным условиям использования объекта.

При выполнении регламентного периодического профилактического контроля объектов многократного использования, например

автоматизированных общесудовых систем, в условиях, позволяющих производить ограниченный ремонт, в программу контроля может быть включено обнаружение легко устранимых неисправностей, а также подача сигналов на устройства замены неисправных блоков или элементов. Базовый контроль управляющих систем значительно шире и обязательно содержит операции по обнаружению неисправных элементов, так как в данном случае время выполнения контроля и возможности осуществления ремонта системы возрастают.

На рис. II.23 показана типовая функциональная схема системы автоматизированного схемного контроля судовой управляющей системы. Система оперативного контроля, выделенная на рис. II.23 штриховой линией, предназначена для проверки наиболее уязвимой части системы: магистраль-

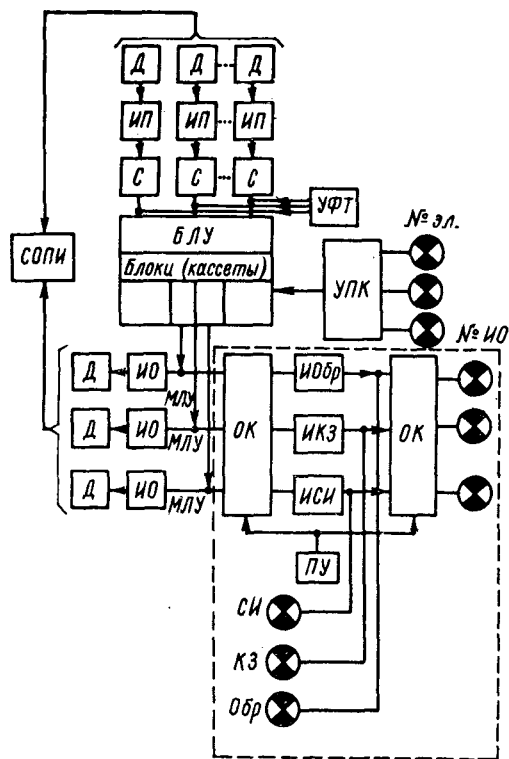


Рис. II.23. Функциональная схема системы автоматизированного схемного контроля.

ных линий управления *МЛУ* и исполнительных органов *ИО* (электромагнитов манипулятора, катушек контакторов и т. п.). Схема проверяет отсутствие обрывов, коротких замыканий и снижения сопротивления изоляции. Обходчик-коммутатор *ОК*, управляемый программным устройством *ПУ*, поочередно подключает линии управления к индикаторам обрыва *ИОбр*, короткого замыкания *ИКЗ*, снижения изоляции *ИСИ*. В случае того или иного отказа в одной из магистральных линий управления система указывает вид отказа (лампами *Обр*, *КЗ*, *СИ*) и номер исполнительного органа (лампами *№ ИО*).

При регламентном контроле производится вышеуказанная проверка, а также проверка исправности кассет блока логического управления *БЛУ* путем подачи тестовых сигналов от устройства формирования тестов *УФТ*, которые имитируют различные наборы входных сигналов от реальных источников информации. При этом работоспособность системы, проверяемой, как правило, с использованием исполнительных органов, контролируется по сигналам системы обработки и представления информации *СОПИ*. Информация на *СОПИ* поступает как от датчиков параметров, так и от датчиков состояния исполнительных органов *Д* через измерительные преобразователи *ИП* и сигнализаторы *С*. Базовый контроль включает в себя оперативный и регламентный контроль и, кроме того, он предназначен для проверки исправности элементов кассет. Проверка производится с помощью тестового прибора — устройства для проверки кассет *УПК*, определяющего отказавшие элементы и включающего соответствующую сигнальную лампу (*№ эл.*).

Устройства регламентного и базового схемного контроля с универсальной структурой, управляемые сменной программой и предназначенные для автоматической проверки исправности объектов в процессе эксплуатации или хранения, называются универсальными контрольными машинами. Они позволяют унифицировать значительную часть узлов и создают благоприятные условия для полной автоматизации и централизации операций контроля. Устройства схемного контроля, содержащие имитаторы источников информации, имитаторы исполнительных органов, а также устройства формирования тестов, предназначены в основном для регламентного и базового контроля (в период настройки и эксплуатации) систем. Наиболее удобны и экономически выгодны универсальные испытательные приборы и стенды, содержащие унифицированные имитаторы и тестовые устройства со сменной программой. Имитация дискретных сигналов источников информации осуществляется обычными коммутаторами (ключи, тумблеры, кнопки), а исполнительные органы имитируются резисторами той же мощности, реле, дистанционными переключателями.

§ 15. Основания к расчету и построению управляющих систем

1. Постановка задачи

Как сказано выше, функционирование сложной установки невозможно без участия большого числа вспомогательных механизмов, обеспечивающих ее работу. Характерной особенностью вспомогательных механизмов и судовых систем является то, что они, как правило, находятся в одном из двух состояний (включено — выключено, открыто — закрыто и т. п.). Вследствие этого задача автоматизации управления ими заключается в построении управ-

ляющих систем дискретного действия. Целью таких систем является включение или отключение тех или иных вспомогательных устройств и механизмов по заданной программе, т. е. в соответствии с алгоритмом управления.

Устройством, предназначенным для реализации алгоритма, может быть логическая сеть, конечный автомат или логическая управляющая машина. На вход конечного автомата поступают сигналы от датчиков и органов управления (ключей, тумблеров и т. п.). Сигналы с выходов автомата используются для управления исполнительными органами. Если алгоритм управления таков, что сигнал на выходе определяется сигналами на входах, имеющимися в данный момент времени, и не зависит от предшествующего состояния автомата, то конечный автомат является одноктактным, а его логическая сеть — комбинационной. Если сигнал на выходе автомата зависит от его предшествующего состояния, то автомат является многотактным, а его логическая сеть — последовательной. Одноктактные автоматы используются главным образом для реализации различных блокировок, предотвращающих запуск (включение) механизма в тех случаях, когда это может привести к нежелательным последствиям (например, запуск насоса при закрытом клапане трубопровода), для включения механизмов систем трюмного осушения, холодильной установки и ряда вспомогательных систем судовой установки, а также для логической обработки информации в системах представления информации. Многотактные автоматы соответствуют более высокому уровню автоматизации, так как позволяют осуществить целую программу (последовательность действий) без вмешательства оператора.

Основными требованиями, предъявляемыми к системам автоматизации управления вспомогательными механизмами и устройствами, являются требования минимальных масс и габаритов, высокой экономичности и надежности и минимума числа линий связи. Минимизация массогабаритных и экономических показателей при выполнении заданных алгоритмов управления может осуществляться путем применения более экономичных логических элементов или же путем построения схем, реализующих алгоритм с помощью минимального числа элементов. Вопросы выбора элементов для судовых систем освещены в предыдущих параграфах. Настоящий параграф посвящен вопросам построения и минимизации логических сетей управления.

2. Основные этапы построения конечных автоматов

Вне зависимости от того, какой объект управления автоматизируется, построение логической сети управления производится в соответствии с описанными ниже основными этапами.

Получение технического задания. Техническое задание содержит основные исходные данные для проектирования: а) перечень и характеристики ОУ; б) алгоритм управления; в) перечень и характеристики датчиков. Алгоритм управления на стадии разработки тех-

нического задания обычно представляется в словесной форме. Например, алгоритм управления насосом судовой холодильной установки может быть выдан в следующем виде: «Насос должен запуститься, когда откроются две заслонки на магистралях (либо правого, либо левого борта) при условии отсутствия сигнала аварийного состояния холодильной установки». В данном примере ОУ — пускатель насоса; в качестве датчиков используются датчики положения заслонок левого и правого бортов (четыре датчика) и датчик аварийного состояния холодильной установки.

Синтез конечного автомата, реализующего заданный алгоритм управления. На этом этапе производится анализ алгоритма управления, в ходе которого устанавливается, является ли данный автомат одно- или многотактным, после чего строится и минимизируется логическая схема управления.

В простейших случаях она может быть построена сразу по словесному алгоритму управления. Например, для приведенного выше алгоритма синтез выполняется следующим образом. На каждой магистрали должны быть открыты оба клапана, следовательно, сигналы об их открытии (X_1 и X_2 или X_3 и X_4) необходимо подать на схему И (рис. II.24). С другой стороны, до-

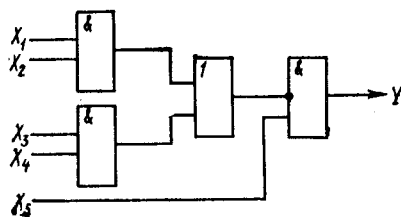


Рис. II.24. Схема логического устройства запуска насоса.

статочно, чтобы были открыты клапаны лишь одной магистрали, поэтому сигналы с элементов И следует объединить по схеме ИЛИ. Далее, сигнал об аварийном состоянии холодильной установки (X_5) должен запрещать прохождение сигнала на запуск насоса, следовательно, после элемента ИЛИ необходимо поставить элемент «Запрет». Схемы И, ИЛИ, «Запрет» строятся на элементах ИЛИ, НЕ и ИЛИ — НЕ (НИ). Однако уже в таком простом случае получается не минимальная схема (рис. II.25, а). При реализации на элементах НЕ и НИ она содержит восемь инверторов, в то время как тот же алгоритм можно реализовать с помощью семи инверторов (рис. 25, б). Кроме того, при более сложном алгоритме становится трудным удержать в памяти все блокировки и не допускать ошибок при синтезе. Поэтому разработаны математические методы построения и минимизации конечных автоматов, основанные на применении алгебры логики.

Использование алгебры логики при синтезе состоит в формализации записи алгоритма управления с помощью математических символов и преобразований полученного выражения с целью его минимизации. Например, для рассмотренного выше случая, обозначая сигнал запуска насоса через Y , алгоритм управления запишем в следующем виде:

$$Y = (X_1 X_2 \vee X_3 X_4) \bar{X}_5 = X_1 X_2 \bar{X}_5 \vee X_3 X_4 \bar{X}_5.$$

Одна и та же формула алгебры логики может быть реализована по-разному, в зависимости от типов выбранных логических элементов и их свойств. Поэтому, после того как логическое выражение составлено и минимизировано, переходят к следующему этапу.

Реализация логической функции в виде функциональной схемы. Общее число логических функций алгебры логики от n аргументов равно 2^n . Систему функций f_1, f_2, \dots, f_n называют базисом, если любую функцию можно представить в виде суперпозиции исходных функций этой системы. В алгебре логики существует ряд базисов, одним из которых является базис конъюнкции (логическое умно-

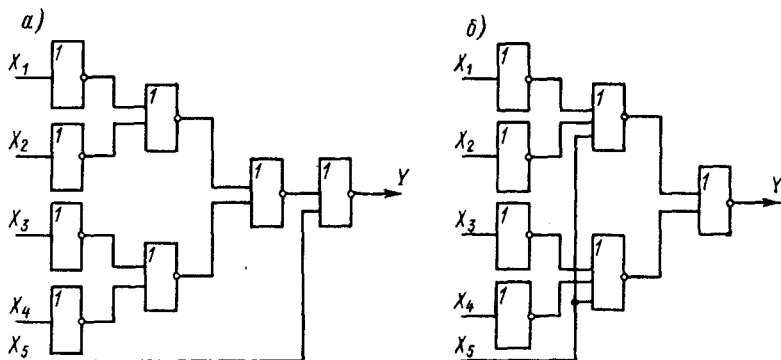


Рис. II.25. Реализация схем логического устройства запуска насоса в элементах ИЛИ, НЕ, ИЛИ—НЕ (НИ).

жение), дизъюнкции (логическое суммирование) и отрицания. К сожалению, в настоящее время только в этом базисе существуют надежные методы минимизации логических выражений.

Реализация функциональной схемы на стандартных элементах. Функциональная схема может быть реализована на логических элементах различных типов, и для каждого типа элементов реальные схемы будут различными в силу накладываемых на элементы ограничений. На физические элементы, реализующие функции алгебры логики, накладываются ограничения по нагрузочной способности, по возможности соединения с другими элементами, по числу входов и т. д.

Ниже будут рассмотрены основные методы построения различных типов системы управления вспомогательными механизмами и устройствами. Построение систем управления может быть разбито на следующие этапы: формальная запись алгоритмов для одноктактных и многотактных схем; построение логических функций и их минимизация; построение функциональных схем; построение схем на стандартных элементах.

3. Формальная запись алгоритма

Для формальной записи алгоритма прежде всего присваиваются буквенные обозначения входным и выходным сигналам синтезируемого конечного автомата. Входные сигналы, поступающие от

датчиков и органов управления, будем обозначать символом X_i , где i — номер входного сигнала, а выходные сигналы — символом Y_i .

Алгоритм работы автомата без памяти может быть записан либо в виде выражения $Y_j = Y_j(X_1, X_2, \dots, X_n)$, где Y_j — некоторые булевы функции, либо в виде таблицы соответствия, в которой по вертикали обозначаются состояния входных аргументов, а по горизонтали — все возможные их сочетания. Таблица соответствия для n аргументов будет иметь 2^n строк. Против i -й строки (a_1^i, \dots, a_n^i) указывается состояние выходного сигнала, соответствующее данному набору входных сигналов. По таблице соответствия может быть записано аналитическое выражение алгоритма данного конечного автомата в виде дизъюнктивной нормальной формы

$$f(X_1, X_2, \dots, X_n) = \bigvee_1 X_1^{\alpha_1^i} \& X_2^{\alpha_2^i} \& \dots \& X_n^{\alpha_n^i}.$$

Символ \bigvee_1 означает, что дизъюнкция берется только по таким наборам $\alpha_1^i, \alpha_2^i, \dots, \alpha_n^i$, на которых выполняется равенство $f(\alpha_1^i, \alpha_2^i, \dots, \alpha_n^i) = 1$. Это же выражение может быть представлено в виде конъюнктивной совершенной нормальной формы $f(X_1, X_2, \dots, X_n) = \bigwedge_0 (\bar{X}_1^{\alpha_1^i} \vee \bar{X}_2^{\alpha_2^i} \vee \dots \vee \bar{X}_n^{\alpha_n^i})$. Символ \bigwedge_0 означает, что конъюнкция берется по тем наборам, на которых функция f обращается в нуль. В дальнейшем знак конъюнкции $\&$ опускается.

Алгоритм запуска компрессора. Рассмотрим запуск компрессора по жесткой программе в зависимости от расхода воздуха на нужды потребителей различной очередности. Сигналы, характеризующие состояние потребителей, обозначим через X_1, X_2, X_3, X_4 , сигнал запуска компрессора — через Y . Таблица соответствия будет иметь $2^4 = 16$ строк (табл. II.3). По этой таблице можно записать логическую функцию конечного автомата в дизъюнктивной совершенной нормальной форме (ДСНФ): $Y = \bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \vee \bar{X}_1 X_2 X_3 \bar{X}_4 \vee \bar{X}_1 X_2 X_3 X_4 \vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 X_4 \vee X_1 X_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \vee X_1 X_2 X_3 \bar{X}_4 \vee X_1 X_2 X_3 X_4$. Однако полученное выражение не является минимальным. Ниже будут показаны методы минимизации подобных выражений.

Таблица II.3

№ п.п.	X_1	X_2	X_3	X_4	Y	№ п.п.	X_1	X_2	X_3	X_4	Y
0	0	0	0	0	0	8	1	0	0	0	0
1	0	0	0	1	0	9	1	0	0	1	1
2	0	0	1	0	0	10	1	0	1	0	0
3	0	0	1	1	0	11	1	0	1	1	0
4	0	1	0	0	1	12	1	1	0	0	1
5	0	1	0	1	0	13	1	1	0	1	0
6	0	1	1	0	1	14	1	1	1	0	1
7	0	1	1	1	1	15	1	1	1	1	1

Алгоритмы работы многотактных автоматов также могут быть записаны формально.

Временная булева функция. В практике создания управляющих комплексов встречаются случаи, когда в различные моменты времени устройство должно выполнять различные логические функции. Например, в системе обработки и представления информации может совершаться обегаящий контроль проверяемых параметров с их последующей логической обработкой. В этих случаях многотактный автомат описывается временной булевой функцией (ВБФ).

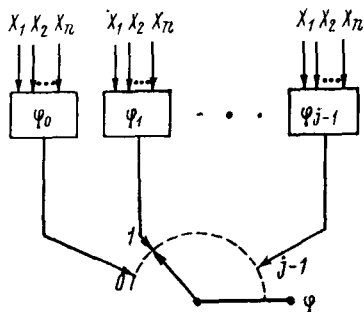


Рис. II.26. Схема автомата, описываемого временной булевой функцией.

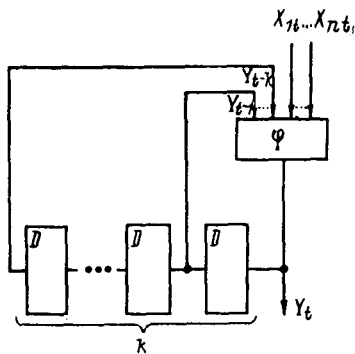


Рис. II.27. Схема автомата, описываемого рекуррентной булевой функцией.

Алгоритм работы такого автомата имеет вид $Y = \varphi(X_1, X_2, \dots, X_n, t)$, где X_1, X_2, \dots, X_n — аргументы, соответствующие входным сигналам автомата. Аргумент t принимает целочисленные значения в диапазоне $0 \leq t \leq j - 1$ и соответствует номерам тактов. Это означает, что в каждом из тактов функция имеет значение $Y_i = \varphi_i(X_1, X_2, \dots, X_n)$, т. е. является обычной функцией алгебры логики. Вводя обозначение

$$\tau_a = \begin{cases} 0 & \text{при } t \neq a; \\ 1 & \text{при } t = a, \end{cases}$$

получим следующую форму записи алгоритма работы многотактного автомата, описываемого временной булевой функцией:

$$Y = \varphi_0 \tau_0 \vee \varphi_1 \tau_1 \vee \dots \vee \varphi_{j-1} \tau_{j-1}.$$

Каждая из функций φ может быть задана как в табличной, так и в аналитической форме. Таким образом, запись алгоритма работы, а следовательно, и синтез в случае, когда в разные моменты времени автомат должен выполнять различные функции, сводится к синтезу одноконтных автоматов, выходы которых подаются на переключатели, имеющие S позиций (контактные типовые искатели, бесконтактные распределители и т. д.). На рис. II.26 приведена схема автомата, описываемого временной булевой функцией.

Рекуррентная булева функция. Другим примером многотактных автоматов являются системы, выход которых в каждом такте зависит от входных сигналов в данный и предыдущие такты, а также от значения выходного сигнала в предыдущие такты. Алгоритм работы таких автоматов записывается в виде рекуррентной булевой функции (РБФ)

$$Y_t = \varphi(X_{1t}, \dots, X_{nt}, X_{1, t-1}, \dots, X_{n, t-1}, X_{1, t-r}, \dots, \dots, X_{n, t-r}, Y_{t-1}, \dots, Y_{t-k}),$$

где $X_{1t}, \dots, X_{n, t-r}$ — аргументы, соответствующие входным сигналам автомата на входах с 1-го по n -й в тактах от t -го до $(t-r)$ -го ($r=1, 2, \dots, t$); Y_{t-1}, \dots, Y_{t-k} — двоичные значения самой функции в тактах от $(t-1)$ -го до $(t-k)$ -го ($k=0, 1, \dots, t$).

Из записи алгоритма работы автомата, описываемого РБФ, следует, что он может быть синтезирован в виде комбинационной схемы, имеющей n входов и k линий обратной связи с задержками на соответствующее число тактов (рис. II.27). Таким образом, принципы построения многотактных автоматов основаны на методах синтеза одноктактных автоматов и включают в себя лишь ряд дополнительных усложнений (введение переключателей, временных задержек, обратных связей). Основу схемы составляет комбинационная логическая сеть.

4. Методы минимизации структуры логической сети управления

Логическая сеть может быть построена на основании формальной записи алгоритма управления, который требуется реализовать, однако при таком методе построения она часто оказывается не минимальной. Методы минимизации зависят от того, на каких логических элементах строится автомат, т. е. от выбранного базиса. Так, схема, минимальная в базисе ИЛИ, НЕ, может оказаться не минимальной в базисе И, ИЛИ, НЕ. Для систем судовой автоматики наиболее часто используются метод минимизации, основанный на применении основных теорем, аксиом и выражений булевой алгебры, и метод Квайна. Первый метод наиболее широко используется для минимизации не слишком сложных выражений. Например, рассмотренная выше функция запуска компрессора минимизируется следующим образом:

$$\begin{aligned} Y &= \bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \vee \bar{X}_1 X_2 X_3 \bar{X}_4 \vee \bar{X}_1 X_2 X_3 X_4 \vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 X_4 \vee \\ &\vee X_1 X_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \vee X_1 X_2 X_3 \bar{X}_4 \vee X_1 X_2 X_3 X_4 = (X_1 \vee \bar{X}_1) X_2 X_3 X_4 \vee \\ &\vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 X_4 \vee (X_1 \vee \bar{X}_1) X_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \vee (X_1 \vee \bar{X}_1) X_2 X_3 \bar{X}_4 = \\ &= X_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \vee X_2 X_3 \bar{X}_4 \vee X_2 X_3 X_4 \vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 X_4 = \\ &= X_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 X_4 = X_2 (X_3 \vee \bar{X}_4) \vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 X_4. \end{aligned}$$

Реализация полученного выражения требует лишь двух элементов И на два и на четыре входа, двух элементов ИЛИ на два входа и трех элементов НЕ. Однако остается неизвестным, действительно ли полученное выражение минимально. Поэтому возникла необходимость в создании строго формальных методов минимизации булевых функций, к которым и относится метод Квайна.

Метод Квайна. Метод Квайна состоит из последовательного выполнения следующих этапов.

Первый этап — нахождение простых импликант. Все элементарные конъюнкции, входящие в ДСНФ и содержащие n аргументов (минитермы ранга n), сравниваются попарно между собой. Если минитермы имеют вид αX_i и $\alpha \bar{X}_i$, где α — конъюнкция $(n-1)$ -го ранга, то производится операция «склеивания»: $\alpha X_i \vee \alpha \bar{X}_i = \alpha$. Затем полученные минитермы вновь попарно сравниваются для выяснения возможности нового «склеивания» и т. д. Когда, наконец, полученные минитермы l -го ранга уже не «склеиваются» между собой, «склеивание» прекращается. Те минитермы, которые не участвовали в «склеивании», и будут простыми импликантами. Минитермы, которые подвергались «склеиванию», отмечаются. Поясним на примере операции первого этапа. Рассмотрим выражение

$$Y = (X_1 \bar{X}_2) \vee (X_2 \bar{X}_3) \vee (\bar{X}_2 X_3) \vee (\bar{X}_1 X_2).$$

Вначале приведем функцию к ДСНФ:

$$\begin{aligned} Y &= [(X_1 \bar{X}_2) (\bar{X}_3 \vee X_3)] \vee [(X_2 \bar{X}_3) (X_1 \vee \bar{X}_1)] \vee [(\bar{X}_2 X_3) (X_1 \vee \bar{X}_1)] \vee \\ &\vee [(\bar{X}_1 X_2) (X_3 \vee \bar{X}_3)] = (X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3) \vee (X_1 \bar{X}_2 X_3) \vee (X_1 \bar{X}_2 X_3) \vee \\ &\vee (X_1 X_2 \bar{X}_3) \vee (\bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3) \vee (\bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3) \vee (\bar{X}_1 X_2 X_3) \vee (\bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3) = \\ &= (X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3) \vee (X_1 \bar{X}_2 X_3) \vee (X_1 X_2 \bar{X}_3) \vee (\bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3) \vee \\ &\vee (\bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3) \vee (\bar{X}_1 X_2 X_3). \end{aligned}$$

Таким образом, имеем шесть исходных минитермов 3-го ранга: $X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3$, $X_1 \bar{X}_2 X_3$, $X_1 X_2 \bar{X}_3$, $\bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3$, $\bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3$, $\bar{X}_1 X_2 X_3$.

Образуем путем «склеивания» минитермы 2-го ранга:

$$\begin{aligned} X_1 \bar{X}_2 &= (X_1 \bar{X}_2 X_3) \vee (X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3); & \bar{X}_2 X_3 &= (X_1 \bar{X}_2 X_3) \vee (\bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3); \\ X_1 \bar{X}_3 &= (X_1 X_2 \bar{X}_3) \vee (X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3); & X_2 \bar{X}_3 &= (X_1 X_2 \bar{X}_3) \vee (\bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3); \\ & & \bar{X}_1 X_2 &= (\bar{X}_1 X_2 X_3) \vee (\bar{X}_1 X_2 \bar{X}_3); \\ & & \bar{X}_1 X_3 &= (\bar{X}_1 X_2 X_3) \vee (\bar{X}_1 \bar{X}_2 X_3). \end{aligned}$$

Полученные минитермы больше не склеиваются и являются поэтому простыми импликантами.

Второй этап — расстановка меток. Некоторое число простых импликант может быть изъято из рассмотрения. Эта операция производится с помощью таблицы, в которой столбцами являются минитермы ДСНФ функции, а строками — полученные простые импликанты (табл. II.4). Если какая-либо из простых импликант входит в некоторый минитерм ДСНФ, то на пересечении ставится метка.

Таблица II.4

Простые импликанты	Минитермы ДСНФ						Простые импликанты	Минитермы ДСНФ					
	$X_1\bar{X}_2X_3$	$X_1\bar{X}_2\bar{X}_3$	$X_1X_2\bar{X}_3$	$\bar{X}_1X_2\bar{X}_3$	$\bar{X}_1\bar{X}_2X_3$	$\bar{X}_1X_2X_3$		$X_1\bar{X}_2X_3$	$X_1\bar{X}_2\bar{X}_3$	$X_1X_2\bar{X}_3$	$\bar{X}_1X_2\bar{X}_3$	$\bar{X}_1\bar{X}_2X_3$	$\bar{X}_1X_2X_3$
$X_1\bar{X}_2$	×	×					$X_2\bar{X}_3$			×	×		
\bar{X}_2X_3	×				×		\bar{X}_1X_2			×			×
$X_1\bar{X}_3$		×	×				\bar{X}_1X_3				×		×

Третий этап — нахождение существенных импликант. Анализируем столбцы таблицы. Если в каком-либо столбце имеется только одна метка, то соответствующая ей простая импликанта должна обязательно входить в окончательное выражение для функции Y . Строки и столбцы, соответствующие существенным импликантам, из таблицы можно исключить, имея в виду, что эти импликанты необходимо будет включить в окончательное выражение для Y .

Четвертый этап — вычеркивание лишних столбцов. Если в каком-то столбце таблицы имеются метки во всех тех строках, в которых они имеются в другом столбце, то любой из указанных столбцов можно из таблицы исключить.

Пятый этап — вычеркивание лишних простых импликант. Если после четвертого этапа в таблице появились строки, не имеющие ни одной метки, то они вычеркиваются.

Шестой этап — выбор минимального покрытия. Анализируя таблицу, выбирают минимальную группу (или группы) простых импликант, которые все вместе накрывают хотя бы по одной метке в каждом столбце. Дизъюнкция таких простых импликант совместно с существующими импликантами, найденными на третьем этапе, дает тупиковую форму для функции Y . Данная функция может иметь несколько тупиковых форм, минимальной будет наименьшая из тупиковых.

Анализируя табл. II.4, замечаем, что она не имеет существенных импликант, одинаковых столбцов и лишних простых импликант. Поэтому сразу выбираем минимальные покрытия. Из таблицы видно, что можно выбрать две минимальные группы простых импликант, перекрывающие хотя бы по одной метке в каждом столбце:

$$Y = (X_1\bar{X}_2) \vee (X_2\bar{X}_3) \vee (\bar{X}_1X_3) \text{ и } Y = (\bar{X}_2X_3) \vee (X_1\bar{X}_3) \vee (\bar{X}_1X_2).$$

Хотя метод Квайна сложнее метода, основанного на применении теорем, аксиом и выражении булевой алгебры, однако он более универсален и позволяет в ряде случаев определить тупиковые формы функции, в то время как первый метод не позволяет точно сказать, сколько минимальных форм и какие имеет функция.

Пример минимизации. В качестве примера минимизируем методом Квайна функцию запуска компрессора.

Первый этап. Записываем минитермы в виде двоичных номеров и разбиваем их по числу единиц на группы:

- 1-я группа: 0100*;
- 2-я группа: 0110*, 1001, 1100*;
- 3-я группа: 0111*, 1110*;
- 4-я группа: 1111*.

«Склеивая» минитермы в соседних группах, производим операцию «склеивания» тех из них, которые отличаются только в одном разряде. Вместо исключенного аргумента ставим тире. Минитермы, которые подвергались «склеиванию», отмечаем звездочкой. Таким образом, получаем минитермы 3-го ранга по группам:

- 1-я группа: 01—0*, —100*;
- 2-я группа: 011—*, —110*, 11—0*;
- 3-я группа: —111*, 111—*.

Таким же путем получаем минитермы 2-го ранга:

- 1-я группа: —1—0;
- 2-я группа: —11—.

Полученные минитермы являются простыми импликантами.

Второй этап. Строим таблицы меток (табл. II.5).

Таблица II.5

Простые импликанты	Минитермы						
	0100	0110	0111	1001	1100	1110	1111
1	2	3	4	5	6	7	8
1001				×			
—1—0	×	×			×	×	
—11—		×	×			×	×

Третий и четвертый этапы. Анализируя таблицу, замечаем, что столбцы 2, 4, 5, 6 и 8-й имеют по одной метке, т. е. соответствующие им импликанты являются существенными. Кроме того, замечаем, что столбцы 3-й и 7-й являются одинаковыми, следовательно, один из них может быть вычеркнут.

Пятый и шестой этапы. Поскольку все три импликанты оказались существенными и не осталось лишних простых импликант, составляем логическое выражение, которое в данном случае является дизъюнкцией существенных импликант:

$$Y = (X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 X_4) \vee (X_2 \bar{X}_4) \vee (X_2 X_3). \quad (\text{II.11})$$

Полученное выражение является минимальной дизъюнкцией нормальной формы функции. Производя вынесение за скобки, получаем

$$Y = (X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 X_4) \vee [X_2 (X_3 \vee \bar{X}_4)]. \quad (\text{II.12})$$

5. Построение функциональной схемы

По окончании процесса минимизации по полученным минимальным выражениям строится функциональная схема, которая отображает логическую связь входных и выходных сигналов автомата.

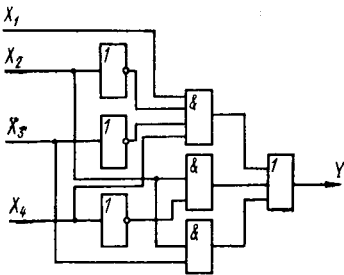


Рис. II.28. Функциональная схема конечного автомата.

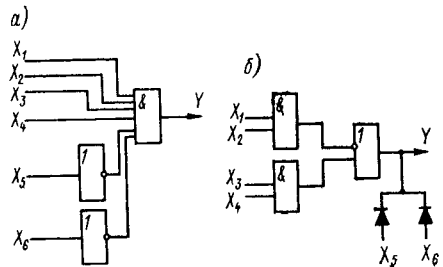


Рис. II.29. Функциональная схема реализации логической функции при ограничениях на число входов.

Реализация в базисе И, ИЛИ, НЕ. На основе выражения (II.11) можно составить функциональную схему автомата в базисе И, ИЛИ, НЕ (рис. II.28). На этом заканчиваются основные этапы логического синтеза автомата. Последующие операции связаны с конструированием автомата, т. е. с разработкой схемы на стандартных элементах, характеристики которых приведены в гл. I. При реализации на стандартных элементах функциональная схема претерпевает ряд изменений, обусловленных ограничениями, накладываемыми на данный тип элементов.

Ограничения, накладываемые на функциональные элементы. Ниже перечисляются наиболее общие ограничения. Однако не следует забывать, что для каждого конкретного типа элементов имеются частные ограничения и правила, содержащиеся в технических условиях на элемент.

Ограничение по числу входов. Если логическая функция имеет такой вид, что для ее реализации требуются элементы на большее число входов, чем у существующих, то вместо одного элемента используют несколько или же в схему вводят дополнительные развязывающие элементы (например, полупроводниковые диоды). Пример реализации функции $Y = X_1 X_2 X_3 X_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6$ на магнитно-вентильных элементах «И с запретом» на два основных и один запрещающий вход без развязывающих элементов приведен на рис. II.29, а, а с развязывающими элементами — на рис. II.29, б.

Нагрузочная способность. Число логических элементов, которые могут запускаться от одного элемента, ограничено. Вследствие этого, если в схеме выход элемента должен подаваться на входы, число которых больше, чем это определяется нагрузочной способностью элемента (например, как в случае, показанном на рис. II.30, а), в схему следует вводить дополнительные элементы для «размножения» сигнала (рис. II.30, б). Такие элементы не осуществляют логической обработки сигналов, т. е. являются «повторителями».

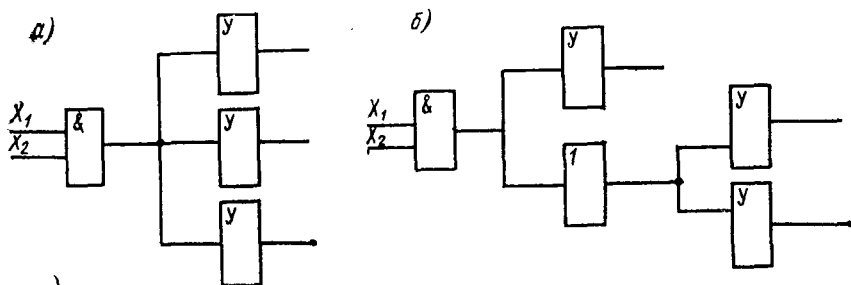


Рис. II.30. Функциональная схема «размножения» сигнала.

Эффект состояния. В различных логических цепях, осуществляющих управление одним исполнительным органом, может содержаться неодинаковое число логических элементов, вследствие чего возможно появление ложных сигналов. Особенно часто это имеет место в импульсных схемах. Например, в схеме, изображен-

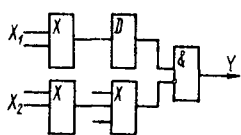


Рис. II.31. Схема реализации логической функции с учетом «состязания».

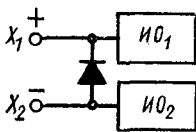


Рис. II.32. Схема введения развязок.

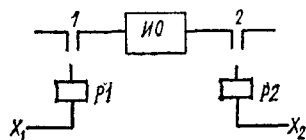


Рис. II.33. Схема двухполюсного разрыва.

ной на рис. II.31, при одновременном поступлении основного (X_1) и блокирующего (X_2) импульсов основной импульс успеет пройти через элемент «Запрет» раньше, чем туда поступит блокирующий импульс, вследствие чего произойдет ложный запуск исполнительного органа. Для борьбы с рассмотренным эффектом «состязания» контактных или бесконтактных элементов в схему вводят дополнительные элементы, осуществляющие задержку сигнала в более коротких цепях.

Кроме перечисленных ограничений при построении функцио-

нальных схем следует руководствоваться правилами и методами, которые обычно не учитываются при преобразованиях формальных выражений. Примером такого метода является введение развязок (рис. II.32), позволяющих осуществлять построение схем со многими выходами для воздействия на исполнительные органы $ИО_1$ и $ИО_2$. При построении конкретных схем возможно также применение двухполюсного выключателя, реализованного с помощью реле $P1$ и $P2$ (рис. II.33). Этот выключатель используется для предотвращения ложных срабатываний при пробоях изоляции исполнительных органов $ИО$.

§ 16. Некоторые соображения к выбору управляющих машин

1. Постановка задачи

Наряду с автоматами, алгоритм работы которых определяется их структурой, в системах управления могут использоваться управляющие вычислительные машины (УВМ). Алгоритм работы управляющей машины записывается в виде программы. Круг задач, решаемых с помощью УВМ, значительно шире, чем у автоматов с жесткой программой. Применение УВМ позволяет производить не только включение и выключение различных механизмов, но также и автоматическое регулирование непрерывных процессов, протекающих в судовой установке. Наиболее перспективными для использования в качестве УВМ представляются цифровые вычислительные машины. Применение в системе управления УВМ позволяет создать новые типы систем автоматического управления, в которых осуществляются режимы самонастройки и самообучения с целью оптимизации процесса управления при непрерывно изменяющихся условиях. УВМ может быть использована для управления конкретным объектом в том случае, если она по своим характеристикам способна обеспечить управление с заданной скоростью и точностью. Ниже будут рассмотрены некоторые вопросы построения систем автоматического управления, использующих УВМ, и методики выбора вычислительной машины по характеристикам объекта и алгоритма.

2. Вопросы построения управляющих систем с вычислительными машинами

В наиболее общем случае управляющие системы с УВМ являются замкнутыми (рис. II.34). На вход УВМ от датчиков D_1 внешних воздействий и датчиков D_2 состояния объекта управления ОУ поступает измерительная информация о текущих значениях контролируемых параметров и о воздействиях внешней среды. Вычислительная машина обрабатывает эту информацию в соответствии с заданным алгоритмом управления и выдает сигналы управле-

ния на АЭП исполнительных органов ИО. Сигналы управления в зависимости от решаемых задач могут носить дискретный или непрерывный характер. В последнем случае вырабатываемые УВМ сигналы должны преобразовываться из дискретной формы в непрерывную. Сигналы датчиков, носящие непрерывный характер, должны перед вводом в УВМ преобразовываться в цифровую форму, что осуществляется с помощью преобразователей непрерывных величин в дискретные.

Синхронный принцип связи. Наиболее распространен синхронный принцип связи УВМ с ОУ. При таком принципе процесс регулирования или управления разбивается на циклы равной продолжительности. Цикл начинается с приходом тактирующего импульса на устройство прерывания. В начале каждого цикла производится последовательный опрос всех датчиков с последующим преобразованием их сигналов в цифровую форму, при этом осуществляется квантование в УВМ величин по времени и по уровню. Измерительная информация поступает в запоминающее устройство УВМ и перерабатывается для выдачи управляющих воздействий.

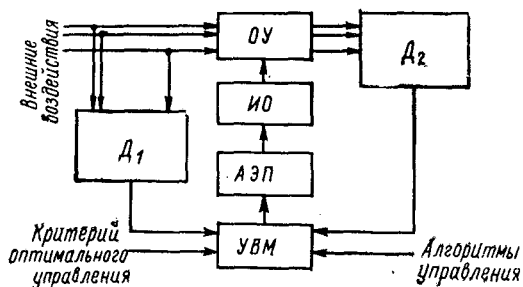


Рис. П.34. Структурная схема системы управления с УВМ.

Иерархический принцип построения систем с УВМ. Использование УВМ

не обязательно сводится к непосредственному регулированию. В случае управления сложными системами рационально отдельные параметры процесса регулировать соответствующими автоматическими регуляторами, УВМ при этом оптимизирует настройки регуляторов. Этот принцип построения способствует повышению надежности системы, так как ее работоспособность сохраняется при отказах в работе вычислительной машины. Возможно также создание систем, в которых отдельные части автоматизированной установки управляются собственными УВМ. Работа этих УВМ координируется и оптимизируется центральной вычислительной машиной. Иерархический принцип используется для сложных систем, алгоритмы управления которыми требуют большого объема вычислений. В ряде случаев УВМ применяются в разомкнутых системах управления, а именно в системах автоматического программного управления и в системах типа «советчик».

Этапы разработки управляющих комплексов с УВМ. Процесс разработки управляющих комплексов (УК) с УВМ можно разделить на следующие этапы: 1) определение задачи УК, при котором формулируются требования к процессу управления и критерии оптимальности с учетом ограничений; 2) разработка алгоритма

управления, в процессе которой определяются необходимый объем измерительной и управляющей информации, состав датчиков и исполнительных механизмов, выбираются способы уменьшения влияния помех и погрешностей датчиков. Наиболее эффективные алгоритмы используют не только информацию, поступающую в данном цикле управления, но и предшествующую информацию; 3) составление математического описания ОУ (математической модели), которое определяет связь между переменными параметрами, характеризующими объект. Оно является необходимым при составлении алгоритмов управления; 4) разработка структурно-информационной схемы системы управляющего комплекса, которая определяет совокупность входящих в систему ОУ, датчиков, устройств управления (включая УВМ и регулирующие устройства). Схема устанавливает необходимые информационные связи между отдельными частями системы.

3. О выборе управляющей машины

Вычислительные машины можно разделить на две группы: машины, оперирующие дискретными величинами, и машины, оперирующие непрерывными величинами. К первой группе относятся универсальные цифровые машины, счетно-информационные, клавишные и т. д., ко второй — аналоговые. Если алгоритм содержит большое количество логических операций, то более целесообразно применять машины первой группы. Ниже приводятся соображения по выбору управляющей машины.

Критерии выбора. В качестве критериев для выбора машины внутри каждой группы используются определенные численные величины, позволяющие оценить возможность реализации заданного алгоритма на той или иной вычислительной машине. Указанные величины описывают как алгоритм, так и машину числами одинаковой размерности, что позволяет их сравнивать. Параметрами, характеризующими машину, являются: быстродействие V_6 , измеряемое числом операций в секунду; объем оперативной памяти Π_m , измеряемый в словах; длина машинного слова алгоритма M_m в двоичных единицах в секунду. Указанные величины характеризуют мощность машины [в (дв. ед.)²/с]

$$W_m = \Pi_m V_6 M_m^2. \quad (\text{II.13})$$

Для возможности выбора машины необходимо располагать значениями параметров, которые определяют исходя из необходимости реализации заданного алгоритма.

Составление алгоритма. В зависимости от характера управляемого процесса в основу составления алгоритма могут быть положены: принципы линейного программирования; решение системы уравнений, описывающих процесс (математическая модель); определение корней степенного уравнения; решение дифференциальных уравнений; множественная регрессия показаний, полученных от дат-

чиков, или вычисление их спектральной плотности. Каждый из составленных алгоритмов требует применения определенных методов, в соответствии с которыми должна быть составлена программа.

Параметры алгоритма. Быстродействие, необходимое для реализации алгоритма, определяется числом операций, которые должны быть выполнены после одного опроса датчиков, и временем, в течение которого эти операции выполняются. Следует иметь в виду, что, получив некоторую информацию о состоянии опрашиваемых датчиков, машина производит вычисления не мгновенно, а лишь через некоторое время. За это время, если оно чрезмерно велико, состояние датчиков может измениться так, что выданное управляющее воздействие потеряет смысл. Численное значение быстродействия может быть определено из следующего выражения:

$$V_6 = \frac{N_a k}{T_a}, \quad (II.14)$$

где N_a — число элементарных операций; k — число циклов вычисления, определяемое необходимой точностью решения; T_a — максимально допустимое время для выполнения алгоритма, определяемое характером управляемого процесса.

Среднее число логических операций P_a , требуемое для выполнения одной элементарной операции, определяет необходимую память машины и находится по структурной схеме алгоритма в зависимости от типа машины. Длина слова алгоритма M_a характеризуется числом двоичных разрядов в слове. Поток информации от управляемого объекта определяет необходимую скорость ввода информации в машину, которая может быть вычислена по формуле

$$V_{ог} = \frac{Z I_{max}}{\Delta t_{min}}. \quad (II.15)$$

Здесь Z — общее число переменных, характеризующих процесс; I_{max} — максимальное количество информации, содержащееся в одной переменной, в двоичных единицах; Δt_{min} — минимальный период квантования наиболее резко меняющейся переменной.

Если непрерывная функция $x(t)$ представлена рядом ординат с интервалом Δt , то такой ряд образует решетчатую функцию $x(n)$ с периодом квантования Δt . Оценка периода квантования может быть получена по осциллографической записи участка наиболее резкого изменения переменной $x(t)$ из условия, что в пределах интервала Δt переменная в худшем случае будет отклоняться от прямой, проведенной через две соседние точки $x(n)$, не более чем на величину δ — шаг квантования по уровню. Наихудший случай соответствует резкому выбросу кривой с максимальной крутизной $\left(\frac{dx}{dt}\right)_{max}$. Тогда из соотношения $2\delta/\Delta t_{min} = \left|\left(\frac{dx}{dt}\right)_{max}\right|$ получим

$$\Delta t_{min} = 2\delta / \left|\left(\frac{dx}{dt}\right)_{max}\right|.$$

Метод, положенный в основу решения	Метод, на котором основана программа	Параметр n	Π_a , слов	N_a , операций
Линейное программирование	Симплекс-метод	Число переменных, равное числу ограничений	$100 + 2n^2$	$20n^3$
Решение системы линейных уравнений	Гаусса	Число неизвестных	$100 + 2n^2$	$0,5n^3$
Определение корней степенного уравнения	Бернулли	Степень полинома	$100 + 2n^2$	$2n^3$
Решение обыкновенных дифференциальных уравнений	Рунге — Кутта	Порядок уравнения или системы	$100 + 3n$	$10n^2$
Множественная регрессия показателей	Метод наименьших квадратов	Число наблюдений, равное числу искомых коэффициентов	$1000 + 10n$	$60n^2$
Вычисление спектральной плотности показаний	Преобразование Фурье	Число наблюдений	$1000 + 6n$	n^2

Приводим сводную таблицу исходных данных, необходимых для выбора управляющей машины (табл. II.6).

Определение параметров УВМ. Рассмотрим определение параметров управляющей машины для системы дискретного действия. Для примера воспользуемся алгоритмом пуска дизель-генератора. Объем памяти УВМ, требующийся для реализации этого алгоритма, можно найти после составления программы. Он определяется как сумма ячеек памяти, необходимых для записи констант, текущих значений контролируемых параметров и команд программы.

Длина программы, а следовательно, и объем памяти, необходимый для ее реализации, определяются типом вычислительной машины. Поэтому оценить объем памяти, который нужен для реализации алгоритма запуска дизель-генератора, можно лишь после выбора УВМ. Рассчитаем объем памяти, требующийся для реализации рассматриваемого алгоритма на одноадресной УВМ, имеющей такую же систему команд, как ЦВМ типа «Проминь». При построении программы в качестве блок-схемы программы может быть использована граф-схема алгоритма, приведенная на рис. II.1. При этом операциям управления и сигналам граф-схемы соответствуют операции вывода, а контролируемым условиям — операции сравнения в ЦВМ. Для сравнения двух величин и передачи управления по признаку « \geq » требуется выполнение трех операций: Чт — чтение из ячейки; Выч 2 — вычитание; УП — условный переход. Следовательно, вся программа в соответствии с граф-схемой алгоритма содержит $13 \times 3 + 7 = 46$ операций. Для записи констант и текущих значений измеряемых величин требуется $5 + 12 = 17$ ячеек. Следовательно, всего для реализации алгоритма необходимы $46 + 17 = 63$ ячейки памяти.

§ 17. Некоторые методы оценки и повышения надежности систем управления

1. Постановка задачи

Надежность систем управления в судовых условиях приобретает особое значение ввиду большой продолжительности автономного плавания, во время которого возможность ремонта ограничена, а возникающие аварии приводят к весьма серьезным последствиям.

Системы управления вспомогательными механизмами энергетических установок и судовых систем реализуются в виде сетей, состоящих из дискретных элементов, что необходимо учитывать при оценке надежности систем. Большой срок службы и значительное количество элементов, находящихся в основном соединении, делают невозможным обеспечение требуемой надежности систем пу-

тем повышения надежности отдельных элементов. Поэтому основное внимание при построении систем управления уделяют вопросам повышения их структурной или эксплуатационной надежности. Повышение структурной надежности достигается путем резервирования, что определяет схемные решения при построении необслуживаемых систем. Для обслуживаемых систем основным показателем является эксплуатационная надежность.

Рассмотрим существующие способы оценки и повышения надежности систем управления вспомогательными механизмами.

2. Методы оценки надежности

Типы отказов. Особенностью логической сети управления, построенной из дискретных двоичных элементов, с точки зрения расчета надежности являются различные типы отказов этих элементов.

Большинство применяемых элементов обладают двумя типами отказов: отказы типа 0 и отказы типа 1. При отказах типа 0 часть единиц в таблице соответствия элемента переходит в нули, т. е. элемент выдает напряжение холостого хода в тех случаях, когда на его выходные клеммах должно быть полное выходное напряжение. Иногда отказ типа 0 называют несрабатыванием или, по аналогии с контактными элементами, обрывом. При отказах типа 1, называемых также ложными срабатываниями или короткими замыканиями, часть нулей в таблице соответствия перейдет в единицы, т. е. на выходе будет наблюдаться полное выходное напряжение в тех случаях, когда по алгоритму работы элемента должно быть напряжение холостого хода. В предельном случае все единицы в таблице соответствия могут перейти в нули и все нули в единицы.

Несрабатывания и ложные срабатывания могут привести к различным нарушениям работы системы, вследствие чего их принято анализировать раздельно. Проведение раздельного анализа несрабатываний и ложных срабатываний необходимо также и потому, что схемы расчета надежности для этих видов отказов могут быть различными. Например, рассмотрим два контакта одного реле, соединенные последовательно. Схема расчета их надежности в случае обрыва совпадает с электрической схемой, так как достаточно обрыва одного контакта для разрыва всей цепочки. Схема расчета надежности в случае коротких замыканий является параллельной, так как короткое замыкание одного контакта не приводит к короткому замыканию цепочки.

Расчет с учетом двух типов отказов. Для расчета надежности с учетом двух типов отказов пользуются следующими положениями. Если обозначить через p вероятность безотказной работы элемента, через q_0 вероятность несрабатывания и через q_1 вероятность ложного срабатывания, то набор этих вероятностей для каждого элемента обладает свойством полноты и несовместимости:

$$p + q_0 + q_1 = 1; \quad pq_0 = pq_1 = q_0q_1 = 0. \quad (II, 16)$$

Это означает, что элемент обязательно находится в одном из трех состояний и не может находиться в двух состояниях одновременно. Для произвольной схемы отказы элементов, приводящие к несрабатыванию, не могут одновременно с этим приводить к ложному срабатыванию, и наоборот. Таким образом, для расчета надежности системы надо составлять две схемы расчета: одну для несрабатываний, другую — для ложных срабатываний, причем в этих схемах не будет одинаковых выражений для анализа отказов элементов. Вероятность безотказной работы схемы определяется формулой

$$P = 1 - Q_0 - Q_1 = 1 - (1 - P_0) - (1 - P_1) = P_0 + P_1 = 1, \quad (II.17)$$

где P_0 — вероятность безотказных срабатываний; P_1 — вероятность отсутствия ложных срабатываний.

Чтобы произвести расчет надежности схемы для обоих видов отказов, надо иметь данные для соответствующих вероятностей логических элементов, преобразователей, усилителей и т. д. Расчет этих вероятностей производится на основе анализа последствий отказов электроэлементов, входящих в схему. Общим методом такого анализа является составление табл. II.7, где $\lambda_{ин}$ — интенсивность отказов в номинальном режиме; $k_{нагр}$ — коэффициент нагрузки, α_i — коэффициент, характеризующий режим работы элемента; λ_{0i} и λ_{1i} — соответственно интенсивность отказов несрабатывания и ложного срабатывания. Далее суммируются по отдельности все значения интенсивностей отказов, приводящих к несрабатыванию (0), и интенсивностей отказов, вызывающих ложное срабатывание (1). Тогда

$$P_0 = e^{-\sum \lambda_{0i} t} \approx 1 - \sum \lambda_{0i} t;$$

$$P_1 = e^{-\sum \lambda_{1i} t} \approx 1 - \sum \lambda_{1i} t.$$

Таблица II.7

Наименование элемента	Вид отказа	$\lambda_{ин}$	$k_{нагр}$	α_i	$\lambda_i = \lambda_{ин} \alpha_i$	λ_{0i} λ_{1i}	Последствия отказов	
							Несрабатывание	Ложное срабатывание
D	0	$1 \cdot 10^{-6}$	0,3	0,5	$0,5 \cdot 10^{-6}$	$0,3 \cdot 10^{-6}$	1	0
	1					$0,2 \cdot 10^{-6}$	0	1

После того как для всех элементов найдены P_0 и P_1 , выясняются последствия отказов элементов для устройства в целом, составляются две схемы расчета надежности и дальнейший расчет производится в соответствии с обычной методикой, изложенной в § 8.

3. Методы повышения структурной надежности

Методы резервирования. Как уже указывалось, основным методом повышения структурной надежности является резервирование. Методы резервирования делятся на пассивные и активные. При активном резервировании в случае наступления отказа неисправный блок (элемент, узел) исключается из работы системы, а вместо него вводится в действие исправный блок. Таким образом, активное резервирование может рассматриваться как самовосстановление схемы. При пассивном резервировании подобной перестройки в схеме не происходит, однако она проектируется так, чтобы любой отказ определенного числа элементов не приводил к нарушению алгоритма работы. Практически в настоящее время

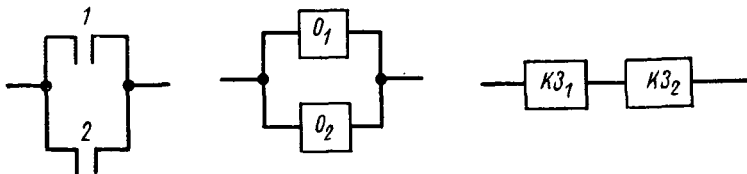


Рис. II.35. Схема параллельного резервирования контактов и расчета надежности.

для систем управления разработаны главным образом пассивные методы резервирования. При этом, как правило, оказывается достаточным строить схему, сохраняющую работоспособность при отказе любого одного элемента.

Пассивное резервирование. Из известных способов пассивного резервирования особенностям логических систем судовой электроавтоматики в наибольшей степени отвечают методы параллельного, последовательного или последовательно-параллельного резервирования и метод голосования.

Первые три метода резервирования применяются для поэлементного повышения надежности в релейно-контакторных схемах, а также для резервирования элементов, используемых в режимах, где они работают подобно контактам, т. е. либо проводят, либо не проводят ток (диоды в выпрямительном режиме, трансформаторы в ключевом режиме и т. п.).

Схемы параллельного резервирования контактов 1, 2 и расчеты надежности при обрывах O_1 , O_2 и коротких замыканиях $KЗ_1$, $KЗ_2$ представлены на рис. II.35. В этом случае (см. табл. I.3):

$$P_0 = 1 - (1 - p_0)^2 > p_0; \quad P_1 = p_1^2 < p_1. \quad (\text{II.18})$$

т. е. параллельное резервирование приводит к повышению надежности при обрывах и к понижению при коротких замыканиях. В целом надежность повышается, если $P_0 > P_1$. Вследствие этого параллельное резервирование применяется для повышения надежности таких элементов, у которых вероятность возникновения коротких

замыканий значительно меньше вероятности обрыва (контакты ключей, резисторы и т. п.).

Последовательное резервирование приводит к повышению надежности при коротких замыканиях и к уменьшению при обрывах:

$$P_0 = p_0^2 < p_0; \quad P_1 = 1 - (1 - p_1)^2 > p_1. \quad (\text{II.19})$$

Последовательное резервирование применяется для некоторых типов диодов, конденсаторов, для элементов с повышенной вероятностью коротких замыканий.

Последовательно-параллельное резервирование контактов (рис. II.36, а) или параллельно-последовательное (рис. II.36, б) повышает надежность при обоих видах отказов.

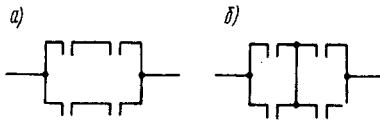


Рис. II.36. Схема резервирования контактов.

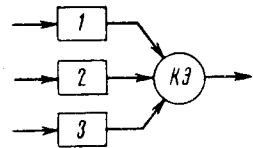


Рис. II.37. Структурная схема метода голосования.

Для схемы, изображенной на рис. II.36, а,

$$P_{0a} = p_0^2 (2 - p_0)^2, \quad P_{1a} = p_1^2 (2 - p_1)^2. \quad (\text{II.20})$$

Для схемы, изображенной на рис. II.36, б,

$$P_{0б} = p_0^2 (2 - p_0^2), \quad P_{1б} = p_1^2 (2 - p_1)^2. \quad (\text{II.21})$$

При малых вероятностях отказов q_0 и q_1 удобнее пользоваться приближенными формулами: $Q_{0a} \approx 2 q_0^2$; $Q_{1a} \approx 4 q_1^2$; $Q_{0б} \approx 4 q_0^2$; $Q_{1б} \approx 2 q_1^2$. Если, например, $q_0 = 0,05$, а $q_1 = 0,031$, т. е. $P = 0,919$, то $Q_{0a} = 0,005$, $Q_{1a} = 0,004$, т. е. $P_a = 0,991$. Схема рис. II.36, а, выбрана в связи с тем, что в данном случае $q_0 > q_1$. Для резервирования датчиков, преобразователей, бесконтактных логических элементов и усилителей последовательно-параллельный метод неприменим.

Резервирование бесконтактных элементов с двоичным выходом производится методом голосования. Этот метод впервые был предложен Дж. Нейманом в 1956 г. Идея его заключается в том, что одно устройство заменяется на $2d + 1$ идентичных устройств и их выходы подаются на специальный элемент (называемый обычно «кворум-элемент» или «восстанавливающий орган»), выходной сигнал которого совпадает с сигналами, выдаваемыми большинством устройств. Таким образом, если на выходе не менее чем $d + 1$ идентичных устройств в данный момент сигналы совпадают с истинным, на выходе кворум-элемента будет истинный сигнал, даже если остальные устройства неисправны.

Практическое применение метод голосования получил для исправления одиночной ошибки ($d=1$). При этом «голосуемое» устройство утраивается, а кворум-элемент выполняет функцию «два из трех»: $F = X_1 X_2 \vee X_2 X_3 \vee X_1 X_3$.

Структурная схема метода голосования представлена на рис. II.37. Рассмотрим выигрыш в надежности, который получается при использовании метода голосования «два из трех» в предположении, что кворум-элемент $KЭ$ может считаться абсолютно надежным по сравнению с «голосуемыми» блоками 1, 2, 3. Вероятность несрабатывания будет $Q_0 = q_0^3 + 3q_0^2(1 - q_0) = 3q_0^2 - 2q_0^3$.

Вероятность ложного срабатывания $Q = 3q_1^2 - 2q_1^3$.

Вероятность безотказной работы выражается формулой

$$P = 1 - Q_0 - Q_1 = 1 - 3(q_0^2 + q_1^2) + 2(q_0^3 + q_1^3) = 3p_0^2 - p_1^3 + 3p_1^2 - 2p_0^3 - 1, \quad (\text{II.22})$$

или формулами

$$P_0 = 3p_0^2 - 2p_0^3; \quad P_1 = 3p_1^2 - 2p_1^3; \\ P = P_0 + P_1 - 1. \quad (\text{II.23})$$

При малых значениях q_0 и q_1 можно воспользоваться следующими приближенными формулами:

$$Q_0 \approx 3q_0^2; \quad Q_1 \approx 3q_1^2; \\ Q \approx 3(q_0^2 + q_1^2).$$

Например, если $q_0 = 0,05$, а $q_1 = 0,031$, то вероятность безотказной работы повышается от $P = 0,919$ до $P \approx 0,99$, а вероятность отказа уменьшится в восемь раз.

Приведенные выше формулы не учитывают вероятности безотказной работы кворум-элемента. Это связано с тем, что в настоящее время известны схемы кворум-элементов, обладающие значительно большей надежностью, чем резервируемые блоки. Конструктивно кворум-элемент может быть выполнен в виде отдельного блока, как и прочие логические элементы, входящие в системы.

Глубина резервирования. При использовании резервирования возникает вопрос о глубине резервирования, т. е. об уровне конструктивных единиц, на котором целесообразно вводить избыточность. Теория надежности устанавливает, что наибольшее уменьшение вероятности отказа имеет место при резервировании возможно более мелких конструктивных единиц (отдельных элементов) [5]. Однако при выборе глубины резервирования необходимо учитывать ряд дополнительных факторов, которые приводят к тому, что введение избыточности на уровне крупных конструктивных единиц — блоков и систем — может оказаться более рациональным, чем на уровне отдельных элементов. Действительно, при резервировании отдельных элементов труднее произвести контроль сохранно-

сти резерва и профилактическую замену отказавшего узла, чем при резервировании крупных унифицированных блоков. С увеличением глубины резервирования увеличивается необходимое число кворум-элементов, а следовательно, растет избыточность. При резервировании отдельных элементов трудно избежать их взаимного электрического и теплового влияния, вследствие чего отказ одного из них может вызвать зависимые отказы резервных узлов. Из указанных выше факторов для судовых систем одним из основных является требование ремонтпригодности, которому в наибольшей степени удовлетворяет резервирование на уровне унифицированных блоков.

Описанные методы резервирования требуют большой избыточности, что делает их неэкономичными. В силу этого их применяют лишь тогда, когда остальные меры повышения надежности исчерпаны. В настоящее время ведутся работы по созданию более экономичных методов, из которых наиболее перспективными можно считать методы теории корректирующих кодов, теории логических сетей, а также методы введения активного резервирования путем создания самовосстанавливающихся систем.

4. Методы повышения эксплуатационной надежности

Повышение эксплуатационной надежности достигается путем применения рациональной системы технического обслуживания, т. е. совокупности мероприятий, выполняемых в определенной последовательности с целью обеспечения работоспособности. Системы технического обслуживания включают в себя контроль функционирования, восстановление и прогнозирование отказов.

Контроль функционирования (а в ряде случаев и прогнозирование отказов) производится с помощью контрольной или испытательной систем, описанных в § 14. При получении информации о возникшем или приближающемся отказе, как правило, производится восстановление. Восстановление может состоять в ремонте неисправного узла (блока), в замене его на исправный или в переходе на резервный метод управления (в частном случае — на ручное управление).

При времени восстановления, не превосходящем время допустимого простоя системы, вероятность безотказной работы с учетом контроля, прогнозирования и восстановления определяется формулой

$$P = 1 - Q_{к.у} (Q_{с.к} + Q_{з.у} - Q_{с.к} Q_{з.у}). \quad (II.24)$$

Здесь $Q_{к.у}$ — вероятность отказа контролируемого устройства; $Q_{с.к}$ — вероятность отказа системы контроля; $Q_{з.у}$ — вероятность отказа запасного устройства.

При проведении контроля исправности встает вопрос о его периодичности, т. е. о среднем времени между контрольными проверками. Как правило, время между контрольными проверками должно быть значительно меньше, чем интервал между включениями системы, т. е. между приходом «заявок на функционирование». При этом наибольший эффект обеспечивают системы непрерывного контроля.

§ 18. Пример построения и анализа надежности системы управления резервными насосами

1. Постановка задачи

В качестве примера рассмотрим наиболее типичный случай автоматического пуска резервных насосов при падении давления в напорном трубопроводе. К этому случаю относятся системы автоматического резервирования главных масляных насосов, циркуляционных насосов охлаждения корпуса, питательных насосов котлов и др. Рассматриваемая система является системой дискретного типа, так как ее входные и выходные воздействия могут принимать два устойчивых значения (например, насос может быть либо включен, либо выключен). Вследствие этого при построении системы можно использовать методы, изложенные в § 15. Процесс построения состоит из следующих этапов: 1) получение технического задания (основной частью этого этапа является описание алгоритма работы системы и составление структурной схемы); 2) синтез конечного автомата, реализующего заданный алгоритм управления; 3) реализация логической функции автомата в виде функциональной схемы.

После построения системы следует произвести анализ ее надежности и в случае необходимости принять меры по повышению надежности системы.

2. Алгоритм и функциональная схема пуска и остановки резервных насосов

Объектами управления в рассматриваемой системе являются два насоса (I и II). Рассмотрим режим, когда насос I является основным, а насос II — резервным.

Словесный алгоритм работы системы. Насос I включается при наличии сигнала пуска, подаваемого оператором, если температура двигателя не превышает некоторого предельно допустимого значения и система должна работать в режиме, когда насос I является основным. Если за время t после включения насоса I давление в трубопроводе не достигнет номинального, то включится резервный насос; если давление достигнет номинального за время t , то насос I будет продолжать работать.

Насос II начинает работать при наличии следующих сигналов: схема находится в режиме, когда насос I является основным; движение в трубопроводе ниже номинального; время, отпущенное на достижение номинального давления в напорном трубопроводе с помощью насоса I, истекло; температура двигателя насоса II не превышает номинальной.

Насос I отключается либо по сигналу оператора, либо при наличии сигнала об отсутствии номинального давления (отключение осуществляется с выдержкой времени, отсчитываемой с момента поступления сигнала на пуск), либо при поступлении сигнала о том,

что температура двигателя насоса I превысила допустимую. Насос II отключается либо по сигналу оператора, либо по сигналу о перегреве его двигателя. Работа насосов, а также работа всей схемы должна сопровождаться световой сигнализацией.

Реализация алгоритма. Для реализации представленного алгоритма могут быть использованы следующие управления и датчики: кнопки пуска; кнопка остановки; переключатель режимов; датчик-сигнализатор давления в напорном трубопроводе, выдающий двоичный сигнал: 1 — давление больше номинального, 0 — давление не больше номинального; датчики-сигнализаторы температуры двигателей насосов, выдающие двоичные сигналы: 1 — температура пре-

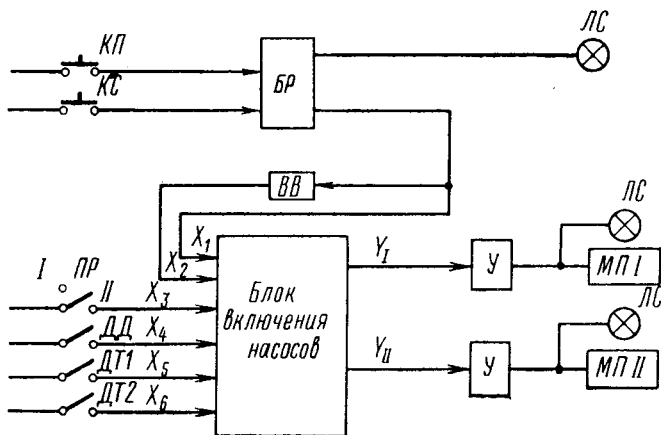


Рис. II.38. Функциональная схема системы автоматического резервирования насосов.

вышает допустимую; 0 — температура не превышает допустимую. Кроме того, в схему должны входить: элемент «Память» — для запоминания состояния кнопки и элемент «Выдержка времени» — для контроля времени, допустимого для достижения давления. Так как синтез одноктактных автоматов намного проще синтеза многотактных автоматов, а роль последних двух элементов в схеме очевидна, целесообразно применить искусственный прием, состоящий в вынесении этих элементов за границы схемы — в блок рабочего сигнала.

Функциональная схема системы автоматического резервирования насосов приведена на рис. II.38, где X_1 — сигнал от блока рабочего сигнала *БР* без выдержки времени; X_2 — сигнал от *БР*, заданный на время t ; X_3 — сигнал от переключателя режимов *ПР*; X_4 — сигнал от датчика-сигнализатора давления *ДД*; X_5 — сигнал от датчика-сигнализатора температуры первого двигателя *ДТ1*; X_6 — сигнал от датчика-сигнализатора температуры второго двигателя *ДТ2*; Y_I — сигнал пуска насоса I; Y_{II} — сигнал пуска насоса II. Кроме того, на схеме обозначены: *МПИ*, *МПИИ* — магнитные пускатели соответственно насосов I и II; *У* — усилители; *ЛС* — сигнальные лампы; *КП* и *КС* — кнопки пуска и остановки; *ВВ* — элемент выдержки времени.

3. Составление и минимизация уравнений системы

Составление и минимизацию уравнений начинаем с *БР*, который должен обеспечить запоминание сигнала на включение схемы и его сброс при нажатии кнопки остановки *КС*, а также выдержку времени. В данном случае нет необходимости в формальной записи алгоритма работы данного блока, так как известно, что поставленная задача может быть решена с помощью двухвходного триггера и элемента выдержки времени. Схема *БР* будет иметь вид, показанный на рис. II.39.

Далее рассмотрим блок включения насосов. Так как алгоритм включения насосов является достаточно сложным, запишем его в виде таблицы соответствия (табл. II.8). Поскольку запуск насосов может произойти лишь при наличии сигнала из *БР* ($X_1=1$), доста-

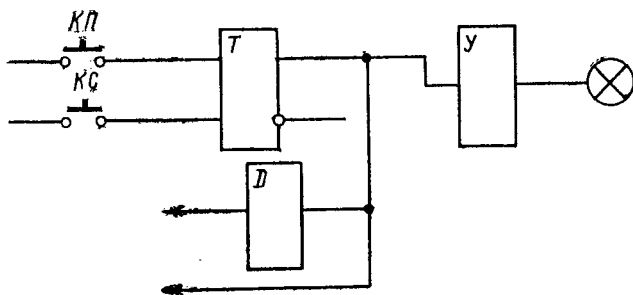


Рис. II.39. Схема блока рабочего сигнала.

точно заполнить таблицу соответствия лишь для тех строк, где $X_1 = 1$. Общее число входных переменных равно шести, следовательно, условию $X_1=1$ соответствует число строк $N=2^{n-1}=2^5=32$.

Таблица II.8

№ п.п.	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	Y_I	Y_{II}	№ п.п.	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	Y_I	Y_{II}
32	1	0	0	0	0	0	1	0	48	1	1	0	0	0	0	1	0
33	1	0	0	0	0	1	1	0	49	1	1	0	0	0	1	1	0
34	1	0	0	0	1	0	0	0	50	1	1	0	0	1	0	0	0
35	1	0	0	0	1	1	0	0	51	1	1	0	0	1	1	0	0
36	1	0	0	1	0	0	1	0	52	1	1	0	1	0	0	0	1
37	1	0	0	1	0	0	1	1	53	1	1	0	1	0	1	0	0
38	1	0	0	1	1	0	0	0	54	1	1	0	1	1	0	0	1
39	1	0	0	1	1	1	0	0	55	1	1	0	1	1	1	0	0
40	1	0	1	0	0	0	0	1	56	1	1	1	0	0	0	0	1
41	1	0	1	0	0	1	0	0	57	1	1	1	0	0	1	0	0
42	1	0	1	0	1	0	0	1	58	1	1	1	0	1	0	0	1
43	1	0	1	0	1	1	0	0	59	1	1	1	0	1	1	0	0
44	1	0	1	1	0	0	0	1	60	1	1	1	1	0	1	0	0
45	1	0	1	1	0	1	0	0	61	1	1	1	1	0	1	1	0
46	1	0	1	1	1	0	0	1	62	1	1	1	1	1	0	0	0
47	1	0	1	1	1	1	0	0	63	1	1	1	1	1	1	0	0

Составление уравнений. По таблице соответствия составляется уравнение пуска насосов I и II в дизъюнктивной совершенной нормальной форме. Для этого достаточно взять дизъюнкцию конъюнкций тех строк, где функция обращается в единицу. Для Y_I такими строками являются 32, 33, 36, 37, 48, 49, 60, 61-я и для Y_{II} — 40, 42, 44, 46, 52, 54, 56, 58-я. Тогда уравнения, описывающие алгоритмы пуска насосов I и II, будут иметь вид

$$\begin{aligned}
 Y_I &= X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6 \vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5 X_6 \vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 X_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6 \vee \\
 &\vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 X_4 \bar{X}_5 X_6 \vee X_1 X_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6 \vee X_1 X_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5 X_6 \vee \\
 &\vee X_1 X_2 X_3 X_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6 \vee X_1 X_2 X_3 X_4 \bar{X}_5 X_6; \\
 Y_{II} &= X_1 \bar{X}_2 X_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3 \bar{X}_4 X_5 \bar{X}_6 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3 X_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6 \vee \\
 &\vee X_1 \bar{X}_2 X_3 X_4 X_5 \bar{X}_6 \vee X_1 X_2 \bar{X}_3 X_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6 \vee X_1 X_2 \bar{X}_3 X_4 X_5 \bar{X}_6 \vee \\
 &\vee X_1 X_2 X_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6 \vee X_1 X_2 X_3 \bar{X}_4 X_5 \bar{X}_6.
 \end{aligned}$$

Минимизация. Уравнения в ДСНФ, как указывалось в § 15, не являются минимальными. Для получения минимальной формы уравнений можно воспользоваться одним из существующих методов. Наиболее распространенным в настоящее время является метод Квайна, которым мы и воспользуемся (см. § 15).

Для Y_I как функции от шести аргументов имеем минитермы 6-го ранга:

$$\begin{array}{ll}
 X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6^* & X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5 X_6^* \\
 X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 X_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6^* & X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 X_4 \bar{X}_5 X_6^* \\
 X_1 X_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6^* & X_1 X_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5 X_6^* \\
 X_1 X_2 X_3 X_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6^* & X_1 X_2 X_3 X_4 \bar{X}_5 X_6^*
 \end{array}$$

Образует минитермы 5-го ранга:

$$\begin{array}{ll}
 X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5^* & X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 X_4 \bar{X}_5^* \\
 X_1 X_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5^* & X_1 X_2 X_3 X_4 \bar{X}_5^* \\
 X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \bar{X}_5 \bar{X}_6^* & X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \bar{X}_5 X_6^* \\
 X_1 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6^* & X_1 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5 X_6^*
 \end{array}$$

и минитермы 4-го ранга:

$$X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \bar{X}_5^*; \quad X_1 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5^*.$$

В результате получаем простые импликанты

$$X_1 X_2 X_3 X_4 \bar{X}_5^*; \quad X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \bar{X}_5^*; \quad X_1 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5^*.$$

На этом первый этап минимизации заканчивается.

Следующий этап — получение существенных импликант. На этом этапе составляем таблицу меток, где в заголовках столбцов пишутся минитермы ДСНФ, а в заголовках строк — простые импликанты (табл. II.9). Если простая импликанта входит в какой-либо минитерм ДСНФ, то на пересечении строки импликант и столбца минитерм ставим метку. Если имеются столбцы с метками в одинаковых

строках, то один из этих столбцов вычеркиваем. В рассматриваемом случае вычеркиваем столбцы 2, 4, 6, 8-й. Если в каком-либо столбце имеется только одна метка, то соответствующая ей простая импликанта является существенной и вычеркивается из таблицы, так как она войдет в минимальную дизъюнктивную нормальную форму (МДНФ). Для нашего случая все простые импликанты являются существенными, поэтому МДНФ Y_I будет иметь вид

$$Y_I = X_1 X_2 X_3 X_4 \bar{X}_5 \vee X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \bar{X}_5 \vee X_1 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5.$$

Полученное выражение является окончательным. Аналогичным образом производится минимизация Y_{II} :

$$Y_{II} = X_1 X_2 \bar{X}_3 X_4 \bar{X}_6 \vee X_1 \bar{X}_2 X_3 \bar{X}_6 \vee X_1 X_3 \bar{X}_4 \bar{X}_6.$$

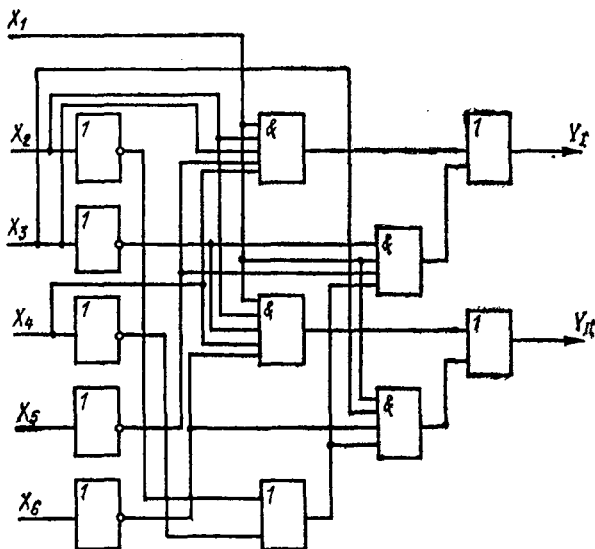


Рис. II.40. Схема блока включения насосов.

Таблица II.9

Простые импликанты	Минитермы ДСНФ							
	$X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6$	$X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5 X_6$	$X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 X_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6$	$X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 X_4 \bar{X}_5 X_6$	$X_1 X_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6$	$X_1 X_2 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5 X_6$	$X_1 X_2 X_3 X_4 \bar{X}_5 \bar{X}_6$	$X_1 X_2 X_3 X_4 \bar{X}_5 X_6$
$X_1 X_2 X_3 X_4 \bar{X}_5$							×	×
$X_1 \bar{X}_2 \bar{X}_3 \bar{X}_5$	×	×	×	×				
$X_1 \bar{X}_3 \bar{X}_4 \bar{X}_5$	×	×			×	×		

Таким образом, мы получили уравнения блока включения насосов. Производим в указанных выражениях вынесение за скобки:

$$Y_I = X_1 X_2 X_3 X_4 \bar{X}_5 \vee X_1 \bar{X}_3 \bar{X}_5 (\bar{X}_2 \vee \bar{X}_4);$$

$$Y_{II} = X_1 X_2 \bar{X}_3 X_4 \bar{X}_6 \vee X_1 X_3 \bar{X}_6 (\bar{X}_2 \vee \bar{X}_4).$$

Полученные уравнения реализуем в базе конъюнкции, дизъюнкции, отрицания. Схема блока включения насосов показана на рис. II.40.

На этом кончается этап синтеза логической схемы, реализующей заданный алгоритм. Следующим шагом является реализация схемы на выбранных типах элементов.

4. Построение функциональной схемы

Схему, приведенную на рис. II.40, реализуем на бесконтактных логических элементах серии ЭТ. При реализации схем на стандартных элементах необходимо учитывать накладываемые ограничения.

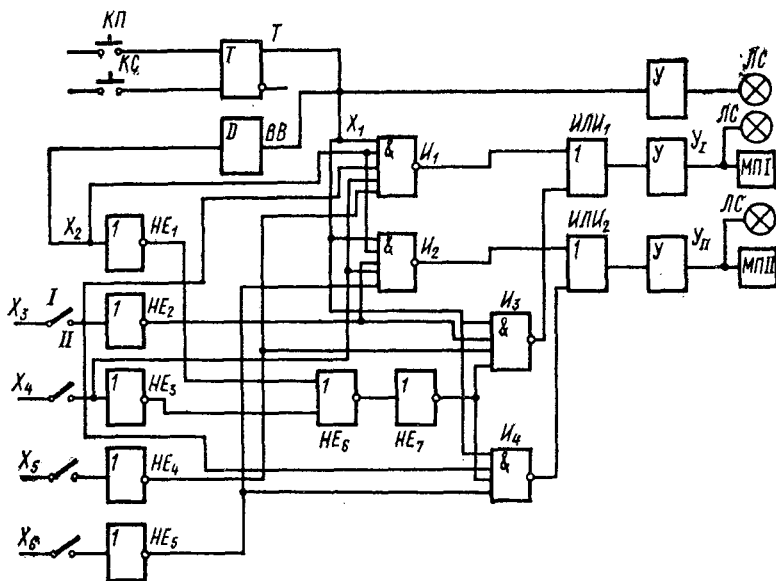


Рис. II.41. Схема автоматического резервирования насосов на элементах ЭТ.

Эти ограничения создают существенное различие между функциональной и принципиальной схемами на стандартных элементах. В рассматриваемом случае при использовании элементов серии ЭТ нельзя соединять выход пассивной схемы ИЛИ с выходом схемы И. Поэтому вместо элемента ИЛИ нельзя применить схему ИЛИ, а необходимо использовать два активных элемента ИЛИ—НЕ. Функциональная схема автоматического резервирования насосов, реализованная на элементах серии ЭТ, показана на рис. II.41.

5. Анализ и повышение надежности системы управления насосами

В качестве критерия надежности примем вероятность безотказного выполнения системой предписанного алгоритма управления. Так как построенная схема минимальна, т. е. лишена избыточности, отказ любого входящего в нее элемента приведет к нарушению в реализации алгоритма или к отказу схемы. Однако, как указано в § 17, отказы элементов схемы и системы в целом могут быть двух видов — несрабатывание (0) и ложное срабатывание (1). Составим таблицу, аналогичную табл. II.7, для анализа вероятности отсутствия отказов того или другого типа с учетом того, что логические элементы работают в номинальном режиме, т. е. для коэффициента нагрузки $k_{нагр} = 1$, $\alpha = 1$, $\lambda_i = \lambda_{ин}$ (табл. II.10). Суммируя интенсивности отказов, получим: 1) суммарная интенсивность отказов, приводящих к несрабатыванию (незапуску) насоса I, равна

$$\begin{aligned}\lambda_{0I} &= \lambda_{0КП} + \lambda_{0Т} + 5\lambda_{0НЕ_1} + \lambda_{1НЕ_2} + \lambda'_{0И_1} + \lambda''_{0И_2} + \lambda_{0ИЛИ_1} + \lambda_{0У_1} = \\ &= (0,1 + 1,0 + 5 \cdot 0,4 + 0,6 + 2,6 + 2,3 + 0,6 + 3,0) \cdot 10^{-5} = \\ &= 12,2 \cdot 10^{-5} \text{ ч}^{-1};\end{aligned}$$

2) суммарная интенсивность отказов, приводящих к ложному запуску насоса I, равна $\lambda_{1I} = 7,5 \cdot 10^{-5} \text{ ч}^{-1}$; 3) суммарная интенсивность отказов, приводящих к несрабатыванию насоса II, равна $\lambda_{0II} = 13,6 \cdot 10^{-5} \text{ ч}^{-1}$; 4) суммарная интенсивность отказов, приводящих к ложному срабатыванию насоса II, равна $\lambda_{1II} = 10,1 \cdot 10^{-5} \text{ ч}^{-1}$; 5) общая интенсивность отказов всей системы подсчитывается, независимо от последствий отказов, как $\lambda = \sum_i \lambda_i = 35,2 \cdot 10^{-5} \text{ ч}^{-1}$.

В предположении, что суммарное время работы системы $t = 500 \text{ ч}$, получим

$$P_{0I} = e^{-\lambda_{0I}t} = e^{-12,2 \cdot 10^{-5} \cdot 0,5 \cdot 10^3} = e^{-0,061} = 0,94 = 94\%;$$

$$P_{1I} = e^{-\lambda_{1I}t} = e^{-0,0375} = 0,9625 = 96,25\%;$$

$$P_{0II} = e^{-\lambda_{0II}t} = e^{-0,068} = 0,934 = 93,4\%;$$

$$P_{1II} = e^{-\lambda_{1II}t} = e^{-0,05} = 0,95 = 95\%;$$

$$P = e^{-\lambda t} = e^{-0,176} = 0,838 = 83,8\%.$$

Полученная вероятность безотказной работы системы за 500 ч составляет 83,8% и не может считаться достаточной. Повышение вероятности безотказной работы возможно либо путем более надежных элементов, либо путем резервирования. Первый из указанных путей не изменит вышеприведенного порядка расчета, поэтому в качестве примера рассмотрим применение резервирования. Используем резервирование методом голосования по схеме, представленной на рис. II.37. Схема системы управления резервными насосами с резервированием по методу голосования приведена на рис. II.42.

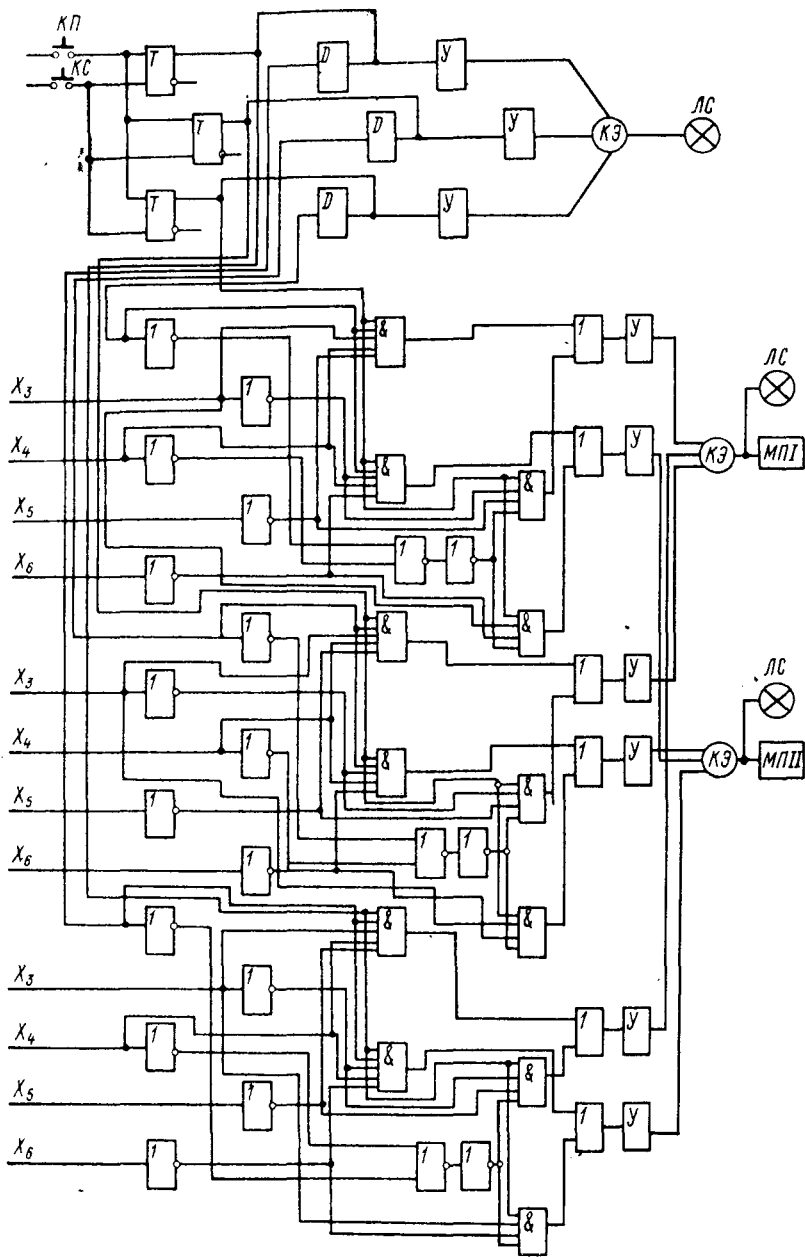


Рис. II.42. Схема системы управления резервными насосами с резервированием по методу голосования

При расчете предположим, что вероятность безотказной работы кворум-элемента (КЭ) может быть получена близкой к единице. Вероятность безотказного срабатывания насоса I при резервировании определим по формуле (II.23):

$$P_{0I \text{ рез}} = 3P_{0I}^2 - 2P_{0I}^3 = 0,9896.$$

Аналогично

$$P_{1I \text{ рез}} = 3P_{1I}^2 - 2P_{1I}^3 = 0,995;$$

$$P_{0II \text{ рез}} = 0,986; \quad P_{1II \text{ рез}} = 0,993.$$

Для выяснения общей надежности схемы при резервировании нельзя просто перемножить полученные вероятности, так как в этом случае одни и те же элементы будут пересчитаны дважды. Поэтому выпишем из ранее составленной табл. II.10 все интенсивности отказов, ведущие к несрабатыванию хотя бы одного насоса:

$$\begin{aligned} \lambda_{\text{нс}} = & \lambda_{\text{КП}} + \lambda_{\text{ОТ}} + \lambda_{\text{ОВВ}} + \lambda_{1\text{НЕ}} + 6\lambda_{0\text{НЕ}} + 2\lambda'_{\text{ОИ}} + 2\lambda''_{\text{ОИ}} + \\ & + 2\lambda_{\text{ИЛИ}} + 2\lambda_{\text{ОУ}} = 22,1 \cdot 10^{-5} \text{ ч}^{-1}, \end{aligned}$$

и все интенсивности отказов, ведущие к ложному запуску хотя бы одного насоса:

$$\begin{aligned} \lambda_{\text{л.с}} = & \lambda_{\text{КС}} + \lambda_{1\text{T}} + \lambda_{1\text{ВВ}} + 6\lambda_{1\text{НЕ}} + 2\lambda'_{1\text{И}} + \lambda_{0\text{НЕ}} + 2\lambda''_{1\text{И}} + 2\lambda_{1\text{У}} = \\ & = 13,1 \cdot 10^{-5} \text{ ч}^{-1}. \end{aligned}$$

Соответствующие вероятности безотказной работы будут:

$$P_{\text{нс}} = e^{-\lambda_{\text{нс}} t} = 0,99; \quad P_{\text{л.с}} = e^{-\lambda_{\text{л.с}} t} = 0,937;$$

$$P_{\text{л.с. рез}} = 0,985; \quad P_{\text{нс}} = 3P_{\text{нс}}^2 - 2P_{\text{нс}}^3 = 0,970;$$

$$P_{\text{рез}} = P_{\text{нс. рез}} + P_{\text{л.с. рез}} = 0,965 = 96,5\%.$$

Резервирование позволило, таким образом, уменьшить вероятность отказа в 4,6 раза:

$$K = \frac{1 - P}{1 - P_{\text{рез}}} = \frac{1 - 0,838}{1 - 0,965} = 4,6.$$

Хотя выигрыш в надежности весьма велик, при практическом построении системы следует учитывать возрастание масс, габаритов, стоимости и прибегать к резервированию лишь в тех случаях, когда система является особо ответственной. В остальных случаях следует ограничиваться возможностью контроля и восстановления при переходе на ручное управление.

Таблица 11.10

Наименование элементов	Вид отказа	$\lambda_T \cdot 10^6, \text{ч}^{-1}$	$\lambda_0 \cdot 10^5$ $\lambda_1 \cdot 10^5$	Последствия отказов			
				для насоса I		для насоса II	
				Несрабатывание	Ложное срабатывание	Несрабатывание	Ложное срабатывание
КП	0	0,1	0,1	1	—	1	—
	1		0,1	—	—	—	—
КС	0	0,1	0,1	—	1	—	1
	1		0,1	—	—	—	—
Т	0	2,0	1,0	1	—	1	—
	1		1,0	—	1	—	1
ВВ	0	3,0	1,0	—	—	1	—
	1		2,0	—	—	—	1
НЕ ₁	0	1,0	0,4	1	—	1	—
	1		0,4	—	1	—	1
НЕ ₂	0	1,0	0,4	1	—	1	—
	1		0,6	—	1	—	1
НЕ ₃	0	1,0	0,4	1	—	1	—
	1		0,6	—	1	—	1
НЕ ₄	0	1,0	0,4	1	—	1	—
	1		0,6	—	1	—	1
НЕ ₅	0	1,0	0,4	—	—	1	—
	1		0,6	—	—	—	1
НЕ ₆	0	1,0	0,4	—	1	—	1
	1		0,6	1	—	1	—
НЕ ₇	0	0,1	0,4	1	—	1	—
	1		0,6	—	1	—	1
И ₁	0	3,6	2,6	1	—	—	—
	1		1,0	—	1	—	—
И ₂	0	3,6	2,6	—	—	1	—
	1		1,0	—	—	—	1
И ₃	0	3,3	2,3	1	—	—	—
	1		1,0	—	1	—	—
И ₄	0	3,3	2,3	—	—	1	—
	1		1,0	—	—	—	1
ИЛИ ₁	0	0,6	0,6	1	—	—	—
	1		0,0	—	—	—	—
ИЛИ ₂	0	0,6	0,6	—	—	1	—
	1		0,0	—	—	—	—
У _I	0	4,0	3,0	1	—	—	—
	1		1,0	—	1	—	—
У _{II}	0	4,0	3,0	—	—	1	—
	1		1,0	—	—	—	1

Автоматизированные электроприводы и системы управления курсом судна

§ 19. Основные вопросы построения управляющего комплекса судовождения

1. Постановка задачи

Автоматизированные электроприводы руля и системы управления курсом судна (авторулевые) обеспечивают выполнение основной задачи судовождения, которая заключается в точном и безопасном управлении движением судна в соответствии с заданным маршрутом при минимальных эксплуатационных затратах.

Решение указанной задачи может быть эффективным лишь при условии комплексной автоматизации судовождения. Последняя позволяет передать трудоемкие операции по сбору и обработке навигационной информации, а также по управлению движением судна от человека управляющему комплексу, что исключает субъективные ошибки оператора (штурмана), повышает безопасность плавания и обеспечивает оптимальное управление движением судна. В качестве критериев оптимальности могут быть приняты: критерий безопасности, минимальное отклонение от программного движения, экономический критерий — максимальная среднеквадратичная погрешность по курсу и другие.

Выбор объема автоматизации судовождения в свою очередь является задачей оптимизации, вытекающей из необходимости удовлетворения противоречивым требованиям. С одной стороны, увеличение объема автоматизации уменьшает эксплуатационные расходы и повышает безопасность плавания, а с другой стороны, усложнение оборудования требует больших капитальных затрат, что удорожает перевозки. Поэтому объем автоматизации должен определяться для каждого типа судов в зависимости от их назначения и условий плавания.

Рассмотрим основные процессы судовождения, характер автоматизации которых определяет объем автоматизации систем судовождения в целом.

Определение координат судна. Задача определения наиболее вероятного значения текущих координат судна решается двумя способами. Первый способ — счисление пути судна в соответствии с изменением скорости и угла курса судна. Источниками информации при этом служат курсоуказатели и лаги, измеряющие скорость судна относительно воды. Недостатком данного способа является

рост ошибок измерения пропорционально времени плавания. Второй способ оценки координат судна обеспечивается измерением навигационного параметра, характеризующего положение судна относительно некоторых ориентиров, т. е. обсервацией. При этом способе применяется ряд датчиков, эффективность использования каждого из которых определяется районом плавания. В первую очередь автоматизируют счисление, благодаря чему обеспечивается стабилизация судна на заданном курсе без участия оператора.

Управление движением судна при плавании по заданной программе. Для обеспечения движения судна по заданной программе необходимо вырабатывать сигналы управления на основе информации о текущем положении судна. Решение этой задачи требует точной оценки местоположения судна, правильного учета его динамических свойств при формировании управляющего сигнала, стабилизации судна на заданном курсе, управления скоростью движения судна и углом скорости, получения и обработки гидрометеорологической информации, контроля состояния судна и его систем управления, а также энергетической установки.

Когда судно следует предварительно рассчитанным экономическим ходом, плавание по заданной программе представляет собой, по существу, плавание по заданному маршруту. В этом случае важнейшей задачей является стабилизация судна на курсе. Подобная задача решается существующими системами автоматического управления курсом судна (типов «Аист», АБР, АР и др.). При стабилизации на курсе навигационная информация (угол отклонения судна от заданного курса) определяется средствами счисления.

Расхождение с опасными объектами. Для расхождения с опасными объектами, встреча с которыми не может быть предусмотрена программой, необходимо решить следующие задачи: обнаружить и определить местоположение опасного объекта, выявить опасность столкновения, выбрать безопасный маневр и обеспечить расхождение.

Важнейшую роль при расхождении с опасными объектами играют автоматизированные электроприводы руля, а также системы управления курсом судна и главным двигателем. Для автоматизации процесса расхождения в управляющем комплексе судовождения предусматривается специальное устройство, которое выдает управляющие сигналы на САУ курсом и скоростью судна в соответствии с областью допустимых маневров.

Маневрирование в стесненных водах. При маневрировании на акватории порта, подходе к причалам, проходе каналов и т. д. задача заключается в выработке сигналов управления на авторулевой, обеспечивающих безопасность движения.

2. Структура управляющего комплекса

Как указывалось выше, объем автоматизации процессов судовождения зависит от типа и назначения судна. В соответствии с выбранным объемом автоматизации в управляющем комплексе

можно выделить ряд уровней управления. При этом на каждом вышестоящем уровне задачи судовождения решаются с большей точностью и лучшим качеством при уменьшении степени участия оператора в основном контуре управления, что обеспечивает снижение утомляемости и исключает субъективные ошибки.

Уровни автоматизации управления. В соответствии с задачами судовождения и структурной схемой уровней автоматизации (см. рис. I.1) структура комплекса судовождения имеет вид, приведенный на рис. III.1. При этом на схеме можно выделить следующие уровни автоматизации управления.

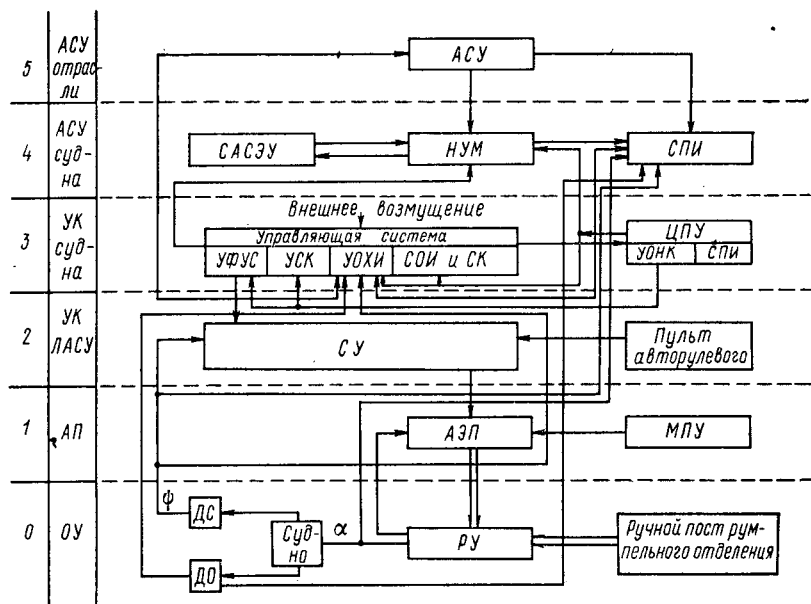


Рис. III.1. Структурная схема комплекса судовождения.

Нулевой уровень автоматизации управления — ручное управление устройством **РУ** из румпельного отделения, используемое в случае аварии.

Первый уровень автоматизации управления — дистанционное управление автоматизированным электроприводом руля с местного поста управления **МПУ**. При этом возможны два вида управления: без обратной связи по положению руля — простое дистанционное управление и при наличии обратной связи по положению руля — режим следящего управления рулем.

При простом дистанционном управлении угол поворота руля α и угол курса ψ являются информационными сигналами. В режиме следящего управления рулем α является управляемой величиной и сигналом обратной связи, а ψ — информационным сигналом.

Второй уровень автоматизации управления — автоматическое

управление курсом судна, которое обеспечивается системой управления *СУ*. Система управления автоматически удерживает корабль на заданном курсе без участия оператора. В этом случае угол курса ψ представляет собой управляемую величину, угол отклонения пера руля от диаметральной α является управляющим воздействием. На втором уровне управления решаются задачи стабилизации судна на курсе и выполнения маневров, заданных оператором с пульта управления авторулевого. На этом же уровне автоматизировано счисление, являющееся наиболее простым и автономным средством определения места судна.

Третий уровень автоматизации управления — программное управление курсом судна. На этом уровне решается задача автоматической стабилизации судна на заданной траектории с помощью управляющей системы навигационного комплекса, а выбор сигналов от датчиков обсервации *ДО* в навигационном комплексе и коррекцию параметров устройства обработки информации осуществляет оператор. Автоматическая обработка информации, поступающей как с датчиков счисления *ДС*, так и с датчиков обсервации *ДО*, обеспечивается устройством обработки и хранения информации *УОХИ*. Сравнение действительного положения судна с заданным производится при этом в устройстве сравнения координат *УСК*. Устройство формирования управляющего сигнала *УФУС* вырабатывает сигналы управления в соответствии с получаемой разностью координат. Задачей этого устройства является определение характера программного управления, обеспечивающего оптимальное функционирование объекта управления.

Органы управления навигационным комплексом *УОНК* и система представления информации *СПИ* располагаются в *ЦПУ*.

На четвертом уровне автоматизации управления автоматизируется процедура выбора сигнала от датчиков обсервации *ДО*, обеспечивающих максимальную точность управления для данного района плавания. Автоматически также осуществляется периодическая коррекция параметров устройства обработки и хранения информации *УОХИ*. Для обеспечения оптимального управления производится периодическая автоматическая подстройка параметров устройства формирования управляющих сигналов *УФУС*. Так как для различных режимов плавания и типов судов критерии оптимальности могут быть различными и, кроме того, даже при одном критерии оптимальности вид управления определяется динамическими характеристиками судна и характеристиками возмущающего воздействия, то для обеспечения указанной оптимальности *УФУС* должно обладать гибкой структурой и должна вноситься коррекция в систему автоматизации судовой энергетической установки *САСЭУ* с учетом энергетических возможностей управляющего органа. Перечисленные задачи могут решаться навигационной управляющей машиной *НУМ*.

Пятый уровень автоматизации реализуется с помощью *АСУ* парохозяйства, флота, министерства. На этом уровне *АСУ* формирует общую стратегию управления судном.

3. Вопросы конструктивного построения управляющего комплекса

При построении управляющих комплексов целесообразно использовать блочный принцип. Каждый типовой блок такого комплекса должен решать определенный объем функциональных задач, соответствующих данному уровню управления. Указанные блоки следует проектировать с учетом их функциональной взаимосвязи. Для этого на каждом уровне в комплексе должны быть предусмотрены входные и выходные устройства.

Особое место при построении комплексов занимает вопрос представления информации на пультах управления для использования ее оператором. Конструктивно пульт управления может состоять из типовых унифицированных секций. На рис. III.2 показан общий вид пульта управления средствами судовождения.

Состав секций в пульте и их взаимное расположение определяются проектантом судна. Как правило, пульт управления средствами судовождения состоит из двух полупультов I, II, расположенных по обе стороны от пульта авторулевого III.

В зависимости от типа судна, его назначения и степени автоматизации в состав пульта могут входить секции управления винтом регулируемого шага 1, подруливающими устройствами 2, секция электродвижения, секция машинного телеграфа 3, секция управления якорными устройствами, секция коммутации и контроля состояния судовых систем и устройств. Кроме того, в состав пульта, как правило, входят также секции сигнально-отличительных огней 4, громкоговорящей связи 5, радио- и телефонной связи 6 и 7, секция навигации 8.

4. Структура автоматизированного электропривода руля и систем автоматического управления курсом судна

В соответствии с представленной на рис. III.1 структурной схемой комплекса судовождения рассмотрим подробнее два первых уровня автоматизации управления. Как указывалось выше, эти уровни обеспечиваются системами дистанционного, следящего и автоматического управления курсом судна.

Системы дистанционного управления приводом руля дают оператору лишь возможность управлять положением руля с помощью командоконтроллера, который расположен в постах управления. Такие системы являются разомкнутыми, поэтому формируемый ими управляющий сигнал определяется только задающим воздействием. Следящее управление электроприводом рулевого устройства построено по замкнутой схеме. В следящих системах управление ведется по сигналу рассогласования между заданными положением руля и его фактическим положением. При таком управлении благодаря обратной связи по положению руля может быть обеспечена наперед заданная точность управления рулем. Системы

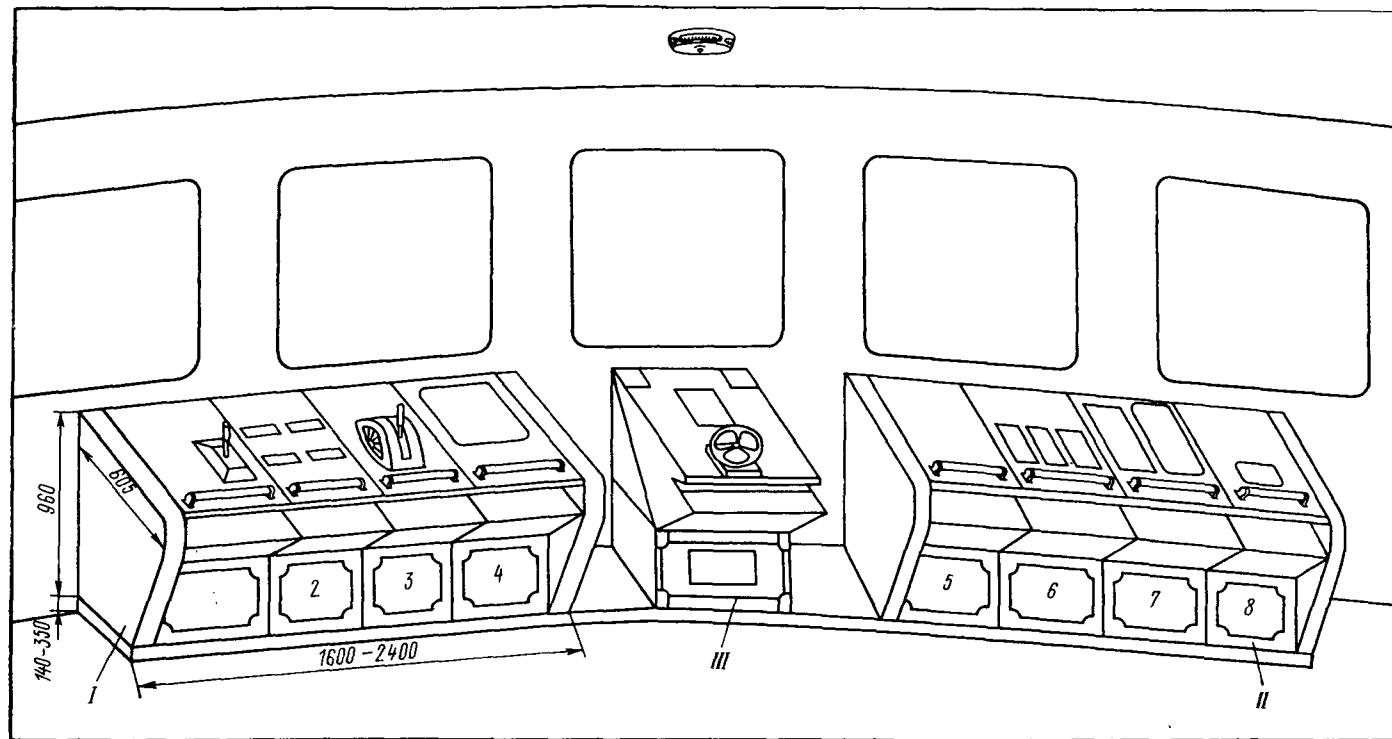


Рис. III.2. Общий вид пульта управления средствами судовождения.

дистанционного и следящего управления, как было указано выше, относятся к первому уровню автоматизации управления.

Второй уровень автоматизации управления обеспечивается системами автоматического управления курсом судна (авторулевыми). Эти системы выполняют задачу автоматического поддержания заданного курса и маневрирования.

На рис. III.3 приведена функциональная схема САУ курсом судна. Объектом управления в зависимости от режима управления является судно C или руль P . Кроме того, в САУ входят следующие элементы: передаточный механизм $ПМ$, исполнительный двигатель $Д$, усилитель $У$, преобразующие элементы в цепях обратных связей по положению руля $ПЭ_1$, по углу курса $ПЭ_2$

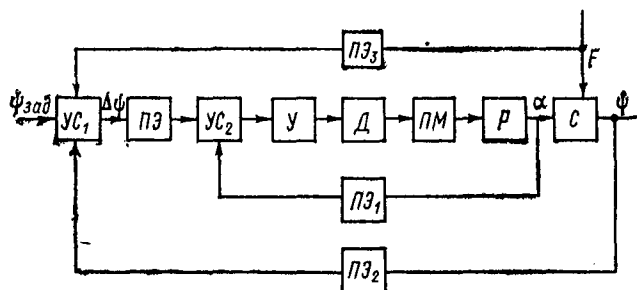


Рис. III.3. Функциональная схема САУ курсом судна.
 F — внешнее возмущающее воздействие; $\psi_{зад}$ — заданное значение угла курса.

и в цепи управляющего воздействия $ПЭ$, а также устройства сравнения $УС_1$, $УС_2$.

По способу управления АЭП руля (авторулевые) делятся на дискретные и непрерывные. Авторулевые, построенные на дискретном принципе, наиболее просты; они осуществляют включение и выключение электропривода при определенных значениях отклонения судна от курса или через определенный промежуток времени. К группе авторулевых дискретного действия относятся электро-механические контактные авторулевые. Авторулевые непрерывного действия выдают непрерывный сигнал, пропорциональный, например, отклонению и скорости отклонения судна от заданного курса и другим параметрам, что позволяет получать достаточно высокое качество регулирования. К авторулевым непрерывного действия относятся отечественные системы «Аист», «Самшит», АБР, АР.

§ 20. Объекты управления

1. Постановка задачи и основные требования

Для успешного решения задач судовождения при построении систем управления курсом судна необходимо знать характерные свойства объектов управления, т. е. судна и руля, и располагать их математическим описанием.

Управляемость. К числу важнейших свойств судна как объекта управления относится управляемость, т. е. способность двигаться по заданной траектории или менять направление движения вполне определенным образом в соответствии с положением пера руля. Управляемость в большой степени зависит от внешних условий плавания. Понятие управляемости объединяет два противоположных по своему характеру свойства судна: устойчивость движения и поворотливость.

Устойчивость движения на курсе. Под устойчивостью движения судна понимают его способность сохранять заданное прямолинейное направление движения. Устойчивость на курсе зависит не только от внешних условий,

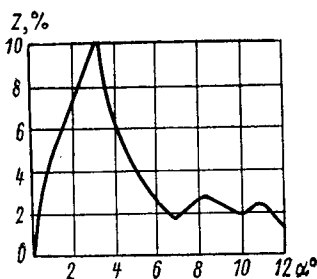


Рис. III.4. Кривая зависимости количества переключек руля от угла переключки.

управления. При ходе на прямом курсе судно постоянно испытывает воздействие различных сил, которые стремятся изменить направление движения. В зависимости от того, каким образом то или иное судно, двигаясь с непереложенным рулем, реагирует на внешние возмущения, в теории управляемости принято различать суда, обладающие автоматической устойчивостью на курсе и не обладающие ею. Автоматической устойчивостью обладает судно, способное держаться на заданном курсе без переключек руля. Если же судно держится на прямом курсе за счет переключек руля,

то такую устойчивость называют эксплуатационной. В большинстве случаев суда являются неустойчивыми на прямом курсе и для выравнивания судна, рыскающего под влиянием внешних воздействий, необходимо переключать руль на некоторый угол. Практически для сохранения заданного курса на всяком судне, независимо от того, обладает оно автоматической устойчивостью или нет, приходится переключать руль. При этом для судна, автоматически устойчивого, требуются меньшие углы и частота переключек. Как показывают специальные исследования, высокая устойчивость на курсе достигается частыми переключками пера руля на малые углы (4—6°), что определяет требования к электроприводу рулевого устройства и системе управления. При этом для рулевого привода характерно большое число включений, достигающее до 400—600 в час, с точностью остановки привода до 1°. Таким образом, электродвигатель работает в неустановившемся режиме при относительно больших значениях токов.

На рис. III.4 изображена кривая зависимости количества переключек Z (в процентах) от угла переключки α , построенная на основании данных испытаний теплохода «Абхазия». Как видно из рисунка, число переключек руля на угол 12° было наименьшим — около 2%, а число переключек на угол 3° составляет более 10% общего количества. Материалы испытания показывают, что число

перекладок колеблется в широких пределах и зависит от ряда причин, например от состояния погоды, от того, насколько различаются частоты вращения винтов при двухвинтовом судне, а также от качества работы систем управления и опытности рулевого.

Поворотливость судна. Под поворотливостью судна понимают его способность нужным образом изменять направление движения, что обеспечивает изменение курса судна, а также его перемещение по заранее заданной криволинейной траектории. Поворотливость судна достигается за счет перекладки руля на некоторый угол и удержания его в этом положении. При этом на перо руля будут действовать силы, для преодоления которых необходимо прилагать момент на баллере руля. Моменты на баллере, достигающие значительной величины при большой скорости судна, и время перекладки определяют требования к рулевому устройству и электроприводу, а в соответствии с этими требованиями определяется мощность исполнительного двигателя. По Правилам Регистра СССР время перекладок с 35° одного борта на 35° другого борта не должно превышать 28 с.

Необходимо отметить, что расчетных формул, определяющих зависимость времени перекладки пера руля от времени выхода на новый курс, пока нет. Чтобы сократить время маневра, целесообразно уменьшить время перекладки. Однако сокращение времени перекладки будет оправдано только в том случае, если оно приведет к заметному сокращению времени выхода на курс. Таким образом, поворотливость и устойчивость судна на курсе обеспечиваются за счет перекладок руля.

Математическое описание объектов управления. Для выбора и расчета основных элементов электропривода руля необходимо учитывать особенности рулевого устройства, а также располагать уравнениями для расчета усилий на баллере руля в зависимости от площади руля, его профиля, относительного расположения оси баллера и т. п.

При проектировании систем управления курсом судна необходимо исследовать динамические свойства судна как объекта управления. Математическое описание этих свойств представляет собой систему нелинейных дифференциальных уравнений. Указанные уравнения отражают взаимосвязь параметров траектории судна при отклонении пера руля от диаметрали. Степень их сложности определяется целями исследования и характером требований, предъявляемых к системе управления курсом судна. При этом, если производится упрощение уравнений и их линеаризация, необходимо сохранять достоверность математической модели судна. На основе линеаризованных уравнений движения судна может быть получена передаточная функция судна по управляющему и возмущающему воздействиям. Располагая передаточной функцией, можно производить исследование динамики судна, а также осуществлять синтез авторулевых.

2. Руль как объект управления

Рулевое устройство является главным средством, обеспечивающим управляемость судна, т. е. его устойчивость и поворотливость.

При перекладке руля на некоторый угол α и удержании его в этом положении на перо руля будет действовать сила давления воды, момент которой обеспечивает изменение курса судна. Для перемещения руля к его баллеру прикладывается усилие, создаваемое АЭП.

Силы, действующие на руль, зависят от типа руля, его профиля, относительного размаха (аэродинамического удлинения), места расположения оси баллера.

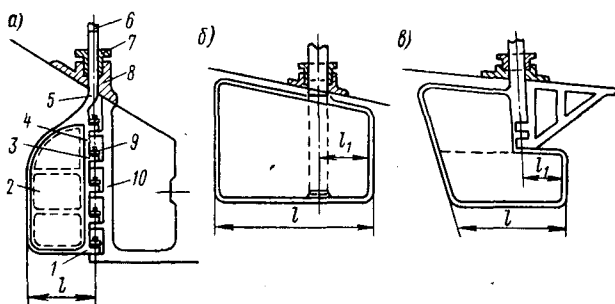


Рис. III.5. Типы рулей.

Типы рулей. В зависимости от профиля рули делятся на пластинчатые и обтекаемые. Как правило, рули выполняются обтекаемой формы, так как при этом уменьшается сопротивление движению судна и снижается значение момента, необходимого для поворота пера руля. В зависимости от расположения пера руля относительно оси баллера рули бывают обыкновенные, балансирующие и полубалансирующие (рис. III.5).

Обыкновенный руль (рис. III.5, а) состоит из пера 2, баллера 5 и рудерписа 4. Самая верхняя часть баллера называется головкой руля 6, нижняя — пяткой 1. Рудерпис имеет ряд выступов (петьель) 3, в которые вставляются штыри 9. На ахтерштевне 10 имеются петли с отверстиями для навешивания руля. Баллер руля проходит через отверстие в корпусе судна, называемое гельмпорт 8. Чтобы не допустить попадания воды внутрь судна, гельмпорт уплотняют сальником 7.

Балансирующие (рис. III.5, б) и полубалансирующие (рис. III.5, в) рули не имеют рудерписа; они опираются специальными выступами на кольца, помещающиеся внутри судна. Балансирующие рули применяют для уменьшения момента, необходимого для перекладки руля. Форма пера руля в каждом отдельном случае определяется формой обводов кормы судна, его осадкой и расположением винтов. На больших судах в ряде случаев устанавливают два руля.

Наряду с перечисленными типами рулей для достижения эффекта управления при малых скоростях движения в практике судостроения для некоторых классов судов стали применять рули активного типа. У активного руля в тело пера встраивается гребная система, состоящая из электродвигателя и гребного винта тянущего или толкающего типа.

Кроме активных рулей для обеспечения управляемости при малых скоростях используют поворотные насадки на винтах, принцип действия которых заключается в изменении направления струи, отбрасываемой винтом. В последние годы все более широко используют также различные подруливающие устройства. Наибольшее распространение из них получили устройства туннельного типа, создающие упор в обоих направлениях по каналу движения всасываемой струи.

Силы, действующие на руль. Рассмотрим силы, действующие на руль при маневрировании (рис. III. 6). При переключке руля его средняя плоскость S образует с направлением набегающего потока воды угол α . Поток воды, обтекающий прямолинейно движущееся судно со скоростью v , действует неодинаково на обе стороны руля. На стороне руля, обращенной к потоку, давление увеличивается, а на обратной стороне возникает разрежение. При этом появляется

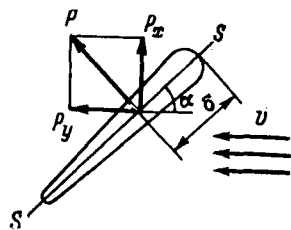


Рис. III.6. Силы, действующие на руль.

сила давления воды P на перо руля, являющаяся результирующей сил, действующих на руль. Момент силы P относительно центра тяжести судна вызывает поворот, а составляющая этой силы P_x вызывает дрейф судна. В результате появления силы P возникает момент на баллере руля M_b , который должен быть преодолен исполнительным двигателем и потому является исходной величиной для расчета электропривода рулевого устройства.

3. Уравнение сил, действующих на руль

Впервые аналитическое выражение для силы P , действующей на руль, было дано Эйлером в 1778 г., однако в настоящее время оно не применяется. Для плоских рулей в ряде случаев при расчете силы P , выражаемой в ньютонах, используют формулу Жосселя

$$P = \frac{kFv^2}{C_p} \sin \alpha, \quad (\text{III.1})$$

где F — площадь пера руля, м^2 ; v — скорость судна, м/с . Если $v < 20$ уз и $\alpha > 25^\circ$ (α — угол переключки руля), то $k = 43,7$, а $C_p = 0,195 + 0,305 \sin \alpha$; если же $v > 20$ уз и $\alpha > 25^\circ$, то $k = 21,17$, а $C_p = 0,2 + 0,35 \sin \alpha$.

Формула (III.1) дает достоверные результаты при скорости хода судна до 20 уз.

Разработанная Н. Е. Жуковским аэродинамическая теория крыла с большей точностью определяет силы, возникающие при обтекании воздухом или водой крыла любого профиля и формы. В соответствии с этой теорией нормальная составляющая силы давления на перо руля, выражаемая в ньютонах, будет равна

$$P = (C_y \cos \alpha + C_x \sin \alpha) \rho \frac{Fv^2}{2}, \quad (\text{III.2})$$

где C_y — безразмерный коэффициент поперечной или подъемной силы; C_x — безразмерный коэффициент лобового сопротивления; α — угол между плоскостью пера и направлением движения, или угол атаки (в частном случае прямолинейного движения судна он равен углу перекладки); $\rho = 10^3$ — плотность воды, кг/м^3 ; F — площадь руля, м^2 ;

v — скорость судна, м/с . Значения коэффициентов C_y и C_x зависят от относительной толщины и аэродинамического удлинения руля, угла атаки и т. д. На основании многочисленных опытов составлены атласы коэффициентов C_y и C_x для рулей разного профиля и относительной толщины при различных аэродинамических удлинениях.

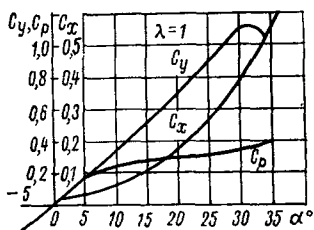


Рис. III.7. Кривые C_y , C_x и C_p в функции угла перекладки руля α .

На рис. III.7 показаны кривые $C_y = f(\alpha)$, $C_x = f(\alpha)$ и $C_p = f(\alpha)$ для крыла симметричного профиля при $\lambda = 1$, где

λ — аэродинамическое удлинение, равное отношению квадрата высоты пера руля к площади пера руля в плане. Из рисунка видно, что с увеличением α коэффициент C_y сначала возрастает, а начиная с $\alpha = 30^\circ$ резко уменьшается. Таким образом, при $\alpha > 30^\circ$ управляющая способность руля резко падает, поэтому предельные углы перекладки не превышают 30° . При практических расчетах пользуются атласом аэродинамических характеристик, где находят характеристики крыла, соответствующие применяемому рулю.

4. Уравнение моментов на баллере руля

При расчете электропривода рулевого устройства исходным является момент на баллере M_6 , необходимый для поворота пера руля, поэтому остановимся на методах его определения.

Для элементарного руля прямоугольной формы

$$M_6 = P\delta, \quad (\text{III.3})$$

где δ — расстояние от передней кромки пера руля до центра давления. Если ось баллера расположена на передней кромке (обыкновенный руль — см. рис. III.5, а), то

$$M_{6.об} = PC_p l. \quad (\text{III.4})$$

Значение C_p определяют из атласа аэродинамических характеристик. На рис. III.7 показано значение $C_p = f(\alpha)$ для одного из профилей руля. Если ось баллера отстоит от передней кромки на расстоянии l_1 (см. рис. III.5, б), то руль поворачивается уже относительно оси баллера, а не передней кромки, поэтому и момент необходимо привести к этой оси, тогда

$$M_6 = M_{6.06} - Pl_1 = P(C_p l - l_1). \quad (\text{III.5})$$

Обычно форма пера руля отличается от прямоугольной. Поэтому для определения M_6 полную высоту пера h разбивают (рис. III.8) на $2n$ равных частей и получают $2n$ элементарных площадок, имеющих высоту Δh , основание l_j и площадь $\Delta F = \Delta h l_j$.

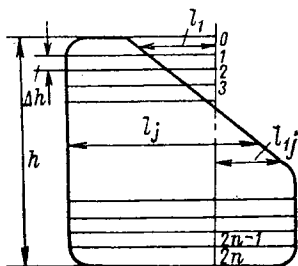


Рис. III.8. Пери руля сложной формы.

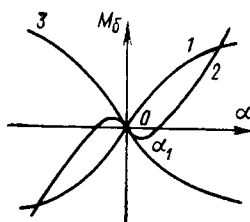


Рис. III.9. Кривые $M_6 = f(\alpha)$.

Величина ΔP_j для каждой площадки определяется следующим образом:

при пластинчатом руле

$$\Delta P_j = \frac{k_1 k_2 \Delta F_j v^2 \sin \alpha}{C_p}; \quad (\text{III.6})$$

при обтекаемом руле

$$\Delta P_j = (C_y \cos \alpha + C_x \sin \alpha) \frac{\rho}{2} v^2 \Delta F_j. \quad (\text{III.7})$$

Соответственно момент на баллере

$$\Delta M_j = \Delta P_j (C_p l_j - l_{1j}). \quad (\text{III.8})$$

Если руль установлен непосредственно за винтом, то принимают $v = Hn$, где H — геометрический шаг гребного винта, м; n — частота вращения, с^{-1} .

Когда величины ΔP_j и ΔM_j найдены, давление и момент, действующие на руль, определяются из выражений

$$\left. \begin{aligned} P &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \dots + \Delta P_n; \\ M &= \Delta M_1 + \Delta M_2 + \dots + \Delta M_n. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.9})$$

При заднем ходе судна момент равен

$$\Delta M_j = \Delta P_j [(1 - C_p) l_j - l_{1j}]. \quad (\text{III.10})$$

На рис. III.9 показаны кривые $M_0=f(\alpha)$, полученные при перекладке с борта на борт обыкновенного (кривая 1) и балансирного (кривая 2) рулей на переднем ходу судна и обыкновенного руля на заднем ходу судна (кривая 3). Для балансирного руля характерно отрицательное значение момента при малых углах перекладки и положительное при больших углах. При некотором угле $\alpha=\alpha_1$ момент на баллере равен нулю. Таким образом, неуправляемый балансирный руль может самопроизвольно устанавливаться под углом α_1 . При этом на руль будет действовать сила P_1 , под влиянием которой судно совершит произвольный поворот.

Во время перекладки руля с борта на борт при совершении S-образных эволюций возникает угол дрейфа β , в результате чего действительный угол встречи пера руля с набегающим потоком становится больше угла перекладки руля $\alpha_{пер}$ на величину угла β . Появляющийся при этом момент на баллере значительно превосходит расчетный для данного угла перекладки. Это наибольшее значение момента принято называть опорным. Для определения опорного момента необходимо в выражениях (III.6) и (III.7) принимать угол α равным $\alpha_{пер} + \beta$.

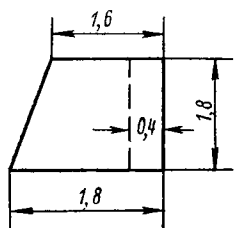


Рис. III.10. Размеры пера руля.

Опорный момент в два-три раза превышает значение момента при максимальном угле перекладки для быстроходных пассажирских судов и ненамного превышает его для тихоходных грузовых судов, поэтому величина опорного момента в значительной мере определяет мощность проектируемого электропривода.

В качестве примера приведем расчет момента на баллере руля при скорости судна 20 уз. Размеры пера руля даны на рис. III.10. Расчетный угол перекладки 30° . Для определения аэродинамического удлинения вычислим площадь пера руля:

$$S = \frac{1,6 + 1,8}{2} \cdot 1,8 = 3,1 \text{ м}^2. \quad \text{Тогда} \quad \lambda = \frac{h^2}{F} = \frac{1,8^2}{3,1} = 1,04.$$

Так как аэродинамическое удлинение близко к единице, то для определения коэффициентов воспользуемся кривыми, приведенными на рис. III.7. Тогда для расчетного угла имеем $C_x=0,39$; $C_y=1,09$; $C_p=0,31$.

Скорость судна 20 уз ≈ 10 м/с, поэтому

$$\frac{\rho v^2}{2} = 0,5 \cdot 10^3 \cdot 100 = 5 \cdot 10^4 \text{ кг/(м} \cdot \text{с}^2\text{)}.$$

Сила давления воды на руль составит

$$P = (C_y \cos \alpha + C_x \sin \alpha) \frac{\rho}{2} v^2 S = (0,39 \cdot 0,5 + 1,09 \cdot 0,87) \cdot 3,1 \cdot 50 \cdot 10^3 = 176 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Соответствующий момент на баллере

$$M_6 = P(C_p l - l_1) = 176 \cdot 10^3 (0,31 \cdot 1,7 - 0,4) = 22 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таким образом, рассмотренные свойства и уравнения позволяют определить моменты на баллере руля и, следовательно, рабочие усилия в передаточном механизме, а также предельные углы перекладки пера руля, которые должны быть положены в основу статического расчета элементов электропривода.

5. Судно как объект управления

При построении САУ курсом судна необходимо производить анализ динамических свойств судна и располагать его математическим описанием. Для изучения управляемости, устойчивости и поворотливости судна важно представлять физическую картину, характерную для движения судна в результате воздействий на него руля при его повороте на некоторый угол α (управляющие воздействия) и различных внешних воздействий среды F , таких, как волнение, ветер и т. п. (возмущающие воздействия).

Управляющие воздействия. Судно, движущееся с расположенным в диаметральной плоскости рулем, при отсутствии возмущающих воздействий испытывает действие сил упора двигателей (винтов) и сопротивления воды. При перекладке руля, т. е. повороте руля вокруг вертикальной оси на некоторый угол α , его средняя плоскость образует с направлением набегающего потока воды угол α . Как указывалось выше (см. рис. III.6), в результате гидродинамической реакции возникает сила давления P , направленная под некоторым углом к диаметральной плоскости судна.

В общем случае сила P , как показано на рис. III.11, вызывает боковое перемещение (дрейф) и поворот судна вокруг взаимно перпендикулярных осей: вертикальной (рыскание), продольной (крен) и поперечной (дифферент). Кроме того, из-за увеличения сопротивления воды движению судна несколько снижается его линейная скорость v .

Повороты судна вокруг вертикальной оси вызываются моментом силы P относительно центра тяжести судна. Дрейф судна возникает за счет силы P_x (проекции силы P на направление, перпендикулярное к диаметральной плоскости). Обусловленное дрейфом косое обтекание корпуса судна является причиной появления гидродинамических сил (сил дрейфа), природа которых аналогична природе сил, возникающих на руле. Равнодействующая сил дрейфа R_d вместе с силой P создают момент, вызывающий появление угловой скорости ω (см. рис. III.11). При перекладке руля, кроме того, возникает момент сил, действующих на корпус судна в плоскости шпангоута, вызывающий крен в сторону борта, на который переложен руль.

Траектория движения судна. Центр тяжести судна после перекладки руля будет двигаться по некоторой криволинейной траектории, называемой циркуляцией. Различают три периода процесса

циркуляции: маневренный, эволюционный и установившийся. Каждый период характеризуется определенным соотношением сил и моментов, действующих на судно после перекладки руля. На рис. III.12 приведен характерный вид траектории движения судна при перекладке руля.

Маневренный период по времени совпадает с продолжительностью перекладки руля. Этот период занимает короткий промежуток времени и характеризуется постоянным увеличением силы P на руле. Угол дрейфа возрастает за счет смещения судна в противоположную сторону. При этом появляется угловая скорость ω , направленная в сторону поворота. В конце данного периода гидродинамическая сила на руле становится максимальной.

Эволюционный период начинается с момента окончания перекладки руля и заканчивается, когда параметры движения

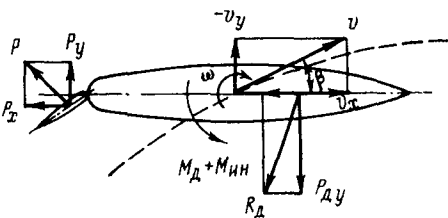


Рис. III.11. Силы, действующие на судно

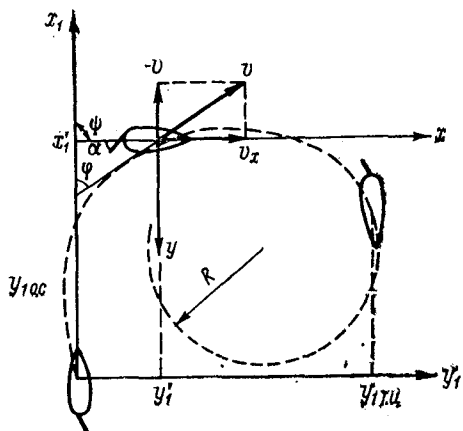


Рис. III.12. Траектория движения судна.

устанавливаются. В этом периоде угловая скорость вращения судна увеличивается, а инерционный и гидродинамический моменты $M_{ин}$ и M_d (см. рис. III.11), препятствующие вращению, возрастают.

Установившийся период начинается с момента окончания второго периода и продолжается до тех пор, пока руль остается в переложном положении. В этот период все силы, действующие на судно, находятся в состоянии динамического равновесия. Угол дрейфа β и угловая скорость ω не меняются, а судно совершает движение по окружности с постоянным радиусом R . Траекторию движения в третьем периоде принято называть установившейся циркуляцией.

Таким образом, траектория центра тяжести судна в первых двух периодах циркуляции представляет кривую переменной кривизны, а в третьем периоде — окружность.

Для исследования динамики судна как объекта управления рулем необходимо располагать уравнениями его движения в подвижной системе координат x, y , жестко связанной с судном, и в системе координат x_1, y_1 , неподвижной в пространстве (см. рис. III.12).

Параметры траектории движения судна. Параметрами, характеризующими движение судна на траектории, являются: угол дрейфа β , т. е. угол между диаметральной плоскостью судна и мгновенным направлением линейной скорости центра тяжести, линейная скорость центра тяжести судна v ; угловая скорость вращения судна относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести судна, ω ; угол курса ψ , т. е. угол между диаметральной плоскостью судна и неподвижной осью x_1 (как правило, ось x_1 выбирается с таким расчетом, чтобы она находилась в диаметральной плоскости судна в начальный момент маневренного периода); угол скорости φ , т. е. угол между осью x_1 и направлением линейной скорости центра тяжести судна v ; координаты центра тяжести судна x_1' и y_1' ; радиус кривизны траектории центра тяжести судна R ; перемещение судна в направлении исходного курса от момента перекладки руля до момента, соответствующего повороту судна на 90° , называемое выдвигом, т. е. координата x_1' при $\psi=90^\circ$; перемещение судна в направлении перекладки, называемое прямым смещением, т. е. координата y_1' при $\psi=90^\circ$; максимальное перемещение центра тяжести судна в сторону, противоположную направлению поворота $y_{1\text{ о. с.}}$, называемое обратным смещением; расстояние $y_{г. ц.}$ от исходного курса до точки, соответствующей повороту на $\psi=180^\circ$, — диаметр тактической циркуляции.

Кинематическая связь между параметрами, характеризующими движение судна по криволинейной траектории, устанавливается зависимостями

$$\left. \begin{aligned} \omega &= \frac{d\psi}{dt} = \frac{v}{R} + \frac{d\beta}{dt}; & \varphi &= \psi - \beta; \\ \frac{dx_1'}{dt} &= v \cos \varphi; & \frac{dy_1'}{dt} &= v \sin \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.11})$$

Возмущающие воздействия. Рассмотрим влияние на движение судна различных возмущающих воздействий. При ходе на прямом курсе судно постоянно испытывает влияние различных внешних воздействий (ветер, волнение и пр.), которые мешают сохранению заданного направления движения. Физическая картина явлений, имеющих место при таких возмущающих воздействиях, аналогична наблюдаемой в начальный период циркуляции. Например, при действии кратковременного шквала судно сначала частично разворачивается, что вызывает его дрейф. Момент силы дрейфа, возникающий из-за косога обтекания корпуса судна, приводит к появлению некоторой угловой скорости, и судно начинает отклоняться от заданного курса. При этом если момент $M_{\text{д}} + M_{\text{ин}}$ гидродинамических сил и сил инерции, препятствующих повороту, больше момента равнодействующей сил дрейфа $R_{\text{д}}$, то угловая скорость постепенно уменьшается. В результате этого судно, отклонившись от заданного курса на некоторый угол, снова будет двигаться прямолинейно. Такая картина характерна для автоматически устойчивых судов, что определяется в основном очертанием диаметральной плоскости

судна и его относительной шириной. У судов, не обладающих автоматической устойчивостью, угловая скорость со временем увеличивается, и судно начинает описывать циркуляцию, если не приложено управляющее воздействие руля.

6. Общие уравнения движения судна

Для исследования динамики движения судна в горизонтальной плоскости необходимо располагать системой уравнений, описывающих взаимосвязь параметров траектории движения судна. Такие уравнения могут быть получены из уравнений равновесия сил и моментов [10], действующих на судно,

$$\left. \begin{aligned} m \left(\frac{dv_x}{dt} - \omega v_y \right) &= m \left(\frac{dv}{dt} \right)_x ; \\ m \left(\frac{dv_y}{dt} + \omega v_x \right) &= m \left(\frac{dv}{dt} \right)_y ; \\ M &= J \frac{d\omega}{dt} , \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.12})$$

где v_x, v_y — проекции на оси x и y скорости судна v ; m — масса судна; J — момент инерции массы судна относительно вертикальной оси; $m \left(\frac{dv}{dt} \right)_x, m \left(\frac{dv}{dt} \right)_y$ — проекции движущих сил и сил сопротивления.

Дальнейшее преобразование уравнений (III.12) ведется обычно при следующих допущениях: зависимость боковой силы, действующей на корпус, от угла дрейфа нелинейна и может быть аппроксимирована двучленной параболой; зависимость гидродинамического момента в горизонтальной плоскости от угла дрейфа и угловой скорости линейна; влияние вращения судна в горизонтальной плоскости на боковую силу, действующую на корпус, не учитывается; наклона судна в поперечной плоскости не влияют на параметры его движения в горизонтальной плоскости; метацентрическая формула остойчивости справедлива во всем диапазоне наблюдаемых в процессе эволюции углов крена; судно плавает в спокойной воде и в процессе выхода на циркуляцию практически не меняет своего дифферента; главные оси инерции судна совпадают с осями координат, связанными с судном; используется система связанных с судном координатных осей x, y ; угол дрейфа и угловая скорость определяются в предположении, что $v \approx \text{const}$.

При принятых допущениях уравнения движения судна после ряда преобразований с учетом (III.11) запишутся в безразмерном виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\beta}{d\tau} + q_{21}\beta + h_1\beta^2 + r_{21}\bar{\omega} + s_{21}\alpha &= 0; \\ \frac{d\bar{\omega}}{d\tau} + q_{31}\beta + r_{31}\bar{\omega} + s_{31}\alpha &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.13})$$

Угол курса судна в общем виде определяется выражением

$$\psi = \int_0^{\tau} \omega d\tau. \quad (III.14)$$

Угол крена судна θ находится из уравнения

$$\frac{d^2\theta}{d\tau^2} + 2\bar{\mu} \frac{d\theta}{d\tau} + \sigma^2\theta = \bar{v}^2 \left(q_{40} \frac{d\beta}{d\tau} + q_{41}\beta + r_{41}\bar{\omega} + s_{41}\alpha \right). \quad (III.15)$$

В выражениях (III.13) — (III.15) обозначено: $\bar{\omega} = \omega \frac{L}{v_0}$ — безразмерная угловая скорость относительно вертикальной оси; $\bar{v} = \frac{v}{v_0}$ — безразмерная скорость судна; $\tau = t \frac{v_0}{L}$ — безразмерное время; L — длина судна; v_0 — значение скорости в начале процесса циркуляции.

Математические выражения для определения коэффициентов уравнений q_{21} , r_{21} , s_{21} , h_1 , q_{31} , r_{31} , s_{31} , q_{40} , q_{41} , r_{41} , s_{41} , σ , $\bar{\mu}$ приведены в [10, 24].

Положение судна на плоскости определяется путем расчета безразмерных координат траектории центра тяжести судна $\bar{x}_0 = \frac{x_1}{L}$ и $\bar{y}_0 = \frac{y_1}{L}$, которые вычисляются по формулам

$$\bar{x}_0 = \int_0^{\tau} \bar{v} \cos \varphi d\tau; \quad \bar{y}_0 = \int_0^{\tau} \bar{v} \sin \varphi d\tau. \quad (III.16)$$

Величины β , $\bar{\omega}$, $\frac{d\beta}{d\tau}$ вычисляются с помощью систем уравнений (III.11) и (III.13). Управляющее воздействие α является заданной функцией времени. Зависимость $\bar{v}(\tau)$ может быть найдена по формуле $\bar{v} = 1 - (1 - \bar{v}_{уст}) \sin^2 \frac{\pi}{2} \frac{\tau}{\tau_0}$, где $\bar{v}_{уст}$ — установившаяся скорость; τ_0 — безразмерное время от начала перекладки руля до окончания эволюционного периода циркуляции (время установления), которое рекомендуется принимать равным $\tau_0 = 6$ для всех судов [10].

Аналитический расчет параметров движения, как правило, производится по формулам (III.13) — (III.16) отдельно для маневренного и эволюционного периодов циркуляции, так как некоторыми величинами, имеющими существенное значение в маневренном периоде движения, при расчете эволюционного периода можно пренебречь. Это несколько упрощает вычисления.

Аналитический метод расчета параметров движения судна позволяет решить поставленную задачу, но является достаточно трудоемким. В случае необходимости варьирования параметров решение задачи настолько усложняется, что практическое использование метода становится чрезвычайно затруднительным.

Применение математического моделирования позволяет сравнительно просто исследовать характер изменения элементов горизонтального движения и угла крена судна при выходе на циркуляцию как при различных значениях перекладки руля, так и при изменении параметров судна. По результатам моделирования на рис. III.13 построены кривые для иллюстрации характера изменения параметров движения судна β , ω , θ , \bar{v} при выходе его на циркуляцию — сплошными линиями. На том же рисунке штриховыми линиями показаны результаты аналитического расчета, приводимые в работе [10]. Сопоставление данных, полученных на модели и рас-

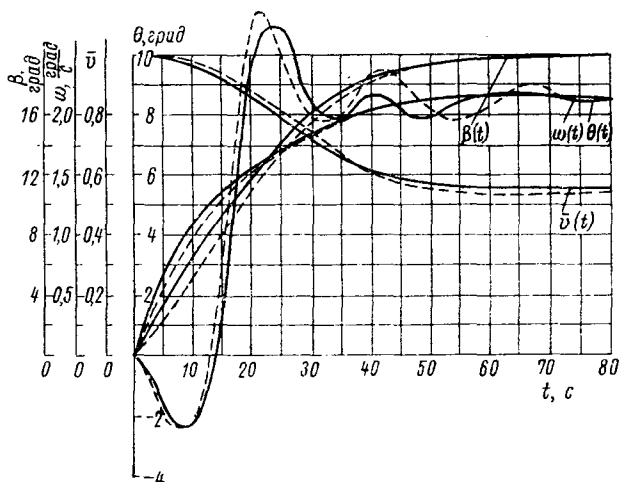


Рис. III.13. Кривые изменения параметров движения судна β , ω , θ , \bar{v} в неустановившемся периоде циркуляции.

четным путем, свидетельствует о достаточно высокой точности моделирования. Из рассмотрения кривых видно, что скорость судна примерно через 40 с падает на 40%, скорость поворота судна ω носит экспоненциальный характер и примерно к этому же времени устанавливается. По такому же закону изменяется угол дрейфа β . Поведение угла крена θ носит колебательный характер. Его значения достигают большой величины, что в ряде случаев является фактором, ограничивающим допустимую скорость перекладки руля на большие углы.

7. Уравнения движения судна при стабилизации на курсе и тихой воде

При удержании судна на заданном курсе (стабилизации на курсе) характерны малые отклонения угла курса ψ и соответственно малые углы перекладки руля α . Поэтому можно принять, что изменение движения судна в горизонтальной плоскости линейно

относительно угла дрейфа β , скорость судна не меняется ($v = v_0 = \text{const}$), а угол крена θ пренебрежимо мал. Тогда уравнения (III.13) с учетом возмущающего воздействия $F(t)$ и равенства $\tau = t \frac{v_0}{L}$ примут вид:

$$\frac{L}{v_0} \frac{d\beta}{dt} + q_{21}\beta + r_{21}\bar{\omega} + s_{21}\alpha = 0; \quad (\text{III.17})$$

$$\frac{L}{v_0} \frac{d\bar{\omega}}{dt} + q_{31}\beta + r_{31}\bar{\omega} + s_{31}\alpha = F(t). \quad (\text{III.18})$$

Найдем β из второго уравнения

$$\beta = \frac{F(t) - \frac{L}{v_0} \frac{d\bar{\omega}}{dt} - r_{31}\bar{\omega} - s_{31}\alpha}{q_{31}},$$

и, взяв производную

$$\frac{d\beta}{dt} = \frac{\frac{dF}{dt} - \frac{L}{v_0} \frac{d^2\bar{\omega}}{dt^2} - r_{31} \frac{d\bar{\omega}}{dt} - s_{31} \frac{d\alpha}{dt}}{q_{31}},$$

подставим полученные выражения в уравнение (III.17), тогда

$$\begin{aligned} \frac{L}{v_0} \frac{dF(t)}{dt} - \frac{L^2}{v_0^2} \frac{d^2\bar{\omega}}{dt^2} - \frac{L}{v_0} r_{31} \frac{d\bar{\omega}}{dt} - \frac{L}{v_0} s_{31} \frac{d\alpha}{dt} + q_{21}F(t) - \\ - \frac{L}{v_0} q_{21} \frac{d\bar{\omega}}{dt} - r_{31}q_{21}\bar{\omega} - s_{31}q_{21}\alpha + r_{21}q_{31}\bar{\omega} + s_{21}q_{31}\alpha = 0. \end{aligned}$$

Перейдя к операторной форме записи и объединив подобные члены уравнения, получим

$$\begin{aligned} \frac{L^2}{v_0^2} p^2 \bar{\omega}(p) + \frac{L}{v_0} (r_{31} + q_{21}) p \bar{\omega}(p) + (q_{21}r_{31} - q_{31}r_{21}) \bar{\omega}(p) = \\ = -\frac{L}{v_0} s_{31} p \alpha(p) + (q_{31}s_{21} - q_{21}s_{31}) \alpha(p) + \frac{L}{v_0} p F(p) + q_{21}F(p). \quad (\text{III.19}) \end{aligned}$$

Обозначив $q_{21}r_{31} - q_{31}r_{21} = q$; $q_{31}s_{21} - q_{21}s_{31} = \bar{s}$, а также учитывая, что $\bar{\omega} = p\psi \frac{L}{v_0}$, уравнение (III.19) можно привести к виду

$$\begin{aligned} \frac{L^3}{v_0^3} p^3 \psi(p) + \frac{L^2}{v_0^2} (r_{31} + q_{21}) p^2 \psi(p) + \frac{L}{v_0} q p \psi(p) = -\frac{L}{v_0} s_{31} p \alpha(p) + \\ + \bar{s} \alpha(p) + \frac{L}{v_0} p F(p) + q_{21}F(p). \quad (\text{III.20}) \end{aligned}$$

Разделив все члены в уравнении (III.20) на q и сгруппировав подобные члены, получим

$$\begin{aligned} \frac{L}{v_0} p \psi(p) \left[\frac{L^2}{v_0^2} \frac{1}{q} p^2 + \frac{L}{v_0} \frac{r_{31} + q_{21}}{q} p + 1 \right] = \frac{\bar{s}}{q} \alpha(p) \left(1 - \frac{L}{v_0} \frac{s_{31}}{\bar{s}} p \right) + \\ + \frac{q_{21}}{q} F(p) \left(1 + \frac{L}{v_0} \frac{1}{q_{21}} p \right). \quad (\text{III.21}) \end{aligned}$$

Если обозначить динамические параметры судна (корабля) и гидрозвена

$$\begin{aligned} \frac{L^2}{v_0^2} \cdot \frac{1}{q} &= T_{2к}; & \frac{L}{v_0} \cdot \frac{r_{31} + q_{21}}{q} &= T_{1к}; \\ \frac{L}{v_0} \cdot \frac{s_{31}}{-s} &= T_{0к}; & \frac{L}{v_0} \cdot \frac{1}{q_{21}} &= T'_{0к}; \\ \frac{v_0}{L} \cdot \frac{\bar{s}}{q} &= k_{гз}; & \frac{v_0}{L} \cdot \frac{q_{21}}{q} &= k'_{гз}, \end{aligned} \quad (III.22)$$

то окончательно получим

$$\psi(p) = \frac{k_{гз} (1 + T_{0к}p)}{p(1 + T_{1к}p + T_{2к}p^2)} \alpha(p) + \frac{k'_{гз} (1 + T'_{0к}p)}{p(1 + T_{1к} + T_{2к}p^2)} F(p). \quad (III.23)$$

Следует иметь в виду, что в выражения для определения постоянных коэффициентов (III.22) входит значение скорости v_0 , поэтому они действительны только для определенной скорости судна.

8. Уравнения движения судна при стабилизации на курсе и регулярном волнении

Рассмотрим в качестве возмущающего воздействия, приложенного к судну, регулярное волнение, которое в соответствии с обычно принятой в расчетах качки схемой предполагается двухмерным.

При составлении дифференциальных уравнений, описывающих поведение судна на волнении, считается, что возмущающие силы, вызванные волнами, входят в уравнения в качестве слагаемых и не зависят от параметров рыскания. Это дает возможность использовать дифференциальные уравнения, составленные для расчета параметров движения судна на циркуляции.

Возмущающие силы волнения — боковая сила F_B и момент M_B — определяются с приближенным учетом отраженных волн, что обеспечивает достаточную для практики точность. Как функции времени F_B и M_B зависят от волнения и курсового угла, а также скорости судна. Предполагается, что рыскание не зависит от бортовой и килевой качки; скорость судна считается постоянной. В соответствии с этим уравнения движения судна на регулярном волнении отличаются от соответствующих уравнений на тихой воде (III.17), (III.18) наличием в правой части членов $A(t) = f(F_B)$ и $B(t) = f(M_B)$. Таким образом, линейные дифференциальные уравнения движения судна на волнении имеют следующий вид:

$$\frac{L}{v_0} \frac{d\beta}{dt} + q_{21}\beta + r_{21}\bar{\omega} + s_{21}\alpha = A(t); \quad (III.24)$$

$$\frac{L}{v_0} \frac{d\bar{\omega}}{dt} + q_{31}\beta + r_{31}\bar{\omega} + s_{31}\alpha = B(t). \quad (III.25)$$

В уравнениях (III.24) и (III.25)

$$A(t) = A_0 \alpha_0 \cos \omega_{\kappa} t, \quad B(t) = B_0 \alpha_0 \sin \omega_{\kappa} t; \quad (III.26)$$

$$A_0 = \kappa_F \frac{g \sin \kappa}{v_0 (1 + k_{22})}, \quad B_0 = \kappa_m \frac{g \gamma \sin \kappa}{1 + k_{66}}, \quad (III.27)$$

где $\alpha_0 = a \frac{\omega_B^2}{g}$ — максимальный угол волнового склона; a — амплитуда ординат регулярных волн; ω_B — курсовая частота волны; g — ускорение силы тяжести; ω_{κ} — круговая частота встречи судна с волной; κ_F и κ_m — коэффициенты возмущающих сил F_B и M_B соответственно; κ — курсовой угол судна по отношению к направлению бега волн; $\gamma = \frac{2\pi}{\lambda}$ — волновое число; λ — длина волны.

Исключив из системы уравнений (III.24) и (III.26) угол дрейфа β и положив $\alpha = 0$, после ряда преобразований получим

$$\frac{d\psi}{dt} + T_{1\kappa} \frac{d^2\psi}{dt^2} + T_{2\kappa} \frac{d^3\psi}{dt^3} = A_1 \alpha_0 \sin(\omega_{\kappa} t + \eta), \quad (III.28)$$

где

$$A_1 = \frac{v_0}{L} \cdot \frac{1}{q} \sqrt{q_{21}^2 B_0^2 + \left(B_0 \omega_{\kappa} \frac{L}{v_0} - q_{31} A_0 \right)^2},$$

$$\eta = \arctg \frac{B_0 \omega_{\kappa} \frac{L}{v_0} - q_{31} A_0}{q_{21} B_0}.$$

Если считать морское волнение двумерным, т. е. состоящим из цилиндрических волн с бесконечно длинными гребнями, то в равенстве $\alpha_0 \sin(\omega_{\kappa} t + \eta) = \frac{\omega_B^2}{g} a \sin(\omega_{\kappa} t + \eta)$ сомножитель $a \sin(\omega_{\kappa} t + \eta)$, определяющий интенсивность и периодичность волнового возмущения, можно рассматривать как возмущающую функцию $F(t)$. Тогда в операторной форме будем иметь

$$p\psi(p) + T_{1\kappa} p^2\psi(p) + T_{2\kappa} p^3\psi(p) = A_1' \omega_B^2 F(p), \quad (III.29)$$

где $A_1' = \frac{A_1}{g}$. Отсюда

$$\psi(p) = \frac{A_1' \omega_B^2}{p + T_{1\kappa} p^2 + T_{2\kappa} p^3} F(p). \quad (III.30)$$

9. Передаточные функции судна по управляющему и возмущающему воздействиям

При построении САУ курсом судна в линейном плане часто бывает достаточно располагать передаточной функцией судна как по управляющему, так и по возмущающему воздействиям.

Передаточная функция судна (гидрозвена) по управляющему воздействию, когда в качестве входной величины рассматривается угол поворота руля α , а выходной — угол курса ψ , определяется отношением

$$W_{\Gamma\psi}(p) = \frac{\psi(p)}{\alpha(p)}. \quad (III.31)$$

При исследовании влияния внешних возмущений целесообразно получать передаточную функцию по возмущающему воздействию, поскольку в этом случае входной величиной является возмущающее воздействие F , а выходной — угол курса судна ψ , причем α полагают равным нулю.

Передаточную функцию по возмущающему воздействию запишем в виде

$$W'_{гз}(p) = \frac{\psi(p)}{F(p)}. \quad (III.32)$$

Воспользовавшись уравнением (III.23) и пренебрегая возмущающим воздействием F , получим передаточную функцию судна (гидрозвена) на тихой воде по управляющему воздействию

$$W_{гз}(p) = \frac{\psi(p)}{\alpha(p)} = \frac{k_{гз}(1 + T_{0к}p)}{p(1 + T_{1к}p + T_{2к}p^2)}. \quad (III.33)$$

Аналогично передаточная функция судна на тихой воде по возмущающему воздействию примет вид

$$W'_{гз}(p) = \frac{\psi(p)}{F(p)} = \frac{k'_{гз}(1 + T'_{0к}p)}{p(1 + T_{1к}p + T_{2к}p^2)}. \quad (III.34)$$

В соответствии с уравнением (III.30) передаточная функция по возмущению при регулярном волнении определяется следующим выражением:

$$W''_{гз} = \frac{\psi(p)}{F(p)} = \frac{A' \omega_B^2}{p(1 + T_{1к}p + T_{2к}p^2)}. \quad (III.35)$$

Для большинства судов знаменатель передаточной функции судна (III.33) может быть разложен на два сомножителя. Передаточная функция по управляющему воздействию тогда будет иметь вид

$$W_{гз}(p) = \frac{\psi(p)}{\alpha(p)} = \frac{k_{гз}(1 + T_{0к}p)}{p(1 + T_{1п}p)(1 + T_{2п}p)}. \quad (III.36)$$

Для амплитудно-частотной характеристики судна на основании (III.36) можно записать

$$A_{гз}(\omega) = \frac{k_{гз}}{\omega} \sqrt{\frac{T_{0к}^2 \omega^2 + 1}{(T_1^2 \omega^2 + 1)(T_2^2 \omega^2 + 1)}}. \quad (III.37)$$

На рис. III.14 представлены амплитудно-частотные характеристики судна в грузе водоизмещением порядка 9000 т. Из рассмотрения этих характеристик следует, что судно является низкочастотным фильтром, так как полоса пропускания лежит в пределах

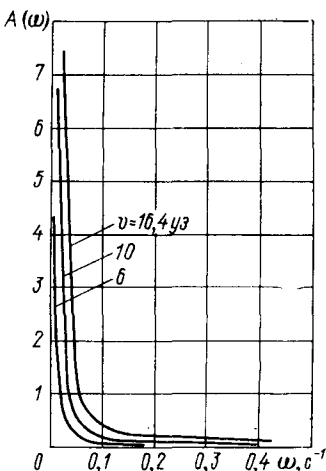


Рис. III.14. Амплитудно-частотные характеристики судна.

0,03—0,4 с⁻¹, а увеличение скорости судна приводит к увеличению полосы пропускания и угла изменения курса при одних и тех же частоте ω и величине перекладки руля, причем чем ниже частота, тем больше это увеличение.

10. Уравнения движения судна при маневрировании на большие углы

В ряде случаев возникает задача обеспечения быстрого уклонения судна, например от столкновения с другим судном. В этом случае необходимо исследовать влияние перекладки руля на величину бокового смещения. На рис. III.15 показаны кривые изменения элементов движения судна ($\psi, \alpha, \beta, \bar{v}, \bar{\omega}$) = $f(t)$ на циркуляции при линейном законе перекладки руля (сплошные кривые относятся к случаю, когда время перекладки руля от диаметральной плоскости на борт составляет 10 с, штриховые кривые — когда оно равно 20 с). Из анализа кривых видно, что в первом случае судно поворачивается на угол 20° примерно за 35 с, а во втором — за 45 с. На рисунке представлены графики изменения тех же величин при экспоненциальном законе изменения угла перекладки руля (штрихпунктирные линии). Как видно из рисунка, заметное отклонение судна от курса начинается практически тогда, когда руль достигает заданного положения. Более существенно влияние угла перекладки на потерю скорости судна. Поэтому в ряде случаев для быстрейшего уклонения судна одновременно с перекладкой руля увеличивают частоту вращения винтов и тем самым поддерживают скорость судна постоянной.

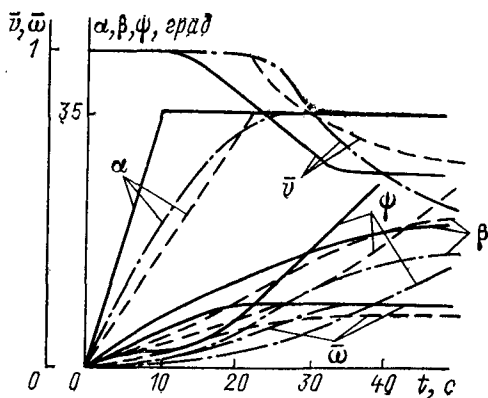


Рис. III.15. Кривые изменения $\alpha(t), v(t), \psi(t), \beta(t), \omega(t)$ в неустановившемся периоде циркуляции при различных законах перекладки руля.

Дифференциальное уравнение движения, описывающее уклонение судна, можно получить из уравнения (III.11) при условии, что $\sin \varphi = \varphi$, так как углы φ малы:

$$\beta = \psi - \frac{1}{v} \frac{dy_1'}{dt};$$

$$\frac{d\beta}{dt} = \frac{d\psi}{dt} - \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{v} \frac{dy_1'}{dt} \right).$$

Подставляя β из полученных выражений в (III.13) и выполняя преобразования, получаем дифференциальное уравнение, устанавливающее взаимосвязь между ψ и α :

$$q_0^3 \frac{d^3\psi}{dt^3} + q_0^2 (r_{31} + q_{21}) \frac{d^2\psi}{dt^2} + q_0 (q_{21}r_{31} - q_{31}r_{21}) \frac{d\psi}{dt} = \\ = (s_{21}q_{31} - s_{31}q_{21}) \alpha - s_{31}q_0 \frac{d\alpha}{dt},$$

где $q_0 = L/v_0$.

Уравнение, описывающее взаимосвязь бокового смещения y_1' и угла перекадки α , при $\beta = m\alpha$ [3] имеет вид

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{v} \frac{dy_1'}{dt} \right) + m \frac{d\alpha}{dt}.$$

Тогда

$$\frac{d^4 y_1'}{dt^4} + \frac{r_{31} + q_{21}}{q_0} \cdot \frac{1}{v} \frac{d^3 y_1'}{dt^3} + \frac{q_{21}r_{31} - q_{31}r_{21}}{q_0^2} \cdot \frac{1}{v} \frac{d^2 y_1'}{dt^2} = \\ = -m \frac{d^3 \alpha}{dt^3} - \frac{r_{31} + q_{21}}{q_0} m \frac{d^2 \alpha}{dt^2} - \frac{q_{21}r_{31} - q_{31}r_{21} + \frac{s_{31}}{m}}{q_0^2} m \frac{d\alpha}{dt} + \\ + \frac{s_{21}q_{31} - s_{31}q_{21}}{q_0^3} \alpha.$$

Полученное уравнение позволяет оценить влияние перекадки руля на боковое смещение. Как видно из рис. III.15, за время перекадки руля от нуля до $\alpha_{зад} = 35^\circ = \text{const}$ курс изменяется на незначительную величину, и поэтому в некоторых случаях временем перекадки руля можно пренебречь, т. е. $\frac{d^3\alpha}{dt^3} = \frac{d^2\alpha}{dt^2} = \frac{d\alpha}{dt} = 0$. В результате уравнение для бокового смещения примет следующий вид:

$$\frac{d^4 y_1'}{dt^4} + \frac{r_{31} + q_{21}}{q_0} \cdot \frac{1}{v} \frac{d^3 y_1'}{dt^3} + \frac{q_{21}r_{31} - q_{31}r_{21}}{q_0^2} \cdot \frac{1}{v} \frac{d^2 y_1'}{dt^2} = \frac{s_{21}q_{31} - s_{31}q_{21}}{q_0^3} \alpha.$$

Если в этом уравнении принять $v_0 = \text{const}$, считая, что падение скорости обычно компенсируется увеличением частоты вращения главной машины судна, а также полагать

$$\frac{d^2 y_1'}{dt^2} = \text{const}; \quad \frac{d^3 y_1'}{dt^3} = \frac{d^4 y_1'}{dt^4} = 0,$$

то получим

$$\frac{q_{21}r_{31} - q_{31}r_{21}}{q_0^2} \cdot \frac{1}{v_0} \frac{d^2 y_1'}{dt^2} = \frac{s_{21}q_{31} - s_{31}q_{21}}{q_0^3} \alpha.$$

Интегрируя последнее уравнение, найдем выражение для зависимости бокового смещения судна от α :

$$y_1'(t) = \frac{\alpha_{зад} (s_{21}q_{31} - s_{31}q_{21}) v_0}{2 (q_{21}r_{31} - q_{31}r_{21}) q_0} t^2.$$

Чтобы найти зависимость времени t выхода на заданное боковое смещение от угла перекладки руля $\alpha_{\text{зад}}$, воспользуемся равенством

$$\alpha_{\text{зад}} \frac{s_{21}q_{31} - s_{31}q_{21}}{2(q_{21}r_{31} - q_{31}r_{21})} \cdot \frac{v_0}{q_0} t^2 = y_{\text{зад}}.$$

Решая это уравнение относительно t , окончательно получаем

$$t = \sqrt{\frac{2y_{\text{зад}}(q_{21}r_{31} - q_{31}r_{21})q_0}{(s_{21}q_{31} - s_{31}q_{21})v_0\alpha_{\text{зад}}}}.$$

Из данной зависимости следует, что с увеличением угла перекладки руля $\alpha_{\text{зад}}$ время выхода на заданное боковое смещение уменьшается.

§ 21. Основные элементы рулевого автоматизированного электропривода

1. Предварительные замечания

При проектировании электроприводов руля и САУ курсом судна целесообразно использовать блочный принцип. Каждый блок и функциональные элементы следует проектировать так, чтобы обеспечивалась простота связи элементов и их легкая взаимозаменяемость.

Для выбора и расчета электропривода руля, а также построения его системы управления необходимо располагать статическими и динамическими характеристиками отдельных элементов. В настоящем параграфе рассматриваются основные элементы автоматизированного электропривода руля, к которым в первую очередь относятся передаточные механизмы, усилители, преобразующие, суммирующие и корректирующие элементы (см. рис. III.3).

На основе анализа статических и динамических характеристик указанных элементов можно составить дифференциальные уравнения, с помощью которых описываются физические процессы, происходящие в отдельных элементах. Математическое описание физических процессов неизбежно связано с идеализацией изучаемых явлений и учетом только основных и существенных связей в устройстве или в элементе. Путем преобразования дифференциальных уравнений могут быть получены передаточные функции, которые устанавливают связь между входной и выходной величинами элемента и дают возможность исследовать системы управления в процессе их создания.

2. Передаточный механизм с механической передачей

Передаточный механизм с механической передачей обеспечивает связь между исполнительным двигателем и рулем (см. рис. III.3) и обычно выполняется с винтовой или секторной передачей.

Наиболее совершенной из винтовых передач является передаточный механизм, созданный в начале века главным инженером

Балтийского завода Н. А. Федорицким и получивший название «винтовой привод с дифференциалом Федорицкого». Механизм состоит из румпеля, связанного при помощи тяги и гаек с винтом. Винт имеет правую и левую резьбу. При вращении винта гайки движутся в противоположные стороны, поворачивая румпель, а следовательно, и перо руля на некоторый угол. Винт соединен с крестовиной дифференциала. С солнечными колесами дифференциала связаны червячные колеса, сидящие на валах двигателей. Привод снабжен ручным тормозом и указателем положения руля. Основным преимуществом применения дифференциала является возможность практически мгновенного введения в работу любого из двух двигателей без механических переключений.

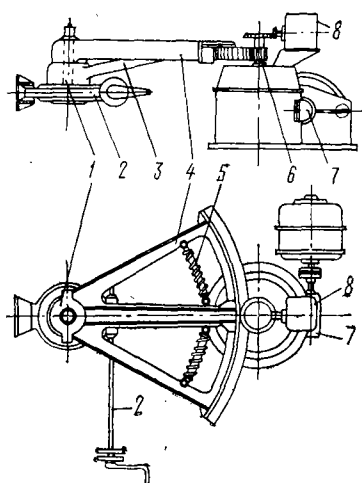


Рис. III.16. Передаточный механизм с механической передачей.

Общий к. п. д. передачи обычно лежит в пределах 0,2—0,4, а мощность исполнительного электродвигателя не превышает 70—80 кВт. Масса механизма, отнесенная к моменту на баллере, находится в пределах 2000—4000 кг/(кН·м). Характерной особенностью этого типа передач является большое отношение длины привода к его ширине, которое колеблется в пределах 2,75—2,95.

Передаточный механизм секторной передачи (рис. III.16) состоит из зубчатого секторного румпеля 4, червячной передачи 7, зубчатого колеса 6, находящегося на одном валу с червячным колесом, ручного тормоза 2 и указателя положения пера руля 8. Свободно посаженный зубчатый сектор связан с прямым румпелем 3, туго посаженным на баллер 1, через предохранительные пружины 5, предназначенные для смягчения удара.

Масса привода, отнесенная к моменту на баллере, колеблется в пределах 5000—10 000 кг/(кН·м), что в 2—2,5 раза превышает массу привода с винтовой передачей. Достоинствами секторной передачи являются простота и надежность работы, недостатками — большие масса и размеры по ширине. Общий к. п. д. передачи лежит в пределах 0,4—0,5, а мощность рулевого двигателя не превышает 70 кВт. Если пренебречь влиянием зазора, упругой деформации, а также моментом инерции, то механические передачи могут быть уподоблены преобразующим элементам. Поэтому они могут рассматриваться как безынерционные элементы с коэффициентом усиления, определяемым коэффициентом передачи.

Передаточное число i механических передач, содержащих n пар элементов, находящихся в зацеплении, равно $i_{м.п} = i_1, i_2, \dots, i_n$, а передаточная функция

$$W_{м.п}(p) = k_{м.п} = \frac{1}{i_{м.п}}. \quad (III.38)$$

Момент сопротивления на валу двигателя при наличии момента на баллере M_6 , передаточного числа $i_{м.п}$ и коэффициента полезного действия механической передачи η будет определяться выражением

$$M_c = \frac{M_6}{i_{м.п}\eta}. \quad (III.39)$$

3. Передаточный механизм с гидравлической передачей

Рост водоизмещения и скорости судов привел к значительному увеличению моментов на баллере руля, что вызвало необходимость создания более мощных рулевых устройств. Возрастание момента на баллере потребовало увеличить размеры рулевых устройств с механическими передачами, так что они с трудом размещались на судне. Мощность исполнительных электродвигателей в связи с относительно низким к. п. д. механических передач также значительно возросла. Все это потребовало создания более рационального типа передаточного механизма — рулевой гидравлической машины.

Введение гидравлических рулевых машин позволило уменьшить габариты и массу рулевых электрогидроприводов благодаря применению высокого удельного рабочего давления жидкости и более высокому к. п. д. передаточного механизма в целом. Данные типового ряда гидравлических рулевых машин переменного тока приведены в табл. III.1. Машины типов P10 — P14 имеют два цилиндра и один насос, а машины типов P15 — P20 — четыре цилиндра и два насоса. Число рулей у машин типов P10, P12 и P14 — два, у остальных — один. Общий к. п. д. такой машины обычно лежит в пределах 0,6—0,9. Гидравлические рулевые машины обладают, кроме того, важным свойством — они могут работать в затопленных помещениях.

В настоящее время разработаны плунжерные и лопастные гидравлические рулевые машины поступательного и вращательного действия. В зависимости от способа сочленения плунжера с осью баллера плунжерные гидравлические машины бывают двух типов: жесткие и шарнирные, причем последние обеспечивают большую надежность рулевого устройства. Недостатком шарнирного соединения является необходимость иметь место позади баллера для установки цилиндров.

Плунжерные машины в зависимости от момента на баллере и скорости перекладки руля могут быть двух- или четырехцилиндровыми с насосом постоянной или регулируемой производительности.

Следует отметить, что гидравлические машины могут выполняться с параллельным и перпендикулярным расположением цилиндров относительно оси судна. При параллельном расположении число цилиндров доходит до четырех (шарнирное соединение). Такого типа установки применяются на крупных судах и обычно имеют два самостоятельных (резервный и основной) гидравлических насоса, работающих каждый на свою пару цилиндров.

Тип рулевой машины	Момент на баллере (номинальный), кН·м	Тип гидравлического насоса	Данные электропривода переменного тока 220/380 В				Масса рулевой машины с электрооборудованием без рабочей жидкости, кг	Оптовая цена, тыс. руб.	
			Мощность, кВт	Тип	Частота вращения, об/мин	Тип пускателя 220/380 В			
P10	39,2	ИД2,2	3,2	АОМ42-4	1410	ПМ1114	1 705	} 20	
P11	61,8	ИД5	8	АМ70-6	950 {	ПММ2111 ПММ1111	} 2 690		
P12	61,8	ИД5	8	АМ70-6	950 {	ПММ2111 ПММ1112	} 2 620		
P13	98,0	ИД5	8	АМ70-6	950 {	ПММ1111-1 ПММ2111	} 3 230		
P14	98,0	ИД5	8	АМ70-6	950 {	ПММ2111 ПММ111-1	} 3 350		
P15	157,0	ИД5	11	АМ71-6	955 {	ПММ2111 ПММ3111	} 5 000		
P16	245,0	ИД10	19	АМ81-6	955 {	ПММ2111 ПММ3111	} 6 750		
P17	392,0	ИД20	27	АМ82-6	955 {	ПММ4111 ПММ3111	} 12 100		37
P18	620,0	ИД20	55	АМ101-6	955 {	ПММ4111 ПММ1112-1	} 14 250		45
P19	1220,0	ИД50	72	АМ111-8	735	ПМ × 51024363	54 000		} 20
P20	1570,0	ИД50	55	АМШ111-8	975	ПМ × 51024362	28 200		

Примечание. Давление в цилиндрах машин всех типов 980 Н/см².

Масса плунжерных гидравлических машин, отнесенная к моменту на баллере, находится в пределах 20—40 кг/(кН·м). Отношение длины машины к ее ширине колеблется в пределах 0,6—1,1.

Всякая плунжерная гидравлическая рулевая машина (рис. III.17) включает в себя следующие элементы: привод к баллеру 4; один или два насосных агрегата 1; электропривод насоса 2 и систему управления им; трубопровод с цистерной, баками, клапанной ко-

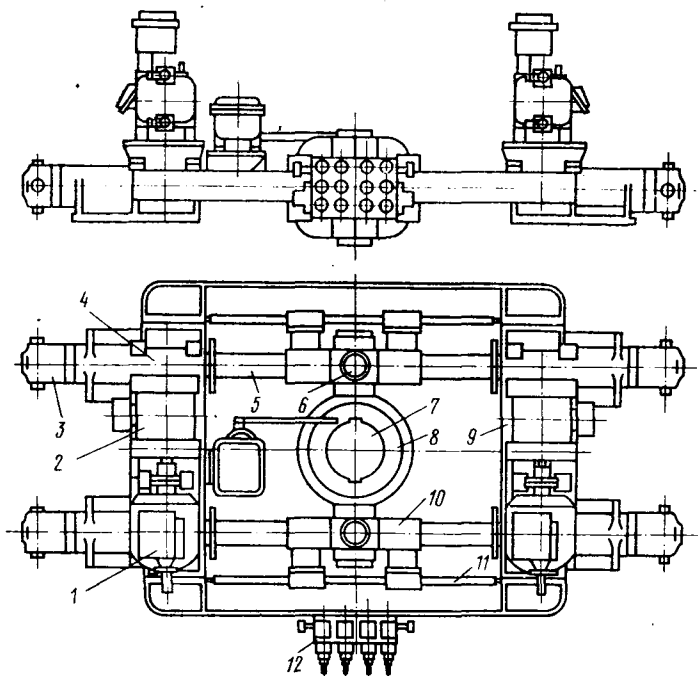


Рис. III.17. Плунжерная гидравлическая рулевая машина.

робкой 12. Румпель 8, посаженный на головку баллера руля 7, поворачивается вокруг оси при движении плунжеров 5 в цилиндрах 3 привода. Движение плунжеров происходит под напором масла, нагнетаемого насосом в два (или один) цилиндра, расположенных по диагонали. Направление перекладки определяется направлением подачи масла насосом. Для придания жесткости приводу имеются промежуточные траверсы 9. При движении плунжеров увлекаемые ими шарниры 6 свободно вращаются вокруг своих осей и одновременно скользят вдоль цапф румпеля. Для разгрузки плунжеров от поперечной составляющей осевого усилия, возникающей при работе привода, служат ползуны 10 и приливы плунжеров, через которые поперечное усилие передается на направляющие балки 11.

Плунжерная рулевая машина имеет насосный агрегат постоянной или регулируемой производительности. В гидравлических машинах с большим моментом на баллере применяются насосы регулируемой производительности.

4. Гидравлическая машина с насосом регулируемой производительности

На рис. III.18 представлена принципиальная схема гидравлической машины с насосом регулируемой производительности, состоящей из следующих основных частей: гидравлического привода к баллеру 3, насосного агрегата 1, электропривода насоса 2, гидравлического трубопровода с главной клапанной коробкой 4. Насосный агрегат, приводимый в движение электродвигателем, при поступлении сигнала управления на исполнительный механизм *ИМ* перекачивает рабочую жидкость по трубопроводу в цилиндры гидравлической машины. Одно из возможных направлений перекачки жидкости (для перекадки руля влево) указано на рисунке стрелками. Насос, откачивая жидкость из одних цилиндров и нагнетая в другие, создает в последних избыток давления, которое, передаваясь через плунжеры румпелю и баллеру, позволяет повернуть руль влево. В номинальных режимах перекадка руля производится одним насосом. Второй насос обеспечивает 100%-ный резерв. При необходимости быстрого маневрирования, плавания в узкостях работают оба насоса.

Гидравлический насос регулируемой производительности (рис. III.19) состоит из: основного насоса регулируемой производительности 4; шестеренного насоса 6; золотниковой коробки 1; силовых цилиндров 2, которые в сочетании с рычажной передачей составляют гидравлический усилитель насоса; нульустановителя 5; клапанного устройства, состоящего из двух подпиточных 10, сливного 9 и предохранительного 8 клапанов, а также фильтра 7.

Шестеренный насос служит для восполнения утечек рабочей жидкости в замкнутом объеме. Приводимый в движение от вала основного насоса через цилиндрическую передачу, он засасывает рабочую жидкость из корпуса основного насоса и нагнетает ее через фильтр и подпиточные клапаны в магистральные трубопроводы и в канал управления гидроусилителя.

Приводной вал 3 через кардан и поршневую группу вращает цилиндрический блок основного насоса 4. При поступлении сигнала управления на исполнительный механизм *ИМ* ($\theta_{ИМ}$) последний перемещает золотник гидроусилителя 1. В результате открывается доступ рабочей жидкости в один из силовых цилиндров 2 люльки насоса 4. При этом люлька насоса разворачивается на некоторый угол $\theta_{л.н.}$, что приводит к изменению производительности основного насоса, который подает масло в силовые цилиндры гидравлической машины. Одновременно через рычажную передачу осуществляется жесткая обратная связь, вследствие чего перемещение золотника 1 будет равно алгебраической сумме перемещений валка *ИМ* и люльки насоса 4.

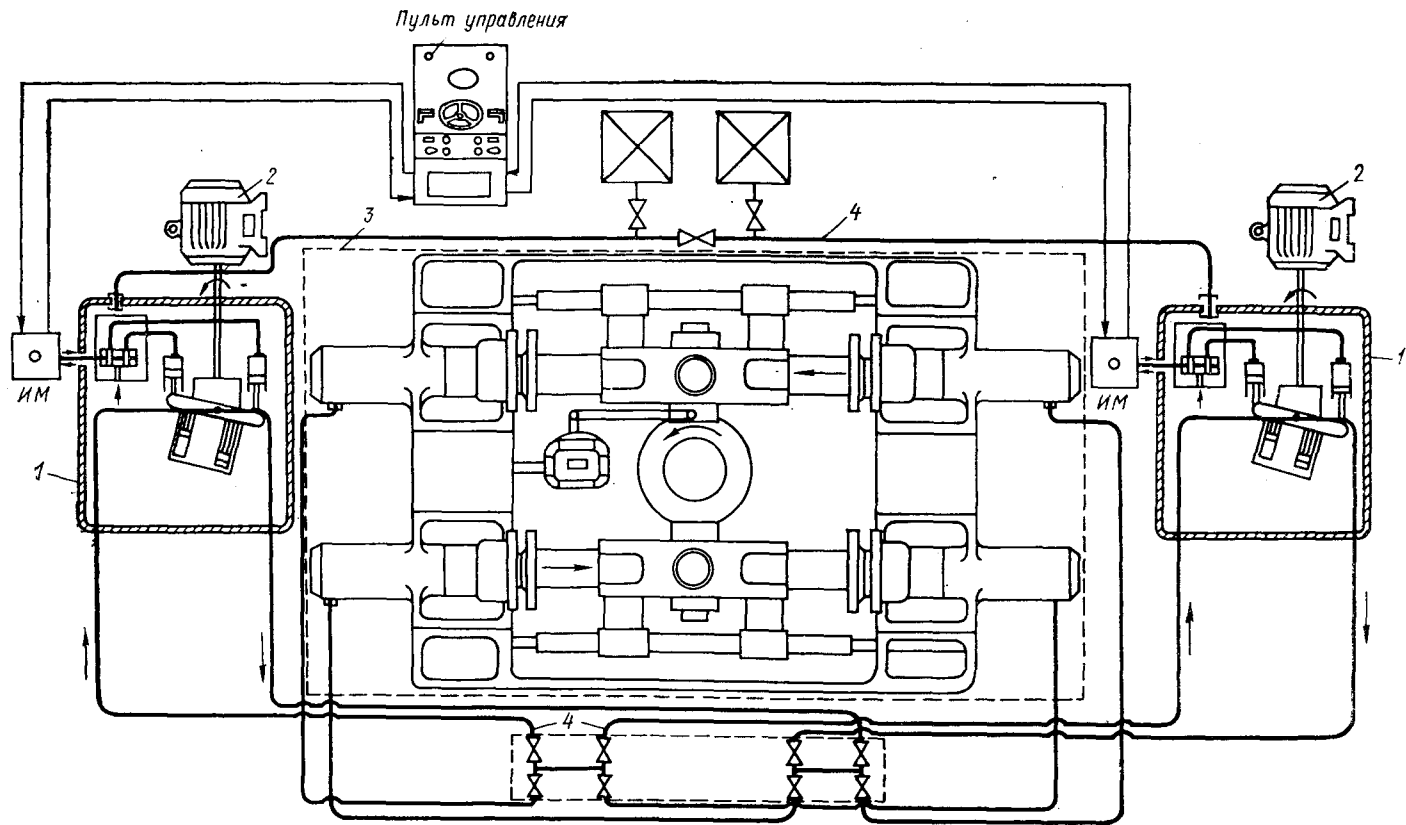


Рис. III.18. Принципиальная схема гидравлической машины с насосом регулируемой производительности.

Процесс слежения люльки насоса за поворотом валика ИМ благодаря малой постоянной времени гидроусилителя происходит непрерывно с очень малой ошибкой.

Аварийное управление насосом может осуществляться вручную через зубчатую передачу и зубчатый сектор, прикрепленный к люльке насоса. Для вывода люльки насоса в нулевое положение при отключении насоса предусмотрен нульустановитель 5. Вывод люльки в нулевое положение обеспечивает снижение пусковых токов и моментов при последующем включении насоса.

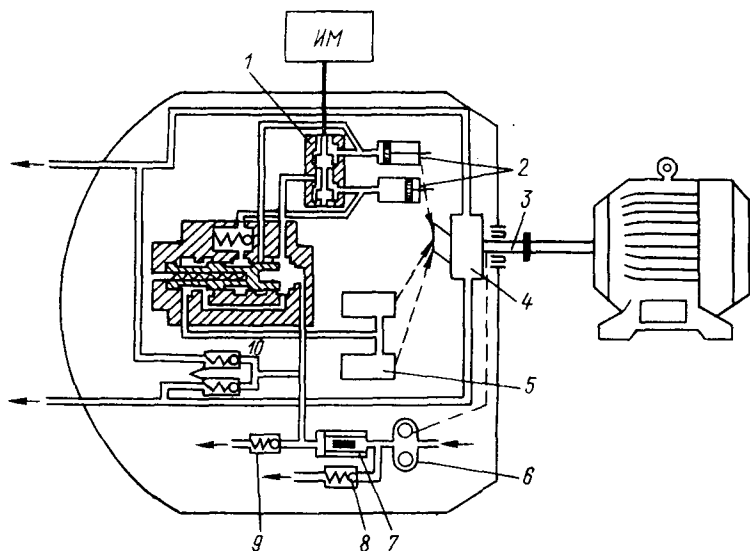


Рис. III.19. Гидравлический насос регулируемой производительности.

5. Уравнение сил и моментов рулевой гидравлической машины

Рассмотрим силы, возникающие в гидравлической машине с плоскостным шарниром при перекладке руля на некоторый угол α (рис. III.20). Введем следующие обозначения: F_p — сила давления румпеля на цапфы, возникающая от давления воды на перо руля; F_r — сила горизонтальной реакции; $F_c, F_{ц}$ — сила давления на плунжер (скалку) в одной паре цилиндров и сила давления в цилиндрах; F_T — сила трения в сальниках цилиндра; $\varphi = 4 \div 6^\circ$ — угол трения шарнирной передачи.

Исходя из уравнения равновесия плоской системы сил, после ряда преобразований можно получить следующее выражение, определяющее силы давления жидкости на плунжер:

$$F_{ц} = F_c + 2m_{ц}F_T = \frac{F_p}{m_{ц}} \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\cos^2 \varphi} + 2m_{ц}F_T, \quad (\text{III.40})$$

где $m_{ц}$ — число пар цилиндров.

При расчетах возникает необходимость в определении удельного давления жидкости $p_{ц}$ в цилиндрах как наиболее удобной величины с точки зрения выбора насоса, трубопровода и других элементов:

$$p_{ц} = \frac{F_{ц}}{S} = \frac{4F_{ц}}{\pi D^2}, \quad (\text{III.41})$$

где S — площадь плунжера; D — диаметр плунжера.

Сила давления румпеля на цапфы при перекладке пера руля на угол α равна

$$F_p = \frac{M_b \cos \alpha}{L_0 \eta_b}, \quad (\text{III.42})$$

где M_b — момент на баллере при перекладке руля на угол α ; L_0 — расстояние от оси баллера до оси плунжера; $\eta_b = 0,8 \div 0,85$ — коэффициент, характеризующий потери на трение в опорах баллера.

Сила трения в сальниках цилиндра определяется по формуле В. А. Михеева

$$F_T = 0,15 C \pi D p_{ц} f, \quad (\text{III.43})$$

где C — высота набивки; f — коэффициент трения ($f = 0,2$ при обыкновенных набивках и $f = 0,07 \div 0,13$ при кожаных манжетах). Высота набивки в зависимости от диаметра плунжера меняется в пределах $0,07$ — $0,2$ м.

Воспользовавшись выражениями (III.40) — (III.43), после преобразования получим значение удельного рабочего давления в цилиндрах

$$p_{ц} = \frac{4M_b \cos \alpha}{m_{ц} L_0 \pi D^2 \eta_b \eta_{ш} \eta_c} = \frac{4M_b \cos \alpha}{m_{ц} L_0 \pi D^2 \eta_{п}}, \quad (\text{III.44})$$

где η_c , $\eta_{ш}$, η_b , $\eta_{п}$ — к. п. д. скалки (плунжера), шарнира, баллера и всего привода соответственно:

$$\eta_c = 1 - \frac{1,2 m_{ц} C f}{D};$$

$$\eta_{ш} = \frac{\cos^2 \varphi}{\cos(\alpha - \varphi)};$$

$$\eta_{п} = \eta_{ш} \eta_c \eta_b.$$

Если пренебречь потерями в цапфах и направляющих, то

$$\varphi = 0; \quad \eta_{ш} = \frac{1}{\cos \alpha};$$

$$p_{ц} = \frac{4M_b \cos^2 \alpha}{m_{ц} L_0 \pi D^2 \eta_c \eta_b}.$$

Ошибка при $\alpha = 35^\circ$ составляет 12 — 15% .

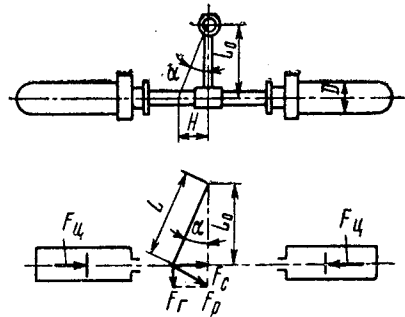


Рис. III. 20. Схема гидравлической машины с плоскостным шарниром.

Соотношение между ходом плунжера и углом перекладки руля определяется следующим выражением:

$$H = L_0 \operatorname{tg} \alpha; \quad L_0 = \frac{H_{\max}}{\operatorname{tg} \alpha_{\max}}, \quad (\text{III.45})$$

где H — ход плунжера; H_{\max} — максимальный ход плунжера.

С учетом (III.45) выражение для определения удельного рабочего давления в силовых цилиндрах примет следующий вид:

$$p_{\text{ц}} = \frac{4M_6 \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_{\max}}{m_{\text{ц}} H_{\max} \pi D^2 \eta_{\text{п}}}. \quad (\text{III.46})$$

Обозначим суммарный максимальный объем рабочей полости силовых цилиндров через $V_{\text{ц max}}$:

$$V_{\text{ц max}} = m_{\text{ц}} \frac{\pi D^2 H_{\max}}{4} = m_{\text{ц}} S H_{\max}, \quad (\text{III.47})$$

тогда уравнение (III.46) примет вид

$$p_{\text{ц}} = \frac{M_6 \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_{\max}}{V_{\text{ц max}} \eta_{\text{п}}}.$$

При заданном максимальном моменте на баллере и принятом максимальном давлении объем силовых цилиндров равен

$$V_{\text{ц max}} = \frac{M_{6\max} \sin \alpha_{\max}}{p_{\text{ц max}} \eta_{\text{п}}}.$$

Таким образом, увеличение удельного давления уменьшает рабочий объем цилиндров, а следовательно, и габариты гидравлической рулевой машины. Поэтому при больших моментах на баллере повышают удельное рабочее давление.

6. Передаточная функция рулевой гидравлической машины с насосом регулируемой производительности

Для получения передаточной функции обратимся к структурной схеме рулевой машины, которая приведена на рис. III.21. Здесь входной величиной является угол поворота валика управления исполнительного механизма $\theta_{\text{и. м}}$, а выходной величиной — угол поворота руля α . Тогда передаточная функция рулевой гидравлической машины может быть представлена в виде

$$W_{\text{г. м}}(p) = \frac{\alpha(p)}{\theta_{\text{и. м}}(p)}. \quad (\text{III.48})$$

Угол поворота $\theta_{\text{и. м}}$ преобразуется первым гидроусилительным каскадом ГУ, состоящим из рычажных передач РП₁, РП₂ системы золотник—поршень ЗП, в угол поворота люльки насоса $\theta_{\text{л. н}}$. Этот угол служит входной величиной насоса регулируемой производительности НРП, выходной величиной которого является фактическая производительность $Q_{\text{ф}}$. Производительность $Q_{\text{ф}}$ рассматривается в качестве входной величины гидравлического привода к бал-

леру ГПБ, выходной величиной которого является угол поворота руля α .

Таким образом в соответствии со структурной схемой гидравлическую машину можно рассматривать как состоящую из трех звеньев направленного действия, расположенных в прямой цепи управления: гидроусилителя ГУ, насоса регулируемой производи-

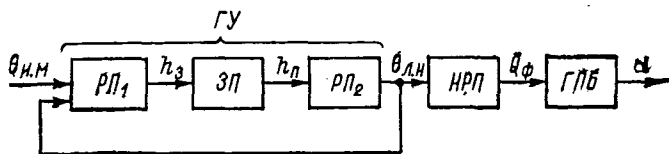


Рис. III.21. Структурная схема рулевой гидравлической машины.

тельности НРП и гидравлического привода к баллеру ГПБ. В этом случае передаточная функция гидравлической машины определяется выражением

$$W_{г.м}(p) = \frac{\alpha(p)}{\theta_{н.м}(p)} = W_{ГУ}(p) W_{НРП}(p) W_{ГПБ}(p), \quad (III.49)$$

где $W_{ГУ}(p)$, $W_{НРП}(p)$, $W_{ГПБ}(p)$ — передаточные функции отдельных звеньев.

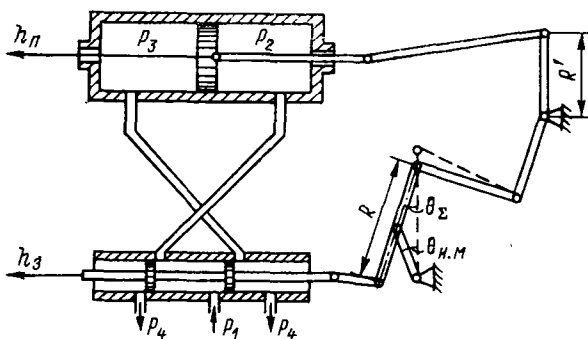


Рис. III.22. Схема гидроусилителя.

Рассмотрим схему гидроусилителя (рис. III.22). Рычажная передача РП₁ (см. рис. III.21) служит для преобразования угла поворота валика управления исполнительного механизма $\theta_{н.м}$ в линейное перемещение золотника гидроусилителя $h_з$. Рычажная передача РП₂ служит для преобразования перемещения поршня гидроусилителя $h_п$ в угловое перемещение люльки насоса $\theta_{л.н}$. Если обозначить передаточную функцию первой рычажной передачи $W_{РП_1}(p)$, второй рычажной передачи $W_{РП_2}(p)$, а системы золотник — пор-

шень $W_{ЗП}(p)$, то передаточная функция гидроусилителя с учетом жесткой обратной связи запишется в виде

$$W_{ГУ}(p) = \frac{W_{РП_1}(p) W_{ЗП}(p) W_{РП_2}(p)}{1 + W_{РП_1}(p) W_{ЗП}(p) W_{РП_2}(p)}. \quad (\text{III.50})$$

Передаточные функции рычажных передач. Входной величиной рычажной передачи $РП_1$ является угол поворота валика управления исполнительного механизма $\theta_{и.м}$, а выходной — перемещение золотника гидроусилителя h_3 :

$$W_{РП_1}(p) = \frac{h_3(p)}{\theta_{и.м}(p)}. \quad (\text{III.51})$$

Из рассмотрения рычажных треугольников следует $h_3 = R \sin \theta_{и.м}$, где R — длина рычага (см. рис. III.22). При малых перемещениях золотника ($h_3 \leq 10$ мм) и малых углах поворота рычага можно считать $\sin \theta_{и.м} \approx \theta_{и.м} \frac{\pi}{180}$, тогда $h_3(p) = \frac{\pi R}{180} \theta_{и.м}$, откуда передаточная функция рычажной передачи

$$W_{РП_1}(p) = \frac{h_3(p)}{\theta_{и.м}(p)} = \frac{\pi R}{180} = k_{РП_1}. \quad (\text{III.52})$$

Входной величиной рычажной передачи $РП_2$ является линейное перемещение поршня гидроусилителя $h_{п}$, а выходной — угловое перемещение люльки насоса $\theta_{л.н}$. Тогда

$$W_{РП_2}(p) = \frac{\theta_{л.н}(p)}{h_{п}(p)}. \quad (\text{III.53})$$

Так как $h_{п} = R' \sin \theta_{л.н}$, где R' — длина рычага второй рычажной передачи, то при малых перемещениях $R' \sin \theta_{л.н} = R' \frac{\theta_{л.н} \pi}{180}$.

Тогда

$$h_{п}(p) = \frac{\pi R'}{180} \theta_{л.н}(p),$$

откуда

$$W_{РП_2}(p) = \frac{\theta_{л.н}}{h_{п}(p)} = \frac{180}{R' \pi} = k_{РП_2}. \quad (\text{III.54})$$

Передаточная функция системы золотник — поршень. При выводе передаточной функции системы золотник — поршень примем следующие допущения: поток жидкости неразрывен, жидкость несжимаема и утечки ее отсутствуют, инерционность нагрузки привода не учитывается. Входной величиной для системы золотник — поршень является перемещение золотника h_3 , выходной — перемещение поршня $h_{п}$. Тогда передаточная функция системы золотник — поршень будет равна

$$W_{ЗП}(p) = \frac{h_{п}(p)}{h_3(p)}. \quad (\text{III.55})$$

Пусть P_1 и P_4 — давление на входе и выходе золотниковой коробки соответственно, P_2 и P_3 — давление масла в полостях поршня, F — усилие, развиваемое поршнем, $S_{\text{п}}$ — площадь поршня, Q — расход жидкости при смещении золотника на величину h_3 . Благодаря перепаду давлений $\Delta P = P_1 - P_4$ поршень перемещается со скоростью

$$v = \frac{Q}{S_{\text{п}}} = \frac{dh_{\text{п}}}{dt}.$$

По уравнению Бернулли перепад давления определяется равенством $\Delta P = \frac{\rho v^2}{2g} \xi$, где ρ — удельный вес жидкости, ξ — коэффициент расхода.

Перепады давлений для системы золотник—поршень будут определяться выражениями

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho Q^2}{2g (h_3 a)^2} \xi;$$

$$P_2 - P_3 = \frac{F}{S_{\text{п}}};$$

$$P_3 - P_4 = \frac{\rho Q^2}{2g (h_3 a)^2} \xi,$$

где a — ширина окна золотника.

Далее

$$P_1 - P_4 + P_3 - P_2 = \frac{\rho Q^2 \xi}{g (h_3 a)^2};$$

$$P_1 - P_4 = \frac{\rho Q^2 \xi}{g (h_3 a)^2} + \frac{F}{S_{\text{п}}},$$

откуда

$$Q = h_3 a \sqrt{\frac{\left(P_1 - P_4 - \frac{F}{S_{\text{п}}}\right) g}{\rho \xi}}.$$

Так как

$$\frac{dh_{\text{п}}}{dt} = \frac{Q}{S_{\text{п}}} = h_3 \frac{a}{S_{\text{п}}} \sqrt{\frac{\left(P_1 - P_4 - \frac{F}{S_{\text{п}}}\right) g}{\rho \xi}},$$

то, записав в операторной форме, получим

$$\rho h_{\text{п}}(p) = h_3(p) \frac{a}{S_{\text{п}}} \sqrt{\frac{\left(P_1 - P_4 - \frac{F}{S_{\text{п}}}\right) g}{\rho \xi}}. \quad (\text{III.56})$$

Передаточная функция системы золотник—поршень

$$W_{\text{зп}}(p) = \frac{h_{\text{п}}(p)}{h_3(p)} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{a}{S_{\text{п}}} \sqrt{\frac{\left(P_1 - P_4 - \frac{F}{S_{\text{п}}}\right) g}{\rho \xi}} = \frac{k_{\text{зп}}}{\rho}. \quad (\text{III.57})$$

Передачная функция гидроусилителя после подстановки (III.52), (III.54), (III.56) в (III.50) примет вид

$$W_{ГУ}(p) = \frac{k_{РП_1} \frac{k_{ЗП}}{p} k_{РП_2}}{1 + k_{РП_1} \frac{k_{ЗП}}{p} k_{РП_2}} \quad (III.58)$$

или

$$W_{ГУ}(p) = \frac{1}{T_{ГУ} p + 1}, \quad (III.59)$$

где

$$T_{ГУ} = \frac{1}{k_{РП_1} k_{ЗП} k_{РП_2}}.$$

Передачная функция насоса регулируемой производительности. Как указывалось выше, входной величиной насоса регулируемой производительности (НРП) является угол поворота люльки насоса $\theta_{л.н.}$, а выходной — фактическая производительность, поэтому его передачная функция определяется выражением

$$W_{НРП}(p) = \frac{Q_{\Phi}(p)}{\theta_{л.н.}(p)} = z \sigma n \eta_{об} D \frac{\pi}{180} = k_{НРП}, \quad (III.60)$$

где z — число цилиндров насоса; σ — площадь поршня насоса; D — расстояние между поршнями в блоке насоса.

Передачная функция гидравлического привода к баллеру руля. Входной величиной гидропривода к баллеру руля (ГПБ) является фактическая производительность Q_{Φ} , а выходной — угол поворота баллера α , следовательно,

$$W_{ГПБ}(p) = \frac{\alpha(p)}{Q_{\Phi}(p)}. \quad (III.61)$$

Количество жидкости, подаваемое НРП, в любой момент времени должно равняться объему цилиндров, освобождаемому плунжерами за это же время. Поэтому уравнения движения привода к баллеру будут иметь вид

$$\left. \begin{aligned} m_{ц} S dH &= Q_{\Phi} dt; \\ H &= L_0 \operatorname{tg} \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (III.62)$$

Линеаризуя тангенс (при $\alpha \leq 35^\circ$ переводной коэффициент составляет 0,018), получаем

$$0,018 L_0 \frac{d\alpha}{dt} = \frac{Q_{\Phi}}{S m_{ц}}. \quad (III.63)$$

Пользуясь записью в операторной форме, находим выражение для передачной функции гидравлической машины

$$W_{ГПБ}(p) = \frac{\alpha(p)}{Q_{\Phi}(p)} = \frac{1}{p} \cdot \frac{1}{0,018 L_0 S m_{ц}} = \frac{k_{ГПБ}}{p}, \quad (III.64)$$

где $k_{ГПБ} = \frac{1}{0,018 L_0 S m_{ц}}.$

Передающая функция рулевой гидравлической машины. Подставив (III.58), (III.60), (III.64) в (III.49), окончательно для передающей функции рулевой гидравлической машины получим

$$W_{г.м} = \frac{\alpha(p)}{\theta_{и.м}(p)} = \frac{1}{T_{ГУ} p + 1} k_{НРП} \frac{k_{ГПВ}}{p} = \frac{k_{г.м}}{p(T_{ГУ} p + 1)}, \quad (III.65)$$

где

$$k_{г.м} = k_{НРП} k_{ГПВ} = z \sigma n \eta_{об} D \frac{\pi}{180} \frac{1}{0,018 L_0 S m_{ц}}$$

7. Гидравлическая рулевая машина с насосом постоянной производительности

В тех случаях, когда мощность рулевых гидравлических машин не превышает 5 кВт, используются гидравлические рулевые машины с насосом постоянной производительности, обладающие вы-

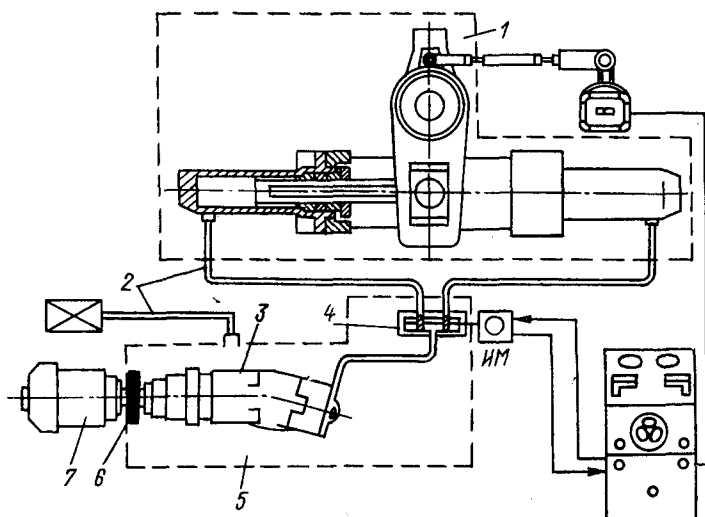


Рис. III.23. Принципиальная схема рулевой гидравлической машины с насосом постоянной производительности.

соким быстродействием и малыми габаритами. Эти машины (рис. III.23) состоят из следующих основных узлов: привода к баллеру 1, насосного агрегата 5, электропривода насоса 7, масляного трубопровода с арматурой 2. Привод 1 непосредственно связан с баллером руля и предназначен для создания на румпеле момента, необходимого для перекладки руля. Насосный агрегат крепится к раме рулевой машины и состоит из насоса или гидромотора постоянной производительности 3, соединительной муфты 6, распределительного золотника 4. Когда распределительный золотник переместится из среднего (нейтрального) положения в рабочее, соответствующее заданному направлению перекладки, нагнетательный трубопровод насоса окажется соединенным с одним из цилин-

дров привода 1, а сливной трубопровод — со вторым цилиндром. Гидропривод производит перекладку руля в требуемом направлении. В перерыве между перекладками руля насос перегоняет масло в цистерну через разгрузочную щель распределительного золотника.

Передаточная функция рулевой гидравлической машины с насосом постоянной производительности имеет вид

$$W_{p. м}(\rho) = \frac{\alpha(\rho)}{h_3(\rho)} = \frac{k_{p. м}}{\rho}, \quad (\text{III.66})$$

где $k_{p. м} = \frac{\alpha}{0,018SL_0} \sqrt{\frac{(P_1 - P_4 - \frac{F}{S})g}{\rho \xi}}$.

8. Гидравлические рулевые машины вращательного действия

При малом моменте на баллере руля применяются гидравлические машины вращательного действия (рис. III.24), состоящие из корпуса 1, лопастей 2 и ступицы 3. На неподвижно насаженной на

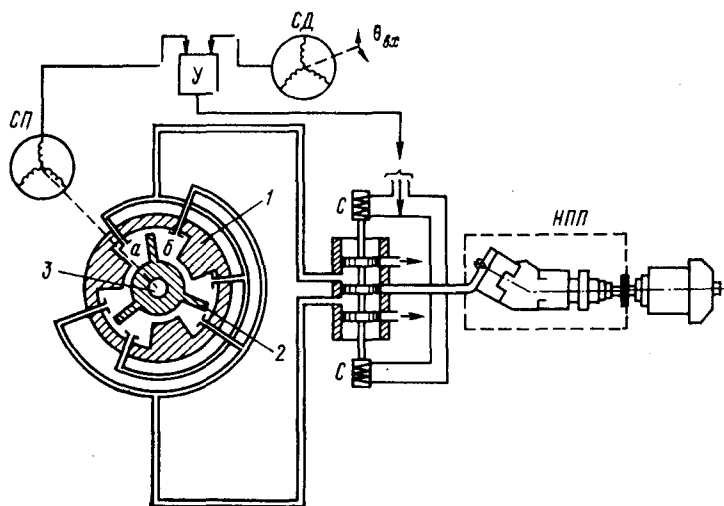


Рис. III.24. Гидравлическая машина вращательного действия.

баллер ступице укреплены три лопасти, которые могут передвигаться в разделенном на три камеры корпусе. Корпус опирается на раму, установленную на судовом фундаменте.

Баллер руля поворачивается в сторону левого или правого борта при подаче масла под давлением от насоса постоянной производительности НПП в полости а или б. Сельсины — датчик и приемник (СД и СП), усилитель У и соленоиды С золотника, входящие в следящую систему, позволяют обрабатывать заданные углы пово-

рота руля. Симметричное расположение лопастей исключает одно-сторонние нагрузки на подшипники. Реакции давления в гидравлических машинах поступательного действия, требующие особо прочных фундаментных опор, в машинах вращательного действия отсутствуют. Рабочее давление жидкости в этих машинах составляет 30% давления в гидравлических машинах поступательного действия. Гидравлические машины вращательного действия малогабаритны.

9. Усилители

По назначению усилители делятся на усилители мощности и усилители напряжения. К усилителям мощности можно отнести магнитные усилители, электромашинные и гидроусилители.

В качестве усилителей напряжения, которые, как правило, применяются в цепях управления, используются магнитные, электронные и полупроводниковые усилители.

Магнитные усилители. Физические процессы, возникающие при работе магнитных усилителей (МУ), и их различные схемы подробно исследованы в ряде работ. Поэтому рассмотрим только зависимости, характеризующие магнитный усилитель как элемент структурной схемы системы автоматического управления.

В переходных режимах магнитный усилитель можно рассматривать как инерционное звено первого порядка. Инерционность магнитных усилителей определяется главным образом отставанием по времени изменения тока в управляющей обмотке от изменения напряжения, подаваемого на вход усилителя.

Принимая напряжение холостого хода усилителя равным нулю, обозначая приращение напряжения на нагрузке через U_n , запишем уравнение переходного процесса для линейной части характеристики магнитного усилителя в виде

$$U_n (T_{МУ} p + 1) = \sum_{j=1}^n k_{Uj} U_{yj}, \quad (\text{III.67})$$

где $T_{МУ} = \sum_{j=1}^n T_j$ — постоянная времени магнитного усилителя; T_j — постоянная времени j -й обмотки управления или обмотки, связанной с ней индуктивно; k_{Uj} , U_{yj} — коэффициент усиления по напряжению и напряжение сигнала j -й обмотки управления.

Постоянная времени j -й обмотки управления может быть определена по формуле

$$T_j = \frac{k_{Uj} \omega_{yj}^2}{4\eta \omega_p^2 j}, \quad (\text{III.68})$$

где ω_{yj} — число витков обмотки управления; $\eta = \frac{R_n}{R}$; R , R_n — к. п. д. цепи нагрузки, сопротивление всей цепи и сопротивление нагрузки; ω_p — число витков рабочей обмотки; f — частота переменного тока рабочей обмотки.

Передаточная функция МУ для j -й обмотки управления имеет вид

$$W(p) = \frac{U_n(p)}{U_{yj}(p)} = \frac{k_{Uj}}{T_j p + 1}. \quad (\text{III.69})$$

В тех случаях, когда магнитный усилитель при работе выходит на нелинейную часть характеристики, где коэффициент усиления зависит от намагничивающей силы обмоток управления, правую часть уравнения (III.67) следует задавать графически как нелинейную функцию, представляющую собой статическую характеристику магнитного усилителя $U_{МУ_{ст}} = f(F_y)$ (F_y — магнитодвижущая сила управления).

Таким образом, переходные процессы в магнитном усилителе описываются следующей системой уравнений:

$$pT_{МУ} U_{МУ} = k_1 (U_{МУ_{ст}} - U_{МУ});$$

$$F_y = \sum_{j=1}^n k_j' I_{yj};$$

$$U_{МУ_{ст}} = f(F_y).$$

Электронные усилители. Электронные усилители характеризуются высоким входным сопротивлением, большим коэффициентом усиления и малыми габаритами и массой.

Ввиду большого быстродействия электронных и полупроводниковых усилителей по сравнению с остальными звеньями системы их можно считать безынерционными элементами, имеющими в линейной области характеристики вход—выход передаточную функцию

$$W_{yc}(p) = \frac{E_{вых}(p)}{U_{вх}(p)} = k_{yc}, \quad (\text{III.70})$$

где $E_{вых}$ — э. д. с., развиваемая усилителем в контуре выходной цепи; $U_{вх}$ — напряжение входного сигнала, поступающего на выходной каскад; k_{yc} — коэффициент усиления усилителя по напряжению.

Гидроусилители. В электрогидравлических передаточных механизмах рулевого электропривода для увеличения общего коэффициента усиления широко применяются гидравлические усилители, развивающие большую мощность при малых габаритах и сравнительно легких движущихся частях и обеспечивающие высокую надежность.

Рассмотрим два основных типа гидравлических усилителей: золотник—поршень и гидронасос—поршень. При выводе уравнений учтем сжимаемость и утечки жидкости, инерционность нагрузки и вязкое трение.

Система золотник—поршень. Когда поступающее под высоким давлением масло заставляет поршень двигаться, с противоположной стороны поршня, при низком давлении, масло выте-

кает. Поршень перемещается на величину y . Исходя из правила суперпозиции будем считать, что общее перемещение золотника

$$x = x_1 + x_2 + x_3, \quad (\text{III.71})$$

где x_1 и x_2 — перемещения золотника клапана для сообщения нагрузке скорости и ускорения соответственно; x_3 — перемещение золотника клапана для компенсации сжимаемости жидкости.

Так как скорость перемещения поршня пропорциональна скорости протекающего через золотник масла, которое в свою очередь пропорционально перемещению золотника x_1 , то

$$x_1 = \frac{1}{c_1} \frac{dy}{dt}.$$

Здесь $c_1 = \frac{Q_0}{S}$ — градиент скорости перемещения золотника вдоль оси; Q_0 — градиент расхода масла при нулевой разности перемещений; S — площадь поршня.

С учетом коэффициента вязкого трения α последнее уравнение можно представить в виде

$$x_1 = \left(\frac{1}{c_1} + \frac{\alpha}{c_2} \right) \frac{dy}{dt}, \quad (\text{III.72})$$

где $c_2 = PS$ — силовой градиент, выраженный через градиент дифференциального давления клапана P .

Согласно второму закону Ньютона сила, необходимая для сообщения инерционной массе M определенного ускорения, равна

$$F = M \frac{d^2y}{dt^2},$$

кроме того, $F = c_2 x_2$. Отсюда окончательно получим

$$x_2 = \frac{M}{c_2} \frac{d^2y}{dt^2}. \quad (\text{III.73})$$

Так как жидкость сжимаема, клапан должен обеспечить дополнительную подачу жидкости для компенсации потери давления. Ее количество зависит от общего объема введенной в работу жидкости V , давления и модуля упругости жидкости γ .

Можно сказать, что

$$x_3 = \frac{c_3}{c_1} \left(M \frac{d^3y}{dt^3} + \alpha \frac{d^2y}{dt^2} \right), \quad (\text{III.74})$$

где $c_3 = \frac{V}{2S^2\gamma}$.

Согласно формулам (III.71) — (III.74) получим

$$x = \frac{c_3}{c_1} M \frac{d^3y}{dt^3} + \left(\frac{c_3}{c_1} \alpha + \frac{M}{c_2} \right) \frac{d^2y}{dt^2} + \left(\frac{1}{c_1} + \frac{\alpha}{c_2} \right) \frac{dy}{dt}. \quad (\text{III.75})$$

Передаточная функция системы золотник—поршень. Преобразуем уравнение по Лапласу и определим передаточную функцию усилителя как отношение выходной величины $y(p)$ к входной $x(p)$:

$$W_{\Gamma Y}(p) = \frac{1}{p} \cdot \frac{c_1}{c_3 M p^2 + \left(c_3 \alpha + M \frac{c_1}{c_2} \right) p + 1 + \alpha \frac{c_1}{c_2}}. \quad (\text{III.76})$$

Квадратичная форма знаменателя передаточной функции указывает на возможность гидравлического резонанса, обусловливаемого сжимаемостью жидкости. Система обладает резонансной частотой ω_p при данных значениях утечки и коэффициента затухания δ (обусловленного сопротивлением вязкого трения):

$$\left. \begin{aligned} \omega_p &= \sqrt{\frac{1}{M c_3} \left(1 + \alpha \frac{c_1}{c_2} \right)}; \\ \delta &= \frac{c_1 M \omega_p}{2 c_2} \cdot \frac{1 + \alpha \frac{c_2 c_3}{c_1 M}}{1 + \alpha \frac{c_1}{c_2}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.77})$$

Если система золотник—поршень охвачена жесткой обратной связью, то передаточная функция усилителя принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} W_{\text{охв}}(p) &= \frac{W_{\Gamma Y}(p)}{1 + k_{\text{о.с}} W_{\Gamma Y}(p)} = \\ &= \frac{c_1}{c_3 M p^3 + c_3 \alpha p^2 + M \frac{c_1}{c_2} p^2 + p + c_1 k_{\text{о.с}} + p \alpha \frac{c_1}{c_2}}. \end{aligned} \quad (\text{III.78})$$

При малых скоростях перемещения влияние сжимаемости жидкости незначительно. Если к тому же силы инерции, трения и нагрузки пренебрежимо малы по сравнению с действующими силами, то уравнение (III.71) можно записать так:

$$x = x_1 = \frac{1}{c_1} \frac{dy}{dt}. \quad (\text{III.79})$$

Тогда передаточная функция усилителя, охваченного жесткой обратной связью, примет вид

$$W_{\text{охв}}(p) = \frac{k_{\Gamma Y}}{T_{\Gamma Y} p + 1}, \quad (\text{III.80})$$

где $k_{\Gamma Y} = \frac{1}{k_{\text{о.с}}}$; $T_{\Gamma Y} = \frac{1}{k_{\text{о.с}} c_1}$.

Значение коэффициента усилителя $k_{\Gamma Y}$ можно определить из выражения

$$k_{\Gamma Y} = \frac{y_{\text{max}}}{x_{\text{max}}}.$$

Таким образом, с учетом сформулированных выше предположений, гидроусилитель представляет собой аperiodическое звено первого порядка с постоянной времени $T_{\Gamma Y}$ и коэффициентом усиления $k_{\Gamma Y}$.

Система гидронасос—поршень. Система состоит из насоса регулируемой производительности (НРП) и поршня. Количество масла, подаваемого в поршень, пропорционально смещению наклонной части насоса от нейтрали. Направление потока определяется расположением наклонной части относительно нулевого положения. Скорость движения поршня пропорциональна количеству поступающего масла.

В передаточных механизмах рулевых устройств НРП являются регулирующим элементом и выполняют те же функции, что и золотниковые устройства. Однако последние требуют источника постоянного давления, в то время как НРП генерируют ту гидравлическую мощность, которая требуется для нагрузки.

Передаточная функция системы гидронасос—поршень. Как и в предыдущем случае, общее смещение регулируемой части насоса будем считать состоящим из трех слагаемых. Тогда путем аналогичных преобразований получим передаточную функцию системы

$$W_{\Gamma Y}(p) = \frac{1}{p} \cdot \frac{B_1}{B_3 M p^2 + \left(B_3 \alpha + M \frac{B_1}{B_2} \right) p + 1 + \alpha \frac{B_1}{B_2}}. \quad (\text{III.81})$$

Здесь $B_1 = \frac{Q_c}{S}$ — градиент скорости системы насос—поршень; Q_c — градиент потока насоса; S — площадь поршня; $B_3 = 2c_3$ [см. выражение (III.74)]; α — коэффициент вязкого трения в системе поршня и нагрузки; $B_2 = \frac{P_d Q_c}{L_{yt} P_d + Q_c}$ — градиент силы системы; P_d — градиент давления гидронасоса; L_{yt} — коэффициент утечки силового поршня.

В указанных и нижеследующих выражениях все градиенты отнесены к максимальному смещению регулируемой части насоса.

Пренебрегая сжимаемостью жидкости и силами инерции поршня и нагрузки, получаем

$$W_{\Gamma Y}(p) = \frac{B_1}{p}; \quad B_1 = \frac{Q_c}{S} = \frac{\eta_{об} Q_T}{l_{max}} \cdot \frac{1}{S}, \quad (\text{III.82})$$

где $\eta_{об}$ — объемный коэффициент, характеризующий утечку жидкости; Q_T — теоретическая производительность насоса; l_{max} — максимальное смещение регулируемой части. Тогда

$$W_{\Gamma Y}(p) = \frac{\eta_{об} Q_T}{l_{max} S} \cdot \frac{1}{p}. \quad (\text{III.83})$$

При наличии жесткой механической обратной связи передаточная функция гидроусилителя будет равна

$$W_{\Gamma Y}(p) = \frac{y(p)}{l(p)} = \frac{1}{T_{\Gamma Y} p + 1}, \quad (\text{III.84})$$

где $T_{\Gamma Y} = \frac{l_{max} S}{\eta_{об} Q_T k_{о.с}}$ — постоянная времени гидроусилителя.

10. Преобразующие элементы

Преобразующие элементы состоят из элементов сравнения и чувствительных элементов (тахогенераторов, стабилизирующих трансформаторов и др.). К наиболее распространенным преобразующим элементам можно отнести потенциометрические, трансформаторные, емкостные и индуктивные. Одним из основных требований, предъявляемых к ним, является безынерционность. Большинство преобразующих элементов характеризуется передаточной функцией вида

$$W_{п.э}(p) = \frac{U_{п.э}(p)}{\theta(p)} = k_{п.э}, \quad (\text{III.85})$$

где $U_{п.э}$ — сигнал, вырабатываемый преобразующим элементом; θ — физическая величина, поступающая на вход преобразующего элемента; $k_{п.э}$ — коэффициент усиления преобразующего элемента.

Поскольку в большинстве случаев на вход преобразующего элемента поступают физические величины, изменяющиеся в незначительных пределах, то в этих условиях его можно рассматривать как линейный элемент с коэффициентом усиления (крутизной), определяемым на начальном участке статической характеристики. Например, нелинейная статическая характеристика $U_{п.э} = k \sin \theta$ сельсинов и вращающихся трансформаторов может быть линеаризована для малых углов ($\theta \leq 14^\circ$) и представлена в виде

$$U_{п.э} = k \frac{\pi}{180} \theta, \quad (\text{III.86})$$

где k — крутизна характеристики трансформаторного преобразующего элемента.

Тахогенераторы постоянного и переменного тока. Тахогенераторы применяются для получения производной входного сигнала, а также в качестве датчиков измерительных схем, элементов электромеханических корректирующих узлов и элементов вычислительных устройств. Тахогенератор представляет собой электромеханический дифференцирующий элемент, преобразующий вращательное движение в электрический сигнал.

Тахогенераторы постоянного тока — это электрические машины малой мощности, работающие в генераторном режиме. Возможность применения тахогенераторов в качестве дифференцирующего элемента основана на использовании известной зависимости э. д. с. от частоты вращения ротора $E = k_{тг0} \omega$, где $k_{тг0}$ — коэффициент усиления тахогенератора при холостом ходе; ω — угловая скорость якоря тахогенератора.

При наличии нагрузки, ввиду падения напряжения в цепи якоря тахогенератора, коэффициент усиления будет изменять свое значение по сравнению с $k_{тг0}$ и может быть рассчитан по формуле

$$k_{тг} = k_{тг0} \frac{R_H}{R_H + R_{тг}},$$

где R_H — сопротивление нагрузки; $R_{тг}$ — сопротивление якоря тахогенератора.

Значение $k_{\text{ТГ}}$ обычно удобнее определять экспериментально по кривым $U_{\text{ТГ}} = f(\omega)$ при различных сопротивлениях нагрузки $R_{\text{н}}$; тогда $k_{\text{ТГ}} = \frac{\Delta U_{\text{ТГ}}}{\Delta \omega}$.

Так как $\omega = \frac{d\theta}{dt}$, то можно записать, что

$$E = k_{\text{ТГ}0} \frac{d\theta}{dt}.$$

В качестве тахогенераторов переменного тока применяют двухфазные асинхронные машины, которые служат для выработки переменного напряжения с амплитудой, пропорциональной производной от угла поворота ротора. Асинхронный генератор может выработать напряжение, пропорциональное частоте вращения ротора, только при изменении последней в пределах $\pm 0,5$ синхронной частоты. При использовании асинхронного тахогенератора в качестве корректирующего элемента необходимо учитывать фазу выходного сигнала. Входная дифференцируемая величина в виде угла поворота подается на ротор тахогенератора. Результат дифференцирования выдается в виде переменного напряжения, пропорционального по амплитуде производной от входной величины.

С учетом сказанного выше передаточная функция тахогенераторов постоянного и переменного тока запишется в виде

$$W_{\text{ТГ}}(p) = \frac{U_{\text{ТГ}}(p)}{\theta_{\text{ТГ}}(p)} = pk_{\text{ТГ}}, \quad (\text{III.87})$$

т. е. тахогенератор является дифференцирующим звеном.

Стабилизирующие трансформаторы. Эти трансформаторы служат для получения производных от изменяющихся сигналов в цепях постоянного тока. В отличие от обычных они имеют регулируемый воздушный зазор в магнитопроводе, посредством которого можно, плавно изменяя индуктивность обмоток трансформатора, производить настройку цепи стабилизации.

Наличие воздушного зазора в магнитопроводе дает возможность во многих случаях рассматривать стабилизирующий трансформатор как линейный элемент, входной величиной которого является напряжение, поступающее в цепь первичной обмотки U_1 , а выходной — напряжение на нагрузке U_2 . При этом следует иметь в виду, что инерционность нагрузки, которой во многих случаях являются обмотки электромашинного или магнитного усилителя, учитывается передаточной функцией последних.

В приближенных расчетах полагают, что коэффициент связи между обмотками δ равен единице; при этом передаточная функция стабилизирующего трансформатора может быть записана в виде

$$W_{\text{ст. т}}(p) = \frac{k_{\text{ст. т}} T_1 p}{(T_1 + T_2) p + 1},$$

где $k_{\text{ст. т}}$ — коэффициент трансформации стабилизирующего трансформатора под нагрузкой; T_1 и T_2 — постоянные времени первичной и вторичной цепей трансформатора.

В заключение следует отметить, что стабилизирующий трансформатор может включаться как трансформатор тока и как трансформатор напряжения.

11. Корректирующие элементы

Корректирующие элементы вводятся в состав системы автоматического управления для придания последней требуемых динамических свойств.

По принципу действия различают механические, электромеханические, электрические пассивные и активные, гидравлические и пневматические корректирующие элементы.

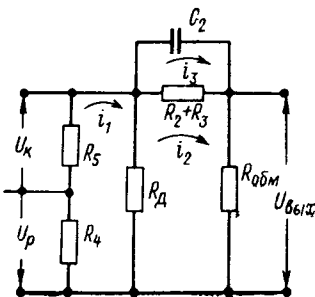


Рис. III.25. Схема преобразующе-суммирующего элемента.

Пассивные корректирующие элементы САУ курсом судна. Пассивные элементы представляют собой четырехполюсники, не содержащие источников энергии. Как входной, так и выходной величиной в таких элементах является напряжение.

Существуют три разновидности типовых пассивных элементов, вводимых в канал усиления сигналов: дифференцирующие, интегрирующие и интегрирующе-дифференцирующие.

Применяемые на практике схемы корректирующих элементов обычно отличаются от типовых несколько большей сложностью, так как содержат большее число параллельно и последовательно соединенных элементов R , C и L , чем типовые.

Получим передаточную функцию преобразующе-суммирующего элемента. Схема этого элемента приведена на рис. III.25. На вход подаются напряжения U_k и U_p (выходное напряжение схемы $U_{\text{вых}}$).

Чтобы определить передаточную функцию звена, используем принцип суперпозиции для линейной электрической цепи постоянного тока. При действии на входе схемы напряжения U_k ($U_p=0$) уравнения равновесия напряжений примут вид

$$U_k(p) = i_1(p)(R_4 + R_d) - i_2(p)R_d; \quad (\text{III.88})$$

$$0 = i_2(p)(R_{\text{обм}} + R_d + R_2 + R_3) - i_1(p)R_d - i_3(p)(R_2 + R_3); \quad (\text{III.89})$$

$$0 = i_3(p)(R_2 + R_3) + \frac{i_3(p)}{C_2 p} - i_2(p)(R_2 + R_3). \quad (\text{III.90})$$

Решая уравнения (III.89) — (III.90) относительно входной и выходной величин, получаем

$$U_k(p) = \left(a_k + \frac{b_k}{1 + T_p p} \right) U_{\text{вых.к}}(p),$$

где

$$a_k = 1 + \frac{R_4}{R_d} + \frac{R_4}{R_{обм}}$$
$$b_k = \frac{(R_4 + R_d)(R_2 + R_3)}{R_d R_{обм}};$$
$$T = C_2(R_2 + R_3).$$

При действии на входе системы напряжения $U_p (U_k=0)$ имеем

$$U_p(p) = \left(a_p + \frac{b_p}{1 + pT} \right) U_{вых. p}(p),$$

где

$$a_p = 1 + \frac{R_5}{R_d} + \frac{R_5}{R_{обм}};$$
$$b_p = \frac{(R_5 + R_d)(R_2 + R_3)}{R_d R_{обм}}.$$

Если $R_4 = R_5$, то $b_k = b_p = b$, $a_k = a_p = a$ и уравнение интегродифференцирующего звена примет вид

$$(1 + pT_2) U_{вых}(p) = k_{вх} (1 + pT_1) U_{вх}(p), \quad (III.91)$$

а передаточная функция этого звена равна

$$W_{вх}(p) = \frac{U_{вых}(p)}{U_{вх}(p)} = k_{вх} \frac{1 + pT_1}{1 + pT_2}, \quad (III.92)$$

где

$$U_{вх}(p) = U_k(p) - U_p(p);$$
$$U_{вых}(p) = U_{вых. k}(p) - U_{вых. p}(p);$$
$$k_{вх} = \frac{1}{a + b}; \quad T_1 = T; \quad T_2 = \frac{a}{a + b} T.$$

Аналогичным образом можно получить выражения для передаточных функций других пассивных электрических контуров.

Активные корректирующие элементы. Известно, что простейшие пассивные корректирующие цепи дают сравнительно низкую точность вычислений. Предъявление более жестких требований к качеству процесса регулирования и, в частности, к точности систем автоматического управления, привело к тому, что в последнее время большое распространение получили активные корректирующие схемы, построенные на базе операционных усилителей.

Основным элементом операционных усилителей является усилитель постоянного тока (УПТ) с глубокой отрицательной обратной связью, который должен отвечать следующим требованиям: усилитель должен быть безынерционным и иметь достаточно большой коэффициент усиления в разомкнутом состоянии (от тысяч до сотен тысяч); входное сопротивление должно быть по возможности большим, а выходное — малым; дрейф нуля должен быть весьма малым.

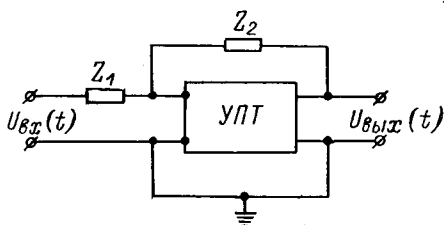
Структурная схема корректирующего звена, включающая операционный УПТ, представлена на рис. III.26.

Передающая функция звена имеет вид

$$W(p) = \frac{U_{\text{вых}}(p)}{U_{\text{вх}}(p)} = -\frac{Z_2(p)}{Z_1(p)} \frac{1}{1 + \frac{1}{k} + \frac{Z_2(p)}{kZ_1(p)}}. \quad (\text{III.93})$$

Если коэффициент усиления $k \rightarrow \infty$, то $W(p) = -\frac{Z_2(p)}{Z_1(p)}$.

Изменяя характер и величину $Z_1(p)$ и $Z_2(p)$, можно получить самые различные значения коэффициента передачи. Кроме того, при помощи такой схемы можно производить операции суммирования, интегрирования и дифференцирования величин.



Если, например, $Z_1(p) = \frac{1}{pC}$ и $Z_2(p) = R$, то, подставив их в выражение (III.93), найдем передаточную функцию дифференцирующего звена

$$W(p) = -pCR \frac{1}{1 + \frac{1}{k} + \frac{CR}{k}},$$

Рис. III.26. Структурная схема корректирующего звена с операционным УПТ.

или после простых преобразований

$$W(p) = -\frac{k\rho T}{1+k+\rho T} = -\frac{k\rho T}{(1+k)\left(1+p\frac{T}{1+k}\right)}.$$

Учитывая, что $k \gg 1$ и $1+k \approx k$, получим

$$W(p) = -\frac{\rho T}{1+p\left(\frac{T}{1+k}\right)}. \quad (\text{III.94})$$

Из выражения (III.94) следует, что в этом случае схема включает в себя инерционное звено. Однако по сравнению с пассивным корректирующим элементом при тех же самых значениях R и C эквивалентная постоянная времени данного звена благодаря коэффициенту усиления k оказывается в $1+k$ раз меньше. Это обеспечивает увеличение точности реализации операции.

Если в схеме, приведенной на рис. III.26, Z_1 и Z_2 представляют собой параллельное соединение R и C , то передаточная функция этого звена имеет вид

$$W(p) = -\frac{R_2}{R_1} \cdot \frac{1+pT_1}{1+pT_2}, \quad (\text{III.95})$$

где $T_1 = R_1C_1$ и $T_2 = R_2C_2$.

Варьируя параметры R и C , можно придавать схеме требуемые корректирующие свойства. В частности, схема может выполнять и функцию интегрирующего устройства.

Активные корректирующие устройства САУ курсом судна.
В качестве примера электрических активных корректирующих элементов, применяемых в унифицированной САУ курсом типа «Аист», рассмотрим дифференцирующие и интегрирующие устройства. Эти устройства выполнены на основе транзисторного УПТ, принципиальная электрическая схема которого приведена на рис. III. 27. Усилитель выполнен по схеме двойного преобразования сигнала и состоит из следующих основных узлов: модулятора, усилителя переменного тока и демодулятора. Модулятор выполнен на транзисторе типа $n-p-n$ в инверсном включении ($T1$). Для повышения

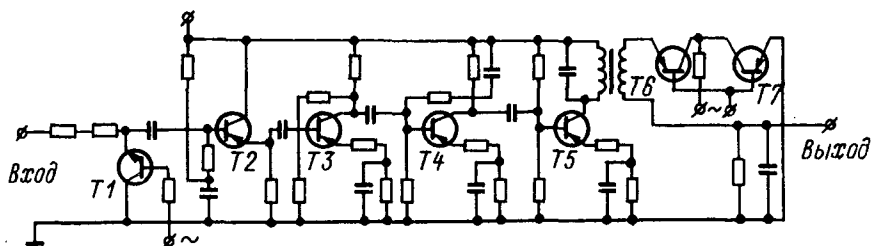


Рис. III.27. Принципиальная электрическая схема транзисторного УПТ.

входного сопротивления первый каскад усилителя переменного тока выполнен по схеме эмиттерного повторителя ($T2$). Остальные три каскада усилителя выполнены по схеме с заземленным эмиттером ($T3$, $T4$, $T5$). Демодулятор выполнен по схеме компенсированного ключа с последовательным включением транзисторов. На основе этого транзисторного усилителя могут быть построены дифференцирующее и интегрирующее устройства.

Для преобразования выходного напряжения постоянного тока в напряжение переменного тока используется преобразователь-усилитель, состоящий из транзисторного модулятора и однокаскадного усилителя с трансформаторным выходом.

Передачная функция дифференцирующего устройства, выполненная на основе транзисторного УПТ, может быть записана в следующем виде:

$$W_{\text{диф}}(p) = k_1 \frac{Tp}{Tp + 1}, \quad (\text{III.96})$$

где $k_1 = k_{\text{УПТ}}k_y$ — коэффициент передачи; $k_{\text{УПТ}}$ — коэффициент усиления УПТ; k_y — коэффициент усиления преобразователя-усилителя; $T = R_{\text{вх}}C$ — постоянная времени; C — емкость на входе усилителя; $R_{\text{вх}}$ — входное сопротивление.

Передачная функция интегрирующего устройства имеет вид

$$W_{\text{инт}}(p) = \frac{k}{Tp + 1}. \quad (\text{III.97})$$

Так как постоянная времени $T = R_1 C$ велика, то в выражении (III.97) единицей можно пренебречь, и тогда передаточная функция $W_{\text{инт}}(p)$ будет описываться следующим выражением:

$$W_{\text{инт}}(p) \approx \frac{k_{\text{инт}}}{p}, \quad (\text{III.98})$$

где $k_{\text{инт}} = \frac{k}{T}$.

Корректирующие электромеханические устройства САУ курсом судна. В качестве примера рассмотрим интегрирующее устройство, используемое в САУ курсом судна (рис. III.28). Интегрирующее

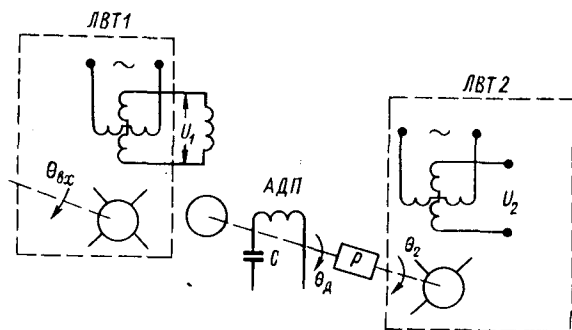


Рис. III.28. Интегрирующее устройство.

устройство состоит из трансформаторного датчика ЛВТ1 (или сельсина), интегрирующего асинхронного двигателя АДП, линейного вращающегося трансформатора ЛВТ2 и редуктора Р, связывающего АДП с ЛВТ2.

Структурная схема этого устройства представляет собой последовательное соединение четырех звеньев направленного действия: ЛВТ1, АДП, Р и ЛВТ2.

Передаточная функция электромеханического корректирующего устройства может быть записана в следующем виде:

$$W_{\text{инт}}(p) = W_1(p) W_2(p) W_3(p) W_4(p) = \frac{k_{\text{инт}}}{p(1 + pT_{а.д})}. \quad (\text{III.99})$$

Здесь $W_1(p) = \frac{U_1(p)}{\theta_{\text{вх}}(p)} = k_1$ — передаточный коэффициент ЛВТ1 (k_1 — крутизна характеристики ЛВТ1); $W_2(p) = \frac{\theta_д(p)}{U_1(p)} = \frac{k_{а.д}}{p(T_{а.д}p + 1)}$ — передаточная функция АДП; $W_3(p) = \frac{\theta_2(p)}{\theta_д(p)} = k_{м.п} = \frac{1}{i}$ — коэффициент механической передачи (редуктора); i — передаточное число редуктора; $W_4(p) = \frac{U_2(p)}{\theta_2(p)} = k_2$ — передаточный коэффициент ЛВТ2 (k_2 — крутизна характеристики ЛВТ2); $k_{\text{инт}} = k_1 k_{д.п} k_2$ — коэффициент усиления интегрирующего звена.

Если постоянная времени асинхронного двигателя $T_{a.д}$ пренебрежимо мала по сравнению с постоянными времени других элементов САУ, то передаточная функция рассматриваемого устройства может быть записана в виде

$$W_{\text{инт}}(p) = \frac{k_{\text{инт}}}{p}. \quad (\text{III.100})$$

Полученное выражение представляет собой передаточную функцию интегрирующего звена направленного действия с коэффициентом усиления $k_{\text{инт}}$.

§ 22. Системы дистанционного и следящего управления электроприводом рулевого устройства

1. Предварительные замечания

В соответствии с рассмотренной в § 19 структурой управляющего комплекса судовождения (см. рис. III.1), первый уровень автоматизации управления обеспечивается системами дистанционного и следящего управления электроприводом рулевого устройства. Такие системы могут функционировать как в составе комплекса судовождения, так и независимо от вышестоящих уровней управления.

Системы дистанционного управления являются системами без обратной связи, причем угол поворота руля α и угол курса ψ являются информационными сигналами. Системы следящего управления рулем имеют обратную связь по положению руля, поэтому α является управляемой величиной с сигналом обратной связи, а ψ — информационным сигналом.

Системы дистанционного управления. Структура системы дистанционного управления электроприводом может быть получена, если из функциональной схемы системы автоматического управления курсом судна (см. рис. III.3) исключить преобразующие элементы ПЭ₁, ПЭ₂ и ПЭ₃. Для управления судном при этом необходимо повернуть задающее устройство (штурвал поста управления или рукоятку командоконтроллера) на тот или иной угол относительно нейтрали и держать его в отклоненном положении до тех пор, пока руль по показаниям рулевого указателя не повернется на заданный угол, после чего задающее устройство необходимо вернуть в нулевое положение.

Для возвращения пера руля в диаметрально плоскость необходимо повернуть задающее устройство в направлении, противоположном прежнему, и, наблюдая по рулевому указателю за движением руля, вернуть задающее устройство в нулевое положение несколько раньше (учитывая инерцию привода), чем перо руля придет в диаметрально плоскость.

Основным недостатком разомкнутых систем дистанционного управления является то, что они не учитывают влияния внешних

воздействий, которые нарушают соотношения между управляющим воздействием и управляемым параметром.

На судах применяются системы дистанционного управления по схеме Г—Д и релейно-контакторного типа. Схема Г—Д обычно применяется в рулевых приводах с механической передачей. С точки зрения массы и габаритов схема Г—Д может вполне конкурировать с релейно-контакторными схемами при мощности приводного двигателя 40—60 кВт и выше. В отношении надежности и простоты управления она практически не имеет себе равных.

В ходе применения на судах системы Г—Д претерпели ряд изменений. Применение в этих системах генераторов независимого возбуждения не обеспечивало моментов при внезапном возрастании нагрузки или заклинивании руля. Поэтому широкое развитие получили схемы с отдельным генератором, имеющим кроме независимой обмотки возбуждения встречно включенную обмотку последовательного возбуждения. Указанная схема была запатентована в России в 1908 г. и широко применяется как на судах, так и в промышленности. Основными достоинствами этой схемы являются: ограничение тока и момента при перегрузках, плавное регулирование частоты вращения двигателя в широких пределах, автоматическое ее снижение при перегрузке и восстановление после прекращения перегрузки, простота управления, малые потери энергии при пуске. К недостаткам схемы следует отнести повышенную массу и увеличенные габариты из-за специального преобразователя. При малой мощности двигателя рулевого устройства в качестве генератора могут применяться электромашинные усилители с поперечным полем.

Системы управления релейно-контакторного типа применяются в том случае, если мощность двигателя рулевого устройства не превышает 10 кВт. В этом случае выполнение требований, предъявляемых к рулевому приводу, достигается применением сравнительно малого количества элементов управления, что обеспечивает достаточную надежность работы системы и меньшую массу по сравнению с системой Г—Д.

Система следящего управления. Система следящего управления отличается от систем дистанционного управления согласованием углового положения задающего устройства (штурвал поста управления) и руля. Если в функциональной схеме (см. рис. III.3) исключить преобразующие элементы $ПЭ_2$ и $ПЭ_3$, то получим функциональную схему системы следящего управления. При следящем управлении оператору нет необходимости непрерывно вращать задающее устройство и одновременно наблюдать за указателем положения руля. Достаточно повернуть на определенный угол задающее устройство, и руль, автоматически придя в заданное положение, остановится. Следящие системы управления применяются для рулевых приводов как с электромеханическими, так и с электрогидравлическими передачами. Разработаны и внедряются схемы бесконтактного следящего управления электроприводами рулевых устройств. Эти схемы должны в полной мере удовлетворять всем

требованиям, предъявляемым к системам дистанционного управления.

Первые следящие системы появились в России в 1877 г., когда А. П. Давыдов построил и применил первую синхронную следящую систему для дистанционного управления артиллерийским огнем. Уже в 90-х годах следящая система была применена в рулевых электроприводах. Советские инженеры В. В. Гнилорыбов и Б. Г. Мерзлютин предложили новую схему следящего управления.

2. Основные требования к электроприводу рулевого устройства

При построении автоматизированного электропривода (АЭП) руля и систем дистанционного и следящего управления необходимо руководствоваться требованиями, предъявляемыми к электроприводу и системе управления в соответствии с рассмотренными выше особенностями объектов управления (ОУ): судна и руля (§ 20). Ниже перечислим основные требования.

Системы дистанционного и следящего управления электроприводом руля должны обладать высокой надежностью. АЭП руля должен обеспечить:

- а) преодоление моментов, возникающих при перекладке руля и пуске двигателя;
- б) получение заданного времени перекладки пера руля с борта на борт и необходимого числа перекладок в час;
- в) ограничение момента вплоть до остановки двигателя под напряжением при заклинивании руля или при чрезмерной перегрузке и автоматический переход двигателя на естественную характеристику после прекращения перегрузок, а также удержание пера руля при отрицательных моментах со стороны пера руля, остановку привода без применения механических тормозов, когда двигатель отключен, и автоматическое ограничение предельных углов перекладки.

Мощность рулевого электропривода должна быть достаточной для перекладки руля от 35° с одного борта до 30° на другой за время не более 28 с при максимальной скорости переднего хода. Двигатели рулевых приводов должны допускать их перегрузку по моменту, составляющую не менее 1,5 расчетного значения, в течение одной минуты.

Направление вращения штурвала или направление движения рукоятки управляющего аппарата (задающие устройства) должно соответствовать направлению перекладки руля; в системе кнопочного управления кнопки должны быть расположены таким образом, чтобы нажатие кнопки, находящейся с правой стороны, вызывало движение пера руля вправо, а находящейся с левой стороны — движение его влево.

В процессе работы должен обеспечиваться автоматический возврат задающего устройства в нулевое положение при потере управления.

Должны быть установлены сигнализирующие устройства у поста управления главными механизмами, а также у поста управления рулем, в рулевой рубке или в самом пульте управления для сигнализации о наличии напряжения, перегрузке и отключении цепи питания электропривода руля. При этом сигнал о перегрузке и отключении должен быть и визуальным, и акустическим.

Должен быть предусмотрен основной пост управления на мостике и вспомогательный пост управления основным рулевым приводом, расположенный в кормовой части судна; системы дистанционного управления рулем с главного и вспомогательного постов должны быть устроены так, чтобы выход из строя любой из этих систем не исключал возможности управления судном с другого поста; должна быть предусмотрена возможность быстрого перехода на ручное управление.

3. Система дистанционного управления типа генератор—двигатель

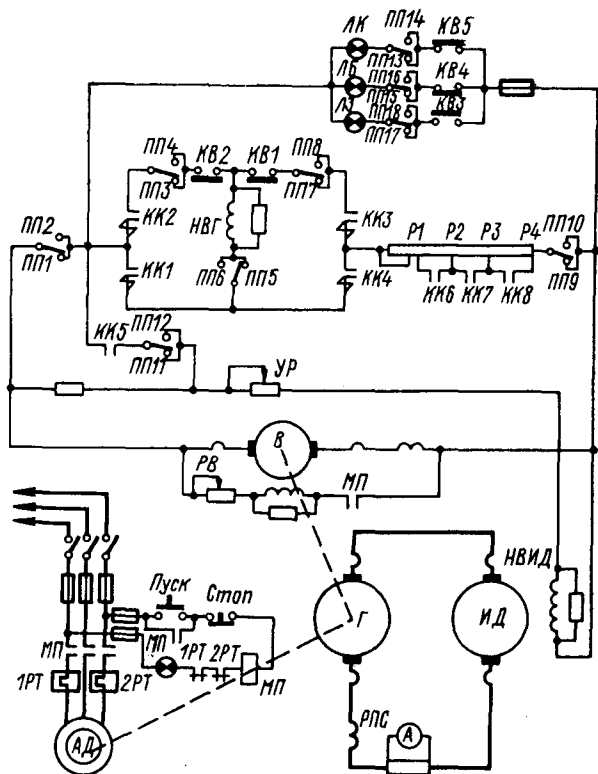
Примером систем дистанционного управления электроприводом руля могут служить схемы управления по системе Г—Д.

Состав электропривода. Принципиальная схема дистанционного управления электроприводом рулевого устройства по системе Г—Д при питании от сети переменного тока изображена на рис. III. 29. Эта схема состоит из: приводного короткозамкнутого асинхронного двигателя *АД*; магнитного пускателя *МП*; реверсивного исполнительного двигателя *ИД* с обмоткой независимого возбуждения *НВИД*; генератора *Г* с последовательной *РПС* и независимой *НВГ* обмотками возбуждения; постов управления со встроенными в каждый из них командоконтроллером *КК* с ручным приводом, регулировочным реостатом для цепи обмотки независимого возбуждения генератора *Р1—Р4* и тремя сигнальными лампами *ЛК*, *ЛБ*, *ЛЗ* (красной, белой, зеленой), указывающими положение пера руля; переключателя постов управления *ПП* на девять цепей; возбуждителя *В* для питания цепей возбуждения генератора *Г*; регулятора возбуждения *РВ*; установочного реостата *УР* для подрегулировки тока возбуждения.

Описание работы. Управление двигателем *ИД* осуществляется изменением тока в обмотке *НВГ* как по величине, так и по направлению с помощью командоконтроллера *КК*. Установкой рукоятки командоконтроллера в одно из рабочих положений достигается необходимая скорость и направление перекадки руля. Схемой предусматривается ограничение угла перекадки с помощью конечных выключателей *КВ1* и *КВ2*, минимальная защита в цепи *АД* и защита от токов короткого замыкания.

Ограничение момента двигателя *ИД*, вплоть до его остановки под напряжением при заклинивании руля или чрезмерной перегрузке, а также автоматический переход двигателя на естественную характеристику после перегрузки достигаются за счет размагничивающей обмотки генератора *РПС*, которая обеспечивает требуемые

характеристики системы, приведенные на рис. 1.6. При потере питания двигатель переходит в генераторный режим, а затем в режим динамического торможения, чем достигается остановка привода без применения механических тормозов.



Контакты	Положение Лево				Право				
	4	3	2	1	0	1	2	3	4
КК1									
КК2									
КК3									
КК4									
КК5									
КК6									
КК7									
КК8									

Контакты	Положение Лево				Право				
	4	3	2	1	0	1	2	3	4
КВ1									
КВ2									
КВ3									
КВ4									
КВ5									

Рис. III.29. Принципиальная схема дистанционного управления по системе Г—Д при питании от сети переменного тока.

Рукоятка командоконтроллера снабжена пружиной самовозврата в нулевое положение, что необходимо для автоматического возврата задающего устройства в нулевое положение.

Для обеспечения высокой надежности и безотказности система управления и привод резервируются, причем переход на резервный привод осуществляется простым переключением постов управления. Таким образом, рассмотренная выше система удовлетворяет основным требованиям, предъявляемым к системам дистанционного управления.

3. Система дистанционного управления релейно-контакторного типа

В качестве примера систем дистанционного управления релейно-контакторного типа рассмотрим схему на переменном токе.

Релейно-контакторные схемы переменного тока. При питании от сети переменного тока в системах дистанционного управления могут применяться АД

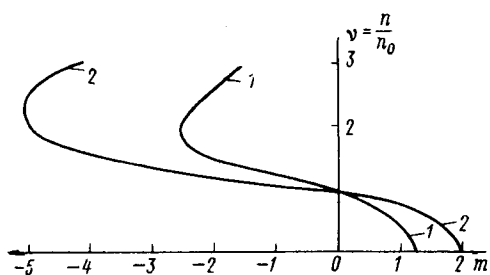


Рис. III.30. Характеристики двухскоростного двигателя при последовательном встречном включении обмоток.

повышенного скольжения — многоскоростные и односкоростные (при мощности электропривода от 8 до 10 кВт), а также АД с фазным ротором (при мощности электропривода свыше 10 кВт). Схема управления двигателем в значительной степени определяется способом торможения. Применение механических тормозов из-за большого числа включений

не обеспечивает надежной работы системы, поэтому лучше использовать генераторное или динамическое торможение постоянным током. Для двухскоростных АД целесообразно генераторное торможение при переходе с большой скорости на малую с последующим динамическим торможением на малой скорости. Однако следует помнить о значительных ударных моментах, возникающих при динамическом торможении, что является одной из причин ограничения мощности рулевого привода с двигателями переменного тока.

Для многоскоростных АД при самостоятельном включении каждой обмотки характерен значительный износ механической части привода вследствие чрезмерных моментов, возникающих при генераторном торможении. Кроме того, высокие значения пусковых токов также отрицательно сказываются на работе генераторной установки. Для устранения всех этих недостатков целесообразно обмотки многоскоростного двигателя на время пуска и генераторного торможения соединять последовательно. При этом ограничиваются как пусковые, так и тормозные моменты и токи.

На рис. III.30 приведены механические характеристики двухскоростного двигателя, работающего при последовательном встреч-

ном соединении обмоток (кривая 1) и на одной обмотке малой скорости (кривая 2), на рис. III.31 — пример включения двухскоростного двигателя с последовательным соединением обмоток и непосредственным питанием от шин генератора.

Из сравнения кривых 1 и 2 (см. рис. III.30) видно, что при последовательном соединении обмоток М и Б (малой и большой

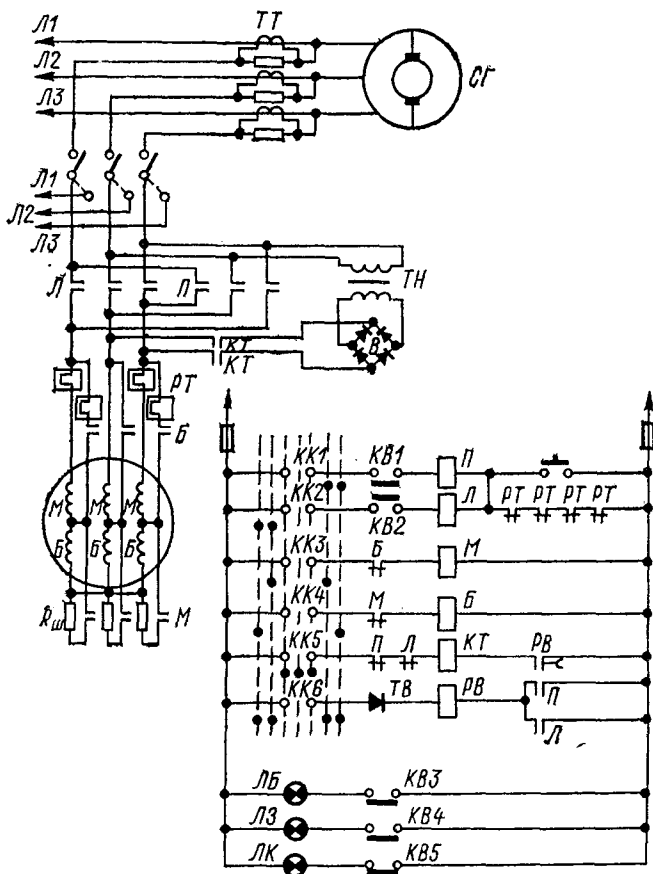


Рис. III.31. Релейно-контакторная схема управления двухскоростным двигателем с последовательным соединением обмоток и непосредственным питанием от шин генератора.

КТ — контактор торможения; РВ — реле времени; КВ — конечные выключатели; Л и П — контакторы вращения двигателя влево и вправо; КК — командоконтроллер.

скорости) имеет место значительное уменьшение тормозного момента. Включением шунтирующего резистора $R_{ш}$ в обмотку большой скорости можно в широких пределах изменять тормозной момент.

При последовательном соединении обмоток происходит замыкание неработающей обмотки. Это допустимо только в том случае, если на зажимах обмоток э. д. с. отсутствует или настолько мала, что при замыкании обмотки накоротко в ней не могут возникнуть опасные токи.

Проведенные исследования показывают, что появление э. д. с. на зажимах обмотки, находящейся во вращающемся поле другой обмотки, зависит от соотношения чисел полюсов обеих обмоток и типа обмотки, которая находится во вращающемся поле.

На симметричную однослойную или двухслойную обмотку с целым числом пазов, приходящихся на полюс и фазу, могут воздействовать только вращающиеся поля, отношение чисел полюсов которых к числу полюсов обмотки равно целому нечетному числу. Если обмотка B находится во вращающемся поле, созданном обмоткой M , и отношение чисел полюсов обмоток M и B равно нечетному числу, то на обмотку B будут воздействовать как основное поле, так и все нечетные высшие гармонические поля, создаваемого обмоткой M . При включении обмотки B в сеть на обмотку M будут воздействовать только высшие гармонические поля, создаваемые обмоткой B , число полюсов которой относится к числу полюсов обмотки M так, как указано выше.

Следует иметь в виду, что э. д. с. может наводиться как от высших гармонических, обусловленных высшими гармоническими намагничивающих сил, так и от высших гармонических, обусловленных уплощением кривой поля вследствие насыщения участков магнитной цепи. Значение э. д. с. будет определяться числом витков фазы, обмоточным коэффициентом относительно интересующего нас поля и напряженностью этого поля.

При воздействии на обмотку поля, число полюсов которого в 3, 9, 15 и т. д. раз больше числа полюсов обмотки, в последней будут наводиться электродвижущие силы, совпадающие по значению и фазе с напряжением, приложенным к двигателю. При коротком замыкании между внешними зажимами фаз, соединенных в звезду, ток в обмотках протекать не будет, однако если замыкать начало и конец каждой фазы, то по фазам будет протекать ток. Поэтому при последовательном соединении обмотку B помещают дальше от подводящих кабелей, чтобы можно было обеспечить замыкание между зажимами, не замыкая каждую фазу в отдельности.

Схема, приведенная на рис. III.31, имеет особенность, заключающуюся в том, что питание двигателя рулевого устройства производится непосредственно от шин синхронного генератора $СГ$ с одновременным включением трансформаторов тока $ТТ$. В нормальном режиме питание двигателя осуществляется через шунтирующее сопротивление $R_{ш}$, а трансформатор тока незначительно подпитывает двигатель на величину, которую в этом режиме можно не учитывать. При коротком замыкании двигатель получает питание от трансформатора тока. Таким образом, даже при кратковременных коротких замыканиях в судовой сети обеспечивается непрерывная работа электропривода руля.

5. Системы следящего управления электромеханическими приводами бесконтактного типа

При удержании судна на курсе режим работы АЭП рулевого устройства характеризуется большим числом включений, достигающим до 600 включений в час, и непрерывностью работы в течение длительного периода времени. Поэтому для повышения надежности работы целесообразно применять бесконтактные схемы управления АЭП.

Бесконтактные системы с магнитными усилителями. На рис. III.32 изображена принципиальная схема системы бесконтактного

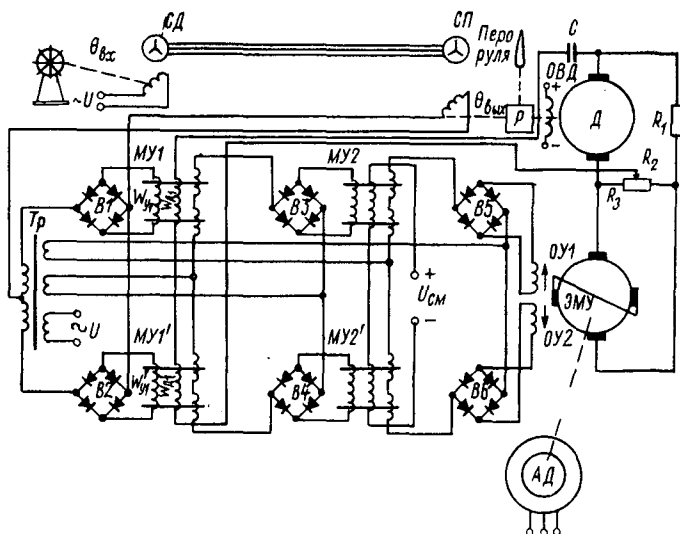


Рис. III.32. Схема системы бесконтактного управления приводом с ЭМУ и промежуточным МУ.

управления АЭП рулевого устройства с электромашинным усилителем ЭМУ и двухкаскадным магнитным усилителем МУ, собранным по дифференциальной схеме. Первый каскад МУ состоит из промежуточных магнитных усилителей МУ1 и МУ1' и фазочувствительных выпрямителей В1 и В2, выдающих сигнал на обмотки управления ω_{y1} и ω_{y1}' , второй каскад — из выпрямителей мощности В3 и В4 и усилителей мощности МУ2 и МУ2'.

Если в системе отсутствует рассогласование, то напряжение, снимаемое с сельсина-приемника СП, равно нулю, и в управляющих обмотках первого каскада магнитного усилителя протекают равные и противоположно направленные токи, определяемые только напряжением вторичной обмотки трансформатора Тр. По управляющим обмоткам второго каскада магнитного усилителя МУ2 и обмоткам ОУ1 и ОУ2 электромашинного усилителя также протекают равные и противоположно направленные токи, поэтому

напряжение на якоре ЭМУ равно нулю, и двигатель D рулевого устройства не вращается.

При повороте штурвала поста управления напряжение рассогласования, снимаемое с сельсина-приемника $СП$, не равно нулю; в зависимости от его значения и фазы ток в одной управляющей обмотке возрастает, а в другой убывает. Двигатель приходит во вращение и переключает руль на заданный угол.

Для устранения колебаний в системе применена дополнительная обратная связь. Напряжение обратной связи снимается с моста,

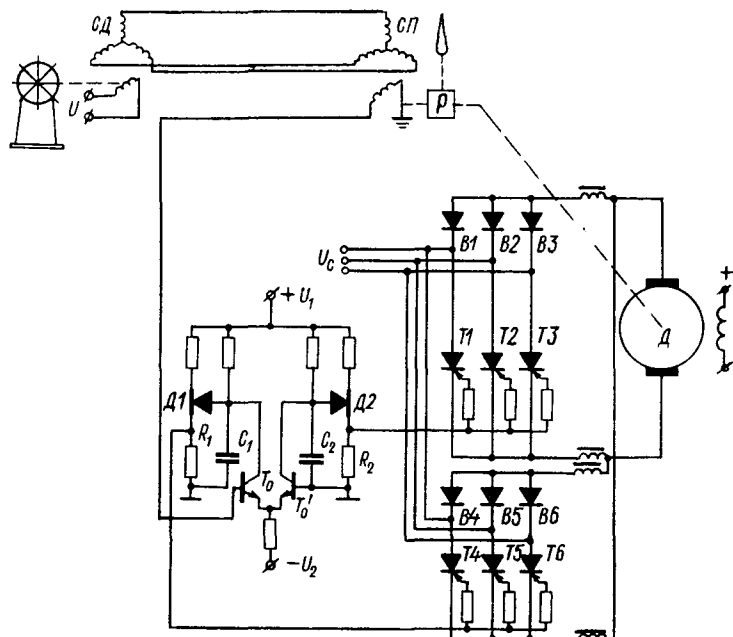


Рис. III.33. Схема следящего управления рулевым устройством с тиристорным приводом постоянного тока.

образованного сопротивлением $r_{я.д}$ якоря двигателя D и сопротивлениями R_1 , R_2 , и R_3 . Если $R_2 r_{я.д} = R_3 R_1$, то напряжение обратной связи пропорционально угловой скорости двигателя D . В цепь обратной связи входят также обмотки дополнительного подмагничивания $\omega_{д1}$, $\omega_{д1}'$ дросселей первого каскада усилителя и конденсатор C . Сельсин-датчик $СД$ поворачивается с передаточным отношением $1 : 1,8$. Это значит, что углу переключки руля $\pm 35^\circ$ соответствует поворот сельсина на $\pm 63^\circ$. Поэтому перерегулирование на нежелательные углы переключки руля является невозможным.

Бесконтактные системы с тиристорным преобразователем постоянного тока. В последнее время применяются тиристорные преобразователи для питания АЭП рулевого устройства. На рис. III. 33 приведена схема следящего управления рулевым устройством с тиристорным приводом постоянного тока. Управляющее напря-

жение, снимаемое с обмотки ротора сельсина-приемника $СП$, подается на вход управляющей схемы, состоящей из двух полупроводниковых триодов T_0, T_0' типа $n-p-n$, двух конденсаторов C_1, C_2 и двух двухбазовых диодов $D1$ и $D2$. Схема управления рассчитана таким образом, что при любом значении и определенной фазе входного напряжения проводит только один из диодов ($D1$ или $D2$) причем тот диод, который отпирается, определяет значение напряжения, подаваемого на управляющие электроды тиристоров.

Напряжение, образующееся на резисторе R_1 или R_2 , подается одновременно на управляющие электроды всех тиристоров $T4, T5, T6$ или $T1, T2, T3$ соответственно. В любой момент времени прово-

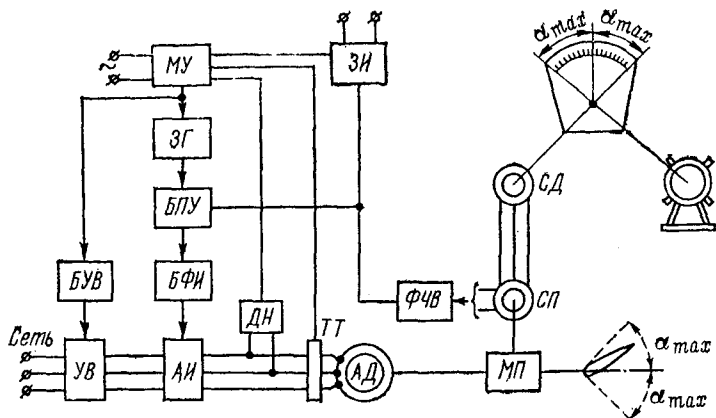


Рис. III.34. Схема бесконтактного регулирования частоты в системе следящего управления рулем.

дит тот тиристор, у которого будет наибольшее положительное анодное напряжение в момент подачи управляющего импульса. Если фаза входного напряжения, подаваемого в управляющую схему, будет изменена, то двигатель $Д$ будет вращаться в обратном направлении.

Двигатель постоянного тока получает питание от двух трехфазных мостов, причем в каждом из них управляемыми являются только три вентиля из шести. Для введения обратных связей и корректировки характера переходных процессов привода в целом в схему может быть введен магнитный усилитель.

Бесконтактные системы с тиристорным преобразователем частоты. Наряду с электродвигателями постоянного тока в АЭП рулевых устройств используются асинхронные короткозамкнутые двигатели переменного тока при питании от тиристорного преобразователя частоты. Схема бесконтактного регулирования частоты в системе следящего управления АЭП рулевого устройства приведена на рис. III.34. АЭП включает в себя управляемый выпрямитель $УВ$, собранный на тиристорах; автономный тиристорный инвертор напряжения $АИ$; асинхронный двигатель $АД$; механическую

передачу *МП*; руль и схему регулирования частоты. Последняя состоит из следующих основных элементов: задающего генератора *ЗГ*, блока пересчетного устройства с ячейкой реверса *БПУ*; блока формирования импульсов управления тиристорами инвертора *БФИ*; магнитного усилителя *МУ*; задатчика интенсивности *ЗИ*; блока управления выпрямителем *БУВ*; фазочувствительного выпрямителя *ФЧВ* и сельсинов *СД* и *СП*. В качестве датчиков схемы регулирования частоты используется датчик напряжения *ДН* и трансформатор тока *ТТ*.

6. Системы следящего управления с электрогидравлическим приводом

Система следящего управления с насосом регулируемой производительности (*НРП*). На рис. III.35 приведена функциональная схема системы управления с *НРП*, состоящая из трех контуров

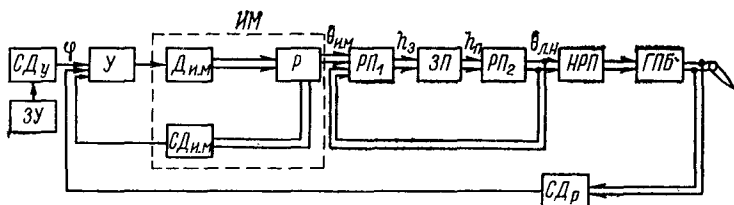


Рис. III.35. Функциональная схема системы следящего управления с электрогидроприводом руля.

управления. Задающее устройство *ЗУ* для первого контура управления формирует управляющий сигнал φ . Первый контур управления состоит из усилителя *У*, исполнительного механизма *ИМ*, электродвигатель *Ди.м* которого через редуктор *Р* формирует выходной сигнал $\theta_{и.м}$ —угол поворота валика исполнительного механизма, и элемента обратной связи сельсина-датчика *СДи.м*. Гидравлическая передача золотник—поршень *ЗП* охвачена обратной связью и вместе с рычажной передачей *РП* образует второй контур управления. Входной величиной второго контура является угол поворота валика исполнительного механизма $\theta_{и.м}$, а выходной—угол поворота люльки *НРП* $\theta_{л.н}$. В состав третьего контура входят элементы прямых путей первых двух контуров, а также насос *НРП*, гидропривод баллера руля *ГПБ* и сельсин-датчик руля *СДр*, находящийся в цепи обратной связи.

Конструктивно система управления выполнена в виде пульта управления (см. рис. III.18), устанавливаемого в ходовой рубке, в состав которого входят штурвал (задающее устройство *ЗУ*) и связанный с ним сельсин-датчик *СДу*, формирующий сигнал φ , указатели заданного угла перекладки и усилитель *У*. Блок исполнительного механизма располагается в румпельном отделении на корпусе рулевой гидравлической машины.

В отличие от схемы, приведенной на рис. III.18, в рассматриваемой системе имеется дополнительный датчик положения руля

$СД_r$, сигнал которого поступает на вход усилителя пульта управления. Для осуществления перекладки руля, например от диаметральной плоскости на правый борт, штурвал поста управления поворачивают на требуемый угол, при этом на обмотке сельсина-датчика $СД_u$ появляется напряжение, пропорциональное углу поворота штурвала φ . Усиленное в усилителе $У$ напряжение подается на управляющую обмотку двигателя $Д_{и.м}$, который разворачивает через редуктор P вал исполнительного механизма $ИМ$, смещая с помощью рычажной передачи $РП$ золотник гидроусилителя. Последний обеспечивает перемещение поршня люльки насоса $НРП$. Люлька, разворачиваясь, через рычажную передачу $РП_2$ воздействует на золотник гидроусилителя (жесткая отрицательная обратная связь), вследствие чего перемещение золотника гидроусилителя всегда будет равно алгебраической сумме перемещений валика управления и люльки насоса. В свою очередь насос $НРП$, до того работавший вхолостую, начинает подавать масло в цилиндры привода к баллеру $ГПБ$, откачивая его из одной пары накрест лежащих цилиндров в другую.

Действие обратной связи заключается в следующем: при повороте двигателя $Д_{и.м}$ первого контура на некоторый угол ротор $СД_{и.м}$ разворачивается на угол, меньший, чем угол поворота $СД_u$, приблизительно на $0,3^\circ$. С сельсина обратной связи $СД_{и.м}$ в схему суммирования входных сигналов поступает напряжение, меньшее, чем заданное, и противоположное ему по фазе. Усиленная разность напряжений создает на $Д_{и.м}$ и выходе гидроусилителя момент, достаточный для уравнивания пружины нульустановителя в $НРП$. Вследствие этого люлька насоса $НРП$, которая поворачивалась от нулевого положения, останавливается, а руль продолжает переключиваться. Одновременно с поворотом руля с ротора сельсина-датчика руля $СД_r$ в схему суммирования поступает напряжение, противоположное по фазе задаваемому. В тот момент, когда изменится знак результирующего сигнала, двигатель $Д_{и.м}$ начнет возвращать с помощью гидроусилителя люльку насоса к нулевому положению. Когда люлька насоса установится в нулевом положении, руль будет переложён на заданный угол. Подача масла в цилиндры привода $ГПБ$ прекратится, и руль будет удерживаться в заданном положении до тех пор, пока из поста управления не будет задан новый угол.

Система следящего управления с насосом постоянной производительности. Работа системы следящего управления с насосом постоянной производительности (см. рис. III.23) аналогична работе $НРП$. Ее отличительной особенностью является то, что в ней отсутствует второй контур управления, в результате чего сигнал управления, формируемый исполнительным механизмом, $\theta_{и.м}$ поступает на золотник привода к баллеру. Эта особенность вызвана принципиальным отличием применяемых насосов.

Система следящего управления с гидравлической машиной враждебного действия и насосом постоянной производительности. Отличие системы следящего управления с гидравлической машиной

вращательного действия (см. рис. III.24) от системы управления с плунжерной гидравлической машиной состоит в том, что она представляет собой одноконтурную систему управления. Функции двигателя исполнительного механизма в этой системе выполняются соленоидами, которые перемещают золотник привода к баллеру.

§ 23. Системы автоматического управления курсом судна

1. Предварительные замечания

Системы автоматического управления курсом судна обеспечивают второй уровень автоматизации управления. На данном уровне по сравнению с первым повышается качество управления (поддержание заданного курса), не требуется постоянная вахта (авторулевой). В этом случае управляемым параметром является угол курса ψ , а управляющим воздействием—угол отклонения пера руля.

САУ судна поддерживает с высокой точностью заданное направление движения и поэтому, вследствие сокращения рыскания судна на курсе, время прохождения необходимого расстояния уменьшается на 3—6%, что увеличивает дальность плавания при том же запасе топлива. Рулевой освобождается от физической загрузки по перекладке руля вручную, но вместе с тем ему представляется возможность в любой момент времени быстро взять управление курсом судна на себя. Уменьшаются частота и угол перекладки руля, сокращается износ рулевого устройства. Эти обстоятельства определяют целесообразность применения систем автоматического удержания судна на заданном курсе. Результаты испытаний показывают, что при наличии автоматического управления мощность главных машин может быть снижена на 2—2,5%, а число перекладок в ряде случаев может быть уменьшено на 30—40%. Кроме того, сокращается численность обслуживающего персонала.

Сложность создания САУ курсом судна (см. рис. III.3) и ее особенности обусловлены:

а) большой инерционностью судна как объекта управления и слабостью органов управления, что создает затруднения при выборе типа корректирующих устройств системы управления;

б) ограниченность выбора структуры САУ курсом судна, так как эти системы, как правило, имеют внутренние жесткие обратные связи, т. е. включают следящую систему управления рулем;

в) случайным характером возмущающих сил, которые возникают в результате действия на корпус судна волн, течения и ветра или различной частоты вращения винтов;

г) высокими требованиями, предъявляемыми к надежности системы;

д) многорежимностью работы.

САУ курсом судна может работать:

а) в режиме автоматического управления, который включает в себя режим стабилизации—автоматическое удержание судна на

заданном курсе, режим автоматического маневрирования — изменение курса по заранее известному закону (следящее управление судном), режим программного управления — изменение курса по заранее известному закону;

б) в режиме следящего управления рулем (изменение положения руля, воспроизводящее задающее воздействие управляющего органа — штурвала).

Таким образом, система автоматического управления регулирует положение двух объектов: судна и руля.

2. Требования к САУ курсом судна

Поскольку авторулевые включают следящую систему управления, то требования, изложенные в § 22, относятся и к авторулевым. Кроме того, выдвигают следующие требования, вытекающие из особенностей работы САУ:

а) авторулевые должны обеспечивать: второй уровень управления — автоматическое удержание судна на заданном курсе («Автомат»), первый уровень — следящее управление рулем («Следящий»), нулевой уровень — дистанционное управление («Простой»);

б) должна обеспечиваться возможность независимой работы системы каждого нижестоящего уровня от систем вышестоящего уровня;

в) в режиме автоматического управления должен быть предусмотрен дистанционный ввод управляющего сигнала от управляющей системы навигационного комплекса (см. рис. III. 1), а также от пульта управления;

г) в автоматическом режиме система управления должна обеспечивать стабилизацию объекта на заданном прямом курсе с высокой точностью (обычно $\pm 0,2^\circ$ при скорости хода судна не менее 6 уз);

д) средняя величина рыскания при полном водоизмещении в режиме «Автомат» и $v=6$ уз в зависимости от состояния моря не должна превышать заданных значений. Практически их принимают равными от $\pm 0,5$ до $\pm 1^\circ$ при волнении до 3 баллов и $\pm 3^\circ$ при волнении 3—5 баллов. Должна быть предусмотрена возможность понижения чувствительности системы;

е) система управления с возможностью дистанционного вывода управляющего сигнала от управляющей системы навигационного комплекса должна обеспечивать заданную точность выполнения одноградусных поправок, которую обычно принимают равной $\pm 0,25^\circ$, а пятиградусных поправок $\pm 0,5^\circ$. Не должно происходить накапливания ошибок при многократной выдаче команд;

ж) изменение курса в режиме «Автомат» должно обеспечиваться введением градусных поправок от штурвала пульта управления в пределах от ± 1 до 35° ;

з) датчик положения руля должен вырабатывать сигнал обратной связи для ввода его в схему управления и передавать показания

истинного положения руля (в некоторых схемах заданного положения руля);

и) система управления должна предусматривать дистанционную выдачу команд от отдельного прибора передатчика рулевого телеграфа на непосредственное ручное управление рулевой машиной с исполнительного устройства по показаниям приемников контрольных рулевых телеграфов. Ошибка передачи команд рулевым телеграфом не должна превышать $\pm 0,5^\circ$;

к) система управления должна быть самосинхронизирующейся, т. е. все оперативные переключения (переход управления с пульта на пульт, с одного вида управления на другое) должны осуществляться при любом положении руля и не требовать дополнительных операций по согласованию системы;

л) применяемые при изготовлении системы управления изделия и изделия собственного производства должны соответствовать требованиям ГОСТов, нормалей или ТУ. Детали и узлы из ЗИПа должны быть взаимозаменяемыми без подгонки.

3. Системы автоматического управления по принципу отклонения

В качестве параметров законов управления системы автоматического управления по принципу отклонения используются угол отклонения судна от курса $\Delta\psi$, производная от угла отклонения $\frac{d(\Delta\psi)}{dt}$, интеграл от угла отклонения $\int \Delta\psi dt$.

Законы управления. При использовании принципа управления по отклонению на практике нашли применение различные законы управления. Простейшим является пропорциональное управление рулевым приводом: $\alpha = f(\Delta\psi)$. Однако в чистом виде этот закон управления не применяется, так как не удовлетворяет поставленным требованиям в отношении устойчивости системы при заданном перерегулировании.

Введение в закон управления параметра, пропорционального скорости отклонения судна от курса $\frac{d(\Delta\psi)}{dt}$, значительно повышает запас устойчивости всей системы и позволяет существенно увеличить точность удержания судна на курсе.

Следующий параметр, вводимый в закон управления, $\int \Delta\psi dt$ позволяет сохранять требуемое направление движения судна при возмущениях, имеющих постоянную составляющую.

В общем виде закон управления можно записать так:

$$\alpha = f \left[\Delta\psi, \frac{d(\Delta\psi)}{dt}, \int \Delta\psi dt \right].$$

На качество переходного процесса в системе автоматического управления влияет наличие зазора и место его возникновения. Наибольшая величина зазора бывает в зубчатых зацеплениях. Наличие зазора является причиной, обуславливающей колебания в си-

стеме, которые могут быть подавлены введением сигнала, пропорционального производной от угла отклонения курса, и элемента нелинейной жесткой обратной связи, что приводит также к уменьшению величины перерегулирования, но неизбежно вызывает высокочастотные колебания на выходе электрической части системы, а следовательно, быстрый ее износ.

Функциональная схема. Функциональная схема (рис. III.36), реализующая закон управления по трем параметрам, состоит из элемента сравнения ЭС, дифференцирующего звена ДЗ, интегрирующего звена ИЗ, преобразующего ПЭ и суммирующего Σ элементов, усилителя У, исполнительного механизма ИМ, гидродинамического звена (руль — вода — корпус судна) ГЗ.

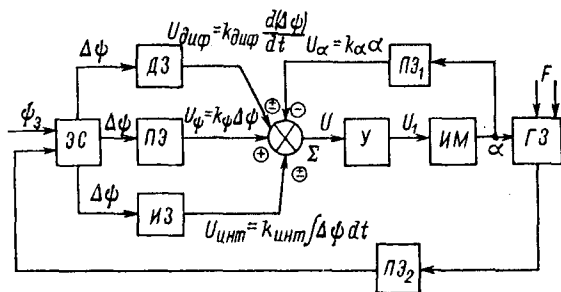


Рис. III.36. Функциональная схема, реализующая закон управления по трем параметрам.

При отклонении судна от заданного курса на входе суммирующего элемента Σ возникают напряжения, пропорциональные значениям трех параметров:

$$U_{\psi} = k_{\psi} \Delta\psi; \quad U_{\text{диф}} = k_{\text{диф}} \frac{d(\Delta\psi)}{dt}; \quad U_{\text{инт}} = k_{\text{инт}} \int \Delta\psi dt.$$

Одновременно на суммирующий элемент поступает напряжение обратной связи по управляющему воздействию, пропорциональное углу перекладки руля, $U_{\alpha} = k_{\alpha} \alpha$. Напряжение U_{α} всегда находится в противофазе с напряжением основного сигнала управления.

Таким образом, в процессе отклонения судна от курса суммарное напряжение U , поступающее на вход усилителя У, равно $U_{\psi} + U_{\text{инт}} + U_{\text{диф}} - U_{\alpha}$. Знак напряжения $U_{\text{инт}}$ не зависит от направления отклонения в каждый отдельный момент, а определяется характером асимметричных рысканий.

Качество работы САУ. Если в результате какого-либо возмущения судно начинает отклоняться и его угловая скорость возрастает, то напряжение $U_{\text{диф}}$ также увеличивается, что обеспечивает вторичную перекладку руля. Когда судно в результате отклонения руля начинает возвращаться на заданный курс, изменяется фаза сигнала $U_{\text{диф}}$, а сигнал U_{ψ} уменьшается по величине. Для определе-

ния влияния вида закона управления на качество работы САУ был проведен ряд исследований. При этом отклонение судна от курса и положение руля фиксировались с помощью осциллографа. При обработке осциллограмм определялись максимальное и минимальное отклонения судна от курса на заданном периоде. При построении графиков оперировали средним значением $\Delta\psi_{\text{ср}}$. Одновременно фиксировалось число переключений руля за час z .

Исследования показали, что введение производной в закон управления позволяет погасить инерцию судна и ограничить перерегулирование. Идеальным случаем было бы сведение инерции до минимума, но при этом резко возрастает число переключений руля.

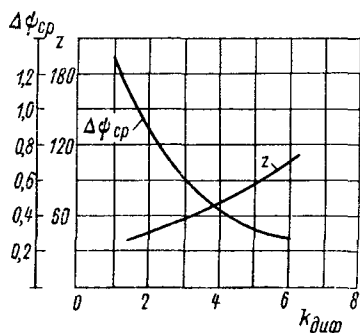


Рис. III.37. Кривые $\Delta\psi_{\text{ср}}=f(k_{\text{диф}})$ и $z=f(k_{\text{диф}})$

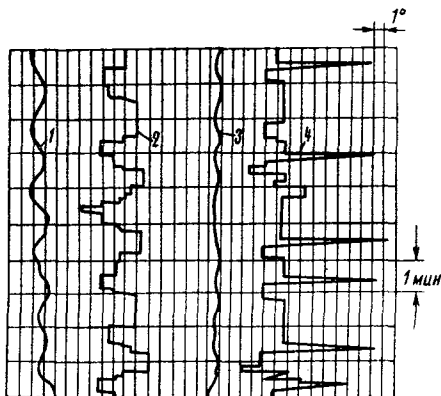


Рис. III.38. Кривые изменения угла курса и положения руля.

Как видно из рис. III.37, с увеличением коэффициента $k_{\text{диф}}$ среднее значение отклонения от заданного курса $\Delta\psi_{\text{ср}}=f(k_{\text{диф}})$ уменьшается. Однако при чрезмерном увеличении коэффициента $k_{\text{диф}}$ в системе возникают автоколебания. При увеличении коэффициента $k_{\text{диф}}$ увеличивается также число переключений руля $z=f(k_{\text{диф}})$. Кривые показывают, что z растет значительно быстрее, чем уменьшается величина $\Delta\psi_{\text{ср}}$.

На рис. III.38 представлены кривые, отображающие точность удержания судна на курсе (кривые 1, 3), и кривые изменения положения пера руля (кривые 2, 4) при выключенном и включенном дифференцирующем звене соответственно.

Для удержания судна на заданном курсе при воздействии внешних возмущений в закон управления вводится интеграл от угла отклонения, благодаря чему система становится астатически устойчивой по отношению к внешним возмущениям. Вместе с тем введение интегрирующего звена приводит к увеличению перерегулирования в системе по мере увеличения коэффициента усиления $k_{\text{инт}}$. Таким образом, интегрирующее звено, необходимое для стабилизации системы, при изменении курса ухудшает переходный процесс.

Нужно отметить, что чем больше величина градусных поправок в следящем режиме изменения курса, тем больше перерегулирование при выходе судна на заданный курс. Поэтому при введении поправок, превышающих 10° , в реальных системах обычно предусматривают отключение интегрирующего звена. Однако наличие интегрирующего звена позволяет устранить односторонний снос судна, облегчить работу исполнительного двигателя, уменьшить углы перекладки руля и количество включений и, следовательно, повысить эксплуатационную скорость судна.

Коэффициент обратной связи $k_{o.c.}$, определяющий значение k_α , является одним из важнейших параметров, влияющих на точность удержания судна на заданном курсе. Существует оптимальное зна-

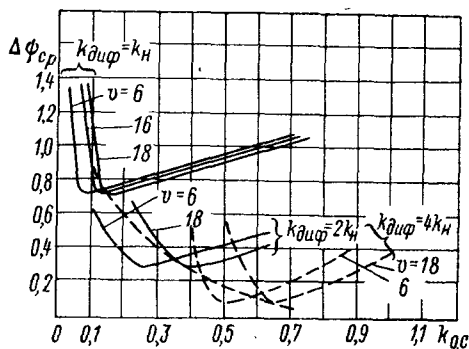


Рис. III.39. Кривые $\Delta\varphi_{ср} = f(k_{o.c.})$.

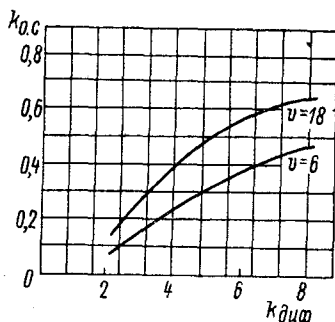


Рис. III.40. Кривые $k_{o.c.} = f(k_{диф})$.

чение этого коэффициента, которое меняется в зависимости от скорости судна, состояния моря, направления ветра и т. д., а также от значений коэффициентов дифференцирующего $k_{диф}$ и интегрирующего $k_{инт}$ звеньев.

На рис. III.39 приведены кривые, характеризующие влияние коэффициента обратной связи по управляющему воздействию $k_{o.c.}$ на точность удержания судна на курсе. Как видно из рисунка, оптимальное значение коэффициента обратной связи $k_{o.c.}$ несколько возрастает с увеличением скорости судна. Оно увеличивается также с возрастанием коэффициента дифференцирующего звена $k_{диф}$, взятого в долях принятого номинального значения k_n (рис. III.40).

При увеличении значения $k_{o.c.}$ по сравнению с оптимальным величина $\Delta\varphi_{ср}$ растет незначительно в широком диапазоне изменения скорости (см. рис. III.39). Уменьшение значения $k_{o.c.}$ по сравнению с оптимальным резко ухудшает точность удержания судна на курсе и может привести к потере устойчивости.

Число перекладок руля и число колебаний судна около заданного курса растет по мере уменьшения $k_{o.c.}$, в результате чего путь между двумя точками, проходимый судном, увеличивается. Оптимальное значение $k_{o.c.}$ при неизменном $k_{диф}$ еще не всегда является

экономически оптимальным для системы. В ряде случаев более целесообразно несколько увеличивать отклонение от заданного курса, но уменьшать число переключений руля. С увеличением скорости судна значение $k_{o.c.}$, при котором достигается оптимальный режим, также увеличивается. Характерно, что максимальная точность удержания судна на курсе не зависит от скорости судна при оптимальном значении $k_{o.c.}$ и определяется коэффициентом $k_{диф.}$

Таким образом, при изменении условий плавания (скорости судна и его загрузки, курса судна к волне, волнения на море и т. п.) наиболее благоприятные соотношения $k_{o.c.}$ и $k_{диф.}$ будут изменяться.

Выбор оптимальных значений указанных передаточных коэффициентов в существующих САУ производит рулевой на основании таблиц рекомендуемых значений коэффициентов. Определение оптимальных соотношений $k_{o.c.}$ и $k_{диф.}$ выполняется для каждого типа судна во время мореходных испытаний. Как известно, испытания проводятся при различной погоде и в различных режимах плавания. Обычно они продолжаются несколько месяцев, что невыгодно из-за больших затрат материальных средств и увеличения сроков сдачи судна. Поэтому целесообразно иметь оптимальную САУ, которая при изменении режима плавания автоматически выбирает в соответствии с критерием оптимальности наиболее благоприятное соотношение коэффициентов. Характерным для подобной системы является наличие элемента, «следящего» за изменением показателя экстремума и воспроизводящего его с определенной точностью до достижения системой экстремального состояния.

Плавание при оптимальных значениях $k_{o.c.}$ и $k_{диф.}$ уменьшает величину рыскания и лобовое сопротивление судна, повышает его скорость и поэтому сокращает продолжительность рейса.

4. Комбинированная и самонастраивающаяся системы автоматического управления курсом судна

Достижение более высоких качественных показателей работы САУ курсом судна возможно при усложнении закона управления путем введения дополнительного количества рабочих параметров, характеризующих статические и динамические свойства ОУ, учета действующих на ОУ возмущений и состояния ОУ в начальный момент, а также его внутренних изменений.

САУ во возмущающему воздействию. Кроме широко распространенного принципа управления по отклонению, основным отличительным признаком которого является наличие в системе по крайней мере одного замкнутого контура передачи воздействия (обратная связь), возможно построение систем с автоматическим управлением по возмущающему воздействию, работающих по разомкнутому циклу (без обратной связи). Этот принцип можно реализовать, например, в САУ курсом судна, функциональная схема которой приведена на рис. III.3, если отключить цепи обратных связей, оставив лишь измерительную цепь по возмущению

с преобразовательным элементом ПЭЗ. В этом случае задача управления сводится к компенсации внешних возмущений F путем формирования управляющего воздействия на руле с помощью измерительного устройства, усилителя и исполнительного двигателя.

Автоматическое управление по возмущению часто сопряжено с большими трудностями, так как измерение всех возмущающих сил, как правило, невозможно. Поэтому ограничиваются компенсацией только некоторых сил. Основным недостатком системы, работающей по разомкнутому циклу, является ее малая стабильность, обусловленная невозможностью учета ряда неосновных возмущений, действующих на судно. Следует заметить, что теоретически этот принцип управления позволяет достичь полной инвариантности системы, тогда как принцип управления по отклонению предполагает наличие ошибки.

Комбинированные САУ. Для построения более совершенных САУ целесообразно использовать принцип управления по возмущению в сочетании с принципом управления по отклонению, т. е. строить управляющую систему комбинированного типа. Плавание судна проходит в сложных условиях, зависящих от многих факторов (метеорологических, скорости судна, его загрузки и т. д.), и комбинированная система будет учитывать не только отклонение судна от курса в результате перекладки руля, но и действие возмущающих сил, носящих случайный характер. В самом деле, для компенсации возмущающих моментов, действующих на судно, необходимо повернуть руль на некоторый угол. Имея датчик внешних возмущений, можно получить сигнал, который вызовет поворот руля, при этом компенсация внешних возмущений произойдет до отклонения судна от курса. Таким образом, на судно в каждый данный момент времени будет действовать не возмущающий момент, а разность возмущающего момента и момента силы, действующей на баллере руля, причем эту разность можно сделать достаточно малой. Однако осуществить управление по такому принципу, как указывалось выше, технически чрезвычайно трудно.

Самонастраивающаяся САУ. Улучшение качественных показателей работы системы возможно путем применения самонастраивающихся систем, в которых характер изменения рабочих параметров (программы) или структуры САУ восполняет недостаток данных о судне. Самонастраивающаяся система при прочих равных условиях, необходимых для обеспечения заданных качественных показателей работы, требует меньшего объема сведений о судне, чем ранее рассмотренные САУ. В процессе функционирования самонастраивающихся систем происходит непрерывный анализ сигналов или характеристик объекта (судна) и последующая перестройка САУ, которая в простых случаях ограничивается изменением значений отдельных параметров системы, а в более сложных случаях — изменением ее структуры.

В процессе работы самонастраивающаяся система с изменяемой программой (экстремальная система) находит такое значение управляемого параметра x , которое нужно в данный момент вы-

держивать, чтобы режим работы ОУ, определяемый какой-либо характеристикой $A(x)$, был наиболее выгодным. Автоматический поиск требуемого значения $A(x)$ вызывается изменяющимися внешними условиями.

Следует подчеркнуть, что применение экстремальных систем оправдано только в том случае, когда и значение экстремума A , и значение параметра x меняются в зависимости от изменений условий работы ОУ. Системы с самонастройкой параметров применяют в тех случаях, когда не допускается ручная настройка параметров САУ или неизвестен закон ее изменения. Самонастройка требует специального автоматического устройства для анализа показателя качества работы объекта по заданному критерию. При отклонениях качества работы системы от требуемого автоматическое устройство изменяет параметры САУ в нужную сторону. Основное отличие данной системы от экстремальной заключается в том, что в ней воздействие осуществляется не на задатчик, а на параметры САУ.

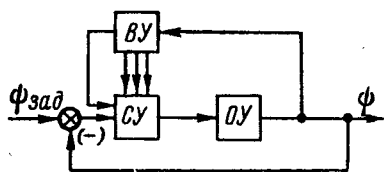


Рис. III.41. Функциональная схема самонастраивающейся системы.

функциональная схема самонастраивающейся системы с замкнутыми цепями самонастройки. В состав этой системы входят вычислительное устройство ВУ, определяющее отклонение характеристик САУ от эталонных и воздействующее на различные параметры системы управления СУ или ее корректирующего устройства, объект управления ОУ и собственно система управления СУ.

Один из возможных вариантов построения самонастраивающейся системы может быть реализован в виде вычислительного устройства, определяющего частотные характеристики САУ. С этой целью на вход системы управления наряду с управляющим воздействием подаются малые колебания фиксированных частот (так называемый метод дуального управления). Цель дополнительных воздействий — способствовать более быстрому и точному «изучению» характеристик ОУ. После определения частотных характеристик вычислительное устройство рассчитывает требуемые значения параметров САУ и посредством исполнительных механизмов устанавливает их.

5. Оптимальная система автоматического управления курсом судна

Одним из перспективных направлений развития САУ курсом судна следует считать построение оптимальных систем, т. е. таких систем, которым приданы наилучшие (в каком-нибудь определен-

ном смысле) качества. Оптимизация какого-либо качества (например, быстродействия) системы производится на основе критерия оптимальности при определенных ограничениях, накладываемых на другие параметры системы. Использование рассмотренных в п. 3 данного параграфа линейных законов управления для некоторых судов оказывается недостаточно эффективным из-за ограниченности регулирующих воздействий, больших скоростей изменения координат объекта и значительного запаздывания в реакции судна на регулирующие воздействия. Построение оптимальных по быстродействию систем в этих условиях сопряжено с трудностью аппаратной реализации САУ, поскольку в состав последней должны входить функциональные преобразователи ряда параметров или сложные вычислительные устройства. Весьма перспективным по-

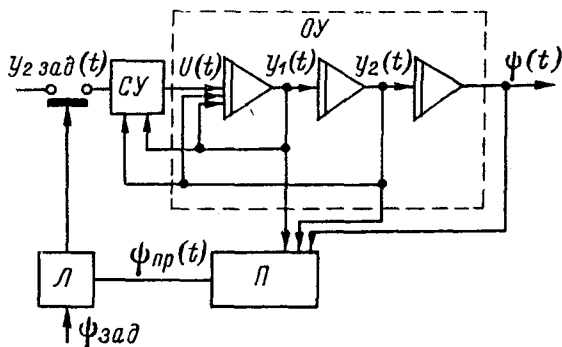


Рис. III.42. Функциональная схема оптимальной САУ

этому является применение метода оптимального управления с прогнозированием, осуществляемым с помощью вычислительной машины, на которой в ускоренном масштабе времени определяется будущий характер поведения объекта. Сущность данного метода состоит в том, что в зависимости от оценки рассогласования между предсказанным и заданным состояниями ОУ определяется характер управления в текущий момент времени. Таким образом, метод прогнозирования предполагает наличие математической модели ОУ и системы управления.

Следует иметь в виду, что прогнозирование в смысле экстраполяции поведения системы осуществляется в том случае, когда в закон управления включается сигнал, пропорциональный производной от управляемой величины. Однако такое прогнозирование является весьма приближенным.

Рассмотрим применение этого метода для построения оптимальной САУ курсом судна.

Функциональная схема оптимальной САУ. Рассматриваемая САУ (рис. III.42) состоит из объекта управления (судна) ОУ, системы оптимального управления СУ, прогнозирующего устройства П и логического блока Л. Судно как объект управления по углу курса можно описать дифференциальным уравнением (III.23).

Если считать, что на объект управления не действуют внешние возмущения, т. е. $F(p)=0$, то используя обратное преобразование Лапласа, уравнение (III.23) можно переписать в виде

$$\frac{d\psi}{dt} + T_{1к} \frac{d^2\psi}{dt^2} + T_{2к} \frac{d^3\psi}{dt^3} = U(t),$$

где $U(t) \equiv \alpha = f(\psi)$ — управляющее воздействие.

Введя обозначения $\frac{d\psi}{dt} = y_2$; $\frac{dy_2}{dt} = y_1$, получим

$$\frac{dy_1}{dt} = \frac{1}{T_{2к}} U(t) - \frac{T_{1к}}{T_{2к}} y_1 - \frac{1}{T_{2к}} y_2.$$

Таким образом, судно можно рассматривать как объект управления, состоящий из трех интегрирующих звеньев (см. рис. III.42).

Предположим, что в системе реализуется оптимальный закон управления $U(t)$ только для первых двух звеньев объекта. Такой принцип построения САУ носит название метода укорачивания порядка объекта. В этом случае обеспечивается $y_2 = y_{\text{опт}}$ за минимальное время. Если бы далее удалось, начиная с некоторого заранее предсказанного момента времени $t_{\text{пр}}$, также при помощи оптимального закона управления свести значение y_2 к нулю (т. е. $y_2 = y_{2\text{зад}} = 0$), получив при этом $\psi = \psi_{\text{зад}}$, то поставленная задача была бы решена. Реализация этого условия (определение момента переключения $t_{\text{пр}}$ задающего воздействия с $y_{2\text{зад}} = y_{\text{опт}}$ на $y_{2\text{зад}} = 0$) возлагается на прогнозирующее устройство, представляющее собой аналоговую модель системы, в которой $y_{2\text{зад}} = 0$ и на каждый интегратор которой поданы в качестве начальных условий текущие значения y_1 , y_2 и ψ . Такая модель, работающая в ускоренном масштабе времени с определенной частотой повторения решений, позволяет получить к концу каждого периода работы модели предсказанные значения $\psi_{\text{пр}}$, которые наблюдались бы в системе, если бы с этого момента времени задающее воздействие в оптимальной САУ было равно $y_{2\text{зад}} = 0$. Когда $\psi_{\text{зад}} = \psi_{\text{пр}}$, из логического блока подается команда на отключение задающего воздействия $y_{2\text{зад}}$. При этом переменная y_2 достигает за минимальное время нулевого значения, а ψ — заданного уровня.

Прогнозирование с помощью АВМ может найти широкое применение при построении оптимальных или близких к ним САУ на судах. Метод укорачивания порядка объекта позволяет распространить прогнозирование на достаточно большой класс систем высокого (выше второго) порядка.

6. Системы автоматического управления с универсальным приводом

Изготавливаемая отечественной промышленностью САУ, функциональная схема которой приведена на рис. III.43, может быть использована на судах как с электромеханическим, так и с электрогидравлическим приводом руля. Она обеспечивает следящее и авто-

матическое управление рулем. При автоматическом управлении осуществляется либо стабилизация заданного курса, либо следящее управление курсом судна путем введения градусных поправок. Следящее управление как рулем, так и курсом судна осуществляется с помощью штурвала поста управления.

Работа системы. Датчик курсового угла КУ гирокомпаса синхронно связан с сельсином-приемником курса СП_к, который выдает управляющий сигнал на все элементы системы. При работе в автоматическом режиме всякое отклонение судна от курса вызывает поворот оси СП_к. Угол поворота через необратимую червячную передачу ЧП и механический дифференциал МД передается линейному вращающемуся трансформатору курса ЛВТ_к. Напряжение

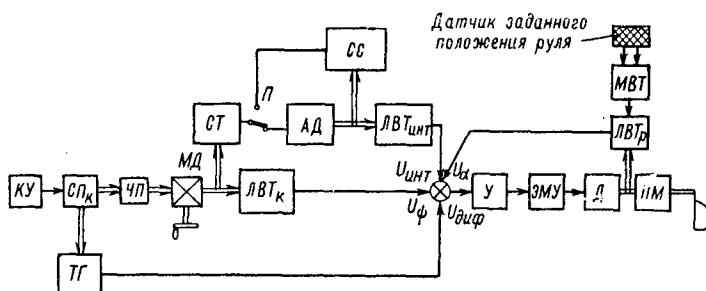


Рис. III.43. Функциональная схема системы управления с универсальным приводом руля.

U_{ϕ} , снимаемое с выходных обмоток трансформатора ЛВТ_к, пропорционально углу отклонения судна от курса. С сельсином СП_к механически связан тахогенератор ТГ. Напряжение $U_{\text{диф}}$, снимаемое с его обмоток, пропорционально угловой скорости ухода судна с курса. Кроме того, с осью СП_к через червячную передачу и механический дифференциал соединен сельсин СТ, работающий в трансформаторном режиме. Он используется для питания управляющей обмотки асинхронного двигателя АД, который через редуктор с большим передаточным числом связан с осью трансформатора ЛВТ_{инт}. Напряжение $U_{\text{инт}}$, снимаемое с обмоток ЛВТ_{инт}, пропорционально некоторому суммарному углу рыскания, накопленному в результате отклонений судна от заданного курса.

В цепь интегрирующего устройства включен сельсин СС, работающий в трансформаторном режиме. Его ротор механически связан с валом двигателя АД. Сельсин СС предназначен для возвращения оси ЛВТ_{инт} в нулевое положение при переходе системы на следящий режим работы. При автоматическом режиме работы цепь выходного напряжения сельсина СС отключена переключателем П. Напряжения U_{ϕ} , $U_{\text{диф}}$, $U_{\text{инт}}$, снимаемые с элементов ЛВТ_к, ТГ и ЛВТ_{инт}, суммируются и подаются на вход предварительного усилителя У. Усиленный сигнал подается в обмотки управления электромашинного усилителя ЭМУ, который управляет работой

электродвигателя D . Последний воздействует на передаточный механизм $ПМ$, вследствие чего осуществляется перекладка руля в сторону, противоположную уклонению судна. Датчик заданного положения руля состоит из линейного вращающегося трансформатора $ЛВТ_r$ и масштабного вращающегося трансформатора $МВТ$. При работе двигателя D одновременно с перекладкой руля осуществляется поворот оси $ЛВТ_r$. Напряжение U_α , снимаемое с обмотки $ЛВТ_r$, является сигналом обратной связи по управляющему воздействию. Оно также подается на вход предварительного усилителя $У$. Таким образом, на усилитель поступает алгебраическая сумма четырех сигналов, которая определяет скорость и угол перекладки руля.

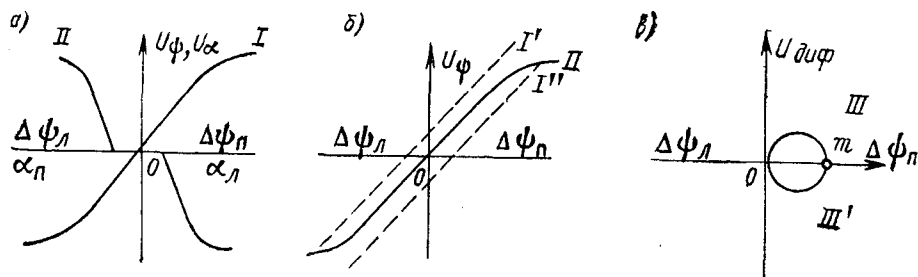


Рис. III.44. Кривые изменения напряжения на обмотках управляющих элементов.

Качество работы системы повышается благодаря введению сигнала обратной связи от датчика положения руля, непосредственно соединенного с выходным валом двигателя D . В этом случае в линию обратной связи не входят зазоры передаточного механизма рулевого устройства и тем самым исключаются паразитные сигналы на выходе $ЛВТ_r$, возникающие при работе датчика обратной связи в результате ударов волн о перо руля.

Характеристики элементов системы. На рис. III.44 представлены кривые изменения напряжений, снимаемых с обмоток управляющих элементов схемы, в зависимости от угла отклонения судна от курса $\Delta\psi$ и угла перекладки руля α . Значение переменного напряжения откладывается по оси ординат. Пересечение кривыми оси абсцисс соответствует изменению фазы напряжения на 180° . По оси абсцисс откладываются значения отклонений судна от курса вправо $\Delta\psi_n$ и влево $\Delta\psi_l$, а также значения углов перекладки руля α_n и α_l .

На рис. III.44, а показана зависимость напряжения на выходе $ЛВТ_k$ от угла отклонения судна: $U_\psi = k_\psi \Delta\psi$ (кривая I). Кривая II показывает характер изменения напряжения U_α , снимаемого с обмоток $ЛВТ_r$: $U_\alpha = k_\alpha \alpha$. Точка пересечения кривой II с осью абсцисс несколько смещена от начала координат. Это объясняется тем, что после отклонения судна от заданного курса сигнал обратной связи поступает не сразу, а по истечении некоторого промежутка времени,

необходимого для того, чтобы в редукторе передаточного механизма ПМ был выбран мертвый ход.

Изменяя напряжение питания управляющей обмотки ЛВТ_р с помощью МВТ, можно получить различную крутизну характеристики II.

При асимметричном рыскании судна по истечении промежутка времени, достаточного для поворота ротора ЛВТ_{инт} на некоторый угол, на выходе его появляется напряжение $U_{инт} = k_{инт} \int \Delta\psi dt$, которое приводит к смещению кривой I вправо или влево от нулевого положения (рис. III.44, б, кривая I' или I''). Направление смещения кривой определяется фазой напряжения $U_{инт}$, а величина — напряжением асимметричного рыскания относительно заданного курса. В этом случае нулевым положением руля будет его положение не в диаметральной плоскости, а некоторое смещенное положение на правый или левый борт.

Кривые III и III' (рис. III.44, в) характеризует зависимость напряжения $U_{диф}$ от угла отклонения судна. При отклонении судна от заданного курса напряжение $U_{диф}$ определяется точками кривой III, находящейся над осью абсцисс; к моменту, когда отклонение заканчивается, напряжение $U_{диф}$ падает до нуля (точка m); при возвращении судна на курс напряжение $U_{диф}$ меняет фазу, что соответствует кривой III'.

На рис. III.45 представлены зависимости $U_{диф} = f(\Omega)$, где Ω — угловая скорость отклонения судна. Крутизна характеристики $U_{диф} = k_{диф} \frac{d(\Delta\psi)}{dt}$ определяется сопротивлением регулировочного резистора $R' - R''$, введенного в цепь тахогенератора.

Вышеописанные САУ курсом судна (например, типа АБР) построены на электромеханических бесконтактных элементах (сельсины, электродвигатели с полым ротором и т. д.) и реализуют закон управления вида

$$\alpha = \frac{1}{k_{о.с}} \left(\Delta\psi + k_1 \frac{d(\Delta\psi)}{dt} + k_2 \int \Delta\psi dt \right), \quad (III.101)$$

где α — угол переключки руля; $k_{о.с} = \frac{\Delta\psi}{\alpha}$ — коэффициент обратной связи; $\Delta\psi$ — угол отклонения судна от заданного курса; k_1 и k_2 — коэффициент передачи по каналу производной и интеграла.

Электромеханические устройства (дифференцирующее и интегрирующее) имеют большую массу, большие габариты и обладают рядом существенных недостатков. Основным недостатком, например, электромеханического дифференцирующего устройства является наличие квадратурной составляющей (до 300 мВ), сравнительно низкая чувствительность и нелинейность коэффициента передачи. Основной недостаток электромеханического интегрирующего

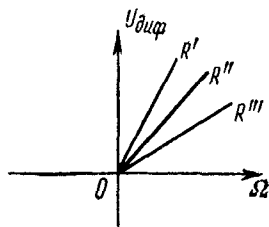


Рис. III.45. Зависимость $U_{диф} = f(\Omega)$

устройства разомкнутого типа — несимметричность и нестабильность характеристик, а также сложность изменения коэффициента передачи.

САУ курсом судна, в которой используются электромеханические элементы, требует настройки при изменении угла встречи судна с волной, так как при движении на встречном волнении в тех случаях, когда отклонения от курса невелики и происходит увеличение частоты встречи судна с волной, необходимо уменьшать амплитуды перекладки руля, поскольку они не оказывают существенного влияния на уменьшение амплитуды рыскания, а могут даже привести к раскачиванию судна. Для уменьшения амплитуды перекладки руля необходимо уменьшать сигнал, пропорциональный производной, в законе управления.

В настоящее время отечественной промышленностью разработан авторулевой, в котором использованы электронные корректирующие устройства, выполненные на основе транзисторного усилителя постоянного тока (УПТ). Закон управления, реализуемый в этом авторулевом, аналогичен закону (III.101) с той лишь разницей, что в качестве дифференцирующего используется дифференцирующе-сглаживающее устройство. Применение такого устройства позволяет при низкой частоте входного сигнала (попутное волнение) получать сигнал, практически пропорциональный первой производной от угла изменения курса. При высокой частоте (встречное волнение) из-за сглаживающих свойств эффект дифференцирования уменьшается, т. е. автоматически уменьшается и амплитуда перекладки руля, что положительно сказывается на работе САУ курсом. Кроме того, корректирующие устройства, выполненные на основе транзисторного УПТ, отличаются следующими преимуществами: имеют высокую чувствительность и широкий диапазон изменения коэффициентов; обладают стабильными в широком диапазоне изменения температур характеристиками, имеют минимальный уровень фона и дрейфа; просты по конструкции и надежны.

7. Система автоматического управления курсом судна с электрогидравлическим приводом руля (САУ с ГП)

На рис. III.46 приведена функциональная схема САУ курсом судна с электрогидроприводом руля (САУ с ГП).

Элементы САУ с ГП. Сельсинноизмерительное звено курса состоит из сельсина-датчика курса $СД_к$ и сельсина-приемника курса $СП_к$. Механическая передача $МП$ предназначена для сложения углов поворота штурвала $Ш$, сельсина $СП_к$ и выдачи углового перемещения, пропорционального углу отклонения от заданного курса. Сельсин-датчик управляющего сигнала $СД_у$ преобразует угол отклонения судна от заданного курса $\Delta\psi$ в переменное напряжение $U_{\Delta\psi}$ управляющего сигнала. Блок коррекции $БК$ вырабатывает сигналы, пропорциональные первой производной (дифференциалу) $U_{диф}$ и интегралу $U_{инт}$ от угла отклонения от курса $\Delta\psi$. Электродвигатель исполнительного механизма $Д_{и.м}$ осуществляет

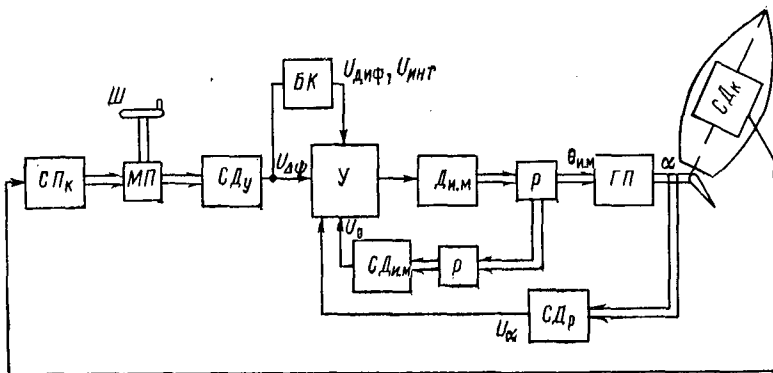


Рис. III.46. Функциональная схема системы управления с электрогидроприводом руля.

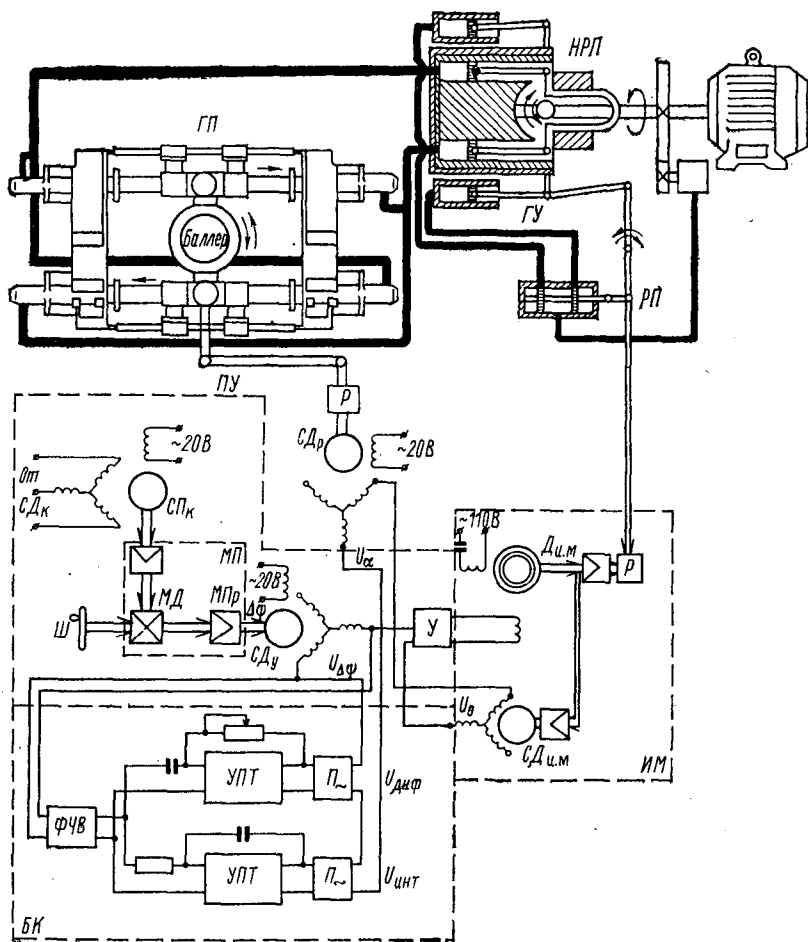


Рис. III.47. Принципиальная схема соединения приборов САУ с ГП.

через редуктор P и рычажную передачу управление гидроприводом $ГП$ (рулевой гидравлической машиной). Сельсин $СД_r$ вырабатывает сигнал обратной связи по положению руля U_α , а сельсин $СД_{и.м}$ служит для выдачи сигнала U_θ обратной связи по перемещению $\theta_{и.м}$ штока золотника гидроусилителя. На входе усилителя $У$ происходит суммирование управляющего $U_{\Delta\phi}$ и корректирующих $U_{диф}$, $U_{инт}$ сигналов, а также сигналов обратных связей U_α , U_θ .

Как видно из принципиальной схемы соединений приборов на рис. III.47, реализующей функциональную схему, приведенную на рис. III.46, суммирование сигналов на входе усилителя $У$ происходит на переменном токе (частота 50 Гц), что значительно проще, чем суммирование и усиление на постоянном токе, причем, поскольку количество суммируемых сигналов сравнительно невелико, фазировка не требуется. Для суммирования выходные обмотки сельсина $СД_u$, трансформаторов блока коррекции $БК$ и сельсинов $СД_{и.м}$, $СД_r$ соединены последовательно и подключены на вход полупроводникового усилителя $У$, который усиливает сигнал и подает его на управляющую обмотку двигателя исполнительного механизма $Д_{и.м}$.

Режимы управления. САУ с ГП обеспечивает следующие режимы управления: автоматическое управление курсом («Автомат»); следящее управление рулем («Следящий»); дистанционное управление («Простой»); местное аварийное управление («Ручной»).

8. Приборно-конструктивная реализация САУ с ГП

Рис. III.48. Пульт управления.

Конструктивно система оформлена в виде пульта управления и гидравлического привода. В пульте управления $ПУ$ расположены (см. рис. III.47) сельсины $СП_k$, $СД_u$, блок коррекции $БК$ (включающий в себя фазочувствительный выпрямитель $ФЧВ$, дифференцирующее и интегрирующее корректирующие устройства на базе усилителя постоянного тока $УПТ$ и преобразователя $П_-$), а также полупроводниковый усилитель $У$. На пульте управления установлен штурвал $Ш$, который служит для управления курсом в автоматическом и следящем режимах. Штурвал связан с механическим дифференциалом $МД$ и муфтой проскальзывания $МПр$, установленной для того, чтобы не сломать штурвалом механический ограничитель сельсина $СД_u$, так как штурвал имеет неограниченный угол поворота.

На лицевой панели пульта управления (рис. III.48) расположены шкалы грубого и точного отсчета курса и шкала указателя руля, подвижный индекс, стрелки заданного и истинного положения руля, переключатель режимов управления на три положения, рукоятки регуляторов производной и коэффициента обратной связи $k_{o.c.}$. В средней части панели пульта расположены рукоятки переключателей запуска насосов, сигнальные лампы запуска и перегрузки электродвигателей насосов. Для облегчения доступа к пре-

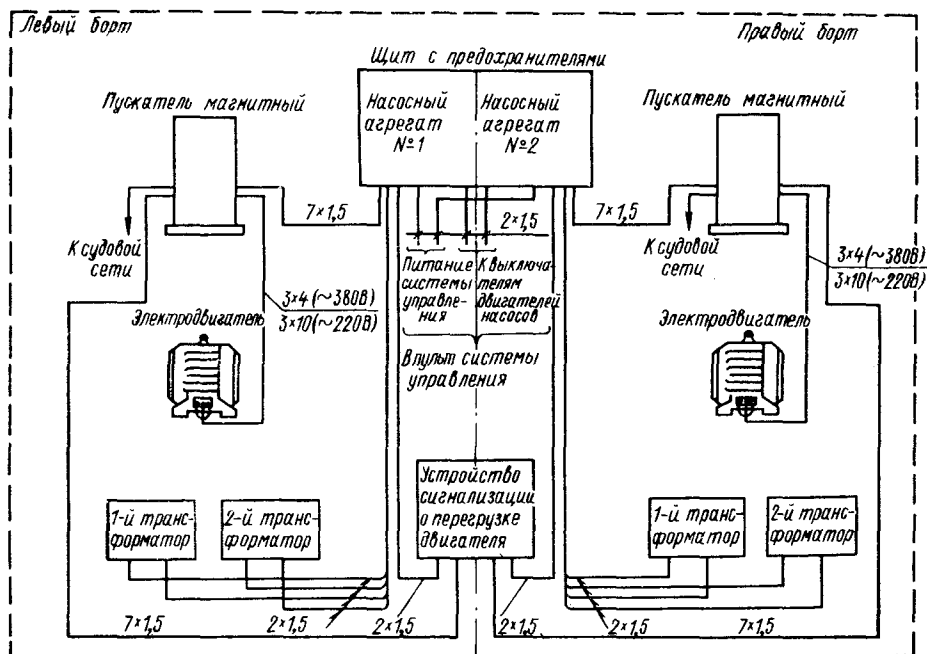


Рис. III.49. Схема размещения и внешних соединений приборов САУ с ГП на судне.

дохранителям в средней части пульта имеется быстро открывающаяся крышка.

В качестве исполнительного механизма для управления насосом регулируемой производительности НРП используется прибор ИМ (см. рис. III.47). В приборе ИМ расположен двигатель $D_{и.м}$ с редуктором P , сельсин $СД_{и.м}$, пружинный нульустановитель и рукоятка управления. Исполнительный механизм размещается непосредственно на насосе.

На судах устанавливают две независимые, резервирующие друг друга системы управления, что обеспечивает высокую надежность процесса управления курсом судна.

На рис. III.49 приведена схема размещения и внешних соединений приборов САУ с ГП на судне.

Работа САУ с гидроприводом руля в режиме автоматического удержания судна на заданном курсе. При нажатии на пульте управления кнопки «Автомат» САУ переходит в режим автоматической стабилизации и судно идет прямым курсом, совершая около него небольшие колебания (рыскания). При отклонении от заданного курса под влиянием возмущающих воздействий гироскопас отмечает величину этого отклонения $\Delta\psi$ с помощью $СД_к$ (см. рис. III.47). Сельсин $СП_к$, связанный с $СД_к$ синхронной передачей, повернется на тот же угол и соответственно развернет $СД_у$. В результате на выходе $СД_у$ появится напряжение $U_{\Delta\psi}$, пропорциональное углу $\Delta\psi$. Так как напряжение с сельсина $СД_у$ поступает на блок коррекции БК, то в нем вырабатывается напряжение $U_{\text{диф}}$, пропорциональное первой производной от $\Delta\psi$. Сигналы $U_{\Delta\psi}$, $U_{\text{диф}}$ суммируются на входе усилителя $У$. Усиленный сигнал поступает на $Д_{и.м}$, который через редуктор $Р$ поворачивает $СД_{и.м}$ и одновременно через рычажную передачу $РП$ перемещает шток системы золотник—поршень гидроусилителя $ГУ$. Последний приводит в действие насос регулируемой производительности $НРП$, осуществляющий перекладку пера руля с помощью гидравлического привода к баллеру $ГПБ$.

Сигналы обратной связи, снимаемые с сельсинов $СД_{и.м}$ и $СД_р$, будут вычитаться из основных сигналов, и, когда эта разность будет равна нулю, вращение $Д_{и.м}$ прекратится, а руль будет переложен на определенный угол. Под действием момента, создаваемого рулем, судно начнет возвращаться на заданный курс. При этом $СД_к$ начнет вращаться в обратную сторону и $СП_к$ будет возвращать сельсин $СД_у$ в нулевое положение.

Рассмотрим, как будет изменяться сигнал, пропорциональный производной от $\Delta\psi$. Напряжение $U_{\text{диф}}$ в начале рыскания имеет знак, совпадающий со знаком напряжения $U_{\Delta\psi}$ сельсина $СД_у$, и вызывает дополнительную перекладку руля так, чтобы уменьшить скорость и величину рыскания. В некоторый момент времени внешние силы и силы инерции будут уравновешены силами, действующими на переложенный руль, скорость ухода с курса снизится до нуля и напряжение, ей пропорциональное, также окажется равным нулю. Далее под действием переложенного руля судно начнет выходить на заданный курс. Напряжение U_y , снимаемое с сельсина $СД_у$, будет уменьшаться, руль будет двигаться к диаметральной плоскости (ДП). Напряжение $U_{\text{диф}}$ изменит свой знак, что, как и при уходе судна с курса, приведет к перекладке руля на дополнительный угол. При этом руль перейдет через ДП, одерживая судно.

Если судно будет рыскать несимметрично, то начнет работать интегрирующее устройство, сигнал которого $U_{\text{инт}}$ автоматически смещает руль на определенный угол так, чтобы компенсировать момент внешних сил, вызывающих несимметричное рыскание. Предположим, что вследствие действия ветра судно сносится

вправо от заданного курса с угловой скоростью 1° в минуту. Гирокомпас отметит величину и направление сноса с помощью сельсина $СД_к$. Принимающий сельсин курса $СП_к$ повернется на этот же угол и через механическую цепь повернет ротор сельсина-датчика $СД_у$. Сигнал с $СД_у$ поступит на вход усилителя и одновременно на вход блока коррекции $БК$. С выхода $БК$ напряжение $U_{\text{инт}} = \int \Delta \phi dt$ поступит на вход усилителя $У$ и просуммируется с основным сигналом рассогласования по курсу. Руль переложится на большой угол, соответствующий входному суммарному сигналу. В результате судно начнет возвращаться на заданный курс, а руль займет положение, отличное от нулевого и обусловленное величиной $U_{\text{инт}}$.

Сигнал, снимаемый с $СД_у$, будет равняться нулю, а напряжение $U_{\text{инт}}$ будет скомпенсировано напряжением обратной связи, снимаемым с сельсина $СД_р$. Угол смещения руля от $ДП$ автоматически будет выбран таким, чтобы гидродинамический момент, создаваемый рулем, равнялся моменту, создаваемому внешним возмущающим воздействием. В этом случае судно будет идти заданным курсом.

Работа системы в следящем режиме управления судном. Изменение заданного курса градусными поправками протекает следующим образом. Предположим, что требуется изменить курс судна на 5° вправо. Поворотом штурвала вправо перемещают ротор сельсина-датчика $СД_у$ на угол, соответствующий изменению курса на 5° . Напряжение сигнала, пропорциональное углу поворота штурвала $U_у$, поступит на вход усилителя и далее на электродвигатель. Перекладка руля вправо будет производиться до тех пор, пока судно не начнет поворачиваться вправо. Тогда сельсин гирокомпаса $СД_к$ через синхронную связь с сельсином $СП_к$ возвратит $СД_у$ в нулевое положение. К моменту прихода руля в диаметрально плоскость $СД_у$ также займет нулевое положение, и судно перейдет на новый заданный курс, отличный от предыдущего на 5° .

Работа системы в следящем режиме управления рулем. При следящем режиме управления рулем отключается сельсин-приемник курса $СП_к$ (главная обратная связь) и блок коррекции $БК$. В основном схема работает так же, как и в режиме изменения заданного курса путем введения градусных поправок. Угловое положение руля при этом соответствует угловому положению штурвала пульта управления. Работа системы в данном режиме рассматривалась в п. 6 § 23.

Дистанционное управление. Этот вид управления («Простой») является резервным и используется при возникновении неисправностей в режимах управления «Автомат» и «Следящий». Управление в этом случае осуществляется от педалей, которые связаны с микропереключателями. При нажатии на левую (правую) педаль через контакты микропереключателей от силового трансформатора будет подано управляющее напряжение на двигатель $Д_{\text{и.м}}$ исполнительного механизма $ИМ$, который начнет смещать управляющий орган насоса и сжимать пружины нульустановителя, при этом руль

будет переключаться на левый (правый) борт. При отпускании педали двигатель обесточится, пружинный нульустановитель вернет управляющий орган насоса в нулевое положение и переключка руля прекратится.

Ручное (аварийное) управление. Такой вид управления осуществляется с помощью рукоятки управления, расположенной на приборе ИМ. При повороте рукоятки через механическую передачу будет повернут управляющий орган насоса, что приведет к переключке руля в соответствующую сторону. При отпускании рукоятки пружинный нульустановитель вернет рукоятку и управляющий орган насоса в нулевое положение и переключка руля прекратится.

Ограничение угла переключки. Для ограничения угла переключки руля в необходимых пределах (чтобы не ломать судовые упоры) кроме механических стопоров в САУ курсом предусмотрены электрические ограничители, которые работают в режимах «Автомат», «Следящий», «Простой». При этом в режимах «Автомат» и «Следящий» ограничение осуществляется следующим образом: при подходе к предельному углу переключки в рулевом датчике, в состав которого входит $СД_r$, замыкаются контакты микропереключателя и напряжение подается на реле, расположенное в усилителе.

В результате срабатывания реле и размыкания его контактов сигнал на выходе усилителя будет равен нулю, двигатель обесточен, нульустановитель вернет управляющий орган насоса в нулевое положение и переключка руля прекратится. Для снятия руля с электрических ограничителей необходимо повернуть штурвал в противоположную сторону. В режиме управления «Простой» ограничение угла переключки руля осуществляется с помощью размыкающих контактов микропереключателей, расположенных в рулевом датчике.

10. Анализ функционирования САУ с ГП в различных режимах

При движении судна, как было рассмотрено выше, на него действуют внешние возмущения, вызванные волнением, ветром, течением и т. д. Основным возмущающим воздействием, с точки зрения стабилизации судна на курсе, является морское волнение, как правило, нерегулярное. При движении судна на волнении оно непрерывно колеблется (рыскает) около заданного курса. Величина рыскания зависит от скорости судна, его загрузки, интенсивности волнения и угла встречи судна с волной ψ . В зависимости от угла ψ различают попутное ($0 < \psi < 90^\circ$) и встречное ($90^\circ < \psi \leq 180^\circ$) волнение. Наиболее опасным является попутное волнение, так как в этом случае продолжительность действия возмущений весьма значительна и отклонения судна от курса особенно велики. При встречном волнении в тех случаях, когда происходит увеличение частоты встречи судна с волной, отклонения судна от курса уменьшаются, так как из-за своей инерционности судно не может рыс-

кать с частотой волн. В этом случае необходимо уменьшать амплитуды перекадки руля, поскольку они не оказывают существенного влияния на уменьшение рыскания, а могут привести к раскачиванию судна.

Таким образом, при выборе параметров в законе управления судном основным режимом следует считать движение судна при попутном волнении.

При работе САУ курсом судна на волнении, как было показано выше, в закон управления рулем входят составляющие, пропорциональные углу отклонения судна от курса $\Delta\varphi$, а также первой производной и интегралу от этого угла. В случае попутного волнения, как показывают исследования систем управления курсом судна, в закон управления рулем обязательно должны входить параметры, пропорциональные углу и его первой производной. Указанные сигналы вырабатываются с помощью датчика курса и блока коррекции, который является последовательным корректирующим устройством. Применение такого устройства позволяет, во-первых, легко (с технической точки зрения) получить сигнал, пропорциональный первой производной от угла $\Delta\varphi$, с помощью достаточно простых устройств. Кроме того, применение последовательного корректирующего устройства диктуется наличием следящей системы управления рулем, которая используется не только в режиме автоматического управления, но и в других режимах работы системы.

Как уже указывалось в п. 6 данного параграфа, в унифицированной системе управления в качестве последовательного корректирующего устройства применяется дифференцирующе-сглаживающее устройство, с помощью которого при встречном волнении удается уменьшить амплитуды перекадки руля, так как с увеличением частоты встречи с волной эффект дифференцирования уменьшается. Использование дифференцирующе-сглаживающего устройства в качестве последовательного корректирующего звена позволяет улучшить качество стабилизации судна на курсе и в то же время облегчить работу рулевого привода.

11. Оценка работы САУ с ГП по результатам натурных испытаний

Работа САУ курсом судна наиболее полно может быть оценена по результатам натурных испытаний, которые позволяют исследовать поведение судна в реальных условиях. В качестве примера рассмотрим осциллограммы (рис. III.50), иллюстрирующие изменение угла отклонения судна от курса $\Delta\varphi$ и угла перекадки руля α речного судна водоизмещением 5000 т. Осциллограммы на рис. III.50, а иллюстрируют характер изменения этих параметров при движении на встречном волнении интенсивностью 2 балла. Из рисунка видно, что отклонения от курса очень незначительны ($0,1—0,15^\circ$). Амплитуда и частота перекадок руля также очень малы. При движении на мелководе, когда глубина под днищем составляет 6—8 м, резко увеличиваются как углы отклонения судна от

курса, так и амплитуды и частота переключений руля (рис. III.50, б). Это объясняется тем, что при движении на мелководье возникают «гидравлические клинья», которые резко увеличивают значения возмущающих сил и моментов, действующих на судно. Естественно, амплитуда и частота переключений руля при этом возрастают. Осциллограммы на рис. III.50, в характеризуют изменения угла отклонения судна от курса и угла переключки руля для судна на глубокой воде, совершающего балластный переход. Как видно из осцил-

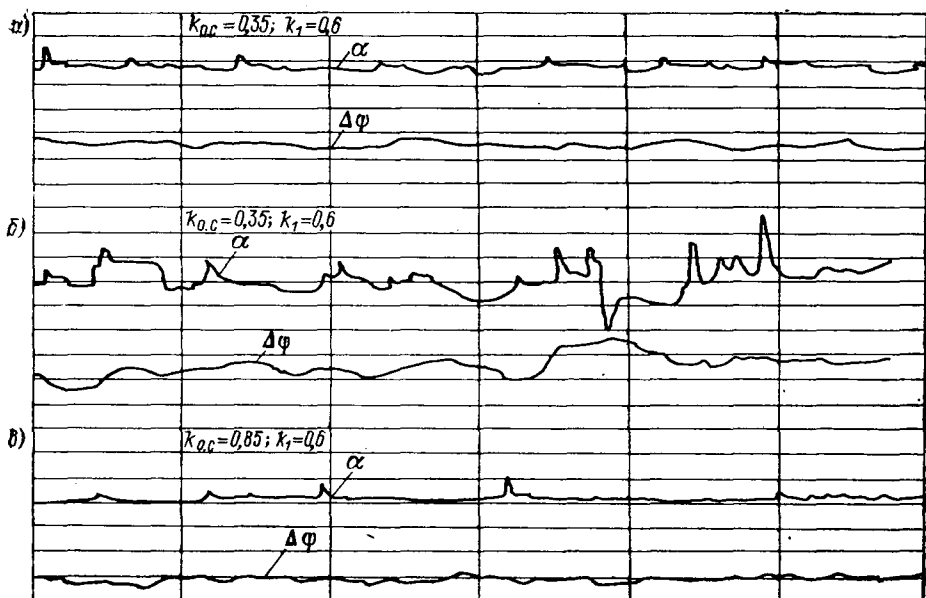


Рис. III.50. Курсограммы, иллюстрирующие изменение углов ψ и α судна водоизмещением 5000 т.

ллограмм, углы отклонения от курса, амплитуда и частота переключений руля очень незначительны.

Необходимо отметить, что приведенные осциллограммы получены при значениях $k_{0.c}$ и k_1 , которые являются наилучшими с точки зрения величины рыскания и углов переключки руля. Эти коэффициенты определены экспериментальным путем, однако они практически совпадают со значениями коэффициентов, определенными на основании приведенных выше критериев оптимальности.

На рис. III.51 приведены осциллограммы, характеризующие изменение углов ψ и α судна водоизмещением 20 000 т при волнении 3—4 балла и различных углах встречи с волной. Приведенные осциллограммы наглядно иллюстрируют поведение судна и работу САУ в зависимости от волнения.

12. Дискретные САУ курсом судна

Дискретная САУ курсом судна, функциональная и принципиальная электрическая схемы которой приведены на рис. III.52, реализует закон управления по одному параметру $\Delta\psi$ (углу отклонения судна от заданного курса) и имеет обратную связь по углу перекладки руля. Благодаря применению контактного приспособления КП, которое состоит из двух контактных полуколец 1 и 2, раз-

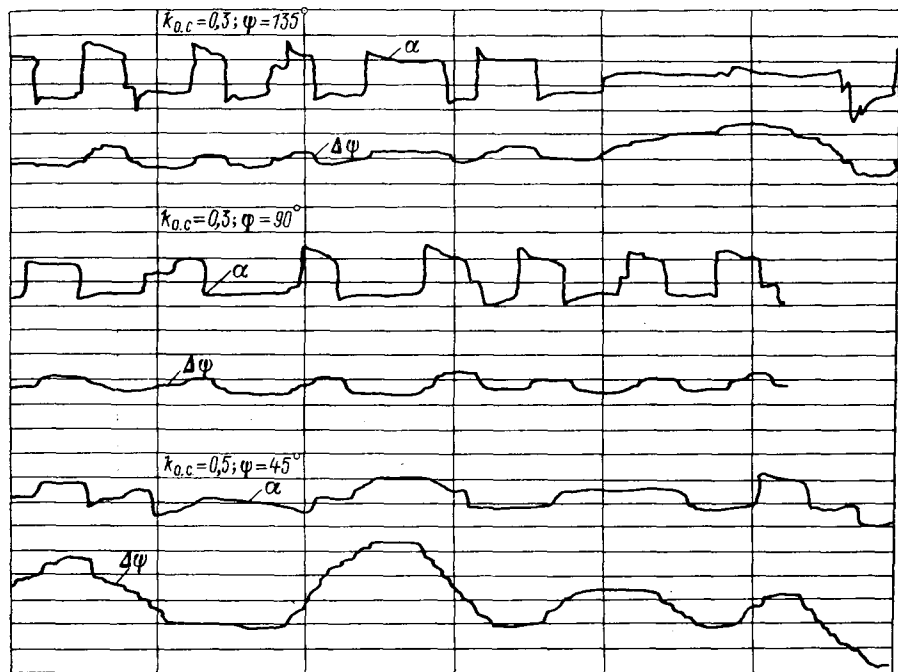


Рис. III.51. Курсограммы, иллюстрирующие изменение углов ψ и α судна водоизмещением 20 000 т.

деленных изоляционным промежутком 3, и каретки с роликом 4, скользящим по полукольцам, сигнал управления квантуется по уровню, т. е. при $\alpha=0$ $\Delta\psi < \Delta\psi_{\text{зад}} \equiv \frac{\Delta\varphi_{\text{и}}}{2}$ и при $\alpha=f(\Delta\psi)$ $\Delta\psi > \Delta\psi_{\text{зад}} \equiv \frac{\Delta\varphi_{\text{и}}}{2}$, где $\Delta\varphi_{\text{и}}$ — ширина изоляционного промежутка, выраженная в градусах. Другими словами, в этой системе управляющее воздействие формируется периодически, после достижения рабочим параметром наперед заданного значения.

В дискретную систему входят сельсин-датчик $СД_{\text{к}}$ и сельсин-приемник $СП_{\text{к}}$ гирокомпаса, сельсин-приемник обратной связи $СП_{\text{р}}$ и сельсин-датчик $СД_{\text{р}}$ положения пера руля, контактное при-

способленне $КП$, релейный элемент $РЭ$, генератор $Г$, электродвигатель $Д$. В этой системе привод рулевого устройства работает по схеме $Г—Д$, причем система управления воздействует на обмотку возбуждения генератора. Сельсин-приемник $СП_к$, соединенный с датчиком гирокомаса $СД_к$, приводит во вращение контактную

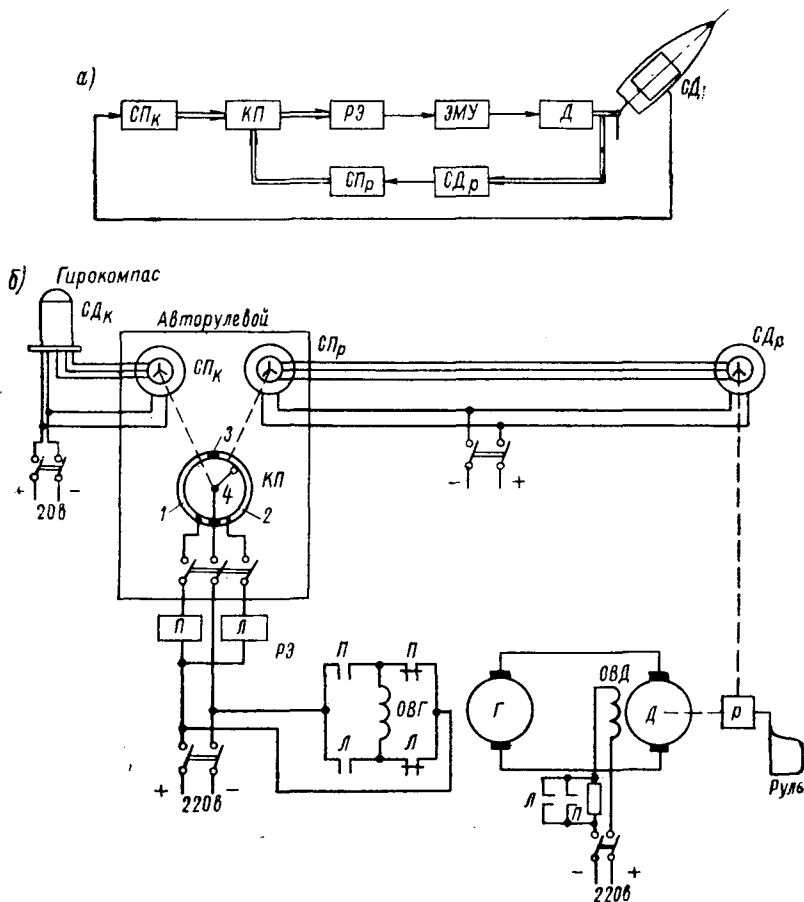


Рис. III.52. Функциональная (а) и принципиальная (б) схемы дискретной САУ курсом судна.

каретку с роликом 4. С контактными полукольцами 1 и 2 связан сельсин-приемник $СП_р$. К полукольцам с помощью щеток присоединены обмотки реверсивных контакторов $П$ и $Л$, включающих обмотку возбуждения $ОВГ$. К контактному ролику подведен один из зажимов источника тока. Устойчивость работы САУ достигается введением зазора в передаче движения от руля к контактным полукольцам.

Рассмотрим процесс управления судном. Когда судно находится на заданном курсе, а перо руля в диаметральной плоскости

(ДП), ролик устанавливается на изоляционном промежутке. Контактные реверсивные контакторы релейного элемента РЭ отключены, ток в ОВГ генератора равен нулю и двигатель неподвижен. При отклонении судна под влиянием внешних возмущающих сил на некоторый угол $\Delta\psi_{зад}$ от заданного курса контактный ролик смещается с изоляционного промежутка и подает питание на контакторы П или Л, с помощью которых на обмотку ОВГ поступает напряжение возбуждения. В конечном счете это вызывает перекадку руля. При этом датчик обратной связи СД_р начнет вращаться и поворачивать ротор сельсина-приемника СП_р. Однако на протяжении отрезка времени, в течение которого происходит выбирание мертвого хода, вращение приемника обратной связи не будет передаваться контактными полукольцами. Только после того как мертвый ход будет выбран, контактные полукольца придут в движение, изоляционный промежуток совместится с роликом и руль остановится.

При работе электродвигателя руль будет перекадываться на некоторый угол. За это время будет преодолена инерция движения и начнется обратный поворот судна, который вызовет вращение сельсина гирокомпаса, реверс двигателя и перекадку руля к ДП. Приемник обратной связи, следя за положением датчика, начнет вращаться в обратную сторону и после выбирания мертвого хода приведет контактную каретку в нейтральное положение. При помощи системы управления, описанной выше, к моменту возвращения судна на курс руль достигнет ДП.

§ 24. Расчет электромеханического привода

1. Постановка задачи

Важнейшим этапом проектирования автоматизированного электропривода руля, обеспечивающего первый и второй уровни управления в соответствии со структурной схемой комплекса судовождения (см. рис. III.1), является статический расчет электропривода. В настоящем параграфе рассматриваются основные вопросы выбора и расчета электромеханического привода, имеющего оптимальные характеристики.

Весь расчет складывается из двух этапов: первый этап — предварительный выбор элементов АЭП с помощью аналитических методов (расчет первого приближения); второй этап — проверка выбранных элементов с учетом переходных режимов АЭП путем применения численных методов решения дифференциальных уравнений или методов машинного проектирования. Следует отметить, что в ближайшее время проектные организации будут широко применять машинное проектирование при разработке оптимальных АЭП.

Задача расчета. При выборе двигателя необходимо обеспечить заданные режимы работы в соответствии с выбранными критериями оптимальности. Рассмотрим два основных режима работы двигателя, соответствующие двум режимам маневрирования судна:

режим маневрирования на переменных курсах, характеризуемый частыми переключками руля с борта на борт в течение не более чем 30—60 мин, и режим удержания судна на заданном курсе, характеризуемый частыми переключками руля на малые углы 4—6° (400—500 включений в час) в течение длительного времени (1000—3000 ч).

Одним из критериев оптимальности электропривода является минимальная мощность двигателя (чем меньше мощность, тем меньше масса, габариты двигателя, потребляемая им электроэнергия). Таким образом, при выборе двигателя ставится задача: из двигателей, обеспечивающих все возможные режимы работы, выбрать такой двигатель, который обладает наименьшей мощностью

$$P = 6,28M_n n_n. \quad (\text{III.102})$$

Номинальный расчетный момент M_n (в Н·м) определяется нагрузками и при расчете задается, поэтому наименьшей номинальной мощностью P_n (в Вт) будет обладать двигатель, развивающий наименьшую номинальную частоту вращения n_n (в с⁻¹).

Выбор номинальной частоты вращения n_n определяется из первого режима, так как именно в этом режиме развивается максимальная мощность. Минимальное время переключки с борта на борт T_n в первом режиме задается. Второй режим определяет нагрев двигателя, так как в этом режиме имеет место наибольшее число включений.

Содержание расчета. Расчет электропривода содержит: определение характеристики момента сил статического сопротивления и выбор на базе ее номинального расчетного момента двигателя; определение оптимальной характеристики момента движущих сил и выбор на основе сочетания ее с характеристикой моментов сил сопротивления номинальной частоты вращения двигателя; выбор типа и мощности двигателя по каталогу; определение влияния переходных и аварийных режимов на надежность работы привода; проверку соответствия выбранного двигателя заданному времени переключки и условиям нагрева.

Так как в начале расчета отсутствует необходимое количество исходных данных, расчет начинают с выбора оптимальных характеристик электропривода в установившемся режиме, а затем переходят к расчету переходных и аварийных режимов. Для уточнения результатов расчета и исследования переходных режимов работы электромеханического привода используются методы моделирования на АВМ и численные методы расчета на ЦВМ. Практически любой режим работы двигателя, в частности и режим маневрирования на переменных курсах, описывается следующей системой дифференциальных уравнений с заданными начальными условиями:

$$\left. \begin{aligned} 2\pi \frac{J}{M_n} \frac{dn}{dt} &= m(n) - m_c(\alpha); \\ \frac{d\alpha}{dt} &= \frac{360n}{i}; \quad \alpha(0) = \alpha_0, \quad n(0) = n_0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.103})$$

Здесь n — частота вращения двигателя, c^{-1} ; α — угол отклонения пера руля от диаметральной плоскости, град; t — время, отсчитываемое от момента в начале движения, с; i — передаточное число двигателя; $J = J_d + J_{\text{упр. мех}}$ — сумма момента инерции двигателя и момента инерции управляемого механизма, приведенного к валу двигателя; $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; M_n — номинальный расчетный момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$m(n) = \frac{M(n)}{M_n}$ — механическая характеристика двигателя в относительных единицах;

$m_c(\alpha) = \frac{M_c(\alpha)}{M_n}$ — характеристика сил сопротивления в относительных единицах.

Таким образом, любой заданный режим работы можно рассчитать, если известны момент инерции J , механическая характеристика $m(n)$, характеристика сил сопротивления $m_c(\alpha)$ и номинальный момент M_n . При этих условиях из уравнений (III.103) можно определить угол $\alpha(t)$, частоту вращения $n(t)$ и момент $m(t)$ как функции времени. По найденной функции $n(t)$ можно затем найти время T перекладки пера руля из начального положения α_0 в конечное положение $\alpha_{\text{кон}}$, которое задается. Искомое время перекладки T представляет собой наименьший положительный корень уравнения $a(t) = \alpha_{\text{кон}}$. Однако, пока двигатель не выбран, J и механическая характеристика $m(n)$ неизвестны, поэтому решать уравнения (III.103) нельзя.

В связи с тем что максимальные частоты вращения достигаются в установившемся режиме, пренебрегают переходными процессами при разгоне и торможении и в первом приближении ведут расчет двигателя в установившемся режиме. Поскольку в этом режиме $\frac{dn}{dt} = 0$, то одна из неизвестных величин, а именно J , из расчета выпадает. Далее из семейства допустимых механических характеристик выбирают оптимальную механическую характеристику $m(n)$, минимизирующую некоторый функционал Ψ . Двигатель с такой характеристикой обеспечит (в первом приближении) перекладку пера руля из начального положения α_0 в конечное положение $\alpha_{\text{кон}}$ за заданное номинальное время перекладки T_n с наименьшей частотой вращения

$$n_n = \frac{i\Psi\alpha_{\text{кон}}}{360(T_n - t_{п.п})}, \quad (\text{III.104})$$

а следовательно [см. выражение (III.102)], и с минимальной мощностью.

В выражении (III.104) $t_{п.п}$ — суммарная продолжительность переходных процессов разгона и торможения $t_{п.п} = t_p + t_r$, которая задается приблизительно. По найденной частоте вращения, заданным номинальным моменту M_n и мощности P_n выбирается в каталоге двигателя с данными, наиболее близкими к расчетным. После этого необходимо выполнить поверочный расчет по уравнениям (III.108). Цель поверочного расчета — проверить, обеспечивает ли двигатель все заданные режимы работы, и если не обеспечивает

или, напротив, обеспечивает с большим запасом, то выбрать новый двигатель (второе приближение), более мощный или менее мощный соответственно. Выбранный двигатель второго приближения вновь подлежит проверочному обсчету и т. д. Следует отметить, что характеристика $m(n)$, полученная как оптимальная при расчете двигателя первого приближения, может не быть оптимальной при расчете двигателя второго приближения, т. е. если при выборе двигателя второго приближения перебирать при фиксированном J_d характеристики $m(n)$ из семейства допустимых характеристик, то минимальная мощность будет достигаться на характеристике $m(n)$, не совпадающей с той, которая была оптимальной при расчете двигателя первого приближения.

Чтобы осуществить проверку всех режимов работы двигателя и подготовить данные для выбора двигателя второго приближения, при проверочном расчете из уравнений (III.103) надо получить: зависимость угла перекладки, частоты вращения и момента движущих сил от времени $\alpha(t)$, $n(t)$ и $m(t)$; продолжительность разгона t_p ; продолжительность торможения t_T ; продолжительность установившегося движения $t_{уст}$; суммарное время перекладки

$$T = t_p + t_{уст} + t_T; \quad (III.105)$$

номинальную частоту вращения

$$n_{н1} \approx n_{ср} = \frac{1}{T} \int_0^T n(t) dt \quad (III.106)$$

или

$$n_{н2} \approx \frac{1}{t_{уст}} \int_{i_p}^{i_p + t_{уст}} n(t) dt. \quad (III.107)$$

2. Аналитический метод выбора оптимальной характеристики и расчета мощности электропривода в установившемся режиме

Основными параметрами, необходимыми для определения момента сопротивления на валу двигателя при известном моменте на баллере $M_б$, являются передаточное число i и к. п. д. передаточного механизма η .

Момент сопротивления на валу двигателя равен

$$M_c = \frac{M_б}{i\eta}. \quad (III.108)$$

Общее передаточное число привода равно произведению передаточных чисел его отдельных звеньев: $i = i_1 i_2 i_3 \dots$

Общий к. п. д. привода, состоящего из последовательно соединенных звеньев, равен произведению к. п. д. отдельных звеньев.

К. п. д. зубчатых передач определяют исходя из потерь на трение скольжения и трение перекатывания зубьев. В приближенных

расчетах к. п. д. на основании опытных данных принимают равным 0,9—0,8 и учитывают только трение скольжения зубьев. Для отрицательного момента к. п. д. всех звеньев передачи вычисляют по формуле $\eta' = 2 - \frac{1}{\eta}$, справедливой при условии, что $\eta < 0,5$.

К. п. д. червячной передачи с учетом потерь в подшипниках будет $\eta_{\text{ч}} = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg } (\gamma + \varphi)}$ $\eta_{\text{п}}$, где γ — угол подъема винта или червяка; φ — угол трения; $\eta_{\text{п}}$ — к. п. д. подшипников.

При работе в масляной ванне коэффициент трения $\mu = \text{tg } \varphi$ колеблется в пределах 0,06—0,02 и резко возрастает в состоянии покоя до $\mu = 0,1$. Поэтому в период пуска сопротивление возрастает почти в два раза. При отрицательном моменте к. п. д. вычисляется по формуле

$$\eta'_{\text{ч}} = \frac{\text{tg } (\gamma - \varphi)}{\text{tg } \gamma} \eta_{\text{п}}$$

К. п. д. червячных передач при переменной нагрузке может быть определен с помощью кривых изменения момента сопротивления на валу двигателя $M_c(\alpha)$ (рис. III.53).

Уравнение сил сопротивления. При переключке руля момент на баллере, а также момент на преодоление потерь в передаче (к. п. д. передачи) изменяются по величине. Это обуславливает сложную зависимость момента сопротивления на валу двигателя от угла переключки. Кривые, приведенные на рис. III.53, построены на основании осциллограмм, полученных при испытании рулевого привода теплохода «Эмбанефть». Кривые показывают, что момент сопротивления имеет явно выраженный минимум (в пределах 6—7°), снижающийся при уменьшении скорости судна.

Наибольшего значения момент достигает в период циркуляции судна при переключке пера руля от борта к ДП и от ДП на борт. Располагая кривой $M_{\sigma} = f(\alpha)$ и разбивая ее на ряд участков, можно определить момент на валу двигателя: при положительном направлении моментов — по выражению $M_c = \frac{M_{\sigma}}{i\eta}$, а при отрицательном направлении — по выражению $M_c = \frac{M_{\sigma}\eta'}{i}$. Значения к. п. д. следует брать переменные. Таким образом может быть построена кривая момента сопротивления на валу двигателя.

Момент сопротивления может быть определен также по формуле

$$m_c = (c + q\theta^y) m_{c0,к} \quad (\text{III.109})$$

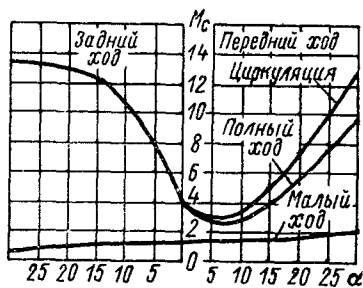


Рис. III.53. Кривые изменения момента сопротивления на валу двигателя.

При балансирном руле зависимость момента сопротивления на баллере от угла перекадки руля имеет вид, показанный на рис. III.53, и коэффициенты выражения (III.109) будут равны $y=2$;

$$c = \frac{m_{c0} - \theta_0^2}{1 - \theta_0^2}; \quad q = 1 - c; \quad \theta_0 = \frac{\alpha_1}{\alpha_{\max} - \alpha_1}; \quad \theta = \frac{\alpha - \alpha_1}{\alpha_{\max} - \alpha_1}, \quad (\text{III.110})$$

где m_{c0} — относительное значение момента при прохождении пера руля через ДП, определяемое потерями холостого хода; $m_{c\theta_k} = \frac{M_{б.к}}{i\eta M_H}$ — относительное значение момента при конечном угле перекадки; α — текущий угол; α_1 — угол перекадки, соответствующий минимальному значению момента; α_{\max} — конечный или максимальный угол перекадки. Упомянутые величины определяются по значениям моментов на баллере и параметрам передачи. Как показали эксперименты, m_{c0} лежит в пределах 0,1—0,3. При этом нижний предел относится к приводам, общий к. п. д. которых составляет около 0,45, а верхний соответствует приводам с к. п. д. около 0,25.

Уравнение $m_c = f(\theta)$ при перекадке балансирного руля от борта к ДП будет иметь вид

$$m'_c = (c' + q'\theta^2) m'_{c\theta_k}. \quad (\text{III.111})$$

При перекадке обыкновенного руля справедливы выражения (III.109) и (III.110) при $y=1$, а $\alpha_1=0$. При перекадке пера обыкновенного и балансирного рулей на заднем ходу судна справедливы те же выражения (III.109) и (III.110) при $\alpha_1=0$, а $y = \frac{1}{2}$.

Выбор типа двигателя. Выбор двигателя зависит от ряда условий, создаваемых режимом работы рулевого привода при удержании судна на заданном курсе. При этом требуется сохранение небольших и постоянных выбегов при разгоне и торможении, чтобы обеспечить точность остановки руля в нулевом положении. Для рулевого привода постоянного тока частота включений не определяет типа двигателя, так как его пуск и торможение сопровождаются ограничением тока и движущего момента. Пуск и торможение рулевого привода переменного тока, как правило, осуществляются без ограничения пускового тока и момента; следовательно, не каждый тип АД способен обеспечить необходимое число включений.

При проектировании рулевых приводов переменного тока принято увеличивать расчетный момент во избежание отрицательного влияния возможного снижения напряжения сети. Поэтому при нормальном напряжении сети пусковые и тормозные моменты вызывают увеличенные механические усилия в элементах передаточного механизма и его значительный износ. Величина этих усилий растет вместе с увеличением мощности двигателя, в то время как запас прочности элементов передаточного механизма уменьшается.

С целью ограничения ударных механических нагрузок, а также вредного влияния пусковых токов на судовую сеть возможно применение схемы бесконтактного управления с дросселями насыщения. При выборе типа двигателя в данном случае необходимо иметь в виду, что двигатель при малой частоте вращения работает за критическим скольжением; при этом нарушается пропорциональность между током и моментом: сила тока резко возрастает, а момент падает. В таких схемах необходимо применять двигатели повышенного скольжения. Действительно, если считать приближенно переменные потери АД пропорциональными скольжению, то отношение мощности потерь заторможенного ротора к мощности потерь при номинальном вращении будет определяться следующим выражением:

$$\gamma_{\text{п}} = \frac{\Delta P_{\text{п}} U_{\text{н}}}{\Delta P_{\text{н}} U_{\text{п}}} = \frac{m_{\text{п}}}{s_{\text{н}}} . \quad (\text{III.112})$$

Таким образом, для нормального короткозамкнутого АД ($s_{\text{н}}=0,02$; $m_{\text{п}}=1,5$; $U_{\text{п}}=U_{\text{н}}$) получим $\gamma_{\text{п}} = \frac{1,5}{0,02} = 75$, а для двигателя повышенного скольжения ($s_{\text{н}}=0,25$; $m_{\text{п}}=2,5$; $U_{\text{п}}=U_{\text{н}}$) будем иметь

$$\gamma_{\text{п}} = \frac{2,5}{0,25} = 10.$$

Номинальный расчетный момент двигателя определяется в зависимости от максимально возможного момента на баллере $M_{\text{б}}$ и перегрузочной способности двигателя λ :

$$M_{\text{н.р}} = \frac{M_{\text{б max}}}{i\lambda\eta} . \quad (\text{III.113})$$

В ряде случаев максимальный момент определяется опорным моментом.

Выбор оптимальной характеристики двигателя. Оптимальная характеристика двигателя определяется заданным временем перекладки пера руля с борта на борт, типом руля и двигателя. Графический метод определения оптимальной характеристики двигателя позволяет достаточно точно выбирать его частоту вращения, если известны механические характеристики привода и двигателя. Однако, как и всякий графический метод, он не позволяет исследовать влияние отдельных параметров привода и типа двигателя. Кроме того, приступая к расчету, обычно не располагают характеристиками двигателя. Поэтому графический метод целесообразно применять при проверочных расчетах, т. е. во втором приближении. Для предварительного определения оптимальной характеристики пользуются аналитическим методом.

Общее время перекладки руля с борта на борт на переднем ходу судна равно

$$T = t_1 + t_2 + t_{\text{п.п}}, \quad (\text{III.114})$$

где t_1 — время перекладки руля от ДП к борту; t_2 — время перекладки руля от борта к ДП; $t_{\text{п.п}}$ — продолжительность переходного процесса.

На основании выражения (I.89), предварительно выразив угол поворота пера руля в градусах, можно записать

$$t_1 = \frac{i\alpha_{\max}(1-s_H)}{360n_H} \Omega_{y_1}^x; \quad t_2 = \frac{i\alpha_{\max}(1-s_H)}{360n_H} \Omega_{y_2}^x. \quad (\text{III.115})$$

Подставив полученные выражения в уравнение (III.114), найдем:

$$T = \frac{i\alpha_{\max}(1-s_H)}{360n_H} (\Omega_{y_1}^x + \Omega_{y_2}^x) + t_{\text{п. п}} \quad (\text{III.116})$$

или

$$T = \frac{i\alpha_{\max}}{360n_H} \Psi + t_{\text{п. п}}, \quad (\text{III.117})$$

где

$$\Psi = (1-s_H) (\Omega_{y_1}^x + \Omega_{y_2}^x). \quad (\text{III.118})$$

Так как время перекладки с борта на борт является величиной заданной, то из выражения (III.117) может быть получена оптимальная частота вращения двигателя любого типа, удовлетворяющего заданному времени перекладки,

$$n_H = \frac{i\alpha_{\max}}{360(T-t_{\text{п. п}})} \Psi = \frac{n_{\text{ср}}}{2} \Psi, \quad (\text{III.119})$$

где $n_{\text{ср}} = \frac{i\alpha_{\max}}{180(T-t_{\text{п. п}})}$ — средняя скорость перекладки пера руля при постоянной частоте вращения двигателя.

Двигатели с невыключаемым сопротивлением. Для двигателя с невыключаемым сопротивлением или дросселями насыщения оптимальная номинальная каталожная частота вращения равна

$$n_{\text{н. кат}} = \frac{i\alpha_{\max}}{360(T-t_{\text{п. п}})(1-s_H)} \Psi. \quad (\text{III.120})$$

Так как двигатель работает на искусственной характеристике и при номинальном моменте снизит свою частоту вращения, в формулу (III.120) введен множитель $1-s_H$, учитывающий наличие сопротивления или дросселя насыщения. При работе электропривода рулевого устройства на переменном токе частота вращения двигателя определяется числом его полюсов и частотой сети и не может быть выбрана произвольно. Поэтому из выражения (III.116) находим передаточное число

$$i = \frac{360(T-t_{\text{п. п}})n_0}{\alpha_{\max}} (\Omega_{y_1}^x + \Omega_{y_2}^x)^{-1}. \quad (\text{III.121})$$

Практически в зависимости от типа руля и двигателя Ψ лежит в пределах 1,2—1,5. Так как значение Ψ характеризует оптимальную частоту вращения двигателя, а при заданном моменте сопротивления и мощность двигателя, то наименьшему его значению

будет соответствовать минимальная мощность двигателя. В свою очередь Ψ определяется типом двигателя. Поэтому задача выбора последнего сводится к нахождению численного значения величины Ψ . Значения $\Omega_{y_1}^x$ и $\Omega_{y_2}^x$ применительно к рулевому электроприводу зависят от типа руля и двигателя [см. (I.90)].

Для руля обыкновенной формы $y=1$. Если применяются АД с фазным ротором или двигатели постоянного тока с параллельным возбуждением, то $x=1$. Тогда

$$\Omega_{1_1}^1 = \frac{1}{B_1} \ln \frac{A_1}{A_1 - B_1}; \quad \Omega_{1_2}^1 = \frac{1}{B_2} \ln \frac{A_2 + B_2}{A_2}. \quad (\text{III.122})$$

В случае применения двигателей постоянного тока последовательного или смешанного возбуждения $x=2$ и

$$\Omega_{1_1}^2 = \frac{1}{A_1(A_1 - B_1)}; \quad \Omega_{1_2}^2 = \frac{1}{A_2(A_2 + B_2)}. \quad (\text{III.123})$$

Если же применяется система Г—Д или короткозамкнутый АД повышенного скольжения, а также с дросселем насыщения, то $x = \frac{1}{2}$ и

$$\Omega_{1_1}^{1/2} = \frac{2}{B_1} (\sqrt{A_1} - \sqrt{A_1 - B_1}); \quad \Omega_{1_2}^{1/2} = \frac{2}{B_2} (\sqrt{A_2 + B_2} - \sqrt{A_2}). \quad (\text{III.124})$$

В выражениях (III.122), (III.123) и (III.124)

$$A_1 = A_2 = 1 - m_0 b; \quad B_1 = b(m_{\text{свк}} - m_0); \quad B_2 = b(m_0 - m_{\text{свк}}).$$

Если руль балансирный, то $y=2$. При $x=1$

$$\left. \begin{aligned} \Omega_{2_1}^1 &= \frac{1}{2\sqrt{A_1 B_1} (1 + \theta_0)} \ln \frac{\left(1 + \sqrt{\frac{B_1}{A_1}}\right) \left(1 + \theta_0 \sqrt{\frac{B_1}{A_1}}\right)}{\left(1 - \sqrt{\frac{B_1}{A_1}}\right) \left(1 - \theta_0 \sqrt{\frac{B_1}{A_1}}\right)}; \\ \Omega_{2_2}^1 &= \frac{1}{\sqrt{A_2 B_2} (1 + \theta_0)} \left[\arctg \sqrt{\frac{B_2}{A_2}} + \arctg \theta_0 \sqrt{\frac{B_2}{A_2}} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.125})$$

При $x=2$

$$\left. \begin{aligned} \Omega_{2_1}^2 &= \frac{1}{2B_1^2 (1 + \theta_0)} \left[\frac{\xi_1^2}{1 - \xi_1} + \frac{\theta_0^2 \xi_1^2}{1 - \xi_1 \theta_0^2} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{\xi_1 \sqrt{\xi_1}}{2} \ln \frac{(1 + \sqrt{\xi_1})(1 + \theta_0 \sqrt{\xi_1})}{(1 - \sqrt{\xi_1})(1 - \theta_0 \sqrt{\xi_1})} \right]; \\ \Omega_{2_2}^2 &= \frac{1}{2B_2^2 (1 + \theta_0)} \left[\frac{\xi_2^2}{1 - \xi_2} + \frac{\theta_0^2 \xi_2^2}{1 - \xi_2 \theta_0^2} + \right. \\ &\quad \left. + (\arctg \sqrt{\xi_2} + \arctg \theta_0 \sqrt{\xi_2}) \sqrt{\xi_2} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.126})$$

При $x = \frac{1}{2}$

$$\left. \begin{aligned} \Omega_{2_1}' &= \frac{1}{\sqrt{B_1(1+\theta_0)}} \left(\arcsin \sqrt{\xi_1} + \arcsin \theta_0 \sqrt{\xi_1} \right); \\ \Omega_{2_2}' &= \frac{1}{\sqrt{B_2(1+\theta_0)}} \ln \frac{\sqrt{\xi_2} + \sqrt{1+\xi_2}}{\sqrt{1-\theta_0^2 \xi_2} - \theta_0 \sqrt{\xi_2}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.127})$$

В выражениях (III.125), (III.126) и (III.127)

$$\xi_1 = \frac{B_1}{A_1}; \quad A_1 = 1 - \frac{m_{c_0} - \theta_0^2 m_{c_{\theta_K}}}{1 - \theta_0^2} b; \quad B_1 = \frac{m_{c_{\theta_K}} - m_{c_0}}{1 - \theta_0^2} b;$$

$$\xi_2 = \frac{B_2}{A_2}; \quad A_2 = 1 - \frac{m_{c_0} - \theta_0^2 m'_{c_{\theta_K}}}{1 - \theta_0^2} b; \quad B_2 = \frac{m'_{c_{\theta_K}} - m_{c_0}}{1 - \theta_0^2} b.$$

При использовании диаграмм (см. рис. I.17) Ω_y^x определяется в зависимости от критериального коэффициента $b m_{c_{\theta_K}}$, относительного значения начального момента m_{c_0} и угла α_1 для различных типов рулей и двигателей. Для обыкновенного руля при режиме работы на переднем ходу судна и перекладке пера руля от ДП на борт имеем

$$b m_{c_{\theta_K}} = b \frac{M_{c.k.}}{M_H}, \quad (\text{III.128})$$

а m_{c_0} задается. При перекладке пера руля от борта к ДП

$$b m'_{c_{\theta_K}} = b m_{c_{\theta_K}} \eta \eta', \quad m'_{c_0} = \frac{m_{c_0}}{\eta \eta'}.$$

В случае балансирного руля, кроме указанных величин, необходимо определять относительное значение угла перемещения

$$\theta_0 = \frac{\alpha_1}{\alpha_{\max} - \alpha_1}.$$

При заднем ходе судна для рулей всех форм $b m_{c_{\theta_K}} = b \frac{M_{c.k.z.x}}{M_H}$, а m_{c_0} задается. При перекладке пера руля от ДП на борт значение критериального коэффициента равно

$$b m'_{c_{\theta_{K.z.x}}} = b m_{c_{\theta_{K.z.x}}} \eta \eta'; \quad m'_{c_0} = \frac{m_{c_0}}{\eta \eta'}.$$

Если для упрощения расчетов принять, что значение момента сопротивления при перекладке обыкновенного руля от борта к ДП или балансирного руля от борта до угла $\alpha = \alpha_1$ остается постоянным и далее прямолинейно возрастает, а механическая характеристика двигателя носит прямолинейный характер, то величина Ψ

будет определяться из выражений (III.118), (III.122) и (I.90), так как $x=1$, $y_1=1$, $y_2=0$:

$$\left. \begin{aligned} \Psi &= \frac{1-s_n}{1-s_n m_{c0}} \left(\gamma + \frac{\beta}{\xi} \ln \frac{1}{1-\xi} \right); \quad \xi = \frac{s_n (m_{c\theta_k} - m_{c0})}{1-s_n m_{c0}}; \\ \beta &= \frac{\alpha_{\max} - 2\alpha_1}{\alpha_{\max}}; \quad \gamma = \frac{\alpha_{\max} + 2\alpha_1}{\alpha_{\max}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.129})$$

Для руля обыкновенной формы $\alpha_1=0$, $\beta=1$, $\gamma=1$.

Выбор двигателя по каталогу. Мощность двигателя (в ваттах) равна

$$P_{\text{н. кат}} = 6,28 M_{\text{н. р}} n_{\text{н. р}}, \quad (\text{III.130})$$

где $M_{\text{н. р}}$ — номинальный расчетный момент, Н·м; $n_{\text{н. р}}$ — номинальная расчетная частота электродвигателя, с⁻¹.

По каталогу двигатель необходимо выбирать в соответствии с полученной расчетной мощностью, заданной формой исполнения (брызгозащищенное, водозащищенное, герметическое); номинальным режимом (для рулевых электроприводов в качестве номинального обычно принимают кратковременный режим продолжительностью 30 и 60 минут; изоляцией обмоток (водостойкая и влагостойкая); температурой окружающей среды (обычно равной 40° С).

Короткозамкнутый АД переменного тока необходимо проверить по условиям максимального момента сопротивления $M_{\max \text{ кат}} > > c_{\text{напр}} c_{\text{тр}} M_{c \text{ max}}$, где коэффициент $c_{\text{напр}}$ учитывает падение напряжения сети, а коэффициент $c_{\text{тр}}$ — увеличение трения покоя по сравнению с трением движения.

Мощность генератора в системе Г—Д выбирают исходя из необходимости обеспечить заданную частоту вращения холостого хода электродвигателя и номинальный момент. Практически принимают

$$P_{\text{Г}} = 6,28 M_{\text{н. р}} n_0 = 6,28 M_{\text{н. р}} \frac{n_{\text{н. р}}}{1-s}. \quad (\text{III.131})$$

Чтобы получить наименьшие размеры генератора, его частоту вращения выбирают предельно допустимой для данной мощности. Практически при мощности двигателя до 10 кВт частота вращения генератора может быть выбрана равной 2000—2900 об/мин (35—50 с⁻¹), а при мощности свыше 10 кВт — 1450 об/мин (25 с⁻¹). Мощность приводного двигателя к генератору (в ваттах) определяется с учетом к. п. д. генератора и двигателя рулевого устройства, тогда

$$P_{\text{д}} = 6,28 \frac{M_{\text{н. р}} n_{\text{н. р}}}{\eta_{\text{д}} \eta_{\text{Г}}}. \quad (\text{III.132})$$

3. Аналитический метод расчета электропривода в переходных режимах работы

После того как двигатель выбран, можно определить продолжительность разгона и торможения и уточнить $n_{\text{н}}$ двигателя и его коэффициент перегрузки λ .

Общее время перекладки руля с борта на борт

$$T = t_p + t_1 + t_2 + t_T, \quad (\text{III.133})$$

где t_p, t_1, t_2, t_T — время разгона двигателя, перекладки пера руля от ДП на борт до начала торможения, перекладки от борта к ДП после окончания разгона и время торможения соответственно. В общем случае время разгона привода будет складываться из времени разгона по искусственной t_{p1} и естественной t_{p2} характеристикам:

$$t_p = t_{p1} + t_{p2}. \quad (\text{III.134})$$

Время t_{p1} можно определить приближенно, исходя из предположения о прямолинейности изменения частоты вращения на пусковых характеристиках привода для всех типов двигателей и о постоянстве момента сопротивления.

На основании уравнения движущих сил (I.67) при работе на искусственной (реостатной) характеристике в случае $x=1$ получим (рис. III.54):

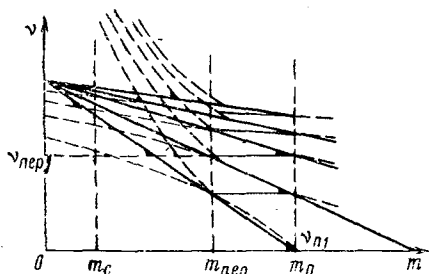


Рис. III.54. Пусковые характеристики привода.

$$\left. \begin{aligned} m &= b'_p - b'_p v, \quad m_{п} = b'_p - b'_p v_{пj}, \\ m_{пер} &= b'_p - b'_p v_{перj} \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.135})$$

где $m_{п}$ — пусковой момент; $m_{пер}$ — момент, при котором происходит переход с одной характеристики на другую; $v_{пj}$ и $v_{перj}$ — частоты вращения, соответствующие этим моментам на каждой характеристике.

Из рис. III.54 следует, что $b'_p = \frac{m_{п} - m_{пер}}{v_{перj} - v_{пj}}$. Подставляя значение m из (III.135) в уравнение равновесия моментов, получим

$$b'_p - b'_p v - m_c = T_M \frac{dv}{dt}. \quad (\text{III.136})$$

Продолжительность разгона от $v = v_{пj}$ до $v = v_{перj}$ на любой искусственной характеристике при постоянном моменте сопротивления равна

$$\Delta t_j = T_M \int_{v_{пj}}^{v_{перj}} \frac{dv}{b'_p - b'_p v - m_c} = T_M \frac{1}{b'_p} \ln \frac{b'_p - m_c - b'_p v_{пj}}{b'_p - m_c - b'_p v_{перj}}.$$

Воспользовавшись уравнениями (III.135), после преобразований окончательно получим

$$\Delta t_j = T_M \frac{v_{пер} - v_{п}}{m_{п} - m_{пер}} \ln \frac{m_{п} - m_c}{m_{пер} - m_c}; \quad T_M = \frac{k \cdot 2\pi J n_0}{M_n}. \quad (\text{III.137})$$

Коэффициент $k \approx 1,2 \div 1,5$ учитывает момент инерции привода. Момент $m_{п}$ выбирают так, чтобы обеспечить разгон привода в слу-

чае пуска его при наибольшем моменте сопротивления с учетом снижения напряжения на 10%. Практически $m_{п1} = 1,6 \div 2,0$. В системе Г—Д $m_{п1}$ принимают меньше момента заторможенного двигателя. Тогда время разгона по искусственным характеристикам равно

$$t_{p1} = \Delta t_{p1} + \Delta t_{p2} + \Delta t_{p3} + \dots + \Delta t_{pj}. \quad (\text{III.138})$$

Время разгона двигателя по естественной характеристике исходя из тех же допущений можно определить по выражению

$$t_{p2} = \frac{v_c - v_1}{m_{п1} - m_c} T_M \ln \frac{m_{п1} - m_c}{m_1 - m_c},$$

где m_1 — момент, соответствующий $v_1 = 0,95 \div 0,97$ на естественной характеристике. Существующие формулы определения продолжительности разгона АД сложны и громоздки для расчетов, поэтому целесообразнее воспользоваться графоаналитическим методом, дающим достаточно точный результат. Приближенно время разгона может быть определено по выражению $t_p = T_M \frac{v_c}{m_{ср. п} - m_c}$, при этом $m_{ср. п} = c(m_{\max} + m_{п1})$ — среднепусковой момент; v_c — скорость двигателя, соответствующая моменту сопротивления m_c .

Угловая скорость перекладки пера руля, выражаемая в рад/с, определяется известным выражением

$$\frac{d\alpha}{dt} = \frac{2\pi n}{i} = \frac{2\pi n_0 v}{i}.$$

Приближенно считая при разгоне по искусственной характеристике $v = \text{const} = \frac{v_{\text{пер}} + v_{п1}}{2}$, получим выражение для определения угла поворота пера руля в градусах

$$\alpha_{p1} = \frac{180n_0 (v_{\text{пер}} + v_{п1})}{i} \int_0^{t_{p1}} dt = \frac{180n_0 (v_{\text{пер}} + v_{п1})}{i} t_{p1}. \quad (\text{III.139})$$

Соответственно при разгоне по естественной характеристике

$$v = \frac{v_{\text{пер}} + v_c}{2} \text{ и } t = t_{p2}$$

и поэтому

$$\alpha_{p2} = \frac{180n_0 (v_{\text{пер}} + v_c)}{i} t_{p2}. \quad (\text{III.140})$$

Продолжительность торможения привода при остановке будет также зависеть от типа двигателя и принятой схемы торможения.

Допуская, что спадание тормозного момента при наиболее часто применяемом динамическом торможении носит прямолинейный характер, можно получить время торможения

$$t_{т. д} = T_M \frac{v_c}{m_T} \ln \frac{m_c + m_T}{m_c}. \quad (\text{III.141})$$

Обычно принимают $m_T = m_{п1}$, а момент сопротивления полагают равным моменту при максимальных углах перекладки.

Существует ряд аналитических выражений для определения продолжительности динамического торможения короткозамкнутых АД. Можно воспользоваться приближенной формулой проф. В. Т. Касьянова, которая справедлива при постоянном токе, численно равном двойному номинальному току статора:

$$t_{т. д} = 1,44 \frac{k J n_n^2}{c P_n} 10^5, \quad (\text{III.142})$$

где $t_{т. д}$ — время динамического торможения, с; k — коэффициент, учитывающий момент инерции привода; J — момент инерции двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; n_n — номинальная частота вращения, с^{-1} ; P_n — номинальная мощность двигателя, кВт. Применительно к серии морских двигателей мощностью до 50 кВт $c = 150$.

При использовании двухскоростных двигателей имеет место двухступенчатое торможение — генераторное с рекуперацией энергии в сеть при переключении двигателя с большой скорости на малую и динамическое при торможении от малой скорости до остановки. Так как последний случай уже рассмотрен выше, то определим время генераторного торможения при переключении с большой скорости на малую:

$$t_{т. г} = T_{м. г} \frac{v_{т. г}}{m_{ср. г} + m_c}; \quad m_{ср. г} = c (m_{\text{max г}} + m_{п. г}), \quad (\text{III.143})$$

где $m_{\text{max г}}$, $m_{п. г}$ — максимальный и пусковой моменты привода при генераторном торможении.

Угол переключки пера руля при торможении определяется так же, как и при разгоне.

Время переключки руля с борта на борт равно

$$\left. \begin{aligned} t_1 &= \frac{i (\alpha_{\text{max}} - \alpha_{\tau}) (1 - s_n)}{360 n_{н. \text{кат}}} \Omega_{y_1}^x; \\ t_2 &= \frac{i (\alpha_{\text{max}} - \alpha_{\rho}) (1 - s_n)}{360 n_{н. \text{кат}}} \Omega_{y_2}^x. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.144})$$

Значение Ω_y^x определяем по выражениям (III.122) — (III.127) в зависимости от типа двигателя и руля. При определении $\Omega_{y_1}^x$ и $\Omega_{y_2}^x$ необходимо исходить из каталожных значений M_n и s_n . Если $t_{p1} + t_{p2} + t_1 + t_2 + t_{т} \leq T_{\text{зад}}$, то двигатель обеспечивает заданное время переключки.

4. Проверка выбранного двигателя по условиям нагрева

Проверка выбранного двигателя по условиям нагрева ведется следующими методами: двигатель постоянного тока независимого возбуждения проверяют методом эквивалентного момента, двигатель переменного тока — методом эквивалентного тока. Проверка на нагрев ведется для двух основных режимов: режима маневрирования судна и режима удержания его на заданном курсе.

Проверяя двигатель по условиям нагрева в режиме маневрирования судна, строят приближенную нагрузочную диаграмму рулевого привода (рис. III.55) аналитическим или графическим методом, исходя из предположения о прямолинейности изменения момента сопротивления в зависимости от угла перекладки. Разбивая нагрузочную диаграмму на ряд элементарных участков, определяют эквивалентный ток или момент. Применительно к диаграмме, приведенной на рис. III.55, значение эквивалентного момента равно

$$m_{\text{э}} = \left[\frac{m_{\text{ср.п}}^2 t_{\text{p1}} + \frac{t_{\text{p2}}}{3} (m_{\text{ср.п}}^2 + m_{\text{ср.п}} m_0 + m_0^2)}{T} + \frac{m_0^2 t_1 + \frac{t_2}{3} (m_0^2 + m_0 m_{\text{сθк}} + m_{\text{сθк}}^2) + \frac{1}{3} t_{\text{т}} m_{\text{т}}^2}{T} \right]^{1/2} \quad (\text{III.145})$$

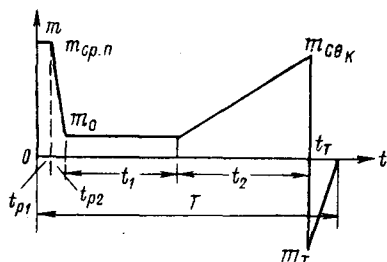


Рис. III.55. Приближенная нагрузочная диаграмма при маневрировании.

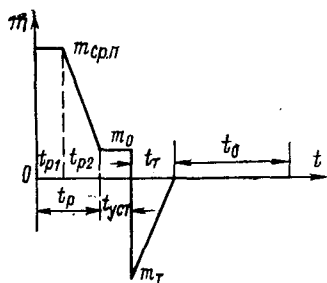


Рис. III.56. Нагрузочная диаграмма при удержании судна на заданном курсе.

Для двигателя переменного тока переход от момента к току для установившегося участка нагрузочной диаграммы может быть произведен по следующему выражению:

$$i = \frac{6,28 M_{\text{н}} n_0}{1,73 I_{\text{н}} U_{\text{л}}} \frac{m v}{\cos \varphi \eta},$$

где $\cos \varphi$ и η — значения коэффициента и к. п. д. по данным каталога при соответствующих нагрузках: $U_{\text{л}}$ — линейное напряжение. Для периода пуска ввиду отсутствия пропорциональности между током и моментом предварительно определяют зависимости скольжения от времени и затем по выражению $i = \frac{U_{\text{ип}}}{\sqrt{1 + \left(\frac{s_{\text{к}}}{s}\right)^2}}$ строят

кривую $i = f(t)$.

При проверке по условиям нагрева в режиме удержания судна на заданном курсе исходными данными являются число включений в час $Z = 400 \div 600$ и средний угол перекладки $\alpha_{\text{ср}}$. Тогда продолжительность цикла в секундах равна $t_Z = \frac{3600}{Z}$. Угол перекладки

в установившемся режиме $\alpha_{уст} = \alpha - \alpha_{ср} - \alpha_{т}$. Обычно $\alpha_{ср} = 4 \div 6^\circ$. Соответственно время установившегося периода приближенно равно

$$t_{уст} = \frac{\alpha_{уст} i}{360 v_c n_0}.$$

На рис. III.56 изображена нагрузочная диаграмма рулевого привода при удержании судна на заданном курсе. Применительно к указанной диаграмме эквивалентный момент равен

$$m_э = \left[\frac{m_{ср. п}^2 t_{р1} + \frac{t_{р2}}{3} (m_{ср. п}^2 + m_0 m_{ср. п} + m_0^2) + t_{уст} m_0^2 + \frac{1}{3} t_{т} m_{т}^2}{c_2 (t_p + t_t) + t_{уст} + c_1 t_0} \right]^2. \quad (III.146)$$

Коэффициенты c_1 и c_2 учитывают изменение условий охлаждения в период паузы t_0 , разгона и торможения. Обычно $c_1 = 0,5 \div 0,35$; $c_2 = 0,8 \div 0,5$. Если значения корня в выражении (III.146) не превышают единицу, то двигатель удовлетворяет условиям нагрева.

Проверка на нагрев двухскоростных или многоскоростных АД вызвана тем, что номинальный ток и мощность их меняются в зависимости от того, на какой скорости двигателя работают. По условиям нагрева в режиме маневрирования судна двигатель проверяют методом средних потерь за цикл. Если не учитывать незначительного охлаждения двигателя за время маневрирования, то его перегрев может быть определен следующим выражением:

$$\tau = \frac{A}{\sum G_j c_j k_j}, \quad (III.147)$$

где A — суммарная энергия потерь за время работы двигателя, Дж; G_j — масса отдельных частей машины, кг; c_j — теплоемкость отдельных частей машины; k_j — коэффициент перегрева отдельных частей. Наибольшую трудность представляет определение величины G_j , поэтому обычно берут общую массу машины и среднюю теплоемкость $c_{ср} = 445$ Дж/(кг·°С) для машины в целом. Если известна масса отдельных частей машины, то принимают $k_j = 1$ для меди статора и ротора, $k_j = 0,7$ для активного железа статора и ротора, $k_j = 0,5$ для станины и вала. Соответственно $c_j = 390$ Дж/(кг·°С) для обмоток статора и ротора, $c_j = 473$ Дж/(кг·°С) для активного железа статора и ротора, а также для станины и вала.

Таким образом, проверка двигателя по условиям нагрева сводится к определению средней суммарной энергии потерь при его работе. В общем случае энергия тепловых потерь в роторе при разгоне и торможении, если пренебречь моментом механических потерь, определяется (в джоулях) выражением

$$A_{р. п} = \int_0^t 6,28 M (n_0 - n) dt,$$

где M — момент на валу двигателя, Н·м; n_0, n — синхронная и текущая частота вращения соответственно, с⁻¹.

Для приближенного определения потерь переходим к конечным приращениям, тогда

$$A_{p.п} = 6,28(n_0 - n_{срj})M_j \Delta t_j = 6,28M_n n_0 m_j \Delta t_j (1 - v_{срj}) = \\ = P_c m_j \Delta t_j (1 - v_{срj}), \quad (\text{III.14}_8)$$

где $v_{ср} = \frac{v_j + v_{j+1}}{2}$ — средняя частота вращения двигателя за время Δt_j ;

$$m_j = m_{сj} + T_m \frac{\Delta v_j}{\Delta t_j}.$$

Для установившегося режима приближенно принимаем, что энергия потерь (в джоулях) определяется выражением

$$A_{p.уст} = 6,28M_{уст}(n_0 - n_{уст})t_{уст} = P_c m_{уст}(1 - v_{уст})t_{уст}.$$

В соответствии с нагрузочной диаграммой находим для каждого режима работы двигателя его энергию потерь и далее суммарную энергию потерь за весь цикл

$$\sum_{j=1}^n \Delta A_{p.пj} + \Delta A_{p.уст} = A_{рот}.$$

Так как ток ротора есть отраженный ток статора, то потери в статоре, если пренебречь влиянием тока холостого хода, будут $A_{ст} = A_{рот} \frac{r_1}{r_2}$. Энергия постоянных потерь за время работы $A_{пост} = \Delta P_{пост} T$ ($\Delta P_{пост}$ — мощность постоянных потерь). Суммарная энергия потерь за весь период маневрирования равна $A = A_{рот} + A_{ст} + A_{пост}$.

Проверка двигателя по условиям нагрева в режиме удержания судна на заданном курсе ведется аналогично проверке односкоростного двигателя. Различие заключается только в том, что допустимое число включений определяют для каждой ступени скорости отдельно, исходя из допустимых номинальных потерь для этой скорости.

5. Проверка выбранного двигателя по допустимому числу включений

При значительной частоте включений, имеющих место в ходовом режиме судна, большое влияние на нагрев как короткозамкнутого АД, так и двигателя постоянного тока оказывают периоды пуска и торможения. Если учесть, что потери в обмотках пропорциональны квадрату силы тока, станет понятным преобладающее влияние на нагрев двигателя токов, вызванных пуском и торможением. Применительно к рулевому приводу выбранный двигатель следует проверять на допустимое число включений в час, при котором средняя температура не будет превышать заданную. Если обозначить переменные потери мощности в обмотке двигателя при номинальном режиме $\Delta P_{п}$, во время разгона $\Delta P_{р}$, при установившемся режиме $\Delta P_{уст}$, а при торможении $\Delta P_{т}$, то исходя из условий

теплового баланса (т. е. сравнивая номинальные потери в течение часа с пусковыми и тормозными потерями при числе циклов в час, равном Z) можно написать следующее выражение:

$$Z = \frac{3600 [(t_{ц} - t_0) (\Delta P_{н} - \Delta P_{уст}) + \Delta P_{н} c_1 t_0]}{t_{ц} [\Delta P_{р} t_{р} + \Delta P_{т} t_{т} - (t_{р} + t_{т}) (\Delta P_{уст} + c_2 \Delta P_{н} - \Delta P_{н})]}, \quad (III.149)$$

где c_1 — коэффициент, учитывающий ухудшение теплоотдачи в период паузы и изменяющийся в пределах от 0,35 до 0,5; t_0 — время паузы; $t_{ц}$ — продолжительность цикла; $t_{р}$ и $t_{т}$ — время разгона и время торможения; c_2 — коэффициент, учитывающий ухудшение теплоотдачи в период разгона и торможения в зависимости от исполнения двигателя и изменяющийся в пределах от 0,5 до 0,8. Из (III.149) следует, что для увеличения допустимого числа включений необходимо иметь двигатель с малыми потерями при переходном режиме, большими допустимыми потерями при номинальном режиме и большой теплоотдачей при паузе. Уменьшение потерь при переходном режиме может быть достигнуто применением двигателя с малым маховым моментом и большим номинальным скольжением. Увеличение допустимых потерь при номинальном режиме может быть достигнуто применением более теплостойкой изоляции и интенсивной вентиляции. Используя независимую вентиляцию, т. е. вентиляцию, действующую во время паузы, можно увеличить допустимые потери во время паузы и довести значение коэффициента c_1 до единицы. Таким образом, задача определения допустимого числа включений сводится к определению потерь в период цикла.

Мощность полных потерь ΔP_{Σ} в номинальном режиме при использовании каталожных данных может быть определена по формуле

$$\Delta P_{\Sigma} = P_{н} \frac{1 - \eta_{н}}{\eta_{н}}. \quad (III.150)$$

Если мощности переменных и постоянных потерь при номинальном режиме равны, то получим следующее выражение для определения мощности переменных потерь при номинальном режиме: $\Delta P_{н} = \Delta P_{\Sigma} / 2$. При известном сопротивлении статора переменные потери в нем могут быть вычислены по формуле

$$\Delta P_{н} = 3I_{н}^2 R_1. \quad (III.151)$$

Мощность переменных потерь при любом другом режиме будет пропорциональна квадрату среднеквадратичного значения тока за время режима:

$$\Delta P = \Delta P_{н} (i_{ср})^2, \quad (III.152)$$

где $i_{ср} = \frac{\sqrt{I_{ср}^2}}{I_{н}}$.

Среднеквадратичное значение тока вычисляют общепринятыми методами по кривой изменения тока в период разгона или торможения. Зная потери за время цикла, определяют Z . Если окажется, что расчетное Z будет больше заданного или равно ему, то двигатель выбран правильно.

6. Численные методы расчета переходных и аварийных режимов работы электропривода

В приведенных выше расчетах не учитывалось влияние электромеханических и электромагнитных переходных процессов, возникающих при работе привода рулевого устройства. Однако в ряде случаев (например, при разгоне, торможении и в особенности при заклинивании) учет переходных процессов меняет картину явлений.

Необходимо подчеркнуть, что даже в режиме перекладки руля с борта на борт следует учитывать влияние электромеханического переходного процесса. Действительно, в этом случае двигатель первоначально разгоняется до частоты вращения, близкой частоте холостого хода, так как момент сопротивления очень мал, а далее по мере перекладки руля вследствие возрастания момента сопротивления частота вращения двигателя снижается до минимальной. Например, в системе Г—Д она снижается в два раза и более за 15—20 с. В данном случае пренебрегать электромеханическим переходным процессом уже не следует, так как моменты инерции двигателя и привода будут влиять на время перекладки руля. При этом роль их тем больше, чем мягче характеристика двигателя и чем больше момент инерции. Так, с увеличением момента инерции привода возрастает время разгона и торможения; при расчете этих периодов необходимо учитывать электромеханические переходные процессы.

В аварийных режимах (например, при заклинивании привода) вследствие быстрого протекания переходных процессов желательно учитывать не только электромеханические, но и электромагнитные переходные процессы.

Для выполнения расчетов электромеханического привода в аварийных и переходных режимах, а также при исследовании любых других динамических систем необходимо выбрать численный метод решения задачи, так как лишь в очень небольшом числе случаев решение уравнений, описывающих закономерности изучения систем, удастся представить через элементарные функции.

Специфика расчета судовых систем предъявляет определенные требования к численным методам их решения. Так, при решении задач на ЦВМ предпочтительно следует отдавать методам, которые при достаточной математической корректности удобны для разработки машинного алгоритма, позволяют создавать компактные циклические программы, требуют наименьшего времени решения и обеспечивают заданную точность.

Все численные методы решения алгебраических и трансцендентных уравнений можно подразделить на прямые методы и методы последовательных приближений. Прямые методы позволяют решать уравнения непосредственным путем, выполняя вычисления в заранее установленной последовательности. Эти методы дают точные результаты. В отличие от прямых методы последовательных приближений (в частности, итерационные) дают возможность решать уравнения циклически (по циклическим программам), причем вычисления продолжают до тех пор, пока результаты двух последних циклов не будут отличаться на заранее заданную величину. Эти методы не требуют проверки правильности решения задачи. Итерационные методы находят применение при выполнении расчетов на ЦВМ.

Для решения обыкновенных линейных и нелинейных дифференциальных уравнений с начальными условиями разработан ряд методов численного интегрирования, из которых наиболее известны и часто применяются методы Эйлера и Рунге—Кутта, основанные на разложении решения в окрестности точки t_r в ряд Тейлора.

Пусть дано уравнение вида

$$\frac{dx}{dt} = f(x, t). \quad (\text{III.153})$$

Если его решением является $x(t)$, то это решение может быть разложено в ряд Тейлора по формуле

$$x(t) = x(t_r) + \frac{(t-t_r)}{1!} x'(t_r) + \frac{(t-t_r)^2}{2!} x''(t_r) + \dots \quad (\text{III.154})$$

Решение уравнения определяется последовательно в точках t_1, t_2, \dots, t_s .

Если обозначить $t_{r+1} - t_r = h$, где h — шаг интегрирования, а производные получить из (III.153), то для момента времени t_{r+1} формула (III.154) будет иметь вид

$$x(t_{r+1}) = x(t_r) + \frac{h}{1!} f[x(t_r), t_r] + \frac{h^2}{2!} [f'_t[x(t_r), t_r] + f'_x[x(t_r), t_r] f[x(t_r), t_r]] + \dots \quad (\text{III.155})$$

На использовании выражения (III.155) основаны упомянутые выше методы, которые отличаются числом удерживаемых членов ряда Тейлора. В методе Эйлера удерживаются два члена ряда и формула для расчета $x(t_{r+1})$ представляется выражением вида

$$x(t_{r+1}) = x(t_r) + hf[x(t_r), t_r]. \quad (\text{III.156})$$

В методе Рунге—Кутта учитываются пять членов ряда Тейлора.

Вычисления по методу Эйлера просты и заключаются на каждом шаге интегрирования в определении функции f , умножении ее на h и суммировании со значением $x(t_r)$. Метод Рунге—Кутта предусматривает вычисление правых частей (III.155) на каждом шаге интегрирования четыре раза.

Пусть уравнение равновесия моментов рулевого привода имеет вид (III.103)

$$m - m_c = 2\pi \frac{J}{M_H} \frac{dn}{dt}.$$

В общем случае m_c является нелинейной функцией угла перекладки руля α , поэтому решение последнего уравнения не может быть выражено через элементарные функции. Для его отыскания можно воспользоваться численным методом, например методом конечных приращений Эйлера. В этом случае решение рассматриваемого уравнения может быть записано в виде

$$n(t + \Delta t) = n(t) + \Delta t \frac{M_H}{2\pi J} [m(t) - m_c(t)]. \quad (\text{III.157})$$

Здесь значение движущего момента m определяется по механической характеристике двигателя соответственно найденному значению частоты вращения $n(t)$, а значение m_c — по зависимости момента сопротивления от угла перекладки пера руля $m_c = f(\alpha)$, определяемой из выражения (III.108).

Воспользуемся зависимостью между угловым положением пера руля и частотой вращения двигателя:

$$\frac{d\alpha}{dt} = \frac{\omega}{i} = \frac{2\pi n}{i} = \frac{360n}{i}. \quad (\text{III.158})$$

Значение угла перекладки может быть определено следующим образом:

$$\alpha(t + \Delta t) = \alpha(t) + \Delta t \frac{360n(t)}{i}. \quad (\text{III.159})$$

Общее время перекладки пера руля

$$T = \sum_{j=1}^n \Delta t_j. \quad (\text{III.160})$$

Полученные выражения позволяют произвести расчет практически любого режима работы привода, если известны механическая характеристика двигателя, момент инерции и характеристика момента сопротивления.

Целесообразно придерживаться следующего порядка расчета, предполагая, что двигатель уже выбран и все параметры его известны.

Первоначально по данным, снимаемым с кривой момента на баллере, строят зависимость $m_c = f(\alpha)$ в соответствии с выражением (III.108). Полученную кривую и механическую характеристику двигателя наносят на один и тот же график. При этом, если разгон происходит по искусственным характеристикам, их также наносят на график.

Для нахождения первой расчетной точки с помощью полученных кривых определяют момент сопротивления m_c , соответствующий углу 35° (если перекладка производится с борта на борт) или

любом углу, с которого начинается переключка. По механической характеристике двигателя находят движущий момент $m(0)$ при частоте вращения двигателя, равной нулю. Тогда, задавшись шагом интегрирования Δt , первоначально определяют

$$n(0 + \Delta t) = n(0) + \Delta t \frac{M_H}{2\pi J} [m(0) - m_c(0)];$$

$$\alpha(0 + \Delta t) = \alpha(0) \pm \Delta t \frac{360n(0)}{i}.$$

Для полученных значений $n(0 + \Delta t)$ и $\alpha(0 + \Delta t)$ находят соответствующие им значения $m(0 + \Delta t)$ и $m_c(0 + \Delta t)$ по заданным характеристикам. Первый шаг вычислений закончен.

Аналогично выполняется следующий шаг вычислений. Данные расчета заносятся в таблицу. Табличная форма расчета позволяет через малые интервалы времени найти значение движущего момента или тока двигателя и таким образом определить $m_j^2 \Delta t_j$ или $i_j^2 \Delta t_j$. Тогда значительно упрощается проверка двигателя по условиям нагрева. Действительно,

$$m_3 = \sqrt{\frac{\sum m_j^2 \Delta t_j}{\sum \Delta t_j}}, \quad i_3 = \sqrt{\frac{\sum i_j^2 \Delta t_j}{\sum \Delta t_j}}. \quad (\text{III.161})$$

Рассмотрим работу электропривода при заклинивании руля. Будем считать, что момент сопротивления имеет линейную зависимость от времени, т. е. $m_c = m_{\text{зак}} = kt$. Задаваясь значением шага вычислений Δt , определяем для этого промежутка $m_c(T_{\text{зак}})$ по кривой $m_c = f(t)$, а движущий момент m принимаем равным движущему моменту привода перед заклиниванием $m(T_{\text{зак}})$. Тогда

$$n(T_{\text{зак}} + \Delta t) = n(T_{\text{зак}}) + \Delta t \frac{M_H}{2\pi J} [m(T_{\text{зак}}) - m_c(T_{\text{зак}})].$$

Для полученного значения частоты вращения определяем по механической характеристике новое значение движущего момента $m(T_{\text{зак}} + \Delta t)$ и, задаваясь значением Δt , находим m_c для $\Sigma \Delta t$ и т. д.

7. Машинное проектирование электропривода рулевого устройства

Общие соображения. Задача проектирования электропривода заключается в нахождении такого оптимального варианта привода, который в максимальной степени отвечал бы требованиям, предъявляемым ко всей системе. При этом основными критериями являются производительность, быстродействие, перегрузочная способность по моменту и току, длительность непрерывной работы, минимальная установочная мощность привода. Разнообразие критериев и параметров, влияющих на работу электропривода, приводит к тому, что решить данную задачу аналитически не представляется возможным и приходится применять метод перебора раз-

личных вариантов. В этом случае применение ЦВМ позволяет сравнительно быстро прорешать большое количество вариантов при минимальной затрате ручного труда и на основе их сравнения выбрать оптимальную систему электропривода, а также установить влияние параметров объекта и системы управления на протекающие процессы. В связи с этим возникает задача такой организации машинного проектирования, которая, с одной стороны, облегчала бы работу с ЦВМ, а с другой — использовала бы все ее возможности.

При машинном проектировании алгоритм решения состоит из трех основных частей. Первая часть — ввод исходных данных. Исходными данными для проектирования являются параметры объекта управления, электропривода, системы управления, а также начальные значения переменных, характеризующих протекающие процессы. При подготовке исходных данных должны быть четко определены параметры и их численные значения. Вторая часть — математическое обеспечение. Математическое обеспечение заключается в подготовке задачи к виду, удобному для программирования. При этом все расчетные формулы приводятся к соответствующему виду таким образом, чтобы при изменении численных значений исходных параметров никакой перестройки в программе расчета не требовалось. Кроме того, математическое обеспечение должно предусматривать достаточную точность решения задачи. Третья часть — вывод конечных результатов. После окончания вычислительного процесса результаты решения должны выдаваться в наглядной и удобной для обработки форме — в виде таблиц, графиков и т. д.

Применим для расчета рулевого привода один из наиболее эффективных численных методов — метод Эйлера.

Алгоритм машинного проектирования электропривода рулевого устройства. Предварительно рассмотрим уравнение (III.103) на временном интервале $[0, T]$, где T — время перекладки, которое подлежит определению. Пусть известно, что начальное значение угла перекладки $\alpha_0 < 0$ и конечное значение угла перекладки $\alpha_{\text{кон}} > 0$. Так как начальному значению $n_0 = 0$ на естественной характеристике $m_e(n)$ обычно соответствует значение момента, превосходящее максимальный допустимый момент $m_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{M_n} =$

$= \lambda$ (λ — перегрузочная способность двигателя, равная 1,5—1,6), то до выхода на естественную характеристику двигатель разгоняют по одной или нескольким искусственным характеристикам:

$$m_{U1}(n), m_{U2}(n), \dots, m_{UN}(n).$$

Переход с k -й искусственной характеристики ($k = 1, 2, \dots, n-1$) на $(k+1)$ -ю и с последней, n -й искусственной характеристики на естественную совершается, когда при работе двигателя на k -й характеристике достигается такая частота вращения n_k , что на $(k+1)$ -й искусственной или естественной характеристике ей соответствует максимально допустимый момент $m_{\text{max}} = \frac{\lambda M_n}{M_n} = \lambda$, т. е.

можно приближенно считать суммарное время работы по всем искусственным характеристикам разгона:

$$t_p \approx \sum_{k=1}^N T_k = \sum_{k=1}^N (t_k - t_{k-1}) = t_N,$$

причем $t_0=0$ и, следовательно, время установившегося движения равно продолжительности работы по естественной характеристике: $t_{уст} \approx t_{N+1}$.

Время установившегося движения и время разгона можно уточнить, имея диаграмму значений $n(t)$. Строго говоря, к времени разгона надо отнести ту часть времени движения по естественной характеристике, когда постоянная частота вращения $n(t)$ еще не установилась. Время установившегося движения — промежуток времени, в течение которого частота вращения двигателя не меняется ($n = \text{const}$). Пользуясь диаграммой, можно получить $n_{срk}$ — среднюю частоту вращения по k -й характеристике:

$$n_{срk} = \frac{1}{T_k} \int_{t_{k-1}}^{t_k} |n(t)| dt.$$

Интеграл определяется приближенно по формуле трапеций

$$n_{срk} = \frac{1}{T_k} \frac{\Delta t}{2} [|n(t_{k-1})| + 2|n(t_{k-1} + \Delta t)| + 2|n(t_{k-1} + 2\Delta t)| + \dots \\ \dots + 2|n(t_k - 2\Delta t)| + 2|n(t_k - \Delta t)| + |n(t_k)|]. \quad (\text{III.163})$$

Таким образом, искомые номинальные частоты вращения равны

$$n_{н2} \approx n_{срN+1};$$

$$n_{н1} = \frac{1}{T} \int_0^T |n(t)| dt = \frac{1}{T} \sum_{k=1}^{N+2} \int_{t_{k-1}}^{t_k} |n(t)| dt = \\ = \frac{1}{T} \sum_{k=1}^{N+2} T_k \frac{1}{T_k} \int_{t_{k-1}}^{t_k} |n(t)| dt = \frac{1}{T} \sum_{k=1}^{N+2} T_k n_{срk}.$$

Отметим, что Δt можно менять от характеристики к характеристике, так как формула трапеций используется для каждой характеристики отдельно. В связи с тем что при разгоне и торможении частота вращения $n(t)$ меняется быстро, а при установившемся режиме $n(t)$ практически не меняется, при расчете переходных процессов (характеристики разгона и динамического торможения) выбирают значение Δt гораздо меньшее, чем при расчете установившегося движения (естественная характеристика).

Как указывалось выше, выбрав по каталогу двигатель, необходимо проверить, обеспечивает ли он заданные режимы работы. Если двигатель не обеспечивает эти режимы работы или, напро-

тив, обеспечивает с большим запасом, необходимо взять новый двигатель. Поскольку проверяется уже выбранный двигатель, то к началу расчета известны механические характеристики двигателя и промежуточные пуско-тормозные характеристики $m_k(n)$ ($k=1, \dots, N+2$) и $m_c(\alpha)$.

При расчете вручную по формулам (III.157) и (III.159) для получения очередных значений $m[n(t)]$, $m_c[\alpha(t)]$ — при известных значениях $n(t)$ и $\alpha(t)$ в момент времени t — можно непосредственно обращаться к графикам указанных характеристик (см. нижеприведенный пример).

Обращение к графику на каждом шаге метода Эйлера при машинном счете невозможно. Поэтому все кривые, заданные графически, заменяются близкими аналитическими аппроксимациями. Характеристики $m_k(n)$ ($k=1, 2, \dots, N, N+1, N+2$) заменяются интерполяционными полиномами Ньютона, совпадающими с $m_k(n)$ в k узлах. Характеристика $m_c(\alpha)$ разбивается на две части $m_1(\alpha)$ и $m_2(\alpha)$ для значений аргумента $\alpha_0 \leq \alpha \leq 0$ и $0 \leq \alpha \leq \alpha_{\text{рон}}$ соответственно. Каждая часть заменяется интерполяционным полиномом Ньютона, совпадающим в k узлах с приближаемой функцией. Если известны значения $f(x_0), f(x_1), f(x_2), \dots, f(x_{k-1})$ приближаемой функции в k равноотстоящих значениях аргумента (узлах) $x_i = x_0 + ih$ ($i=0, 1, 2, \dots, k-1$), то интерполяционный полином Ньютона, совпадающий в частном случае в пяти узлах с приближаемой функцией, имеет вид

$$p_4(x) = y_i + q \Delta y_i + \frac{q(q-1)}{2!} \Delta^2 y_i + \frac{q(q-1)(q-2)}{3!} \Delta^3 y_i + \\ + \frac{q(q-1)(q-2)(q-3)}{4!} \Delta^4 y_i.$$

Здесь

$$q = \frac{x - x_0}{h}; \quad \Delta y_i = \Delta f(x_i) = f(x_i + 1) - f(x_i); \quad \Delta^2 y_i = \Delta^2 f(x_i) = \\ = \Delta y_{i+1} - \Delta y_i; \quad \Delta^3 y_i = \Delta^3 f(x_i) = \Delta^2 y_{i+1} - \Delta^2 y_i; \quad \Delta^4 y_i = \Delta^4 f(x_i) = \\ = \Delta^3 y_{i+1} - \Delta^3 y_i \quad (i=0, 1, 2, 3).$$

8. Алгоритм машинного проектирования электропривода рулевого устройства

На основании уравнений и методики, рассмотренной выше, составлен алгоритм решения задачи по проверке соответствия выбранного электропривода рулевого устройства заданным режимам работы. Алгоритм (рис. III.57) показывает последовательность вычислительных операций, следуя которой можно решить задачу проектирования электропривода. На рис. III.57 алгоритм представлен в виде соединенных между собой отдельных операторов. Направление вычислительного процесса указано стрелками. Числовые операторы изображены в виде прямоугольников, внутри

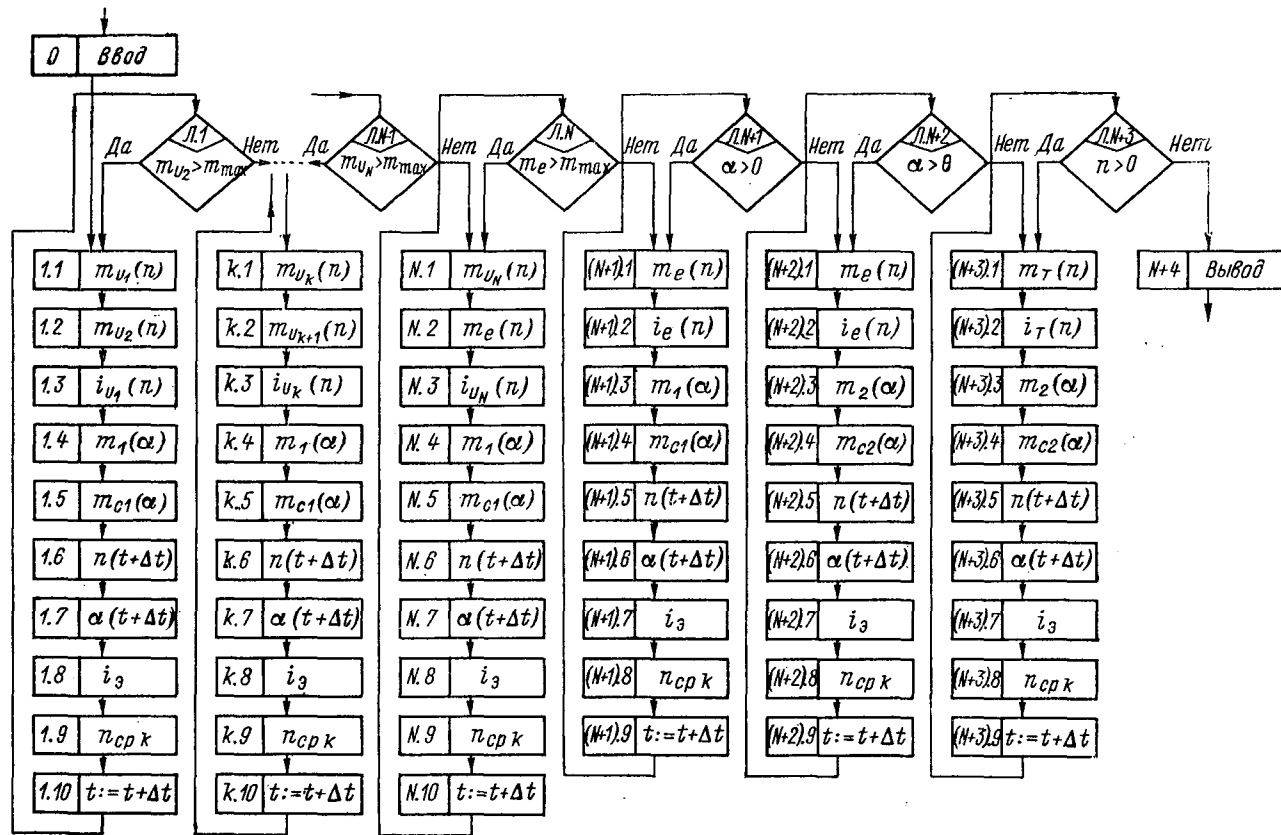


Рис. III.57. Алгоритм решения задачи проверки выбранного электропривода.

которых записана величина, подлежащая вычислению. Логические операторы изображены в виде ромбов, внутри которых записано проверяемое логическое условие. Числовые операторы имеют один вход и один выход, логические операторы — один вход и два выхода. Группы числовых операторов, разделенные логическими операторами, образуют блоки.

Рассмотрим подробнее содержание каждого блока в отдельности.

В блоке 0 осуществляется ввод параметров, задание начальных значений переменных, задание данных для интерполяции графиков. Параметрами являются: M_H , m_{\max} , J , η , i , θ , Δt . Начальные значения переменных: $t=0$, $n(0)=0$, $\alpha(0)=\alpha_0$. Для задания характеристик $m_k(n)$ ($k=1, 2, \dots, N, N+1, N+2$) и $m_1(\alpha)$, $m_2(\alpha)$ в ЦВМ вводят значения шага интерполяции h , начального аргумента интерполяции x_0 и k значений функции в узлах интерполяции $f(x_0)$, $f(x_0+h)$, $f(x_0+2h)$, \dots , $f[x_0+(k-2)h]$, $f[x_0+(k-1)h]$ отдельно для каждой характеристики. Шаг интерполяции вычисляется по формуле $h = \frac{f_{\max}(x) - f_{\min}(x)}{k-1}$. Значения x_0 и $f(x)$ снимаются с графиков соответствующих характеристик.

Блок 1 представляет алгоритм решения задачи разгона электродвигателя по 1-й искусственной характеристике. Операторы 1.1—1.4 позволяют определить по заданным аргументам значение интерполяционного полинома Ньютона для функций $m_{U_1}'(n)$, $m_{U_2}'(n)$, $i_{U_1}(n)$, $m_1(\alpha)$.

Оператор 1.5 осуществляет решение уравнения (III.108)

$$m_c = \frac{M_G(\alpha)}{i\eta M_H}.$$

Оператор 1.6 решает уравнение (III.157)

$$n(t + \Delta t) = n(t) + \Delta t \frac{M_H}{2\pi J} [m(n(t)) - m_c(\alpha(t))].$$

Оператор 1.7 решает уравнение (III.159)

$$\alpha(t + \Delta t) = \alpha(t) + \Delta t \frac{360n(t)}{i}.$$

Оператор 1.8 решает уравнение (III.161)

$$i_s = \sqrt{\frac{\sum i_j^2 \Delta t_j}{\sum \Delta t_j}}.$$

Оператор 1.9 решает уравнение (III.163)

$$n_{\text{ср}k} = \frac{1}{T_k} \cdot \frac{\Delta t}{2} [n(t_{k-1}) + 2n(t_{k-1} + \Delta t) + 2n(t_{k-1} + 2\Delta t) + \dots + 2n(t_k - 2\Delta t) + 2n(t_k - \Delta t) + n(t_k)].$$

Оператор присвоения 1.10 реализует сдвиг параметра t (времени) на величину шага вычислений Δt . После реализации оператора 1.10 (конец блока 1) вычислительный процесс переходит к блоку Л.1.

В блоке Л.1 осуществляется проверка логического условия разгона двигателя по 1-й искусственной характеристике, т. е. условия $m_{U_2} > m_{\max}$. Если это условие выполняется, то осуществляется переход к блоку 1 и ведется расчет разгона двигателя по характеристике $m_{U_1}(n)$; одновременно вычисляется значение $m_{U_2}(n)$. Если указанное условие не выполняется, осуществляется переход к следующему блоку и ведется расчет разгона двигателя по характеристике $m_{U_2}(n)$.

Блок k представляет алгоритм решения задачи разгона двигателя по k -й искусственной характеристике. Операторы $k.1—k.3$ реализуют вычисление момента и тока двигателя по k -й и $(k+1)$ -й искусственным характеристикам. Операторы $k.4—k.10$ аналогичны операторам 1.4—1.10.

В блоке Л. $N-1$ осуществляется проверка логического условия разгона двигателя по $(N-1)$ -й искусственной характеристике, т. е. условия $m_{U_N} > m_{\max}$. Если это условие выполняется, то осуществляется переход к предыдущему блоку и ведется расчет разгона двигателя по характеристике $m_{U_{N-1}}(n)$. Если условие не выполняется, то осуществляется переход к блоку $N.1$ и ведется расчет разгона двигателя по характеристике $m_U(n)$.

Блок $N.1$ представляет алгоритм решения задачи разгона двигателя по последней, N -й искусственной характеристике.

В блоке Л. N осуществляется проверка логического условия разгона двигателя по N -й характеристике.

Блок $N+1$ представляет алгоритм решения задачи разгона и работы двигателя на естественной характеристике $m_e(n)$.

В блоке Л. $N+1$ осуществляется проверка логического условия перекладки пера руля до диаметральной плоскости, т. е. условия $\alpha > 0$. Если это условие выполняется, осуществляется переход к блоку $N+2$.

Блок $N+2$ представляет алгоритм решения задачи работы электропривода на естественной характеристике, когда изменилась характеристика момента сопротивления [оператор $(N+2).4$].

В блоке Л. $N+2$ осуществляется проверка логического условия работы двигателя до его торможения, т. е. условия $\alpha < \theta$. Если это условие выполняется, осуществляется переход к блоку $N+2$. Если условие не выполняется, осуществляется переход к блоку $N+3$ и ведется расчет торможения двигателя по характеристике $m_T(n)$.

Блок $N+3$ представляет алгоритм решения задачи торможения электропривода по характеристике $m_T(n)$ до момента, когда $n(t) = 0$ и $\alpha(t) = \alpha_{\text{кон}}$.

В блоке Л. $N+3$ осуществляется проверка логического условия работы двигателя на тормозной характеристике, т. е. условия $n > 0$. Если это условие выполняется, осуществляется переход

к блоку $N+3$. Если условие не выполняется, вычислительный процесс прекращается и осуществляется переход к блоку $N+4$.

В блоке $N+4$ интересующая нас информация, полученная в течение вычислительного процесса, выводится на печать: t , $n(t)$, $m(t)$, $\alpha(t)$, i_a , $n_{ср k}$.

Располагая полученными результатами, можно проверить соответствие выбранного двигателя заданным условиям работы. Однако обычно нас интересует получение оптимального решения, например выбор характеристики электропривода, у которого требуемая мощность наименьшая, или определение наибольшей производительности при заданной характеристике и т. п. Машинный метод проектирования, резко сокращающий объем ручных операций, позволяет путем ввода различных характеристик, а также изменения начальных условий и параметров получить любое число вариантов решений и выбрать из них оптимальный.

9. Пример расчета электропривода рулевого устройства

В качестве примера рассмотрим электропривод рулевого устройства с передаточным механизмом секторного типа.

Исходные данные. Максимальный заданный момент на баллере $M_{б \max} = 264\,789$ Н·м. Наибольший угол перекладки $\alpha_{\max} = +35^\circ$, а момент $M\alpha_{\max} = 196\,140$ Н·м. Время перекладки с борта на борт на переднем ходу $T = 30$ с. Передаточное число привода $i = 2242$. Общий к. п. д. $\eta_{\text{общ}} = 0,536$. Момент инерции привода, приведенный к валу двигателя, $J = 0,675$ кг·м². Заданное число включений при удержании судна на курсе $Z = 600$ при среднем угле перекладки $\alpha_{ср} = 4^\circ$. Перегрузочная способность двигателя $\lambda = 1,5$; время угона и торможения $t_{п.н} = 2$ с; номинальное скольжение двигателя в системе Г—Д $s_n = 0,25$; момент сопротивления привода при холостом ходе $m_{с0} = 0,15$.

Расчет в первом приближении. Приступая к расчету в первом приближении, определяем номинальный расчетный момент и оптимальную частоту вращения двигателя:

$$M_{н.р} = \frac{M_{б \max}}{i\eta_{\text{общ}}\lambda} = \frac{264789}{2242 \cdot 0,536 \cdot 1,5} = 147,12 \text{ Н·м,}$$

$$n_{н.р} = \frac{i\alpha_{\max}}{360(T - t_n)} \psi = \frac{2242 \cdot 35}{360(30 - 2)} \psi = 7,8\psi.$$

Для определения величины ψ вычисляем

$$m_{с\alpha \max} = \frac{M\alpha_{\max}}{i\eta_{\text{общ}}M_{н.р}} = \frac{196\,140}{2242 \cdot 0,536 \cdot 147,12} = 1,11;$$

$$\xi = \frac{s_n(m_{с\alpha \max} - m_{с0})}{1 - s_n m_{с0}} = \frac{0,25(1,11 - 0,15)}{1 - 0,25 \cdot 0,15} = 0,244.$$

Тогда

$$\begin{aligned} \psi &= \frac{1 - s_n}{1 - s_n m_{с0}} \left(1 + \frac{1}{\xi} \ln \frac{1}{1 - \xi} \right) = \\ &= \frac{1 - 0,25}{1 - 0,25 \cdot 0,15} \left(1 + \frac{1}{0,244} \ln \frac{1}{1 - 0,244} \right) = 1,68. \end{aligned}$$

Окончательно получаем

$$n_{н.р} = 7,8\psi = 7,8 \cdot 1,68 = 13,1 \text{ с}^{-1}.$$

Далее определяем расчетную мощность двигателя для выбора его по каталогу:

$$P = 6,3 M_{н.р} n_{н.р} = 6,3 \cdot 147,1 \cdot 13,1 = 12\,110 \text{ Вт.}$$

Выбор двигателя. Остановимся на типовом исполнительном двигателе защищенного исполнения, для которого $P_n = 12,9 \cdot 10^3$ Вт; $U_n = 220$ В; $M_n = 148,1$ Н·м; $n_n = 13,9$ с⁻¹; $M_0 = 0$; $n_0 = 19,2$ с⁻¹; $M_{зак} = 367,8$ Н·м; $J_d = 2,25$ кг·м²; $\eta_n = 0,893$.

Выполним расчет переходных и аварийных режимов.

Первоначально строим по приведенным ниже данным естественную механическую характеристику двигателя в относительных единицах (рис. III.58, кривая 1). Далее задаемся искусственными характеристиками (кривые 2 и 3). На этот же рисунок наносим кривые $m_{c1} = f(\alpha)$ при переключке руля с борта к диаметральной плоскости и $m_{c2} = f(\alpha)$ при переключке с диаметральной плоскости на борт. Кривые строим с учетом переменного значения к. п. д. передачи. Расчет ведем из условия предварительного разгона на искусственных характеристиках с последующим выходом на естественную характеристику.

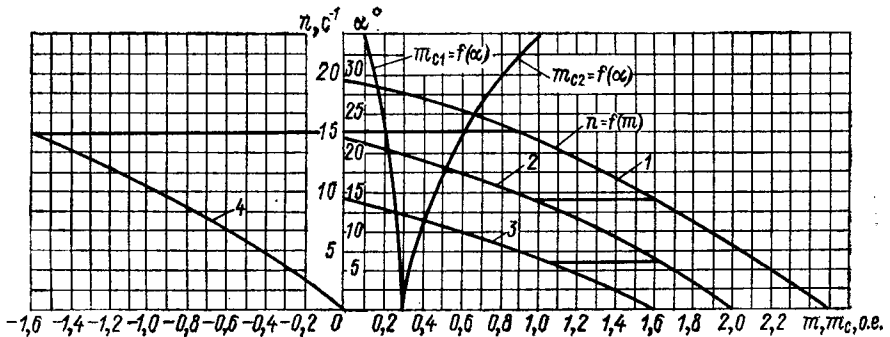


Рис. III.58. Механические характеристики двигателя.

При разгоне на искусственной характеристике принимаем следующие начальные условия:

$$t = 0; \quad m(0) = 1,6; \quad m_{c1}(0) = 0,1; \quad \alpha(0) = \alpha_0 = 35^\circ.$$

Тогда, задаваясь интервалом времени $\Delta t = 0,1$, получим

$$\begin{aligned} n(0 + \Delta t) &= n(0) + \Delta t \frac{M_n}{2\pi \Sigma J} [m(n(0)) - m_c(\alpha(0))] = \\ &= 0 + 0,1 \frac{148,1}{2 \cdot 3,14 (2,25 + 0,675)} [1,6 - 0,1] = 1,2 \text{ с}^{-1}; \end{aligned}$$

$$\alpha(0 + \Delta t) = \alpha(0) - \Delta t \frac{360n(0)}{i} = 35 - 0,1 \frac{360 \cdot 0}{2242} = 35^\circ.$$

Далее по приведенным графикам находим значения $m = 1,4$, $m_{c1} = 0,1$.

Для определения следующей точки также задаемся $\Delta t = 0,1$ и получаем

$$n(t + \Delta t) = 1,2 + 0,1 \cdot \frac{148,1}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,93} [1,4 - 0,1] = 2,19 \text{ с}^{-1};$$

$$\alpha(t + \Delta t) = 35 - 0,1 \cdot \frac{360 \cdot 1,2}{2242} = 34,98^\circ.$$

Соответственно $m = 1,32$; $m_{c1} = 0,1$.

Результаты расчета заносим в табл. III.2. В процессе расчета допускаем, что максимальный момент не превышает $1,6 M_n$. Разгон двигателя заканчивается, когда $m(t) \approx m_{c1}(t)$, т. е. за 3,15 с, а угол перекладки за это время составит $6,2^\circ$. Таким образом ведем расчет работы двигателя по естественной характеристике до момента, когда руль переложится до ДП. При перекладке руля от ДП на борт момент сопротивления меняется, поэтому расчет снова ведем, как было показано выше, учитывая новую характеристику $m_{c2}(t)$.

При угле $\alpha = 33^\circ$ переходим на характеристику динамического торможения (рис. III.58, кривая 4). Двигатель удовлетворяет заданному времени перекладки, так как суммарное время перекладки с учетом разгона и торможения не превышает 25,74 с [рис. III.59, кривая $n=f(t)$]. Характер изменения момента изображает кривая $m=f(t)$.

Для проверки двигателя по условиям нагрева вычислены значения $m_i^2 \Delta t_i$. Тогда [см. (III.161)]

$$m_{\Sigma} = \sqrt{\frac{5,70}{25,74}} = 0,47.$$

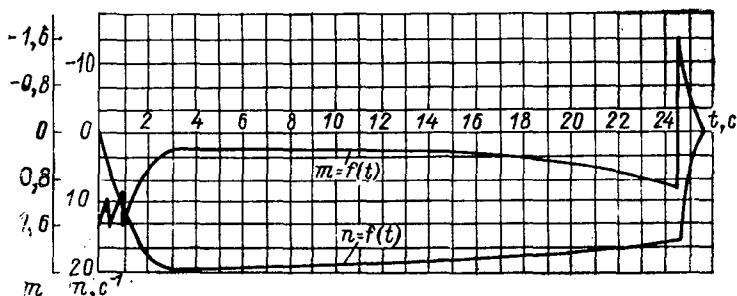


Рис. III.59. Изменение момента и частоты вращения двигателя в процессе перекладки руля.

Таблица III.2

i	α_j	m_{cj}	m_j	n_j	Δt_j	$\Sigma \Delta t_j$	$m_j^2 \Delta t_j$	$\Sigma m_j^2 \Delta t_j$
1	35,000	0,10	1,40	1,20	0,1	0,1	0,196	0,196
2	34,98	0,10	1,32	2,20	0,1	0,2	0,174	0,370
3	34,944	0,10	1,10	3,17	0,1	0,3	0,121	0,491
4	34,893	0,10	1,60	3,98	0,1	0,4	0,256	0,747
5	34,829	0,10	1,48	5,19	0,1	0,5	0,22	0,967
9	34,393	0,11	1,02	9,00	0,1	0,9	0,104	1,526
10	34,321	0,11	1,60	9,36	0,05	0,95	0,128	1,654
11	34,021	0,12	1,30	11,75	0,2	1,15	0,338	1,992
12	33,644	0,13	1,07	13,67	0,2	1,35	0,228	2,220
16	30,800	0,17	0,30	18,60	0,5	2,45	0,045	2,562
17	28,800	0,18	0,20	19,35	0,7	3,15	0,040	2,602
20	13,527	0,26	0,24	18,30	1,0	8,15	0,0581	3,729
24	15,746	0,5	0,44	17,70	0,5	18,65	0,099	3,82
26	20,627	0,53	0,47	17,50	0,5	20,15	0,110	4,25
28	31,946	0,86	0,82	15,10	1,0	24,15	0,675	5,893
31	32,968	0,88	-1,60	15,00	0,05	24,6	0,128	4,916
32	33,449	0,92	-1,10	11,00	0,2	24,8	0,242	5,158
34	34,050	0,95	-0,50	5,04	0,2	25,1	0,050	5,556
36	34,300	0,96	-0,20	0,85	0,2	25,65	0,002	5,70
37	34,555	1,0	-0	0	0,14	25,74	0,	5,70

Проверим двигатель на заданное число включений в час $Z=600$ и угол пере-
кладки 4° . При этом продолжительность цикла равна $t_{\text{ц}} = \frac{3600}{Z} = 6$ с.

Из рис. III.58 и III.59 видно, что за время торможения $1,19$ с угол α составляет $1,5^\circ$, а так как угол перекладки по заданию составляет 4° , то разгон должен за-
кончиться при $\alpha_p = 4 - 1,5 = 2,5^\circ$. Тогда время паузы будет равно $t_0 = t_{\text{ц}} - t_p - t_{\text{т}} =$
 $= 6 - 1,81 - 1,19 = 3$ с.

Среднеэквивалентный момент за время разгона и торможения

$$m_{\text{э.р}} = \sqrt{\frac{\sum m_j^2 \Delta t_j}{\sum \Delta t_j}} = \sqrt{\frac{2,517}{1,8}} = 1,18;$$

$$m_{\text{э.т}} = \sqrt{\frac{0,402}{1,187}} = 0,583.$$

Переменные потери за время раз-
гона и торможения

$$\Delta P_{\text{р}} = \Delta P_{\text{н}} m_{\text{э.р}}^2 = 775 \cdot 1,4 = 1085 \text{ Вт};$$

$$\Delta P_{\text{т}} = \Delta P_{\text{н}} m_{\text{э.т}}^2 = 775 \cdot 0,34 = 364 \text{ Вт}.$$

Переменные потери в номиналь-
ном режиме:

$$\Delta P_{\Sigma} = P_{\text{н}} \frac{1 - \eta_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}} =$$

$$= 12,9 \frac{1 - 0,893}{0,893} = 1550 \text{ Вт};$$

$$\Delta P_{\text{н}} = \frac{\Delta P_{\Sigma}}{2} = \frac{1550}{2} = 775 \text{ Вт}.$$

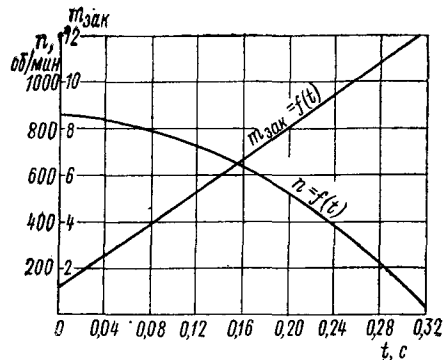


Рис. III.60. Зависимости $m=f(t)$, $n=f(t)$ при заклинивании рулевого при-
вода.

Допустимое число включений (при $c_1=0,55$ и $c_2=0,8$)

$$Z = \frac{3600 [(t_{\text{ц}} - t_0) \Delta P_{\text{н}} + c_1 \Delta P_{\text{н}} t_0]}{t_{\text{ц}} [\Delta P_{\text{р}} t_{\text{р}} + \Delta P_{\text{т}} t_{\text{т}} - (t_{\text{р}} + t_{\text{т}}) (c_2 \Delta P_{\text{н}} - \Delta P_{\text{н}})]} =$$

$$= \frac{3600 [(6 - 3) 775 + 0,55 \cdot 775 \cdot 3]}{6 [1085 \cdot 1,81 + 364 \cdot 1,19 - (1,81 + 1,19) (0,8 \cdot 775 - 775)]} = 756.$$

Таким образом, выбранный двигатель удовлетворяет условиям нагрева.

Работа привода при заклинивании. Наличие буферов и упругость вала при-
водят к тому, что заклинивание происходит не мгновенно, а за некоторый проме-
жуток времени. Примем, что момент при заклинивании нарастает по прямолиней-
ному закону с учетом только электромеханических переходных процессов. Строим
кривую $m_{\text{зак}} = f(t)$ (рис. III.60). Далее задаемся значением $\Delta t = 0,02$ с и, полагая
 $T_{\text{зак}} = 0$, находим $m_{\text{зак}} = m_{\text{с}}(0) = 1,6$. Тогда

$$n(0 + \Delta t) = n(0) + \Delta t \frac{M_{\text{н}}}{2\pi J} [m(0) - m_{\text{с}}(0)] = 14,2 +$$

$$+ 0,02 \frac{148,1}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,93} (1 - 1,6) = 14,104 \text{ с}^{-1}.$$

С помощью полученного значения $n(0+\Delta t)$ по естественной характеристике (см. рис. III.59) определяем соответствующий момент электродвигателя $m=1,02$. Далее делаем следующий шаг вычислений.

Для $\Delta t=0,02$ с получим $m_c=\Delta t=1,8$;

$$n(t + \Delta t) = 14,104 + 0,02 \frac{148,1}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,93} (1,02 - 1,8) = 13,81 \text{ с}^{-1}.$$

Тогда $m=1,05$. Аналогично поступаем для следующего значения Δt . Расчет ведем до полной остановки двигателя и строим зависимость $n=f(t)$ (см. рис. III.60).

§ 25. Расчет электрогидропривода

1. Предварительные замечания

Одним из наиболее распространенных приводов руля является электрогидравлический привод, обеспечивающий первый и второй уровни управления в соответствии со структурой комплекса (см. рис. III.1). Ниже будут рассмотрены основные вопросы расчета электропривода в статическом и переходном режимах.

Электропривод рулевого устройства с гидравлической передачей отличается от электромеханического привода тем, что его передаточное число является величиной переменной, а частота вращения двигателя не регулируется. Изменение частоты вращения и направления переключки руля достигается изменением производительности НРП и направления подачи рабочей жидкости. При этом, благодаря особенностям естественной характеристики НРП, обеспечивается автоматическое торможение привода. Отличительной чертой расчета электропривода рулевого устройства с гидравлической передачей является необходимость предварительного определения производительности НРП, после чего выбирается двигатель. Исходными данными при расчете служат: заданное время переключки руля с борта на борт, принятое значение номинального удельного давления, характеристика зависимости момента на баллере от угла переключки и основные параметры гидравлической передачи. Как и ранее, расчет ведем для статического, а затем переходного режимов..

2. Уравнения движения электрогидропривода

При работе гидравлического привода количество жидкости, подаваемое в любой момент времени, должно равняться объему цилиндра, освобождаемому скалками (плунжерами) за это же время. Поэтому уравнение движения привода может быть записано в следующем виде:

$$Q_{\text{факт}} dt = m_{\text{ц}} S dH,$$

где $Q_{\text{факт}}$ — фактическая производительность; $m_{\text{ц}}$ — число пар цилиндров гидравлической машины; S — площадь скалки; H — ход скалки.

Заменяя фактическую производительность теоретической, получим

$$Q_{\tau} \eta_{об} dt = m_{ц} S dH, \quad (III.164)$$

где $\eta_{об}$ — объемный коэффициент, учитывающий снижение производительности насоса. Тогда скорость движения скалки будет равна

$$\frac{dH}{dt} = \frac{Q_{\tau}}{m_{ц} S} \eta_{об}. \quad (III.165)$$

Подставив значение $Q_{\tau} = v_{нас \max} n$, где $v_{нас \max}$ — максимальный суммарный рабочий объем цилиндра НРП, будем иметь

$$\frac{dH}{dt} = \frac{v_{нас \max} n H_{\max}}{m_{ц} S H_{\max}} \eta_{об} = \frac{v_{нас \max} n H_{\max}}{V_{ц \max}} \eta_{об},$$

где H_{\max} — максимальный ход скалки; $V_{ц \max}$ — максимальный суммарный объем рабочей полости силовых цилиндров.

Обозначим $k_0 = \frac{v_{нас \max}}{V_{ц \max}}$. Тогда уравнение движения скалки примет вид

$$\frac{dH}{dt} = k_0 n H_{\max} \eta_{об}.$$

Время перемещения скалки. По уравнению (III.164) можно определить время перемещения скалки от значения $H = -H_{\max}$ до $H = H_{\max}$

$$t = \frac{m_{ц} S}{Q_{\tau}} \int_{-H_{\max}}^{H_{\max}} \frac{dH}{\eta_{об}}. \quad (III.166)$$

Решение полученного интеграла возможно только в том случае, если известна зависимость $\eta_{об} = f(H)$. Следует иметь в виду, что давление в процессе перекадки руля меняется по сложному закону. Поэтому время перекадки приходится определять по участкам, где изменение давления описывается зависимостью, поддающейся аппроксимации. Если допустить, что $\eta_{об} = \text{const} = \eta_{об.н}$ (объемный коэффициент при номинальном давлении), то время перекадки с борта на борт будет равно

$$T = \frac{m_{ц} S}{Q_{\tau} \eta_{об.н}} \int_{-H_{\max}}^{H_{\max}} dH = 2 \frac{m_{ц} S H_{\max}}{Q_{\tau} \eta_{об.н}}.$$

Тогда при заданном времени перекадки теоретическая производительность насоса

$$Q_{\tau} = \frac{2m_{ц} S H_{\max}}{T \eta_{об.н}} = \frac{2V_{ц \max}}{T \eta_{об.н}} \quad (III.167)$$

В действительности объемный коэффициент изменяется в широких пределах (от 1 до 0,5). Поэтому представим $\eta_{об} = f(p_{нас})$ в следующем виде:

$$\eta_{об} = \frac{\eta_{об.н}}{1 - b_n} (1 - b p_{нас})^{1,2}, \quad b = 1 - (1 - b_n)^2. \quad (\text{III.168})$$

Здесь $b_n = \frac{\eta_{об0} - \eta_{об.н}}{\eta_{об0}}$ — относительное изменение объемного коэффициента; $\eta_{об0}$ — значение объемного коэффициента при давлении, равном нулю; $p_{нас} = \frac{P_{нас}}{P_n}$ — давление нагнетания насоса в относительных единицах.

Уравнения движения привода. Зависимость $p_{нас} = f(H)$ может быть получена как графически, так и аналитически. Однако в статическом расчете более простое решение получается аналитическим путем:

$$p_{нас} = (c + q\theta^y) p_{нас\theta_k}, \quad c = \frac{\frac{\Delta p}{\rho_{нас\theta_k}} - \theta_0^2}{1 - \theta_k}, \quad (\text{III.169})$$

где $q = 1 - c$ — коэффициент полноты диаграммы; $\theta = \frac{H - H_1}{\Delta H_{kj} - H_1}$ — перемещение скалки в относительных единицах; ΔH_{kj} — j -е приращение перемещения скалки; y — показатель нагрузки; $p_{нас\theta_k} = \frac{P_{нас\theta_k}}{P_{нас.н}}$ — давление нагнетания насоса при конечном значении хода скалки в относительных единицах;

$$\theta_0 = \frac{H_1}{\Delta H_{kj} - H_1}.$$

Если в выражение (III.168) подставить значение давления из выражения (III.169), то получим искомую зависимость

$$\eta_{об} = \eta_{об0} [1 - b(c + q\theta^y) p_{нас\theta_k}]^{1,2}$$

или

$$\eta_{об} = \eta_{об0} (A - B\theta^y)^{1,2}, \quad (\text{III.170})$$

где

$$A = 1 - bcp_{нас\theta_k}; \quad B = bq p_{нас\theta_k}.$$

Зависимость между временем перекладки пера руля и производительностью насоса при заданном характере изменения давления можно получить, подставив значение $\eta_{об} = f(p_{нас})$ из уравнения (III.170) в выражение (III.166). Рассматривая конечный участок перемещения скалки, равный ΔH_{kj} , будем отсчитывать перемещение скалки от $H=0$ до $H=\Delta H_{kj}$. Так как в общем случае

$$\theta = \frac{H - H_1}{\Delta H_{kj} - H_1}, \quad \text{то при } H=0$$

$$\theta = \frac{-H_1}{\Delta H_{kj} - H_1} = -\theta_0;$$

при $H = \Delta H_{kj}$

$$\theta = 1, \quad \text{а } dH = \frac{\Delta H_{kj}}{1 + \theta_0} d\theta.$$

Продолжительность перекладки руля. Продолжительность перекладки руля на участке ΔH_{kj}

$$\Delta t = \frac{m_{ц} S \Delta H_{kj} H_{\max}}{Q_{\tau} \eta_{об0} (1 + \theta_0) H_{\max}} \int_{-\theta_0}^1 \frac{d\theta}{(A - B\theta^y)^{1,2}} =$$

$$= \frac{V_{ц \max} \Delta H_{kj}}{Q_{\tau} \eta_{об0} H_{\max}} \Omega_y^{1,2}, \quad (\text{III.171})$$

где

$$\Omega_y^{1,2} = \frac{1}{1 + \theta_0} \int_{-\theta_0}^1 \frac{d\theta}{(A - B\theta^y)^{1,2}}. \quad (\text{III.172})$$

Таким образом, интеграл $\Omega_y^{1,2}$ определяет среднее значение объемного коэффициента на рассматриваемом участке.

В зависимости от формы пера руля характер изменения давления на различных участках перемещения скалки будет меняться; соответственно изменятся значения коэффициентов A и B , показателя нагрузки y и интеграла $\Omega_y^{1,2}$. Практически при любой форме кривую изменения давления $p_{ц}$ в зависимости от хода скалки всегда можно разбить на ряд участков (рис. III.61), для которых может быть определено значение $\Omega_y^{1,2}$. Тогда общее время перекладки с борта на борт на n участках будет

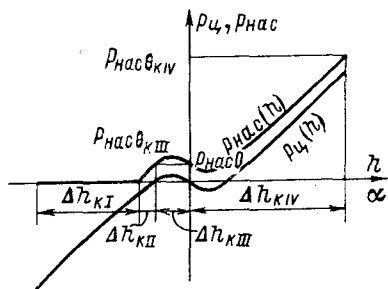


Рис. III.61 Кривая изменения давления в зависимости от хода скалки для балансирного руля.

$$T = \Delta t_I + \Delta t_{II} + \dots + \Delta t_n =$$

$$= \frac{V_{ц \max}}{Q_{\tau} \eta_{об0} H_{\max}} (\Delta H_{кI} \Omega_{yI}^{1,2} + \Delta H_{кII} \Omega_{yII}^{1,2} + \dots + \Delta H_{кn} \Omega_{yn}^{1,2}). \quad (\text{III.173})$$

Так как заданной величиной является время перекладки, то теоретическая производительность насоса с учетом времени переходного процесса $t_{п.п}$ будет равна

$$Q_{\tau} = \frac{V_{ц \max}}{(T - t_{п.п}) \eta_{об0} H_{\max}} (\Delta H_{кI} \Omega_{yI}^{1,2} + \Delta H_{кII} \Omega_{yII}^{1,2} + \dots + \Delta H_{кn} \Omega_{yn}^{1,2}). \quad (\text{III.174})$$

Обозначив

$$\frac{V_{ц \max}}{(T - t_{п.п}) \eta_{об0}} = Q_{\tau 0} \quad (\text{III.175})$$

и выражая конечные участки в долях максимального хода скалки, получим

$$Q_{\tau} = Q_{\tau 0} (\Delta h_{кI} \Omega_{yI}^{1,2} + \Delta h_{кII} \Omega_{yII}^{1,2} + \dots + \Delta h_{кn} \Omega_{yn}^{1,2}). \quad (\text{III.176})$$

Значения интегралов $\Omega_y^{1/2}$ в зависимости от показателя нагрузки будут определяться ранее выведенным выражением, которое при $x = \frac{1}{2}$ примет следующий вид:

$$\Omega_y^{1,2} = \frac{1}{\sqrt{A}} \left[1 + \theta_0 + \frac{1}{2(y+1)} (1 + \theta_0^{y+1}) \frac{B}{A} + \frac{3}{8(2y+1)} (1 + \theta_0^{2y+1}) \left(\frac{B}{A}\right)^2 + \frac{5}{16} (1 + \theta_0^{3y+1}) \left(\frac{B}{A}\right)^3 \right]. \quad (\text{III.177})$$

Таковы основные соотношения для рулевого привода с гидравлической передачей, позволяющие определить производительность НРП. При проектировании гидравлических машин задаются максимальным значением $p_{\text{цmax}}$ удельного давления, которое принимают равным 1400 или 2100 Н/см². Номинальное удельное давление определяется перегрузочной способностью насоса λ , величина которой зависит от его типа и номинального давления ($\lambda = 1,2 \div 2$).

3. Расчет электропривода в статическом режиме

При определении L_0 и D (см. рис. III.20) исходят из максимально возможных значений давления и момента. Тогда из выражения (III.44) диаметр скалки

$$D = \sqrt{\frac{4M_{\text{б max}} \cos \alpha_{\text{max}}}{m_{\text{ц}} L_0 \pi p_{\text{ц max}} \eta_{\text{п}}}}. \quad (\text{III.178})$$

Практика проектирования показала, что наиболее выгодные конструктивные размеры гидравлической машины имеют место, если диаметр скалки и расстояние между осью скалки и осью баллера связаны соотношением $L_0 \approx 3D$. Воспользовавшись этим соотношением, получим, что расстояние от оси баллера до оси скалки

$$L_0 = \sqrt{\frac{36M_{\text{б max}} \cos \alpha_{\text{max}}}{m_{\text{ц}} \pi p_{\text{ц max}} \eta_{\text{п}}}}. \quad (\text{III.179})$$

Для обеспечения перекладки пера руля давление $p_{\text{нас}}$, создаваемое насосом, должно преодолеть давление $p_{\text{ц}}$, которое возникает в силовых цилиндрах, а также неизбежные потери при движении жидкости в соединительном трубопроводе и клапанах Δp :

$$p_{\text{нас}} = p_{\text{ц}} + \Delta p. \quad (\text{III.180})$$

Потери напора будут зависеть от длины, конфигурации трубопровода и числа клапанов. Практика показывает, что потери напора составляют $\Delta p = 0,1 \div 0,2$ номинального расчетного давления.

Момент на валу электродвигателя насоса. Этот момент равен

$$M = \frac{v_{\text{нас max}} (\pm p_{\text{ц}} + \Delta p)}{2\pi \eta_{\text{мех}}}. \quad (\text{III.181})$$

Условно знак плюс относится к случаю, когда момент на баллере положителен, а знак минус — для отрицательного значения момента.

Суммарный рабочий объем цилиндров насоса $v_{\text{нас}}$ за один оборот вала насоса можно легко определить, если известны производительность насоса Q и его частота вращения n : $v_{\text{нас}} = \frac{Q}{n}$. Если в выражение (III.181) для определения момента на валу двигателя подставить значение $p_{\text{ц}}$ из (III.46), то

$$M = \frac{v_{\text{нас}} \max M_{\text{б}} \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_{\max}}{2\pi V_{\text{ц}} \max \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{п}}} + \frac{\Delta p v_{\text{нас}} \max}{2\pi \eta_{\text{мех}}}. \quad (\text{III.182})$$

Пренебрегая потерями в трубопроводе, получим

$$M = \frac{M_{\text{б}} \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_{\max} k_0}{2\pi \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{п}}}.$$

В период поворота штурвала момент на валу двигателя меняется от нулевого значения при $t=0$ (соответственно $l=0$) до максимального при $t=t_{\text{шт}}$ (соответственно $l=l_{\text{max}}$), тогда

$$M = \frac{M_{\text{б}} \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_{\max} k_0}{2\pi \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{п}}} \cdot \frac{l}{l_{\text{max}}} at. \quad (\text{III.183})$$

Здесь l — длина хода поршня насоса; a — величина, обратная полному времени поворота штурвала $t_{\text{шт}}$, т. е. $a=1/t_{\text{шт}}$; l_{max} — максимальная длина хода поршня насоса.

Зная значение $M_{\text{б}}=f(\alpha)$, по выражению

$$p_{\text{нас}} = \frac{M_{\text{б}} \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_{\max}}{V_{\text{ц}} \max \eta_{\text{б}} \eta_{\text{ш}} \eta_{\text{с}} p_{\text{нас.н}}} + \Delta p \quad (\text{III.184})$$

можно построить зависимость $p_{\text{нас}}=f(h)$ (см. рис. III.60), затем разбить кривую на ряд участков, где зависимость $p_{\text{нас}}=f(h)$ поддается аналитической аппроксимации. При этом считается, что $\eta_{\text{б}}$, $\eta_{\text{ш}}$ и $\eta_{\text{с}}$ в период переключки остаются постоянными. Продолжительность переходного процесса принимается равной 2—3 с.

Определение производительности. Если руль обыкновенный, кривую $p_{\text{нас}}=f(h)$ можно разбить на два участка $\Delta h_{\text{кI}}$ и $\Delta h_{\text{кII}}$ (рис. III.62). Тогда

$$Q_{\text{T}} = Q_{\text{T0}} (\Delta h_{\text{кI}} \Omega_0^{1,2} + \Delta h_{\text{кII}} \Omega_1^{1,2}). \quad (\text{III.185})$$

Так как на первом участке $p_{\text{нас}}=0$, то из выражения (III.170) $A=1$; $B=0$; $\theta_0=0$, а из выражения (III.177) $\Omega_0^{1,2}=1$.

На втором участке давление прямолинейно возрастает от $p_{\text{нас}}=0$ до $p_{\text{нас}}=p_{\text{насII}}$. Поэтому $\theta_0=0$, а $y=1$, $A=1$ и $B=bp_{\text{насII}}$. Значение $\Omega_1^{1,2}$ определяют по выражению (III.177), подставив полученные значения A и B .

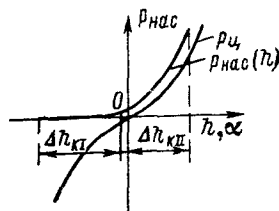


Рис. III.62. Кривая $p_{\text{нас}}=f(h)$ для обыкновенного руля.

При балансирном руле находят производительность насоса, разбивая $p_{\text{нас}}=f(h)$ на четыре участка (см. рис. III.61). Тогда

$$Q_T = Q_{T0} (\Delta h_{\text{кI}} \Omega_0^{1/2} + \Delta h_{\text{кII}} \Omega_1^{1/2} + \Delta h_{\text{кIII}} \Omega_{1/2}^{1/2} + \Delta h_{\text{кIV}} \Omega_2^{1/2}). \quad (\text{III.186})$$

Для первого участка $\Omega_0^{1/2}=1$, так как $p_{\text{нас}}=0$, $A=1$ и $B=0$. Для второго участка $\Omega_1^{1/2}$ определяют по выражению (III.177), где $A=1$, так как $p_{\text{нас.нач}}=0$, а $B=b\Delta p$. Соответственно $y=1$, поскольку давление прямолинейно возрастает. Для третьего участка $\Omega_{1/2}^{1/2}$ определяют тоже по выражению (III.177), где $A=1-b\Delta p$, $B=b(p_{\text{нас III}}-\Delta p)$. Так как момент параболически возрастает, то $y = \frac{1}{2}$. Для четвертого участка $\Omega_2^{1/2}$ также определяют по выраже-

нию (III.177), где $A=1-b\Delta p$, $B=b(p_{\text{нас IV}}-\Delta p)$. Так как кривая имеет явно выраженный минимум, то $\theta_0 = \frac{h_1}{1-h_1}$, где h_1 — значение хода скалки, соответствующее минимальному значению давления, а $y=2$. Значение хода скалки на отдельных участках $\Delta h_{\text{кI}}$, $\Delta h_{\text{кII}}$, $\Delta h_{\text{кIII}}$, $h_{\text{кIV}}$ определяется непосредственно по кривой, приведенной на рис. III.61.

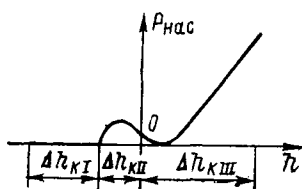


Рис. III.63. Кривая $p_{\text{нас}}=f(h)$ для балансирного руля в случае приближенного метода расчета.

Чтобы упростить расчет и избежать необходимости предварительно строить кривую $p_{\text{нас}}=f(h)$, можно пренебречь вторым участком кривой. Тогда применительно к рулю обыкновенной формы длина первого и второго участков в относительных единицах будет $\Delta h_{\text{кI}}=\Delta h_{\text{кII}}=1$, а теоретическая производительность насоса

$$Q_T = Q_{T0} (\Delta h_{\text{кI}} \Omega_0^{1/2} + \Delta h_{\text{кII}} \Omega_1^{1/2}), \quad (\text{III.187})$$

где $\Omega_0^{1/2}=1$, так как $p_{\text{нас}}=0$, $A=1$, $B=0$; $\Omega_1^{1/2} = 1 + \frac{B}{4} + \frac{B^2}{8}$; $B=b p_{\text{нас } \theta_{\text{к}}}$.

При балансирном руле кривую $p_{\text{нас}}=f(h)$ разбивают на три участка (рис. III.63). Длину первого участка принимают равной $\Delta h_{\text{кI}}=1-2h_1$, второго $\Delta h_{\text{кII}}=2h_1$ и третьего $\Delta h_{\text{кIII}}=1$. Тогда

$$Q_T = Q_{T0} (1 - 2h_1 + 2h_1 \Omega_{1/2}^{1/2} + \Omega_2^{1/2}). \quad (\text{III.188})$$

Выбор насоса и двигателя. На основании полученной теоретической производительности выбирают насос по каталогу. При этом необходимо, чтобы выполнялись условия

$$P_{\text{нас max}} \leq P_{\text{нас max кат}}; \quad Q_T \leq Q_{\text{т. кат}}. \quad (\text{III.189})$$

Двигатель к насосу выбирают в соответствии с мощностью последнего:

$$P_{\text{д}} = \frac{Q_T P_{\text{нас. н}}}{60 \cdot 102 \eta_{\text{мех}}} \cdot 10^3. \quad (\text{III.190})$$

При этом частота вращения двигателя должна превышать частоту вращения насоса не более чем на 5%. Если частота вращения насоса отличается от частоты вращения двигателя больше чем на 5%, необходимо, производительность насоса выбирать так, чтобы

$$Q_{т. кат} = Q_{т.} \frac{n_{д.}}{n_{нас.}}. \quad (III.191)$$

Двигатель переменного тока следует проверять по максимальной перегрузочной способности исходя из необходимости обеспечить возможность пуска насоса при максимальном моменте сопротивления, т. е. при крайних углах переключки руля, с учетом падения напряжения в сети на 10%.

4. Расчет электропривода в переходном режиме

Так как насос и двигатель уже выбраны, то известны все параметры, их характеризующие. Эти параметры изменяются в общем случае по сложному нелинейному закону и потому приходится решать задачу методом последовательных интервалов. При этом считают, что для изменения хода поршня на величину ΔH необходим промежуток времени, равный Δt .

Уравнения движения. Дифференциальное уравнение движения при переходе к конечным приращениям может быть выражено в следующем виде:

$$Q_{факт} \Delta t = m_{ц} S \Delta H = \frac{m_{ц} S H_{макс} \Delta H}{H_{макс}} = V_{ц макс} \Delta h. \quad (III.192)$$

Для большей точности расчета предполагаем, что на интервале Δh_j величины $\rho_{нас.}$, $\eta_{об.}$, $\eta_{мех}$ и n равны не конечному, а среднему их значению. Тогда

$$Q_{т. н} \eta_{об/ср} v_{jср} \Delta t_j = V_{ц макс} \Delta h_j \quad (III.193)$$

или

$$Q_{т. н} \left(\eta_{обj-1} \pm \frac{\Delta \eta_{обj}}{2} \right) \left(v_{j-1} \pm \frac{\Delta v_j}{2} \right) \Delta t_j = V_{ц макс} \Delta h_j, \quad (III.194)$$

где $Q_{т. н}$ — номинальная теоретическая производительность выбранного насоса при холостом ходе; $v = \frac{n}{n_0}$ — частота вращения насоса в относительных единицах.

Полученное уравнение справедливо для всего периода работы рулевого привода: установившегося движения, когда производительность насоса постоянна и максимальна, и переходного, когда производительность насоса меняется от нулевого значения до максимального или от максимального до нулевого (в связи с необходимостью разгона и торможения рулевого устройства).

Рассматривая переходный режим, будем считать, что равномерный поворот штурвала на посту управления вызывает пропорциональное изменение хода скалки и производительности насоса. Тогда уравнение (III.194), связывающее производительность

насоса и ход скалки, в период переходного процесса при разгоне и торможении приобретает следующий вид:

$$\Delta h_{jp} = \frac{Q_{т.н} \eta_{об.ср.р} v_{ср.р}}{V_{ц\max}} (t_j + \Delta t_j) a \Delta t_j. \quad (\text{III.195})$$

$$\Delta h_{jт} = \frac{Q_{т.н} \eta_{об.ср.т} v_{ср.т}}{V_{ц\max}} [1 - a(t_j + \Delta t_j)] \Delta t_j. \quad (\text{III.196})$$

Определение хода скалки за период разгона или торможения ведется суммированием до значения $\Sigma \Delta t = t_{шт}$, где $t_{шт}$ — время поворота штурвала при перекладке пера руля ($t_{шт} = 1 \div 2$ с). Допустим, что $\eta_{обj}$ и v_j в переходный период остаются постоянными. Примем их в период разгона равными $\eta_{об.ср.р} = \eta_{об.н}$, $v_{ср.р} = v_n$, а в период торможения $\eta_{об.ср.т} = \eta_{об\max}$, $v_{ср.т} = v_{н\max}$, где $v_{н\max}$ и $\eta_{об\max}$ — частота вращения и к. п. д. при максимальном давлении. Тогда ход скалки за время разгона и торможения будет

$$h_p = \frac{Q_{т.н} \eta_{об.н} v_n}{V_{ц\max} t_{шт.р}} \int_0^{t_{шт.р}} t dt = \frac{Q_{т.н} \eta_{об.н} v_n t_{шт.р}}{2V_{ц\max}}; \quad (\text{III.197})$$

$$h_t = \frac{Q_{т.н} v_{н\max} \eta_{об\max}}{2V_{ц\max}} t_{шт.т}. \quad (\text{III.198})$$

Продолжительность перекладки пера руля в установившемся режиме получим, решая уравнение (III.194) относительно Δt_j :

$$\Delta t_j = \frac{V_{ц\max} \Delta h_j}{Q_{т.н} \left(\eta_{обj-1} \pm \frac{1}{2} \Delta \eta_{обj} \right) \left(v_{j-1} \pm \frac{1}{2} \Delta v_j \right)}. \quad (\text{III.199})$$

Расчет ведется до значения, когда

$$\Sigma \Delta h_j = 2 - (h_p + h_t). \quad (\text{III.200})$$

Тогда общее время перекладки

$$T = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n + t_{шт.р} + t_{шт.т}. \quad (\text{III.201})$$

Для облегчения расчета его ведут табличным методом в следующем порядке. Сначала строят кривую зависимости момента на валу двигателя от давления $m_d = f(p_{нас})$ при переменном значении механического к. п. д. насоса, пользуясь выражением

$$m_d = \frac{98,1 V_{нас\max} P_{нас.н}}{2\pi M_n} \cdot \frac{P_{ц} + \Delta p}{\eta_{мех}}, \quad (\text{III.202})$$

где $V_{нас\max}$ — объем жидкости, подаваемой насосом за один оборот; $P_{нас.н}$ — номинальное давление насоса, Н/м²; M_n — номинальный каталожный момент двигателя, Н·м; $\eta_{мех}$ — механический к. п. д. насоса.

Далее строят кривую $v = f(m_d)$, пользуясь данными каталога или исходя из уравнения движущих сил. Затем задаются некоторым приращением хода скалки Δh_j , выбранным так, чтобы из-

менение давления на этом участке было прямолинейным. По кривым $p_{\text{нас}} = f(h)$ определяют давление, соответствующее принятому перемещению, а по кривым $\eta = f(p_{\text{нас}})$ и $m_{\text{д}} = f(p_{\text{нас}})$ определяют значения основных величин, входящих в уравнение (III.199), и вычисляют время, соответствующее заданному приращению. Так постепенно определяют продолжительность перекладки пера руля в установившемся режиме. Результаты вычисления заносят в таблицу. Если в ходе расчета окажется, что $\sum \Delta t_j + t_{\text{шт.р}} + t_{\text{шт.т}} \leq T_{\text{зад}}$, то двигатель и насос удовлетворяют заданному времени перекладки.

Проверка двигателя по условиям нагрева. Такая проверка производится только для режима маневрирования судна, когда моменты на валу двигателя достигают максимального значения. С этой целью строят нагрузочную диаграмму $m_{\text{д}} = f(t)$, пользуясь данными таблицы. Для двигателей переменного тока строят кривую $i = f(t)$, при этом для перехода от вращающего момента к току можно воспользоваться следующим выражением:

$$i = \frac{P_{\text{потр}}}{\sqrt{3} U_{\text{н}} I_{\text{н}} \eta_j \cos \varphi_j} v_j m_{\text{д}j}, \quad (\text{III.203})$$

где $P_{\text{потр}} = 6,28 M_{\text{н}} n_{\text{с}}$ — мощность двигателя при номинальном моменте и синхронной частоте вращения; $U_{\text{н}}$, $I_{\text{н}}$ — номинальные линейные значения напряжения и тока; $v_j m_{\text{д}j}$ — переменные значения частичных нагрузок.

Полученные кривые разбивают на ряд элементарных участков и определяют эквивалентный ток. Если найденные значения эквивалентного момента или тока не превышают номинальных значений этих величин, то двигатель удовлетворяет условиям нагрева в режиме маневрирования судна.

Продолжительность перекладки пера руля на заднем ходу судна определяют методом последовательных интервалов по выражениям (III.197) — (III.199). В качестве исходных данных используется кривая моментов на баллере при заданном ходе судна. Порядок расчета остается прежним.

5. Пример расчета

В качестве примера рассмотрим расчет электропривода рулевого устройства с гидравлической передачей.

Исходные данные: зависимость момента на баллере $M_{\text{б}}$ от угла перекладки приведена в табл. III.3. Максимально возможный момент на баллере, возникающий при циркуляции, $M_{\text{бmax}} = 21 \cdot 10^4$ Н·м. Длительность перекладки руля с 35° одного борта до 35° другого борта на полном переднем ходу не должна превышать $T = 30$ с.

На основании унифицированного ряда электрогидравлических рулевых машин, выпускаемых отечественной промышленностью (см. табл. III.1), находим, что гидравлической машиной, номинальный момент на баллере которой наиболее близок к требуемому, является машина Р15, имеющая следующие данные. Номинальный крутящий момент на баллере руля, развиваемый рулевой машиной при рабочем давлении $P_{\text{нас.н}} = 980$ Н/см² и угле поворота α , равном $\pm 35^\circ$, $M_{\text{б}} = 15,7 \cdot 10^4$ Н·м. Максимальное давление нагнетания масла в цилиндрах

Таблица III.3

α	$M_6 \cdot 10^{-4}, \text{Н} \cdot \text{м}$	$t = \frac{H}{H_{\max}}$	$\eta_{\text{ш}}$	$\eta_{\text{об}}$	$\eta_{\text{мех}}$	$\cos \alpha$	$m_{\text{д}}$	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	$P_{\text{ц}}$	$P_{\text{нас}}$
35	-9,16	1	1,15	0,94	—	0,82	0,2	0,000987	-0,641	0
25	-1,97	0,67	1,055	0,94	—	0,9	0,2	0,000987	-0,141	0,059
20	0	0,52	1,025	0,93	0,76	0,939	0,245	0,000977	0	0,2
15	1,37	0,38	1,007	0,93	0,8	0,966	0,386	0,000977	0,112	0,312
10	1,67	0,252	0,995	0,93	0,805	0,985	0,4	0,000977	0,14	0,34
5	1,064	0,142	0,992	0,93	0,79	0,99	0,345	0,000977	0,09	0,29
0	0	0	0,985	0,93	0,76	1	0,245	0,000977	0	0,2
5	-0,76	0,143	0,992	0,94	0,72	0,99	0,2	0,000987	-0,063	0,137
10	-0,456	0,25	0,995	0,94	0,74	0,985	0,2	0,000987	-0,038	0,162
15	0,76	0,384	1,007	0,93	0,78	0,966	0,315	0,000977	0,06	0,26
30	9,97	0,83	1,095	0,87	0,9	0,86	0,922	0,000914	0,67	0,87
35	14	1	1,15	0,84	0,92	0,82	1,086	0,000882	0,85	1,05

привода $P_{\text{нас max}} = 1470 \text{ Н/см}^2$. Длительность переключки руля с 35° одного борта до 30° другого борта на полном переднем ходу при работе одного насоса — не более $T = 28 \text{ с}$.

Гидравлическая машина — четырехцилиндровая с диаметром скалки $D = 150 \text{ мм}$ и расстоянием от оси баллера до оси скалки $L_0 = 125 \text{ мм}$. Машина имеет два масляных насоса регулируемой производительности с электроприводом и электрической системой управления, обеспечивающей дистанционное управление от внешних постов и ручное аварийное (местное) управление на насосе.

Насос типа ПД5 аксиально-поршневой регулируемой производительности при угле поворота валика управления на 28° и частоте вращения 960 об/мин (16 с^{-1}) имеет производительность $Q_{\text{т}} = 0,00105 \text{ м}^3/\text{с}$. Приводной двигатель насоса типа АМ71-6 с параметрами $P = 11 \text{ кВт}$, $n = 955 \text{ об/мин}$ ($15,925 \text{ с}^{-1}$); $U_{\text{н}} = 220/380 \text{ В}$; $I_{\text{н}} = 42,5/24,6 \text{ А}$; $i_{\text{п}} = 4,7$; $m_{\text{п}} = 1,4$; $m_{\text{max}} = 2$; $m_{\text{min}} = 1,2$; $J_{\text{пот}} = 0,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $\eta = 86\%$; $\cos \varphi = 0,79$.

Рулевая машина обеспечивает длительную надежную работу до капитального ремонта в течение 5 лет при общем количестве отработанного времени не менее 20 000 ч. Общий срок службы рулевой машины 20 лет. Масса машины 5000 кг, цена 20 000 руб.

Задачей расчета является проверка соответствия параметров гидравлической машины в статическом и динамическом режимах.

Проверка в статическом режиме. Проверим соответствие выбранной гидравлической машины заданному максимальному моменту на баллере. По приведенным выше данным для выбранной гидравлической машины наиболее допустимое давление нагнетания в цилиндрах $P_{\text{нас max}} = 1470 \text{ Н/см}^2$. Этому давлению соответствует максимальный развиваемый рулевой машиной момент на баллере $M_{\text{б max}} = 1,5 M_6 = 1,5 \cdot 15,7 \cdot 10^4 = 23,6 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Таким образом, по $M_{\text{б max}}$ гидравлическая машина удовлетворяет заданным требованиям.

Располагая основными параметрами гидравлической машины, значениями момента на баллере (см. табл. III.1), значениями $\eta_{\text{об}}$, $\eta_{\text{мех}}$ и $\eta_{\text{ш}}$, проверяем основные параметры

гидравлической машины. С этой целью полагаем номинальное удельное давление равным $P_{нас.н} = 980 \text{ Н/см}^2$ и допускаем временную перегрузку насоса по давлению $\lambda = 1,5$. Тогда, задаваясь значениями $\eta_6 = 0,85$, $\eta_c = 0,9$, $\eta_{ш} = 1,15$, проверяем значение L_0 по выражению (III.179):

$$L_0 = \sqrt[3]{\frac{36M_6 \max \cos \alpha_{\max}}{m_{цц} \pi P_{нас.н} \lambda \eta_{ц}}} = \sqrt[3]{\frac{36 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 0,82}{2 \cdot 3,14 \cdot 980 \cdot 10^4 \cdot 1,5 \cdot 0,88}} = 0,423 \text{ м,}$$

а у проверяемой гидравлической машины $L_0 = 425 \text{ мм}$. Соответственно диаметр скалки

$$D \approx \frac{L_0}{3} = \frac{0,423}{3} \approx 0,141 \text{ м,}$$

а у выбранной машины $D = 150 \text{ мм}$. Максимальный ход скалки

$$H_{\max} = L_0 \operatorname{tg} \alpha_{\max} = 0,423 \operatorname{tg} 35^\circ = 0,296 \text{ м;}$$

максимальная рабочая полость цилиндров

$$V_{ц\max} = m_{цц} \frac{\pi D^2}{4} H_{\max} = 2 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,143^2}{4} \cdot 0,296 = 0,0095 \text{ м}^3,$$

а у проверяемой гидравлической машины $H_{\max} = 0,297 \text{ м}$, $V_{ц\max} = 0,0105 \text{ м}^3$. Таким образом, полученные результаты мало отличаются от L_0 , D , H_{\max} , $V_{ц\max}$ проверяемой гидравлической машины.

Зная все параметры гидравлической машины, определяем $p_{ц} = f(h)$ и $p_{нас} = f(h)$ в относительных единицах и принимаем потери давления в трубопроводе $\Delta p = 0,2$. Тогда давление в цилиндрах

$$p_{ц} = \frac{M_6 \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_{\max}}{V_{ц\max} P_{нас.н} \eta_6 \eta_{ш} \eta_c} = 0,089 \cdot 10^4 \frac{M_6 \cos \alpha}{\eta_{ш}}.$$

Соответственно давление нагнетания

$$p_{нас} = \pm p_{ц} + \Delta p = 0,089 \cdot 10^4 \frac{M_6 \cos \alpha}{\eta_{ш}} + 0,2.$$

Результаты расчетов сводим в табл. III.3.

На основании данных табл. III.3 строим кривые $p_{ц} = f(h)$, $p_{нас} = f(h)$, изображенные на рис. III.64. При построении кривой $p_{нас} = f(h)$ считаем, что для отрицательных значений моментов на баллере давления в обоих противоположных цилиндрах почти одинаковы, поэтому давление, создаваемое насосом, близко к нулю.

Преодоление потерь в трубопроводе Δp происходит за счет давления, создаваемого пером руля. Поэтому точка нулевого давления насоса смещена на величину, соответствующую значению потери давления в трубопроводе.

Полученную кривую $p_{нас} = f(h)$ разбиваем на четыре участка:

$$\Delta h_{I} = 0,34, \quad \Delta h_{II} = 0,12, \quad \Delta h_{III} = 0,54, \quad \Delta h_{IV} = 1.$$

Тогда теоретическая производительность определяется по формуле

$$Q_T = \frac{V_{ц\max}}{(T - t_{п.н}) \eta_{об0}} (\Delta h_{I} \Omega_0^{1/2} + \Delta h_{II} \Omega_1^{1/2} + \Delta h_{III} \Omega_{1/2}^{1/2} + \Delta h_{IV} \Omega_2^{1/2}).$$

Согласно выражению

$$\Omega_y^{1/2} = \frac{1}{\sqrt{A(1 + \theta_0)}} \left[1 + \theta_0 + \frac{1}{2(y+1)} (1 + \theta_0^{y+1}) \frac{B}{A} + \frac{3}{8(2y+1)} (1 + \theta_0^{2y+1}) \left(\frac{B}{A}\right)^2 + \frac{5}{16} (1 + \theta_0^{3y+1}) \left(\frac{B}{A}\right)^3 \right]$$

находим $\Omega_0^{1,2} = 1$, так как $p_{нас} = 0$, $A = 1$, $B = 0$;

$$\Omega_1^{1,2} = 1 + \frac{B_{II}}{4} + \frac{B_{II}^2}{8} = 1 + \frac{0,004}{4} + \frac{0,004^2}{8} = 1,$$

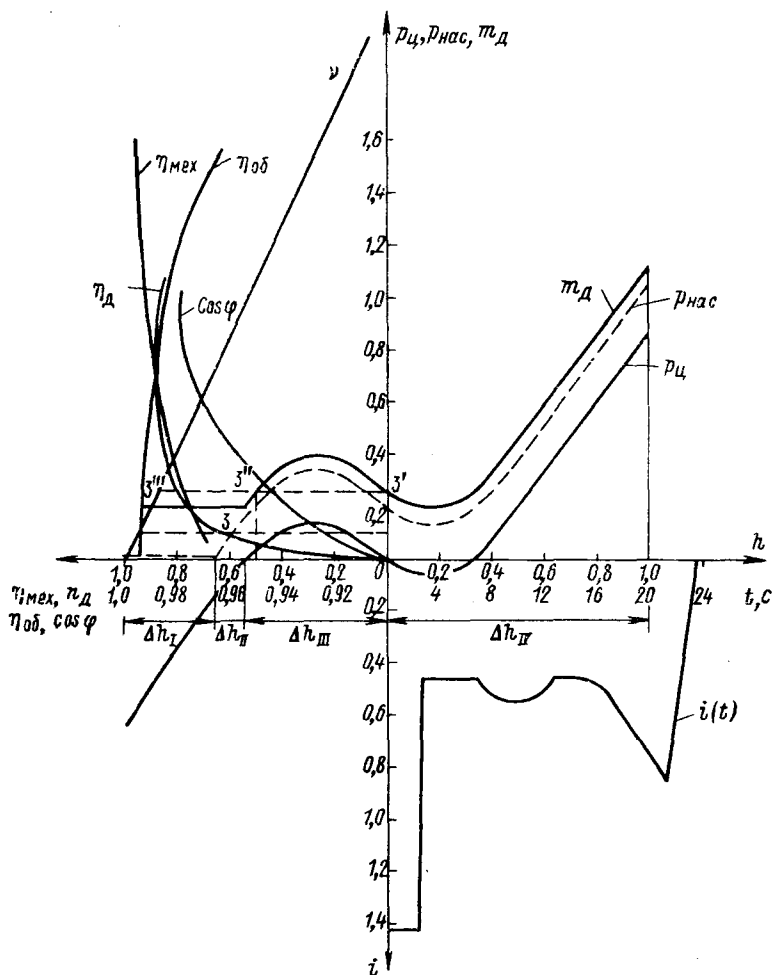


Рис. III.64. Кривые $p_{нас} = f(h)$, $p_{п} = f(h)$, $m_d = f(h)$, $\eta_{об} = f(p)$, $v = f(m)$.

так как

$$b_H = \frac{\eta_{об0} - \eta_{об.н}}{\eta_{об0}} = \frac{0,94 - 0,93}{0,94} = 0,0106,$$

$$b = 1 - (1 - b_H)^2 = 1 - (1 - 0,0106)^2 = 0,02,$$

$$B_{II} = b \Delta p = 0,02 \cdot 0,2 = 0,004;$$

$$\Omega_{1/2}^{1/2} = \frac{1}{\sqrt{A_{III}}} \left[1 + \frac{1}{3} \cdot \frac{B_{III}}{A_{III}} + \frac{3}{16} \left(\frac{B_{III}}{A_{III}} \right)^2 \right] =$$

$$= \frac{1}{\sqrt{0,996}} \left[1 + \frac{1}{3} \cdot \frac{0,003}{0,996} + \frac{3}{16} \left(\frac{0,003}{0,996} \right)^2 \right] \approx 1,01,$$

так как

$$A_{III} = 1 - b \Delta p = 1 - 0,02 \cdot 0,2 = 0,996,$$

$$B_{III} = b (\rho_{нас III} - \Delta p) = 0,02 (0,34 - 0,2) = 0,004;$$

$$\Omega_2^{1/2} = \frac{1}{\sqrt{A_{IV}(1 + \theta_0)}} \left[1 + \theta_0 + \frac{1}{6} (1 - \theta_0^3) \frac{B_{IV}}{A_{IV}} + \right.$$

$$\left. + \frac{3}{40} (1 + \theta_0^5) \left(\frac{B_{IV}}{A_{IV}} \right)^2 \right] = \frac{1}{\sqrt{0,996 (1 + 0,165)}} \times$$

$$\times \left[1 + 0,165 + \frac{1}{6} (1 + 0,165^3) \frac{0,0175}{0,996} + \frac{3}{40} (1 + 0,165^5) \left(\frac{0,0175}{0,996} \right)^2 \right] \approx 1,$$

так как

$$\theta_0 = \frac{h_1}{1 - h_1} = \frac{0,142}{1 - 0,142} = 0,165,$$

$$c = \frac{\frac{\Delta p}{\rho_{нас \theta_k}} - \theta_0^2}{1 - \theta_0^2} = \frac{\frac{0,2}{1,05} - 0,165^2}{1 - 0,165^2} = 0,168, \quad q = 1 - c = 1 - 0,168 = 0,832,$$

$$A_{IV} = 1 - b c \rho_{нас \theta_k} = 1 - 0,02 \cdot 0,168 \cdot 1,05 = 0,996,$$

$$B_{IV} = b q \rho_{нас \theta_k} = 0,02 \cdot 0,832 \cdot 1,05 = 0,0175.$$

Окончательно получаем

$$Q_T = \frac{0,0105}{(28 - 5) 0,94} (0,34 \cdot 1 + 0,12 \cdot 1 + 0,54 \cdot 1,01 + 1 \cdot 1) = 0,000972 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Таким образом, расчетная производительность насоса мало отличается от производительности насоса выбранной гидромашины $Q_{т.н} = 0,00105 \text{ м}^3/\text{с}$.

Мощность двигателя, необходимая для приведения насоса во вращение при номинальном моменте, будет

$$P_D = \frac{Q_{т.н} P_{нас.н}}{\eta_{мех}} = \frac{0,00105 \cdot 980 \cdot 10^4}{0,93} \approx 11,2 \text{ кВт},$$

т. е. мощность двигателя соответствует принятой.

Проверяем приводной двигатель насоса по условиям перегрузки при максимальном моменте на баллере:

$$0,8 M_H \leq \frac{M \sigma_{\max} \sin \alpha_{\max} k_0}{2 \pi \eta_{мех} \eta_{п} M_H} + \frac{\Delta p \rho_{нас.н} P_{нас.н}}{2 \pi \eta_{мех} M_H} =$$

$$= \frac{21 \cdot 10^4 \cdot 0,572 \cdot 6,25 \cdot 10^{-3}}{6,28 \cdot 0,93 \cdot 0,85 \cdot 0,9 \cdot 1,15 \cdot 110,25} + \frac{0,2 \cdot 0,0656 \cdot 10^{-3} \cdot 980 \cdot 10^4}{6,28 \cdot 0,93 \cdot 110,25} = 1,52.$$

По данным каталога двигатель АМ71-6 допускает перегрузку $m_{\max} = 2$, т. е. обеспечивается работа при максимальном моменте на баллере

Проверка выбранного электропривода в динамическом режиме. Задачей расчета является определение продолжительности переключки руля с борта на борт с учетом периода разгона и торможения, определение переменных значений основных параметров привода, а также проверка двигателя по условиям нагрева. Расчет проводим в относительных единицах, а результаты заносим в таблицу (табл. III.4).

Таблица III.4

Δh_j	$0,9 \pm \Delta h_j$	m_d	$\frac{\eta_{обг} - 1 \pm \Delta \eta_{обг}}{2}$	$\frac{v_j - 1 \pm \Delta v_j}{2}$	Δt_j	$t + \Delta t_j$	$v_j m_{dj}$	i	$i^2 \Delta t$
0,1	0,8	0,2	0,94	0,985	1,08	1,08	0,198	0,47	0,24
0,283	0,5	0,245	0,935	0,982	3,51	4,39	0,242	0,486	0,88
0,1	0,4	0,35	0,91	0,976	1,13	5,52	0,344	0,542	0,34
0,1	0,3	0,4	0,91	0,973	1,13	6,65	0,393	0,54	0,33
0,1	0,2	0,38	0,91	0,973	1,13	7,78	0,373	0,541	0,34
0,1	0,1	0,32	0,91	0,977	1,13	8,91	0,315	0,53	0,32
0,1	0	0,24	0,925	0,982	1,1	10,01	0,237	0,47	0,24
0,1	0,1	0,2	0,94	0,995	1,07	11,08	0,198	0,47	0,24
0,1	0,2	0,2	0,94	0,995	1,07	12,15	0,198	0,47	0,24
0,1	0,3	0,2	0,94	0,995	1,07	13,2	0,198	0,47	0,24
0,1	0,4	0,33	0,935	0,982	1,08	14,3	0,325	0,53	0,32
0,1	0,5	0,48	0,93	0,989	1,19	15,4	0,469	0,63	0,47
0,1	0,6	0,6	0,92	0,986	1,1	16,5	0,583	0,63	0,5
0,1	0,7	0,74	0,91	0,983	1,12	17,6	0,715	0,752	0,63
0,1	0,8	0,86	0,905	0,98	1,13	18,75	0,826	0,95	1,01

Принимая время поворота вала управления для переключки пера руля равным $t_{в.у} = 2,5$ с, найдем ход скалки за время разгона

$$h_p \approx \frac{\eta_{об.н} Q_{т.н} t_{в.у} v_{н}}{2V_{ц \max}} = \frac{0,91 \cdot 0,00105 \cdot 2,5 \cdot 0,95}{2 \cdot 0,0105} \approx 0,1.$$

Принимая время возврата вала управления в нулевое положение равным $t_{в.у} = 2,5$ с, получим ход скалки за время торможения

$$h_T \approx \frac{\eta_{об \max} Q_{т.н} t_{в.у} v_{н \max}}{2V_{ц \max}} = \frac{0,92 \cdot 0,00105 \cdot 2,5 \cdot 0,934}{2 \cdot 0,0105} \approx 0,1.$$

Тогда ход скалки при номинальной производительности насоса составит

$$2h - h_p - h_T = 2 - 0,1 - 0,1 = 1,8.$$

Далее строим характеристику зависимости момента на валу двигателя в относительных единицах

$$m_d = \frac{M_6 \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_{\max} k_0}{2\pi \eta_{\text{мех}} \eta_6 \eta_{\text{ш}} \eta_c M_H} + \frac{\Delta p v_{\text{нас.н}} \rho_{\text{нас.н}}}{2\pi \eta_{\text{мех}} M_H} = 0,0817 \cdot 10^{-4} \frac{M_6 \cos \alpha}{\eta_{\text{мех}} \eta_{\text{ш}}} + \frac{0,186}{\eta_{\text{мех}}},$$

где

$$k_0 = \frac{v_{\text{нас.н}}}{V_{ц \max}} = \frac{0,0656 \cdot 10^{-3}}{0,0105} = 6,25 \cdot 10^{-3};$$

$$v_{\text{нас.н}} = \frac{Q_{т.н}}{n} = \frac{0,00105}{16} = 0,0656 \cdot 10^{-3};$$

$$P_{\text{нас.н}} = 980 \text{ Н/см}^2 = 980 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2;$$

$$M_H = 110,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При этом условно принимаем, что момент, развиваемый двигателем для преодоления потерь холостого хода, равен $0,2 M_n$.

Результаты расчета заносим в табл. III.3 и кривую $m_d = f(h)$ изображаем на рис. III.64.

Определяем продолжительность перекладки пера руля при номинальной производительности насоса на основании следующего выражения с учетом переменных зависимостей параметров, приведенных на рис. III.64:

$$t + \Delta t_j = \frac{V_{ц \max} (0,9 \pm \Delta h_j)}{Q_{т. п} \left(\eta_{об j-1} \pm \frac{1}{2} \Delta \eta_{об j} \right) \left(v_{j-1} \pm \frac{1}{2} \Delta v_j \right)};$$

при $t = 0$

$$\Delta t_j = \frac{0,0105}{0,00105} \frac{\Delta h_j}{\left(\eta_{об j-1} \pm \frac{1}{2} \Delta \eta_{об j} \right) \left(v_{j-1} \pm \frac{1}{2} \Delta v_j \right)} =$$

$$10 \frac{\Delta h_j}{\left(\eta_{об j-1} \pm \frac{1}{2} \Delta \eta_{об j} \right) \left(v_{j-1} \pm \frac{1}{2} \Delta v_j \right)}.$$

Результаты расчета заносим в табл. III.4. При этом соблюдаем следующий порядок. Предварительно находим значение h_p , соответствующее ходу скалки за время поворота вала управления насоса. Далее задаемся приращением хода скалки Δh_j , соответствующим участку постоянного давления. Так как давление p_n на этом участке постоянно и равно нулю, то значения $\eta_{об}$, v и m_d остаются постоянными.

На следующем участке давление изменится, поэтому соответственно меняются $\eta_{об}$, v и m_d . Для определения изменения этих величин по кривой $p_{нас} = f(h)$ получаем значение давления, соответствующее принятому приращению хода скалки Δh_j (точка 3 на рис. III.64), а по кривой $\eta_{об} = f(p)$ — соответствующее этому приращению новое значение $\eta_{об}$ (точка $3'$ на рис. III.64).

Далее определяем значение момента на валу двигателя, при том же значении хода скалки (точка $3''$ на рис. III.64) и по кривой $v = f(m)$ находим значение v , соответствующее этому моменту (точка $3'''$ на рис. III.64). На основании полученных значений определяем Δt . В такой же последовательности ведем дальнейший расчет.

Из данных табл. III.4 следует, что продолжительность установившегося периода составляет $\Sigma \Delta t = 18,75$ с. Следовательно, полное время перекладки с учетом переходного процесса будет равно $T = 18,75 + 5 \approx 24$ с.

В заключение проверим соответствие выбранного двигателя условиям нагрева. Для этого, пользуясь выражением (см. § 24, п. 4)

$$i = \frac{P_c \cdot 10^3}{\sqrt{3} U_n I_n} \frac{v_j m_{dj}}{\eta_j \cos \varphi_j} = \frac{11 \cdot 10^3}{1,73 \cdot 220 \cdot 42,5} \frac{v m}{\eta_j \cos \varphi_j} = 0,69 \frac{v m}{\eta_j \cos \varphi_j}$$

и данными таблицы, строим кривую $i = f(t)$, показанную на рис III.64. Результаты расчета вносим в табл. III.4.

Определяем эквивалентный ток по данным таблицы:

$$i_3 = \sqrt{\frac{\Sigma i^2 \Delta t}{\Sigma \Delta t}} = \sqrt{\frac{6,17}{18,75}} \approx 0,6.$$

Таким образом, выбранный двигатель удовлетворяет условиям нагрева в режиме маневрирования судна.

§ 26. Некоторые вопросы синтеза оптимальных систем автоматического управления курсом судна

1. Постановка задачи

При синтезе САУ курсом судна стремятся разрабатывать оптимальные системы, которые наилучшим образом решали бы поставленные задачи при определенных ограничениях.

Задача синтеза. Задачей синтеза оптимальной САУ курсом судна является определение характеристики и структуры САУ, оптимальной относительно выбранного критерия. Однако в настоящее время решение такой задачи не всегда возможно, так как синтез системы осуществляется в условиях реальных ограничений, и поэтому часть структуры (в частности электропривод) фактически является заданной. Особое место при синтезе оптимальных систем занимает вопрос обоснования и выбора критерия оптимальности. В качестве общих критериев оптимальности при синтезе САУ курсом судна могут быть приняты критерии безопасности, минимального уклонения от программного движения, экономического критерий и др. Каждый тип судов как объект управления имеет свой критерий оптимальности, который должен соответствовать наилучшим параметрам движения. Выбор того или иного критерия следует производить также исходя из особенностей работы системы управления. К этим особенностям в первую очередь можно отнести: наличие следящей системы управления рулем; зависимость параметров судна как объекта управления от скорости судна и его загрузки; многорежимность работы системы (режим стабилизации судна на курсе, режим программного управления).

Частные критерии. Качество работы САУ курсом судна может оцениваться по одному или нескольким частным критериям, в качестве которых принимаются потери скорости судна — средняя величина рыскания (при движении судна на волнении); среднее значение угла переключений руля и частота переключений; время выхода судна на новый курс при введении поправок и величина перегулирования (при движении судна на тихой воде). Отметим, что некоторые критерии могут входить в противоречие друг с другом.

Математическая формулировка задачи оптимального управления судном. Пусть задана система дифференциальных уравнений, описывающая движение объекта:

$$\left. \begin{aligned} x' &= g(x, f, u, t); \\ x(0) &= x_0, \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.204})$$

где g — вектор-функция, характеризующая динамические свойства ОУ; x — вектор-функция координат ОУ; f — вектор-функция внешних возмущений; u — вектор-функция управления; t — время.

Необходимо найти управление $u(t)$ в интервале $(0, T)$, удовлетворяющее ограничениям

$$\varphi_i = [u(t)] \leq 0, \quad i = 1, \dots, k, \quad (\text{III.205})$$

такое, чтобы при решении системы (III.204) выполнялись условия

$$\varphi_j = [x(u)] \leq 0, \quad j = 1, \dots, l \quad (\text{III.206})$$

и некоторый функционал

$$J(u) = F[x(u), u, t] \quad (\text{III.207})$$

принимал при этом управлении экстремальное значение. Управления, удовлетворяющие условиям (III.205) и (III.206), называются допустимыми, а обеспечивающие экстремальное значение функционала (III.207) — оптимальными в смысле критерия, определяющего $J(u)$. Оптимальное управление является функцией от g, f и F :

$$u_{\text{опт}} = u(g, f, F). \quad (\text{III.208})$$

Обычно оптимальное управление представляется как сумма двух управлений: $u_{\text{опт}} = u_{\text{пр}} + u_{\text{к}}$, где $u_{\text{пр}}$ — программное управление, определяемое на основе априорных данных о функциях g, f, F (задача об оптимальной траектории $x_{\text{опт}}$); $u_{\text{к}}$ — управление, компенсирующее случайные отклонения от оптимальной траектории и формирующееся как некоторая функция разности между программным движением и истинным $u_{\text{к}} = Z(x_{\text{пр}} - x)$.

Таким образом, задача о поиске оптимального управления сводится к задаче отыскания оператора

$$Z = Z(f, g, F).$$

2. Некоторые подходы к решению задачи синтеза САУ курсом судна

В зависимости от того, насколько хорошо заранее известны функции g, f, F , существуют различные подходы к решению задачи синтеза САУ курсом судна. Если все функции определены, то принципиально возможно математическое решение задачи. Если некоторые функции заранее не известны, то используются методы самонастройки, т. е. неизвестные функции определяются в процессе управления объектом и по ним система управления настраивается на оптимальный режим. Метод самонастройки позволяет строить оптимальные САУ с сильно меняющимися динамическими свойствами, характеристиками внешних возмущений и даже критериями оптимальности. Если такое положение возникает при синтезе САУ курсом судна, то оно должно быть ликвидировано путем создания самонастраивающихся систем.

Рассмотрим более подробно подход к синтезу систем оптимального управления курсом судна, который был предложен А. Н. Каяндером.

Определение области допустимых управлений. Условия типа (III.206), требующие, чтобы управление обеспечивало асимптотическую устойчивость программного движения по Ляпунову, могут быть математически записаны с помощью функции Ляпунова. Для выполнения условия (III.205) необходимо реализовать ограничение по максимальному углу перекладки руля $|\alpha| - A \leq 0$, ограничение по максимальной скорости перекладки руля $|\dot{\alpha}| - B \leq 0$ и ограничение по средней мощности рулевого привода $\lim \frac{1}{T} \int_0^T f(\dot{\alpha}) dt < C$, где $f(\dot{\alpha})$ характеризует мгновенное значение мощности рулевого привода.

Критерии качества управления. Исходя из основного назначения транспортного судна можно сформулировать два критерия качества управления (оптимальности системы управления). Экономический критерий — максимум скорости судна:

$$\max \int_0^T V(t) \cos \varphi_1(t) dt, \quad (\text{III.209})$$

где $V(t)$ — скорость судна; $\varphi_1(t)$ — угол между вектором скорости и заданной траекторией движения. Этот критерий используется тогда, когда обеспечена безопасность плавания (хорошая видимость, отсутствие близких навигационных опасностей).

Критерий безопасности — минимум максимального отклонения от программного движения: $\min \max(x_{\text{пр}} - x)$, где \min берется по всем управлениям. Он используется при плавании в узкостях, вблизи навигационных опасностей, при расхождении судов.

Задачи о построении оптимальной системы управления. Первая задача исходит из необходимости построить САУ, изменяя параметры которой можно получить достаточно хорошее приближение любого допустимого управления (приближение оценивается близостью значений критерия качества на управлениях). При этом возникает необходимость исследовать чувствительность критерия к изменениям параметров системы для всевозможных законов управления с целью выбора в качестве изменяемых тех параметров, для которых эта чувствительность наибольшая. Вторая задача заключается в разработке алгоритма, обеспечивающего наиболее быстрое определение значений изменяемых параметров, дающих оптимальное управление (алгоритм самонастройки). Эта задача не может быть решена до тех пор, пока не будет решена первая. В настоящее время регулируемые параметры авторулевого не позволяют полностью настроить его в режим, близкий к оптимальному, даже если рассматривать задачу в линейном плане.

Пусть судно стабилизируется на прямом курсе с помощью авторулевого. Внешние возмущения вызывают симметричное рыскание. Считаем, что вектор скорости судна постоянно направлен вдоль заданной траектории. Тогда угол рыскания совпадает с углом дрейфа. Нужно минимизировать уменьшение скорости из-за дополнительного сопротивления, вызываемого рысканием и пере-

кладками руля. В этих условиях потери скорости можно приближенно записать в виде

$$V^2 \int_{-\infty}^{+\infty} \{B_c \psi^2(t) + B_p [\psi(t) + \alpha(t)]^2\} dt, \quad (\text{III.210})$$

где ψ — угол рыскания; α — угол перекладки руля; B_c , B_p — гидродинамические коэффициенты. Однако если считать, что направление потока воды у руля совпадает с диаметральной плоскостью судна благодаря работе винта и что регулятор будет компенсировать асимметрию рыскания, то (III.210) можно заменить на

$$V^2 \int_{-\infty}^{+\infty} [B_c \psi^2(t) + B_p \alpha^2(t)] dt, \quad (\text{III.211})$$

или по теореме Париваля на

$$V^2 \int_{-\infty}^{+\infty} [B_c |\bar{\psi}|^2 + B_p |\bar{\alpha}|^2] d\omega, \quad (\text{III.212})$$

где первое слагаемое под интегралом определяет составляющую, учитывающую рыскание, второе — влияние величины перекладок руля, а $\bar{\alpha}$ и $\bar{\psi}$ есть результат применения преобразования Фурье к α и ψ .

Влияние параметров системы управления на функцию качества. Рассмотрим функциональную схему системы стабилизации судна на курсе, приведенную на рис. III.65, где F — внешние возмущения, пересчитанные на угол рыскания. В этом случае выражение (III.212) переписется так:

$$V^2 \int_{-\infty}^{+\infty} |F|^2 \left[\frac{B_c}{|1 + F_p F_c|^2} + \frac{B_p |F_p|^2}{|1 + F_p F_c|^2} \right] d\omega, \quad (\text{III.213})$$

где F_p и F_c — амплитудно-фазовые характеристики САУ и судна соответственно. Выражение (III.213) определяет зависимость потерь скорости судна от характера амплитудно-фазовой характеристики САУ F_p . Если представить F_p в виде

$$F_p = \rho_p(j\omega) e^{j\varphi_p(j\omega)}, \quad (\text{III.214})$$

где $\rho_p(j\omega)$ — амплитудно-частотная, а $\varphi_p(j\omega)$ — фазочастотная характеристики, и решить задачу на минимизацию выражения (III.213) независимо по ρ_p и φ_p , то $\rho_p = k\rho_c$, $\varphi_p = -\varphi_c$. Однако эта система физически не реализуется.

Следует отметить, что в области низких частот основную роль играет фазовая характеристика, обеспечивающая устойчивость системы. В области высоких частот, где коэффициент передачи судна оказывается мал, фазовые соотношения перестают быть определяющими и главной становится амплитудная характеристика, так как она определяет величину второго слагаемого в выражении

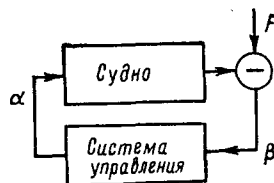


Рис. III.65. Функциональная схема системы стабилизации судна.

(III.213). Таким образом, в области высоких частот авторулевой должен вести себя как инерционное звено, т. е. для настройки авторулевого на оптимальный режим необходимо управлять полюсами его амплитудно-фазовой характеристики.

Несколько преобразуя выражение (III.213), можно получить точное решение для F_p , определяемое по передаточной функции судна и спектру внешнего воздействия:

$$F_p = \frac{P_0 P'_c}{k_{\Gamma 3} [P_F(j\omega + a)(j\omega + b)(j\omega + c) - P_c P_0]},$$

где $P_c = P'_c F_c$; $P = P'_F F$, P_0 — полиномы от $j\omega$, а коэффициенты a, b, c являются корнями уравнения

$$1 + \left(T_{0к} + \frac{k}{k_{\Gamma 3}^2} \right) \omega^2 + \left(T_1^2 \frac{k}{k_{\Gamma 3}^2} + T_2^2 \frac{k}{k_{\Gamma 3}^2} \right) \omega^4 + T_1^2 T_2^2 \frac{k}{k_{\Gamma 3}} \omega^6 = 0,$$

в котором $k = \frac{B_p}{B_c}$, имеющими отрицательную действительную часть:

$$F_c(j\omega) = \frac{k_{\Gamma 3} (1 + T_{0к} j\omega)}{j\omega [1 + T_{1к} j\omega + T_{2к} (j\omega)^2]}.$$

Таким образом, основной задачей является исследование влияния параметров авторулевого на функцию качества.

3. Аналитическое конструирование оптимальной САУ судном

Один из подходов к синтезу оптимальных систем управления базируется на теории аналитического конструирования. Рассмотрим кратко основные положения метода аналитического конструирования.

Пусть объект управления описан системой уравнений в нормальной форме

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= a_{11}x_1 + \dots + a_{1n}x_n + b_1x_0; \\ &\vdots \\ \dot{x}_k &= a_{k1}x_1 + \dots + a_{kn}x_n + b_kx_0; \\ &\vdots \\ \dot{x}_n &= a_{n1}x_1 + \dots + a_{nn}x_n + b_nx_0. \end{aligned}$$

или

$$\dot{x}_i = \sum_{k=1}^n a_{ik}x_k + b_i x_0 \quad (i = 1, \dots, n).$$

Здесь x_k — переменные системы или фазовые координаты ОУ, x_0 — управляющее воздействие (выходной сигнал системы управления).

Движение ОУ происходит из некоторого начального состояния, характеризуемого координатами $x_1(0), x_2(0), \dots, x_n(0)$, под воз-

действием выходного сигнала x_0 , формируемого системой управления.

В общем случае для регулятора с учетом его инерционности, т. е. с учетом ограниченной скорости изменения выходного сигнала x_0 , взаимосвязь x_0 и управляющего воздействия u в системе определяется уравнением $\dot{x}_0 = u$, т. е. регулятор рассматривается как интегрирующее звено. На управляющее воздействие накладывается ограничение $|u| \leq v$, где v — предельное значение управляющего воздействия. В процессе аналитического конструирования такой САУ, оптимизируемой по обобщенной квадратичной ошибке $\sum \lambda_k x_k^2 + u^2$, определяется ее структура, обратные связи в соответствии с законом управления $u = f(x_i)$, а также их параметры.

Выше было указано, что экономическому критерию оптимизации САУ курсом судна соответствует минимизация уменьшения скорости, вызванного рысканием и перекладками руля. В общем случае будем считать САУ оптимальной, если обеспечивается минимум квадратичного критерия вида

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} \left(\sum_{k=1}^n \lambda_k x_k^2 + u^2 \right) dt, \quad (\text{III.215})$$

где λ_k — весовые коэффициенты соответствующих фазовых координат. Тогда задача синтеза заключается в представлении сигнала управления в виде линейной комбинации фазовых координат

$$u = \sum_{i=1}^n k_i x_i.$$

Определение коэффициентов k_i в законе управления является задачей поиска экстремума. Рассмотрим кратко ее решение в соответствии с принципом максимума Понтрягина.

Сигнал управления u будет оптимальным, если в любой момент для гамильтониана H выполняется условие $\frac{dH}{du} = 0$. При этом гамильтониан системы уравнений объекта с учетом критерия J имеет вид

$$H = \sum_{i=1}^n \Phi_i \left[\sum_{k=1}^n a_{ik} x_k + b_i x_0 \right] + \Phi_0 u - \frac{1}{2} \left[\sum_{k=0}^n \lambda_k x_k^2 + u^2 \right].$$

Тогда из уравнения $\frac{dH}{du} = \Phi_0 - u = 0$ получим $u = \Phi_0$, откуда

$$u = \begin{cases} v & \text{при } \Phi_0 > v; \\ \Phi_0 & \text{при } \Phi_0 \leq v; \\ -v & \text{при } \Phi_0 < -v. \end{cases}$$

Учитывая, что вспомогательные переменные Φ_k определяются как $\dot{\Phi}_k = -dH/dx_k$, а также принимая во внимание равенство $\dot{x}_0 = u$,

получаем, что в линейной зоне оптимальное движение ОУ определяется системой из 2 $(n+1)$ уравнений

$$\dot{x}_i = \sum_{k=1}^n a_{ik} x_k + b_i x_0, \quad i = 1, 2, \dots, n;$$

$$x_0 = \psi_0;$$

$$\dot{\Phi}_0 = - \sum_{i=1}^n b_i \psi_i + \lambda_0 x_0; \quad \dot{\Phi}_k = - \sum_{i=1}^n a_{ik} \psi_i + \lambda_k x_k, \quad k = 1, 2, \dots, n.$$

Характеристический определитель полученной системы является полиномом $\Delta(p^2)$ четной степени $2(n+1)$, поэтому корни характеристического уравнения располагаются на комплексной плоскости симметрично относительно мнимой оси. Н. С. Прягиным доказано, что характеристический полином такой системы можно представить в виде произведения двух полиномов $\Delta_1(p^-)$, $\Delta_2(p^+)$, первый из которых имеет корни с отрицательными вещественными частями, а второй — с положительными:

$$\Delta(p^2) = A_1 p^{2(n+1)} - A_2 p^{2n} + \dots + (-1)^{n-1} A_{n+1} p^2 +$$

$$+ (-1)^{n+1} A_{n+2} = \Delta_1(p^-) \Delta_2(p^+);$$

$$\Delta_1(p^-) = B_1 p^{n+1} + B_2 p^n + \dots + B_{n+2};$$

$$\Delta_2(p^+) = B_1 p^{n+1} - B_2 p^n + \dots + (-1)^{n+1} B_{n+2},$$

причем $\Delta_1(p^-)$ является полиномом оптимальной устойчивой системы, так как его корни являются в то же время корнями совместной системы уравнений объекта и закона управления. Таким образом, для определения коэффициентов полинома оптимальной системы B_i ($i=1, 2, \dots, n+2$) необходимо сначала определить корни характеристического уравнения $\Delta(p^2)$, отбросить корни с положительными вещественными частями исходя из требований устойчивости и далее с помощью формул Виета для B_i либо путем раскрытия скобок в равенстве $\Delta_1(p^-) = (p - p_1^-)(p - p_2^-) \dots (p - p_{n+1}^-)$ получить искомым полином оптимальной системы $\Delta_1(p^-)$.

Для определения коэффициентов закона управления $u = \sum_{i=1}^n k_i x_i$ необходимо получить другую форму записи полинома оптимальной системы, в которой коэффициенты b_i выражены через k_i .

С этой целью составляется характеристический определитель, соответствующий исходной системе уравнений ОУ совместно с уравнением $u = \sum_{i=0}^n k_i x_i$:

$$\Delta_1(p) = \begin{vmatrix} a_{11} - p & \dots & a_{1k} & \dots & a_{1n} & b_1 \\ a_{21} & \dots & a_{2k} & \dots & a_{2n} & b_2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{n1} & \dots & a_{nk} & \dots & a_{nn} - p & b_n \\ k_1 & \dots & k_k & \dots & k_n & k_{n+1} - p \end{vmatrix}.$$

Раскрывая определитель и приравнявая коэффициенты полученного полинома коэффициентам b_i полинома первой формы $\Delta_1(p^-)$, получим систему равенств, позволяющую найти коэффициенты k_1 закона управления $u=f(x_k)$.

Рассмотрим определение параметров в законе управления при движении судна на тихой воде. Для большинства судов передаточная функция судна по управляющему воздействию руля (α) имеет вид [см. (III.36)]

$$W_{гз}(p) = \frac{\psi(p)}{\alpha(p)} = \frac{k_{гз}(T_{0к}p + 1)}{p(T_1p + 1)(T_2p + 1)}.$$

При этом обычно $T_2 \ll T_1$, а T_2 и $T_{0к}$ незначительно отличаются друг от друга. Учитывая это обстоятельство, передаточную функцию судна можно записать в упрощенном виде, т. е.

$$W_{гз}(p) = \frac{\psi(p)}{\alpha(p)} = \frac{k_{гз}}{p(Tp + 1)},$$

где $T = T_1 + T_2 - T_{0к}$.

Как указывается в литературе [24], применение такой передаточной функции допустимо лишь при проведении приближенных аналитических расчетов регулятора с последующим уточнением найденных результатов в процессе моделирования. В соответствии с полученной передаточной функцией уравнение объекта может быть записано в виде $Tp^2\psi + p\psi = k_{гз}\alpha$. Так как $p\psi = \dot{\psi} = \omega$, $p^2\psi = \dot{\omega} = \ddot{\psi}$, то движение судна в этом случае характеризуется системой уравнений в нормальном виде

$$\begin{aligned} \dot{\psi} &= \omega; \\ \dot{\omega} &= -\frac{1}{T}\omega + \frac{k_{гз}}{T}\alpha. \end{aligned}$$

При этом координатами объекта являются $x_1 = \psi$, $x_2 = \omega$. Пренебрегая инерционностью регулятора по сравнению с инерционностью ОУ, т. е. считая $x_0 = \alpha = u$, получим

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2; \\ \dot{x}_2 &= -\frac{1}{T}x_2 + \frac{k_{гз}}{T}x_0. \end{aligned}$$

В связи с тем что при стабилизации курса судна и вводе небольших поправок к курсу ($\leq 10^\circ$) угловые скорости и ускорения судна имеют малую величину вследствие значительной инерционности судна, квадратичный критерий может быть упрощен и записан для САУ курсом судна в виде

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (\lambda\psi^2 + \alpha^2) dt. \quad (\text{III.216})$$

Тогда гамильтониан равен

$$H = \Phi_1 x_2 + \Phi_2 \left(-\frac{1}{T}x_2 + \frac{k_{гз}}{T}x_0 \right) - \frac{1}{2}(\lambda x_1^2 + x_0^2).$$

В соответствии с принципом максимума полагаем $\frac{dH}{dx_0} = 0$, откуда $\frac{k_{г3}}{T} \Phi_2 - x_0 = 0$, или $x_0 = \frac{k_{г3}}{T} \Phi_2$. Беря производные от H в соответствии с условием $\dot{\Phi}_k = -\frac{\partial H}{\partial x_k}$, получим систему уравнений оптимального движения САУ курсом судна

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2; \\ \dot{x}_2 &= -\frac{1}{T} x_2 + \frac{k_{г3}^2}{T^2} \Phi_2; \\ \dot{\Phi}_1 &= \lambda x_1; \\ \dot{\Phi}_2 &= -\Phi_1 + \frac{1}{T} \Phi_2. \end{aligned}$$

В этом случае характеристическое уравнение будет иметь вид

$$\Delta(p^2) = p^4 - \frac{1}{T^2} p^2 + \frac{k_{г3}^2 \lambda}{T^2} = \Delta_1(p^-) \Delta_2(p^+) = 0.$$

Далее находим корни уравнения и после отбрасывания корней с положительными вещественными частями получаем первую форму характеристического полинома синтезируемой оптимальной САУ курсом судна

$$\Delta_1(p^-) = p^2 + \frac{\sqrt{2k_{г3} T \sqrt{\lambda} + 1}}{T} p + \frac{k_{г3} \sqrt{\lambda}}{T}.$$

Вторая форма характеристического полинома с учетом закона управления в виде $u = \alpha = x_0 = k_1 x_1 + k_2 x_2 = k_1 \psi + k_2 \dot{\psi}$ может быть найдена из системы уравнений

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2; \\ \dot{x}_2 &= -\frac{1}{T} x_2 + \frac{k_{г3}}{T} \alpha; \\ \alpha &= k_1 x_1 + k_2 x_2. \end{aligned}$$

Получим

$$\Delta_1(p) = p^2 - \left(-\frac{1}{T} + \frac{k_{г3}}{T} k_2 \right) p - \frac{k_{г3}}{T} k_1$$

Приравнявая коэффициенты полиномов $\Delta_1(p^-)$ и $\Delta_1(p)$ при одинаковых степенях p , будем иметь

$$k_1 = -\sqrt{\lambda}; \quad k_2 = -\frac{\sqrt{2k_{г3} \sqrt{\lambda} T + 1} - 1}{k_{г3}}.$$

В рассматриваемом случае весовой коэффициент критерия определяется величиной $\frac{1}{k_{г3}}$, т. е. $\lambda = \frac{1}{k_{г3}}$. При этом закон управления судном в режиме стабилизации примет вид

$$\alpha = -\frac{1}{\sqrt{k_{г3}}} \psi - \left(-\frac{1}{k_{г3}} + \sqrt{\frac{1}{k_{г3}^2} + \frac{2T}{k_{г3} \sqrt{k_{г3}}}} \right) \dot{\psi}. \quad (\text{III.217})$$

Таким образом, для оптимального управления судном в режиме стабилизации в соответствии с заданным квадратичным критерием САУ должна иметь две отрицательные обратные связи по сигналу рассогласования курса ψ и сигналу производной от рассогласования $\dot{\psi}$.

Для построения оптимальной системы следящего управления с электроприводом руля, когда управляющим воздействием является угол поворота штурвала φ , а управляемой величиной — угол поворота руля α , квадратичный критерий оптимальности может быть записан в виде

$$J = k \int_0^{\infty} (\lambda \alpha^2 + \varphi^2) dt.$$

Пренебрегая постоянными времени исполнительного механизма и электрогидравлической рулевой машины, запишем уравнения для прямой цепи следящей системы в нормальной форме:

$$\dot{x}_1 = x_2, \quad \dot{x}_2 = kx_0,$$

где $x_0 = \varphi$ — управляющее воздействие; k — общий коэффициент передачи следящей системы; $x_1 = \alpha$, $\dot{x}_1 = \dot{\alpha} = k_{гп} \theta_{н.м}$; $\theta_{н.м}$ — угол поворота исполнительного механизма.

В соответствии с изложенным выше методом закон управления будет иметь вид

$$\varphi = -k_{гп} \sqrt{\frac{2}{k}} \theta_{н.м} - \alpha. \quad (\text{III.218})$$

Таким образом, оптимальная следящая система управления рулем с электрогидроприводом должна иметь две отрицательные обратные связи по углу перекадки руля и углу поворота исполнительного механизма.

§ 27. Исследование качества работы САУ курсом судна с электромеханическим приводом руля и выбор оптимальных значений параметров

1. Постановка задачи

При проектировании САУ курсом судна возникает вопрос о выборе оптимальных значений параметров звеньев системы, обеспечивающих заданные критерии качества и надежность работы. При этом определяется влияние разброса параметров на поведение системы и уточняется структура корректирующих цепей. Представляет интерес выяснить влияние на качество управления тех параметров, которые могут измениться в период проектирования; к таким параметрам относятся коэффициент усиления усилителя, коэффициенты обратной связи и т. д. Целесообразно также оценить влияние на работу системы тех параметров, которые могут изменяться в уже созданной системе в период настройки. Такими параметрами могут быть коэффициенты усиления жесткой обрат-

ной связи, коэффициент усиления обратной связи по управляющему воздействию α и др. Поскольку не существует простого инженерного метода решения этих задач, то в начале проектирования задаются структурой САУ и основными параметрами исходя из общих критериев. Далее путем исследования качества работы производят оптимизацию системы и окончательный выбор ее параметров.

Важным требованием, предъявляемым к САУ, является удержание судна на заданном курсе с наибольшей точностью, поэтому критерием при оценке качества системы может быть интеграл от квадрата ошибки. Задача исследования будет заключаться в определении значений параметров системы, при которых интеграл от квадрата ошибки имеет минимальное значение. Основной задачей анализа в следящем режиме управления рулем является проверка устойчивости системы и качества переходного процесса. Указанные задачи могут быть решены аналитическим методом или методом математического моделирования. В первом случае задачи решаются построением фазо- и амплитудно-частотных характеристик системы, а также кривых переходного процесса, т. е. решение ведется либо в частотной, либо во временной области в зависимости от природы входного сигнала, возмущения и сигнала на выходе. При этом расчет повторяется до тех пор, пока не будут удовлетворены заданные требования.

В основе расчетов при использовании обоих указанных методов лежат математические уравнения, определяющие поведение САУ. Они представляют собой сложную систему дифференциальных уравнений, в которую входят нелинейности различных видов. При использовании аналитического метода уравнения обычно упрощают, пренебрегая второстепенными параметрами, если только это существенно не изменяет физическую сущность процесса и позволяет получить практически пригодные результаты.

При математическом моделировании с использованием ЭВМ возможен более полный учет параметров и нелинейностей системы. Благодаря относительной простоте, с которой в этом случае могут быть получены решения, можно в более широких пределах проанализировать влияние изменения параметров системы и на основании этого найти оптимальное решение.

Большая часть работы, выполнявшейся ранее путем экспериментирования и в процессе доводки объектов, может быть выполнена при помощи математического моделирования, что существенно удешевляет разработку новых САУ курсом судна, а главное, сокращает время разработки.

2. Функциональная схема САУ курсом судна с электромеханическим приводом руля

Ввиду сложности схем САУ при составлении уравнения очень важно иметь ясное представление о физических процессах, происходящих в системе. В функциональной схеме производится раз-

деление системы на элементы по роду выполняемых ими функций (выявление и преобразование сигнала управления, усиление и т. д.). Структурные схемы характеризуются разделением системы на звенья направленного действия, различающиеся по их динамическим свойствам.

Перейдем к составлению функциональной схемы (рис. III.66). При разделении системы автоматического управления на функциональные элементы прежде всего выделяют объект управления *ОУ*, которым в рассматриваемом случае является судно, систему управления и автоматизированный электропривод. Входным воздействием φ в системе управления будут служить манипуляции

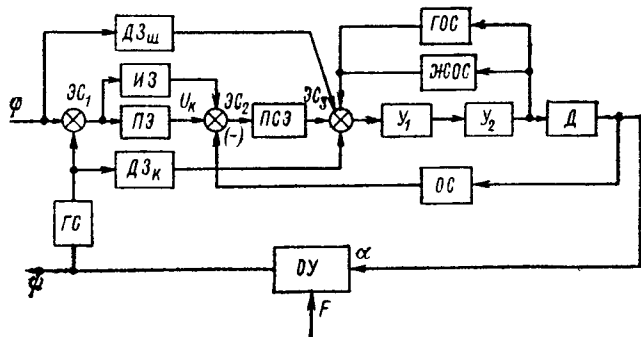


Рис. III.66. Функциональная схема системы автоматического управления курсом судна с электромеханическим приводом руля.

рулевого или сигнал, поступающий от счетно-решающего устройства. Это воздействие может носить любой характер в зависимости от вида маневрирования судна. Возмущающие воздействия F , возникающие в результате действия на корпус судна волн, течения и ветра, различной частоты вращения винтов и т. д., обуславливают отклонение судна от заданного курса и большей частью носят случайный характер. Управляющее воздействие определяется углом отклонения пера руля α , так как гидродинамический момент, поворачивающий судно, пропорционален этому углу. Управляемой величиной является угол курса судна ψ .

Далее в порядке последовательности прохождения основного сигнала выделяем: элемент главной обратной связи *ГС* — сельсиноизмерительное звено курса; элемент сравнения *ЭС₁* — механический дифференциал, на который поступает задающее воздействие φ и управляемая величина ψ ; преобразующий элемент *ПЭ* — линейный и масштабный вращающиеся трансформаторы, преобразующие угол поворота штурвала в напряжение U_k ; элементы сравнения *ЭС₂* и *ЭС₃*; преобразовательно-суммирующий элемент *ПСЭ* — входной преобразовательный каскад (состоящий из выпрямительных мостов и сопротивлений), преобразующий и суммирующий напряжения основного сигнала и обратной связи; первый

усилительный элемент $У_1$ — магнитный усилитель; второй усилительный элемент $У_2$ — электромашинный усилитель; электродвигатель $Д$ с механической передачей к баллеру руля.

Выделяем следующие элементы обратных связей: обратную связь $ОС$ по управляющему воздействию α , которая состоит из линейного вращающегося трансформатора; гибкую обратную связь $ГОС$, представляющую собой контур из резисторов и емкостей; жесткую отрицательную обратную связь $ЖОС$, образованную с помощью потенциометрической схемы. Гибкая и жесткая обратные связи охватывают первый и второй усилительные элементы. Действие гибкой обратной связи происходит только в переходных режимах.

Отметим корректирующие элементы, вырабатывающие дополнительные управляющие сигналы, пропорциональные интегралу и производной от угла отклонения курса: интегрирующее звено $ИЗ$ — асинхронный двигатель с двумя вращающимися трансформаторами, формирующими напряжение $U_{инт}$, пропорциональное интегралу от угла отклонения; дифференцирующее звено $ДЗ_k$ — тахогенератор курса, вырабатывающий напряжение $U_{тгк}$, пропорциональное производной от угла курса судна; дифференцирующее звено $ДЗ_{ш}$ — тахогенератор штурвала, вырабатывающий напряжение $U_{тгш}$, пропорциональное производной от угла поворота штурвала.

3. Уравнения и передаточные функции элементов САУ курсом судна

Уравнения, описывающие переходный процесс, были составлены ранее. Получим с их помощью передаточные функции отдельных элементов САУ.

Сельсиноизмерительный элемент штурвала:

$$U_k(p) = \frac{1}{i_k} S_k \varphi(p) = k_k \varphi(p); \quad W_k(p) = \frac{U_k(p)}{\varphi(p)} = k_k. \quad (\text{III.219})$$

Сельсиноизмерительный элемент курса:

$$U_\psi(p) = k_\psi \psi(p), \quad W_\psi(p) = \frac{U_\psi(p)}{\psi(p)} = k_\psi.$$

Здесь U_k , U_ψ — выходные напряжения преобразующего элемента; i_k — передаточное число от сельсина-приемника или от штурвала до ЛВТ_к; S_k — крутизна характеристики ЛВТ_к.

Преобразовательно-суммирующий элемент — входной преобразовательный каскад [см. уравнение (III.91)]:

$$W_{вх}(p) = \frac{U_{вых}(p)}{U_{вх}(p)} = k_{вх} \frac{1 + T_1 p}{1 + T_2 p}. \quad (\text{III.220})$$

Первый усилительный элемент — магнитный усилитель:

$$U_{МУ}(p) = k_{МУ} [U_{вых}(p) - U_{ж.о.с}(p) - U_{г.о.с}(p) - U_{тгк}(p) + U_{тгш}(p)] = k_{МУ} U_c(p); \quad W_{МУ} = \frac{U_{МУ}(p)}{U_c(p)} = k_{МУ}. \quad (\text{III.221})$$

Второй усилительный элемент — электромашинный усилитель [см. уравнение (I.130)]:

$$W_{ЭМУ}(p) = \frac{U_{ЭМУ}(p)}{U_{МУ}(p)} = \frac{k_{ЭМУ}}{(1 + T_{вp})(1 + T_{gp})}. \quad (\text{III.222})$$

Электродвигатель постоянного тока с передаточным механизмом [см. уравнение (I.118)] при условии, что $M_c = 0$:

$$W_d(p) = \frac{\alpha(p)}{U_{ЭМУ}(p)} = \frac{k_d}{p(T_{мп} + 1)}. \quad (\text{III.223})$$

Здесь $k_d = \frac{k'_d}{i}$ — коэффициент усиления; T_m — постоянная времени двигателя; i — передаточное число механической передачи.

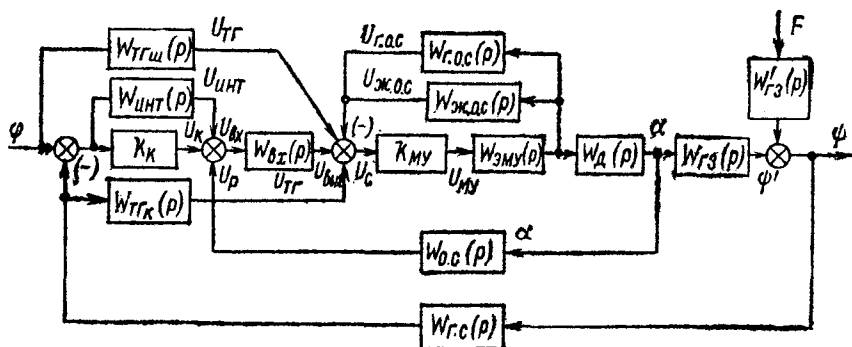


Рис. III.67. Структурная схема автоматического управления курсом судна.

Объект управления — судно (гидродинамическое звено): передаточная функция по управляющему воздействию [см. уравнение (III.33)] имеет вид

$$W_{ГЗ}(p) = \frac{\psi(p)}{\alpha(p)} = \frac{k_{ГЗ}(1 + T_{окp})}{p(1 + T_{1к} + T_{2кp^2})}. \quad (\text{III.224})$$

а передаточная функция по возмущающему воздействию [см. уравнение (III.34)] равна

$$W'_{ГЗ} = \frac{\psi(p)}{F(p)} = \frac{k'_{ГЗ}(1 + T'_{окp})}{p(1 + T_{1кp} + T_{2кp^2})}.$$

Интегрирующее устройство [см. уравнение (III.99)]:

$$W_{ИНТ}(p) = \frac{U_{ИНТ}(p)}{\varphi(p) - \psi(p)} = \frac{k_{ИНТ}}{p(1 + T_{а.дp})}. \quad (\text{III.225})$$

Дифференцирующий элемент [см. уравнение (III.87)]:

$$W_{ТГК}(p) = \frac{U_{ТГК}(p)}{\psi(p)} = k_{ТГК}p. \quad (\text{III.226})$$

Обратная связь по управляющему воздействию [см. уравнение (III.85)]:

$$W_{o.c}(p) = \frac{U_p(p)}{\alpha(p)} k_p k_{o.c}. \quad (\text{III.227})$$

Здесь U_p — выходное напряжение ЛВТ_p; $k_p = \frac{S_p}{i_p}$ — передаточный коэффициент ЛВТ_p при $k_{o.c} = 1$; i_c — передаточное число от баллера руля к ЛВТ_p; S_p — крутизна характеристики ЛВТ_p; $k_{o.c} = \frac{1}{k}$ — коэффициент обратной связи; k — коэффициент, характеризующий пропорциональность управления, т. е. отношение угла курса к углу перекадки руля.

Жесткая обратная связь:

$$(1 + T_{ж.о.с} p) U_{ж.о.с}(p) = k_{ж.о.с} U_{ЭМУ}(p);$$

$$W_{ж.о.с}(p) = \frac{U_{ж.о.с}(p)}{U_{ЭМУ}(p)} = \frac{k_{ж.о.с}}{1 + T_{ж.о.с} p}. \quad (\text{III.228})$$

Гибкая обратная связь:

$$U_{г.о.с}(p) = T_{г.о.с} p U_{ЭМУ}(p), \quad W_{г.о.с}(p) = \frac{U_{г.о.с}(p)}{U_{ЭМУ}(p)} = T_{г.о.с} p. \quad (\text{III.229})$$

Структурная схема САУ курсом судна дана на рис. III.67.

4. Передаточные функции САУ курсом судна

Передаточная функция разомкнутой системы САУ курсом судна по задающему воздействию. Для получения передаточной функции разомкнутой системы необходимо преобразовать полученную многоконтурную структурную схему (см. рис. III.67), так как она имеет перекрещивающиеся параллельные связи. Приведение ее к виду, удобному для составления передаточной функции, производится с помощью способа переключения связей.

Обратную связь, сигнал которой поступает через звено $W_{o.c}(p)$ на вход звена $W_{вх}(p)$, переносят на вход звена $k_{МУ}$ и добавляют в цепь этой связи последовательное звено $W_{вх}(p)$.

Параллельные согласно включенные звенья с передаточными функциями k_K и $W_{инт}(p)$ заменяют одним звеном

$$W_1(p) = k_K + W_{инт}(p). \quad (\text{III.230})$$

Последовательно включенные звенья $W_1(p)$ и $W_{вх}(p)$ заменяют звеном $W_2(p) = W_1(p) W_{вх}(p)$. Две параллельные цепи обратной связи можно заменить эквивалентным звеном с передаточной функцией $W_{01}(p) = W_{г.о.с}(p) + W_{ж.о.с}(p)$.

Участок прямой цепи системы, охваченный местной обратной связью $W_{01}(p)$, заменяют эквивалентным звеном с передаточной функцией

$$W_3(p) = \frac{k_{МУ} W_{ЭМУ}(p)}{1 + k_{МУ} W_{ЭМУ}(p) W_{01}(p)}. \quad (\text{III.231})$$

Заменяя участок прямой цепи системы, содержащий звено $W_{ГЗ}(p)$, а также последовательно включенные звенья $W_3(p)$ и $W_Д(p)$, охваченные обратной связью с передаточной функцией

$$W_{02}(p) = W_{ВХ}(p) W_{о.с}(p), \quad (III.232)$$

эквивалентным звеном с передаточной функцией

$$W_4(p) = \frac{W_3(p) W_Д(p) W_{ГЗ}(p)}{1 + W_3(p) W_Д(p) W_{02}(p)}, \quad (III.233)$$

получаем преобразованную структурную схему (рис. III.68).

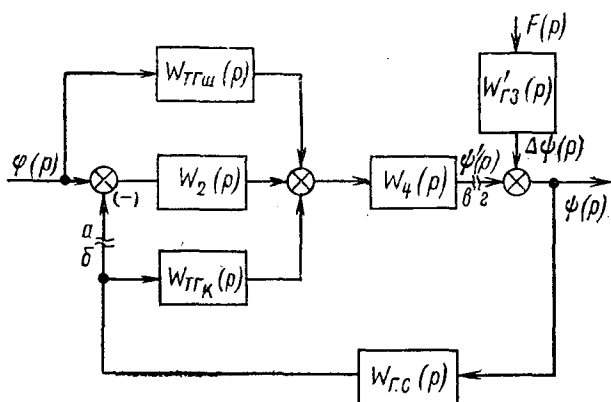


Рис. III.68. Преобразованная структурная схема системы автоматического управления курсом судна.

Составим передаточную функцию разомкнутой системы по задающему воздействию. Для этого разомкнем цепь системы в точках a — b . Тогда звено $W_4(p)$ будет охвачено обратной связью, состоящей из последовательно соединенных звеньев $W_{Г.с}(p)$ и $W_{ТГК}(p)$. Таким образом, передаточная функция разомкнутой системы по задающему воздействию будет иметь вид

$$\begin{aligned} W_3(p) &= \frac{[W_{ТГШ}(p) + W_2(p)] W_4(p) W_{Г.с}(p)}{1 + W_4(p) W_{ТГК}(p) W_{Г.с}(p)} = \\ &= \frac{\{W_{ТГШ}(p) + [k_{К} + W_{ИНТ}(p)] W_{ВХ}(p)\} W_{ЭМУ}(p) k_{МУ} W_Д(p) W_{ГЗ}(p) W_{Г.с}(p)}{1 + k_{МУ} W_{ЭМУ}(p) [W_{Г.о.с}(p) + W_{Ж.о.с}(p)] + k_{МУ} W_{ЭМУ}(p) W_Д(p) \times \\ &\quad \times W_{ВХ}(p) W_{о.с}(p) + k_{МУ} W_{ЭМУ}(p) W_Д(p) W_{ГЗ}(p) W_{ТГК}(p) W_{Г.с}(p)} \end{aligned} \quad (III.234)$$

Передаточная функция разомкнутой САУ курсом судна по возмущающему воздействию. Для получения передаточной функции разомкнутой системы по возмущающему воздействию разомкнем цепь системы в точках b — $г$ (см. рис. III.68). В этом случае сигнал тахогенератора $ТГШ$ по задающему параметру будет отсутствовать,

а другой тахогенератор $TГ_K$ окажется включенным параллельно со звеном $W_2(p)$. В этом случае передаточная функция разомкнутой системы по возмущающему воздействию будет равна

$$W_B(p) = [W_2(p) + W_{ТГ_K}(p)] W_4(p) W_{г.с}(p) = \\ = \frac{[k_K + W_{инт}(p)] W_{вх}(p) + W_{ТГ_K}(p) k_{МУ} W_{ЭМУ}(p) W_д(p) W_{г3}(p) W_{г.с}(p)}{1 + k_{МУ} W_{ЭМУ}(p) [W_{г.о.с}(p) + W_{ж.о.с}(p)] + k_{МУ} W_{ЭМУ}(p) \times \\ \times W_д(p) W_{вх}(p) W_{о.с}(p)}$$

Передаточная функция замкнутой системы по задающему воздействию. Составим передаточную функцию замкнутой системы по задающему воздействию. В этом случае система в точках а—б замкнута и сигнал отработки идет через звенья $W_2(p)$, $W_4(p)$, $W_{г.с}(p)$. Передаточная функция такой системы по задающему воздействию имеет вид

$$\Phi_3(p) = \frac{\psi(p)}{\varphi(p)} = \frac{[W_{ТГ_ш} + W_2(p)] W_4(p)}{1 + W_4(p) W_{ТГ_K}(p) W_{г.с}(p) + W_2(p) W_4(p) W_{г.с}(p)} = \\ = \frac{[W_{ТГ_ш}(p) + [k_K + W_{инт}(p)] W_{вх}(p)] k_{МУ} W_{ЭМУ}(p) W_д(p) W_{г3}(p)}{1 + k_{МУ} W_{ЭМУ}(p) [W_{г.о.с}(p) + W_{ж.о.с}(p)] + k_{МУ} W_{ЭМУ}(p) \times \\ \times W_д(p) W_{вх}(p) W_{о.с}(p) + [W_{ТГ_K}(p) + [k_K + W_{инт}(p)] \times \\ \times W_{вх}(p)] k_{МУ} W_{ЭМУ}(p) W_д(p) W_{г3}(p) W_{г.с}(p)} \quad (III.235)$$

Подставив значения передаточных функций всех звеньев системы в уравнение (III.235), получим

$$\Phi_3(p) = \frac{\psi(p)}{\varphi(p)} = \frac{\left[k_{ТГ_K} p + \left(k_K + \frac{k_{инт}}{p} \right) k_{вх} \frac{1 + T_1 p}{1 + T_2 p} \right] k_{МУ} \times \\ \times \frac{k_{МУ}}{(1 + T_B p)(1 + T_q p)} \cdot \frac{k_д}{p(1 + T_M p)} \times \\ \times \frac{k_{г3}(1 + T_{0K} p)}{p(1 + T_{1K} p + T_{2K} p^2)} \\ 1 + k_{МУ} \frac{k_{МУ}}{(1 + T_B p)(1 + T_q p)} \left[T_{г.о.с} p + \frac{k_{ж.о.с}}{1 + T_{ж.о.с}} \right] + \\ + k_{МУ} \frac{k_{МУ}}{(1 + T_B p)(1 + T_q p)} \cdot \frac{k_д}{p(1 + T_M p)} \times \\ \times k_{вх} \frac{1 + T_1 p}{1 + T_2 p} k_{п.о.с} + \left[k_{ТГ_K} p + \left(k_K + \frac{k_{инт}}{p} \right) \times \\ \times k_{вх} \frac{1 + T_1 p}{1 + T_2 p} \right] k_{МУ} \frac{k_{ЭМУ}}{(1 + T_B p)(1 + T_q p)} \times \\ \times \frac{k_д}{p(1 + T_M p)} \cdot \frac{k_{г3}(1 + T_{0K} p)}{p(1 + T_{1K} p + T_{2K} p^2)}$$

После ряда преобразований имеем

$$\Phi_3(p) = \frac{(1 + T_1 p)(1 + T_{ж. о. с} p)(1 + T_{0к} p)(k_{вх} k_{инт} k_4 + k_5 p) + k_4 k_{тгк} p^2 (1 + T_2 p)(1 + T_{ж. о. с} p)(1 + T_{0к} p)}{p^2 (1 + T_{1к} p + T_{2к} p^2) [k_1 (1 + T_1 p)(1 + T_{ж. о. с} p) + k_2 p \times (1 + T_2 p)(1 + T_{м} p) + k_3 p^2 (1 + T_2 p)(1 + T_{ж. о. с} p) \times (1 + T_{м} p) + p (1 + T_2 p)(1 + T_{ж. о. с} p)(1 + T_{м} p) \times (1 + T_{в} p)(1 + T_{г} p)] + (1 + T_1 p)(1 + T_{ж. о. с} p) \times (1 + T_{0к} p)(k_{вх} k_{инт} k_4 + k_5 p) + k_4 k_{тгк} p^2 (1 + T_2 p) \times (1 + T_{ж. о. с} p)(1 + T_{0к} p)}, \quad (III.236)$$

где $k_1 = k_{вх} k_{м} k_{ЭМУ} k_{д} k_{р} k_{о. с}$; $k_2 = k_{м} k_{ЭМУ} k_{ж. о. с}$; $k_3 = k_{м} k_{ЭМУ} k_{г. о. с}$; $k_4 = k_{м} k_{ЭМУ} k_{д} k_{тгк}$; $k_5 = k_{к} k_{вх} k_4$.

Передаточная функция замкнутой системы по возмущающему воздействию. Составим передаточную функцию замкнутой системы по возмущающему воздействию. В этом случае система замыкается в точках $v-g$ (см. рис. III.68). Передаточная функция такой системы по возмущающему воздействию, равная отношению угла отклонения судна от заданного курса $\Delta\psi$ к возмущающему воздействию F , будет определяться выражением

$$\Phi_B(p) = \frac{\Delta\psi(p)}{F(p)} = \frac{W'_{гз}(p)}{1 + W_B(p)}, \quad (III.237)$$

где $W'_{гз}(p)$ — передаточная функция гидрозвена по возмущающему воздействию; $W_B(p)$ — передаточная функция разомкнутой системы по возмущающему воздействию.

Подставив полученное выше значение $W_B(p)$, будем иметь

$$\begin{aligned} \Phi_B(p) &= \frac{W'_{гз}(p)}{1 + W_4(p) W_{тгк}(p) W_{г. с}(p) + W_2(p) W_4(p) W_{г. с}(p)} = \\ &= \frac{W'_{гз}(p) \{1 + k_{м} W_{ЭМУ}(p) [W_{г. о. с}(p) + W_{ж. о. с}(p)] + k_{м} W_{ЭМУ}(p) W_{д}(p) W_{вх}(p) W_{о. с}(p)\}}{1 + k_{м} W_{ЭМУ}(p) [W_{г. о. с}(p) + W_{ж. о. с}(p)] + k_{м} W_{ЭМУ}(p) \times \\ &\times W_{д}(p) W_{вх}(p) W_{о. с}(p) + \{W_{тгк}(p) + [k_{к} + W_{инт}(p)] \times \\ &\times W_{вх}(p)\} k_{м} W_{ЭМУ}(p) W_{д}(p) W_{гз}(p) W_{г. с}(p)}. \end{aligned} \quad (III.238)$$

Из сравнения передаточных функций замкнутой системы по задающему и возмущающему воздействиям видно, что характеристическое уравнение системы не изменилось.

5. Исследование устойчивости и качества САУ в следящем режиме управления судном

САУ курсом судна позволяет производить изменения заданного курса с помощью градусных поправок. Систему можно считать линейной, так как в рассматриваемом случае углы перекладки малы (до 4°).

Построение переходного процесса. Кривые переходного процесса в этом режиме рассчитываем методом трапецеидальных частотных характеристик для выходной величины $\psi(t)$ при различных значениях коэффициентов обратной связи по управляющему воздействию $k_{0.c}$ и при изменении задающего воздействия по закону единичной ступенчатой функции времени $\varphi(t) = 1^\circ$.

Параметры объекта управления — судна (гидродинамического звена) (см. § 21): $q_{21} = 0,385$, $h_1 = 3,84$; $s_{21} = -0,153$; $r_{21} = -0,4$; $q_{31} = -2$; $r_{31} = 3,95$; $s_{31} = -1,48$; $L/v_0 = 19$ с.

Расчетные величины:

$$q = q_{21}r_{31} - q_{31}r_{21} = 0,385 \cdot 3,95 - (-2)(-0,4) = 0,72;$$

$$s = q_{31}s_{21} - q_{21}s_{31} = (-2)(-0,153) - 0,385(-1,48) = 0,876;$$

$$k_{r3} = \frac{v_0 s}{L q} = \frac{1}{19} \cdot \frac{0,876}{0,72} = 0,078; \quad k'_{r3} = \frac{v_0 q_{21}}{L q} =$$

$$= \frac{1}{19} \cdot \frac{0,385}{0,72} = 0,028; \quad T_{ок} = \frac{L}{v_0} \frac{s_{31}}{-s} = 19 \cdot \frac{-1,48}{-0,876} = 32,1;$$

$$T'_{ок} = \frac{L}{v_0} \frac{1}{q_{21}} = 19 \cdot \frac{1}{0,385} = 49,4;$$

$$T_{1к} = \frac{L}{v_0} \frac{r_{31} + q_{21}}{q} = 19 \cdot \frac{3,95 + 0,385}{0,72} = 118;$$

$$T_{2к} = \left(\frac{L}{v_0}\right)^2 \frac{1}{q} = 19^2 \cdot \frac{1}{0,72} = 500.$$

В следящем режиме управления судном постоянные времени T_1 , T_2 , T_b , T_q , $T_{ж.о.с.}$, $T_{г.о.с.}$, T_m малы по сравнению с постоянными времени гидрозвена, поэтому ими можно пренебречь. Тогда передаточная функция системы [см. уравнение (III.236)] после ряда преобразований примет вид

$$\Phi_3(p) = \frac{a_0 + a_1 p + a_2 p^2 + a_3 p^3}{b_0 + b_1 p + b_2 p^2 + b_3 p^3 + b_4 p^4 + b_5 p^5}. \quad (\text{III.239})$$

Численные значения коэффициентов a и b в выражении (III.239), полученные при различных значениях коэффициента обратной связи по управляющему воздействию, приведены в табл. III.5.

Таблица III.5

$k_{0.c}$	a_0	a_1	a_2	a_3	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5
1	0,0179	1,27	23,19	50,4	0,0179	1,27	13,19	1226	5718	2173
0,4	0,0179	1,27	23,19	50,4	0,0179	1,27	19,19	518,3	2580	2173
0,2	0,0179	1,27	23,19	50,4	0,0179	1,27	21,19	282,3	1534	2173
0,05	0,0179	1,27	23,19	50,4	0,0179	1,27	22,70	105,3	749,3	2173

Для построения вещественно-частотной характеристики оператор p заменяем на $j\omega$:

$$\Phi_3(j\omega) = \frac{a_0 + a_1 j\omega - a_2 \omega^2 - a_3 j\omega^3}{b_0 + b_1 j\omega - b_2 \omega^2 - b_3 j\omega^3 + b_4 \omega^4 + b_5 j\omega^5}. \quad (\text{III.240})$$

Вещественно-частотная характеристика имеет вид

$$P(\omega) = \frac{(a_0 - a_2\omega^2)(b_0 - b_2\omega^2 + b_4\omega^4) + (a_1\omega - a_3\omega^3)(a_1\omega - b_3\omega^3 + b_5\omega^5)}{(b_0 - b_2\omega^2 + b_4\omega^4)^2 + (b_1\omega - b_3\omega^3 + b_5\omega^5)^2}$$

По полученному уравнению рассчитываем отдельные точки характеристики для значений коэффициентов обратной связи 1; 0,4;

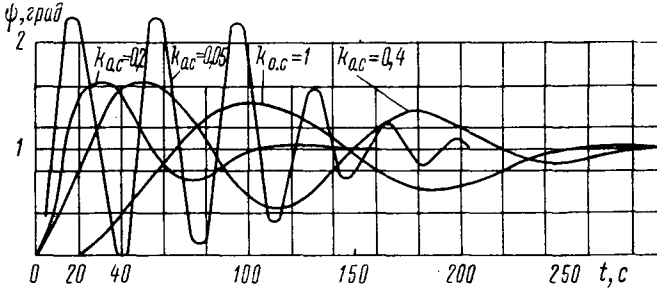


Рис. III.69. Кривые переходного процесса в режиме введения градусных поправок.

0,2 и 0,05 и разбиваем вещественно-частотную характеристику на участки, используя метод трапеций. По таблицам функции рассчитываем отдельные составляющие переходного процесса для каждой трапеции и строим соответствующие отдельным трапециям составляющие переходного процесса, суммируя которые получаем кривые для различных коэффициентов обратной связи (рис. III.69)

Влияние коэффициента обратной связи. При пропорциональном управлении $\frac{1^\circ \text{ руля}}{1^\circ \text{ курса}}$ ($k_{o.c} = 1$) судно обладает недостаточной поворотливостью. При управлении судном в отношении $\frac{2,5^\circ \text{ руля}}{1^\circ \text{ курса}}$ ($k_{o.c} = 0,4$) быстродействие системы значительно увеличивается, но наблюдается и большее перерегулирование. Переходный процесс устанавливается через 280 с. При $k_{o.c} = 0,05$ быстродействие системы также увеличивается, но переходный процесс при этом носит колебательный характер.

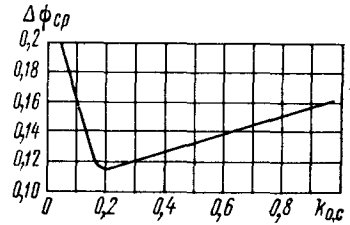


Рис. III.70. Зависимость $\Delta\phi_{ср} = f(k_{o.c})$.

Управление судном в отношении $\frac{20^\circ \text{ руля}}{1^\circ \text{ курса}}$ приводит к ухудшению стабилизации судна на курсе. Оптимальным будет значение $k_{o.c} = 0,2$, т. е. управление в отношении $\frac{5^\circ \text{ руля}}{1^\circ \text{ курса}}$; перерегулирование при этом не превышает 60%, что вполне допустимо. Переходный процесс устанавливается через 150 с.

Для оценки влияния коэффициента обратной связи на переходный процесс при выходе судна на заданный курс в качестве критерия примем $\Delta\psi_{\text{ср}}$. Характер изменения $\Delta\psi_{\text{ср}}$ в зависимости от коэффициента усиления обратной связи $k_{0,c}$ показан на рис. III.70. Кривая имеет явно выраженный минимум. Это может служить основанием для разработки оптимальной системы управления.

6. Исследование влияния возмущающего воздействия на работу САУ в режиме стабилизации судна на заданном курсе

Постоянными времени $T_1, T_2, T_b, T_q, T_{ж.о.с}, T_m$ в режиме стабилизации, ввиду их малости по сравнению с постоянными времени гидрозвена, можно пренебречь. Тогда передаточная функция системы по возмущающему воздействию (III.238) после некоторых преобразований будет иметь вид

$$\Phi_b(p) = \frac{c_0 + c_1 p + c_2 p^2 + c_3 p^3}{b_0 + b_1 p + b_2 p^2 + b_3 p^3 + b_4 p^4 + b_5 p^5} \quad (III.241)$$

Здесь $c_0 = 0$; $c_1 = k'_{гз} k_1 = 0,028 \cdot 2 = 0,056$; $c_2 = k'_{гз} \times (1 + k_2 + k_1 T'_{ок}) = 0,028(1 + 3,14 + 2 \cdot 49,4) = 2,88$; $c_3 = k'_{гз}(1 + k_2) T'_{ок} = 0,028(1 + 3,14) \times 49,4 = 5,75$ [значения коэффициентов $b_i (i=1 \div 5)$ приведены в табл. III.5 для различных $k_{0,c}$].

Рис. III.71. Кривые переходного процесса системы автоматического управления при единичном задающем воздействии.

Кривую переходного процесса строим операторным методом при изменении возмущающего воздействия по закону единичной ступенчатой функции времени. Характеристическое уравнение системы запишется в следующем виде:

$$F_2(p) = 2173p^5 + 1534p^4 + 282,3p^3 + 21,19p^2 + 1,27p + 0,0179 = 0.$$

После преобразований получим

$$p^5 + 0,7p^4 + 0,13p^3 + 9,75 \cdot 10^{-3}p^2 + 5,85 \cdot 10^{-4}p + 8,25 \cdot 10^{-6} = 0.$$

Результаты расчета отклонения судна от курса, полученные на основании аналитического выражения, приведены в виде графика переходного процесса в режиме стабилизации судна на заданном курсе при единичном возмущающем воздействии (рис. III.71, кривая 1). Для сравнения на том же рисунке приведена кривая переходного процесса при единичном задающем воздействии (кривая 2).

Из анализа кривых следует, что возмущающее воздействие в виде единичной функции времени вызывает малое отклонение судна от заданного значения курса. Однако процесс регулирования носит колебательный характер.

7. Выбор оптимальных значений параметров САУ методом математического моделирования

После выбора структуры САУ и основных элементов обычно возникает задача выбора оптимальных параметров системы, удовлетворяющих поставленным требованиям максимальной точности удержания судна на заданном курсе при минимальных массе и габаритах системы и максимальной ее надежности.

Одним из методов проектирования и исследования может служить метод моделирования с помощью ЭВМ. На первом этапе проектирования целесообразно ограничиваться только математическим моделированием, т. е. решением математических уравнений, опре-

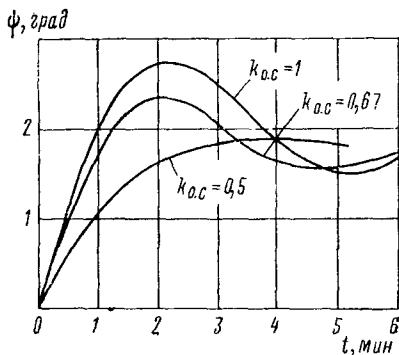


Рис. III.72. Кривые переходного процесса $\psi=f(t)$ при различных значениях $k_{и.у.}$.

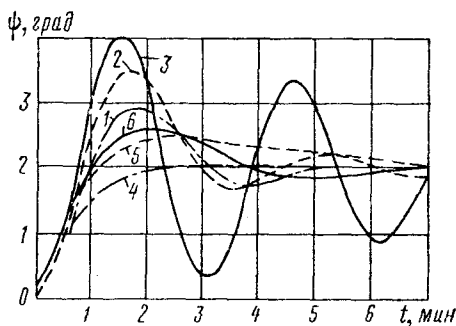


Рис. III.73. Кривые переходного процесса при различных значениях коэффициента интегрирующего устройства $k_{инт.}$.

деляющих поведение системы. В дальнейшем возможна замена элементов математической модели реальными элементами. Используя, например, машинную модель, имитирующую гидродинамическое звено, можно настраивать реальные системы управления в лабораторных условиях, что позволит значительно сократить время наладочных работ на судне [28].

При исследовании переходного процесса на АВМ на вход модели подается напряжение, пропорциональное задающему воздействию (углу поворота штурвала φ), в виде скачкообразной функции времени. Кривая изменения напряжения на выходе модели будет определять характер переходного процесса $\alpha=f(t)$. Задаваясь различными значениями входного напряжения, получим семейство кривых $\alpha_i=f_i(t)$. Так как входные коэффициенты усилителей модели пропорциональны тем или иным параметрам системы, то, последовательно изменяя их значения, можно получить семейство кривых переходного процесса $\alpha_i=f_i(t)$ для различных параметров системы и выбрать их оптимальное значение.

Применение метода моделирования на ЭВМ позволяет исследовать влияние настраиваемых параметров системы ($k_{н. о. с.}$, $k_{о. с.}$, $k_{инт.}$) и учитывать нелинейности при анализе поведения САУ.

Влияние $k_{ж.о.с}$, $k_{о.с}$ и $k_{инт}$. Исследование влияния передаточного коэффициента жесткой обратной связи $k_{ж.о.с}$ на быстродействие системы показало, что существует оптимальное значение $k_{ж.о.с}$, при котором время переходного процесса минимально.

Изменение передаточного коэффициента обратной связи $k_{о.с}$ также заметно влияет на переходный процесс: увеличение этого коэффициента до 0,67—1,0 приводит к появлению колебаний (рис. III.72) и к увеличению времени переходного процесса.

Наличие интегрирующего звена, необходимого для удержания судна на заданном курсе, обычно приводит к возникновению колебательного процесса, как это видно из кривых, представленных на рис. III.73 (сплошные кривые относятся к случаю, когда $k_{инт}=1$, штриховые — когда $k_{инт}=2$, штрихпунктирные — когда $k_{инт}=0,05$). Следует отметить, что с увеличением коэффициента $k_{инт}$ несколько увеличивается рыскание судна, но зато резко уменьшается амплитуда рыскания, что в ряде случаев может оказаться важным.

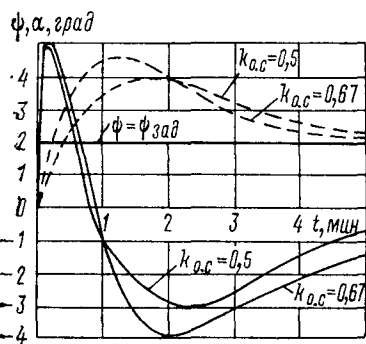


Рис. III.74. Кривые $\alpha=f(t)$ (сплошные) и $\psi=\varphi(t)$ (штриховые) при совместной работе реальной аппаратуры и модели гидродинамического звена.

бательный характер (см. рис. III.73, кривые 1, 2, 3). Если же учесть при моделировании, что зависимость гидродинамической силы от угла дрейфа β нелинейна, как это имеет место в действительности, то переходный процесс будет носить ярко выраженный аperiodический характер (см. рис. III.73, кривые 4, 5, 6). Это еще раз подтверждает необходимость учета нелинейного характера уравнений гидродинамического звена.

Исследование реального образца САУ совместно с моделью гидродинамического звена. Математическая модель гидродинамического звена, как указывалось выше, позволяет настроить реальную аппаратуру для автоматического режима работы до установки последней на судне. Для этого САУ должна быть включена совместно с моделью судна.

Поскольку на выходе модели гидродинамического звена сигнал изменяется по закону изменения угла курса судна $\Delta\psi$, а входным сигналом системы является угол поворота сельсина-приемника, то для согласования выхода модели и входа системы необходимо иметь специальное переходное устройство. Угол перекладки пера руля пропорционален напряжению, снимаемому с сельсина измерительного

устройства руля. Это напряжение с помощью другого преобразователя подается на вход модели гидродинамического звена, в результате чего система управления и гидродинамическое звено оказываются замкнутыми.

Кроме настройки готовой аппаратуры, модель гидродинамического звена целесообразно применять и для определения возможности использовать уже имеющуюся систему управления на судах различного типа, что облегчает процесс проектирования и сокращает номенклатуру оборудования.

На рис. III.74 приведены кривые $\alpha=f(t)$, $\psi=\varphi(t)$, полученные при совместной работе реальной аппаратуры и модели гидродинамического звена в следящем режиме управления судном. Из анализа кривых переходного процесса следует, что при выходе судна на заданный курс имеет место перерегулирование, зависящее от значения коэффициента обратной связи. Если $k_{o.c}=0,67$, то перерегулирование составляет 125%, а при $k_{o.c}=0,5$ — только 100%. Однако время выхода судна на заданный курс с уменьшением $k_{o.c}$ увеличивается.

В заключение отметим, что применение математического моделирования позволяет с достаточной для практики точностью исследовать системы управления как в следящем режиме управления рулем и судном, так и в режиме стабилизации курса. При малых задающих воздействиях систему управления можно рассматривать как линейную; ее поведение описывается линейными дифференциальными уравнениями с постоянными коэффициентами. При значительных задающих воздействиях система становится нелинейной, и линеаризация ее при исследовании приводит к недопустимо большим погрешностям. Соответствующим выбором параметров системы управления можно обеспечить ее устойчивость в следящем режиме управления судном, одновременно получая минимальное время выхода на заданный курс.

Конкретный числовой пример выбора оптимальных значений параметров САУ для различных режимов работы путем моделирования на АВМ рассмотрен в [28].

§ 28. Вопросы построения оптимальных систем автоматического управления курсом судна с электрогидравлическим приводом

1. Постановка задачи

Одной из основных задач построения САУ курсом судна является обеспечение их оптимального функционирования с точки зрения заданных критериев. В общем случае, как было показано выше, качество управления определяется функционалом $J=J[x(t), u(t), f(t)]$, в котором $x(t)$ — функция входных координат объекта; $u(t)$ — функ-

ция управляющего воздействия; $f(t)$ — функция возмущающего воздействия. Возникает задача определения оптимального закона управления, при котором функционал принимает экстремальное значение, т. е. $J[x(t), u(t), f(t)] = \text{extr}$.

Обычно при проектировании системы управления курсом судна задана или определена структура привода руля, выбранная на основании общих соображений, предыдущего опыта или предварительных расчетов. Например, зачастую считаются заданными элементы привода, т. е. прямая цепь следящей системы управления рулем. Задачей же проектирования является выбор закона управления рулем, на основе которого определяются структура и параметры элементов корректирующих цепей, обеспечивающих оптимальное поведение следящей системы в соответствии с заданными критериями.

После того как определится структура следящей системы, переходят к выбору оптимального закона управления судном и, следовательно, структуры и параметров корректирующих цепей САУ курсом судна в соответствии с выдвинутыми критериями. Для этого следящую систему вместе с объектом управления — судном — замыкают обратной связью по курсу. Полученная система представляет собой САУ курсом судна без корректирующих цепей.

Здесь необходимо сделать следующее замечание. Как правило, условия оптимальности следящей системы не удовлетворяют требованиям оптимальности САУ курсом судна. Поэтому коэффициенты обратной связи окончательно выбираются из условий обеспечения оптимальной работы САУ курсом. В дальнейшем для полученных значений коэффициентов производится расчет системы на устойчивость и определяется качество регулирования путем построения переходного процесса так же, как это выполняется для САУ с электромеханическим приводом руля. В заключение расчетов проводят математическое моделирование системы управления курсом судна, позволяющее выяснить влияние нелинейностей системы на ее поведение.

2. Выбор оптимального закона управления, структуры и параметров системы следящего управления рулем по заданным критериям

Функциональная схема системы следящего управления рулем приведена на рис. III.75. К моменту синтеза следящей системы управления рулем, как указывалось выше, уже располагают отдельными элементами, входящими в состав системы: $ПЭ_1$ — преобразующим элементом, выходным сигналом которого является напряжение, пропорциональное углу поворота штурвала $\varphi_{\text{зад}}$; $\Sigma У$ — суммирующим усилителем; $ИД$ — исполнительным двигателем к управляющему органу насоса; P_1 — редуктором; $ГП$ — электрогидроприводом руля (гидравлической рулевой машиной).

Ранее (§ 26) было показано, что для определения оптимального закона управления может быть использован квадратичный критерий

оптимальности и соответствующий ему закон управления для следящей системы в виде [см. (III.218)]

$$\varphi = -k_{гп} \sqrt{\frac{2}{k}} \theta_{и.м} - \alpha, \quad (\text{III.242})$$

где $k_{гп}$ — коэффициент передачи гидропривода; k — общий коэффициент передачи прямой цепи следящей системы. Из рассмотрения выражения (III.242) следует, что для получения оптимального управления рулем необходимо вводить отрицательную обратную связь по углу перекаладки руля α и углу поворота управляющего органа насоса $\theta_{и.м}$. Располагая значениями коэффициента $k_{гп}$, выражение для которого было получено выше (см. § 21), и коэффициента k , можно определить численное значение коэффициента при

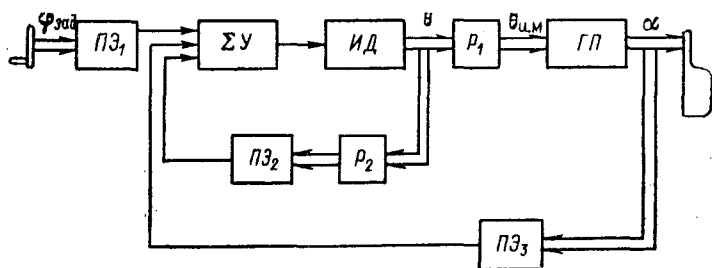


Рис. III.75. Функциональная схема следящей системы управления рулем.

$\theta_{и.м}$. На практике обратную связь по $\theta_{и.м}$ осуществляют не с выходного вала редуктора в прямой цепи, а с выходного вала двигателя, т. е. осуществляют обратную связь по углу поворота θ . Необходимость этого вызвана тем, что угол поворота $\theta_{и.м}$ имеет ограничения ($\pm 15^\circ$ или $\pm 30^\circ$), а угол поворота θ выходного вала двигателя неограничен.

Преобразование угловых перемещений θ и α в соответствующие электрические сигналы, которые затем суммируются с сигналом от $ПЭ_1$ на входе суммирующего усилителя $\Sigma У$, производится с помощью элементов $ПЭ_2$ (через редуктор $Р_2$) и $ПЭ_3$. Для определения характера переходного процесса необходимо построить переходный процесс в системе при единичном входном воздействии.

3. Выбор оптимального закона управления, структуры и параметров САУ курсом судна по заданным критериям

После того как рассчитана и проанализирована следящая система управления рулем, приступают к следующему этапу — расчету САУ курсом судна, а именно к синтезу оптимального закона управления курсом, т. е. определению структуры системы и параметров закона. Нескорректированная САУ курсом судна в общем виде состоит из последовательно соединенных следящей системы

и объекта управления — судна, охваченных единичной обратной связью по курсу.

На структурной схеме (рис. III.76) $\psi_{\text{зад}}$ — заданное значение угла курса; ψ — текущее значение угла курса; $\Delta\psi = \psi_{\text{зад}} - \psi$ — рассогласование по курсу; $W_{\text{с.с.}}(p)$ — передаточная функция следящей системы; $W_{\text{гз}}(p)$ — передаточная функция судна (гидрозвена).

В соответствии с выражением (III.217) для оптимального закона управления имеем

$$\alpha = -\frac{1}{\sqrt{k_{\text{гз}}}} \psi - \left(-\frac{1}{k_{\text{гз}}} + \sqrt{\frac{1}{k_{\text{гз}}^2} + \frac{2T}{k_{\text{гз}} \sqrt{k_{\text{гз}}}}} \right) \dot{\psi}. \quad (\text{III.243})$$

Здесь $k_{\text{гз}}$ — коэффициент передаточной функции судна, T — обобщенная постоянная времени. Обычно $\psi_{\text{зад}}$ принимается в расчетах равным нулю. Если $\psi_{\text{зад}} \neq 0$, то в выражении (III.243) нужно ψ заменить на $\Delta\psi = \psi_{\text{зад}} - \psi$.

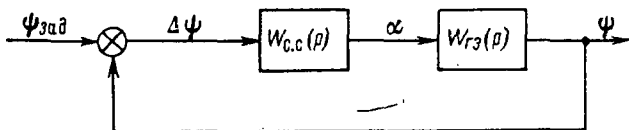


Рис. III.76. Структурная схема нескорректированной системы управления курсом судна.

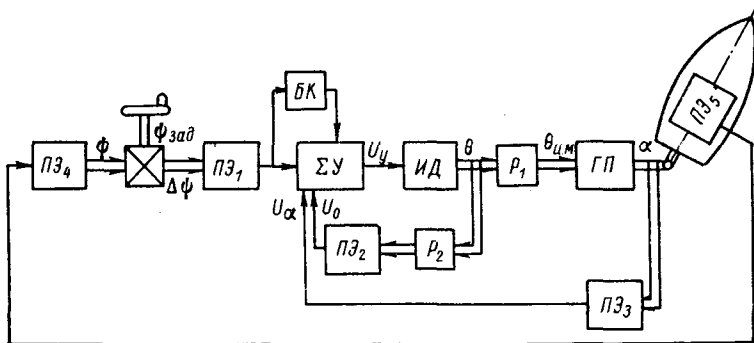


Рис. III.77. Функциональная схема САУ курсом судна.

Из анализа выражения (III.243) видно, что для обеспечения оптимального управления нужно помимо сигнала рассогласования по курсу вводить дополнительный сигнал, пропорциональный производной рассогласования по курсу. Для компенсации постоянно действующих на корабль возмущений, в результате которых происходит снос корабля с заданного курса, в САУ курсом судна обычно используется также сигнал, пропорциональный интегралу рассогласования от заданного курса. Тогда закон управления в общем виде можно записать следующим образом:

$$\alpha(t) = A_1 \psi(t) + A_2 \dot{\psi}(t) + A_3 \int \psi dt.$$

Функциональная схема САУ курсом судна для принятого закона управления изображена на рис. III.77. На этой схеме БК — блок коррекции, задачей которого является получение сигналов, пропорциональных производной и интегралу от рассогласования по курсу, $ПЭ_4$ и $ПЭ_5$ — преобразующие элементы, которые, образуя сельсино-измерительное звено, реализуют обратную связь по курсу с коэффициентом передачи 1.

Поскольку на качество стабилизации судна на курсе влияет много факторов, таких, как осадка, скорость судна, внешние воздействия в виде ветровых нагрузок и волнения, то в реальных авторулевых предусмотрена возможность изменять коэффициенты передачи дифференцирующего и интегрирующего устройств, а также коэффициент обратной связи по положению руля путем изменения коэффициента передачи.

4. Уравнения и передаточные функции элементов САУ курсом судна

В соответствии с полученной функциональной схемой САУ курсом судна необходимо определить передаточные функции системы. Для этого приводим уравнения, характеризующие работу отдельных элементов САУ и соответствующие им передаточные функции.

Преобразующий элемент $ПЭ_1$ реализуется в виде сельсина-датчика, преобразующего поворот ротора в напряжение соответствующей величины и фазы. Уравнение и передаточная функция имеют вид: в следящем режиме управления рулем (см. III.85)

$$U_{\kappa}(p) = k_{ПЭ_1} \varphi(p); \quad W_{ПЭ_1}(p) = k_{ПЭ_1}; \quad (\text{III.244})$$

в режиме автоматической стабилизации

$$U_{\Delta\psi}(p) = k_{ПЭ_1} \Delta\psi(p); \quad \Delta\psi(p) = \psi_{\text{зад}}(p) - \psi(p); \quad W_{ПЭ_1}(p) = k_{ПЭ_1}. \quad (\text{III.245})$$

Здесь $U_{\kappa}(p)$, $U_{\Delta\psi}(p)$ — выходные напряжения $ПЭ_1$ при работе в различных режимах; $k_{ПЭ_1}$ — коэффициенты передачи $ПЭ_1$.

Блок коррекции. Блок коррекции БК включает в себя дифференцирующие и интегрирующие звенья, реализованные на электронных операционных усилителях. Уравнение и передаточная функция для интегрирующего звена [см. (III.98)] имеют вид

$$pU_{\text{инт}}(p) = k_{\text{инт}}U_{\Delta\psi}(p); \quad W_{\text{инт}}(p) = \frac{U_{\text{инт}}(p)}{U_{\Delta\psi}(p)} = \frac{k_{\text{инт}}}{p}. \quad (\text{III.246})$$

Уравнение и передаточная функция для дифференцирующего звена (электронное дифференцирующее устройство блока коррекции БК)

$$\left. \begin{aligned} (T_{\text{диф}}p + 1)U_{\text{диф}}(p) &= k_{\text{диф}}pU_{\Delta\psi}(p); \\ W_{\text{диф}}(p) &= \frac{U_{\text{диф}}(p)}{U_{\Delta\psi}(p)} = \frac{k_{\text{диф}}p}{T_{\text{диф}}p + 1}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.247})$$

Полупроводниковый усилитель. Уравнение усилителя имеет вид

$$U_y(p) = k_y [U_{\psi_{\text{зад}}}(p) - U_{\psi}(p) + U_{\text{инт}}(p) - U_{\text{диф}}(p) - U_{\theta}(p) - U_{\alpha}(p)] = k_c U_c(p). \quad (\text{III.248})$$

Здесь $U_{\psi_{\text{зад}}}(p) - U_{\psi}(p) = U_{\Delta\psi}$ — напряжение на выходе сельсина-датчика ПЭ₁, пропорциональное сигналу рассогласования по курсу $\psi_{\text{зад}} - \psi$; $U_{\theta}(p)$ и $U_{\alpha}(p)$ — напряжения, пропорциональные сигналам обратных связей, снимаемые с ПЭ₂ и ПЭ₃; $U_c(p)$ — суммарное напряжение, подаваемое на вход усилителя; передаточная функция усилителя $W_y(p) = k_y$.

Исполнительный двигатель управляющего органа насоса (исполнительного механизма). Поведение исполнительного двигателя ИД при работе без нагрузки можно приближенно описать уравнением

$$p(1 + T_{\text{н.д}}p)\theta = k_{\text{н.д}}U_y(p).$$

Передаточная функция имеет вид

$$W_{\text{н.д}}(p) = \frac{\theta(p)}{U_y(p)} = \frac{k_{\text{н.д}}}{p(T_{\text{н.д}}p + 1)}. \quad (\text{III.249})$$

Обычно по сравнению с инерционностью объекта (десятки секунд) постоянная времени исполнительного двигателя мала (порядка 0,1—0,01 с), поэтому ею можно пренебречь, тогда

$$W_{\text{н.д}}(p) = \frac{\theta(p)}{U_y(p)} = \frac{k_{\text{н.д}}}{p}. \quad (\text{III.250})$$

Передаточная функция редуктора P_1 в прямой цепи следящей системы:

$$W_{P_1}(p) = \frac{\theta_{\text{н.м}}(p)}{\theta(p)} = k_{P_1} = \frac{1}{i_1}, \quad (\text{III.251})$$

где i_1 — передаточное число редуктора P_1 .

Элемент жесткой обратной связи. В цепи местной жесткой обратной связи в качестве элемента ПЭ₂ применяется сельсин-датчик и понижающий редуктор P_2 . Задача местной обратной связи — скомпенсировать входной сигнал U_y и остановить двигатель после того, как последний развернется на угол, пропорциональный сигналу управления U_y . Уравнение цепи обратной связи и передаточная функция имеют вид

$$U_{\theta}(p) = k_{\text{ПЭ}_2} k_{P_2} \theta_{\text{н.м}}(p); \quad k_{P_2} = \frac{1}{i_2}, \quad W_{\theta}(p) = k_{\theta}. \quad (\text{III.252})$$

Здесь $k_{\theta} = k_{\text{ПЭ}_2} k_{P_2}$; i_2 — передаточное число редуктора P_2 .

Элемент обратной связи по положению руля. В цепи обратной связи по положению руля используется сельсин-датчик руля. Его уравнение и передаточная функция

$$U_{\alpha}(p) = k_{\text{ПЭ}_3} \alpha(p); \quad W_{\text{ПЭ}_3}(p) = k_{\text{ПЭ}_3}. \quad (\text{III.253})$$

Объект управления — судно (гидрозвено). Линеаризованное уравнение судна (III.23) имеет вид

$$\rho (1 + T_{1к}\rho + T_{2к}\rho^2) \psi(\rho) = k_{гз} (1 + T_{0к}\rho) \alpha(\rho) + k'_{гз} (1 + T'_{0к}\rho) F(\rho),$$

Передаточная функция по управляющему воздействию

$$W_{гз}(\rho) = \frac{\psi(\rho)}{\alpha(\rho)} = \frac{k_{гз} (1 + T_{0к}\rho)}{\rho (1 + T_{1к}\rho + T_{2к}\rho^2)},$$

передаточная функция по возмущающему воздействию

$$W'_{гз}(\rho) = \frac{k'_{гз} (1 + T'_{0к}\rho)}{\rho (1 + T_{1к}\rho + T_{2к}\rho^2)}.$$

Если корни знаменателя вещественные, то передаточную функцию по управляющему воздействию можно представить в виде:

$$W_{гз}(\rho) = \frac{k_{гз} (1 + T_{0к}\rho)}{\rho (1 + T_{1\rho}) (1 + T_{2\rho})}.$$

Звено обратной связи по курсу. В качестве преобразующих элементов ПЭ₃ и ПЭ₄ используют сельсин-датчик и сельсин-приемник. Их передаточные функции

$$W_{ПЭ_3}(\rho) = \frac{U_{сд}(\rho)}{\theta_{сд}(\rho)}; \quad W_{ПЭ_4}(\rho) = \frac{\theta_{сп}(\rho)}{U_{сп}(\rho)}. \quad (\text{III.254})$$

Так как в системах синхронной связи $\theta_{сд}(\rho) = \theta_{сп}(\rho)$, получим, что коэффициент передачи обратной связи по курсу равен единице.

Гидропривод (ГП). Гидропривод (гидравлическая рулевая машина) выполняет функцию передаточного механизма в системе. Схема гидравлической рулевой машины приведена на рис. III.20. В § 21 приводится также вывод передаточной функции гидропривода, которая при ряде допущений может быть представлена [см. (III.65)] в виде

$$W_{гп} = \frac{\alpha(\rho)}{\theta_{и.м}(\rho)} = \frac{k_{гп}}{\rho}.$$

5. Передаточные функции САУ курсом судна

Передаточная функция разомкнутой САУ курсом судна по заданному воздействию. Для получения передаточной функции разомкнутой системы необходимо преобразовать полученную структурную схему (рис. III.78) с помощью известных правил, а именно, часть схемы, включающая преобразующий элемент ПЭ₁, дифференцирующее и интегрирующее устройства, заменяется эквивалентным звеном с передаточной функцией $W_1(\rho) = W_{ПЭ_1}(\rho) [W_{инт}(\rho) + 1 + W_{диф}(\rho)]$; участок прямой цепи системы, охваченный местной обратной связью $W_{\theta}(\rho)$, и последовательно соединенный редуктор $W_{P_1}(\rho)$, заменяются эквивалентным звеном с передаточной функцией

$$W_2(\rho) = \frac{W_{и.д}(\rho) W_y(\rho) W_{P_1}(\rho)}{1 + W_y(\rho) W_{и.д}(\rho) W_{\theta}(\rho)}.$$

Участок прямой цепи, включающий звенья $W_2(p)$ и $W_{гп}(p)$, охваченные жесткой обратной связью $W_{ПЭ_3}(p)$, а также последовательно соединенное звено $W_{гз}(p)$ заменяются эквивалентным звеном с передаточной функцией

$$W_3(p) = \frac{W_2(p) W_{гп}(p) W_{гз}(p)}{1 + W_2(p) W_{гп}(p) W_{ПЭ_3}(p)}$$

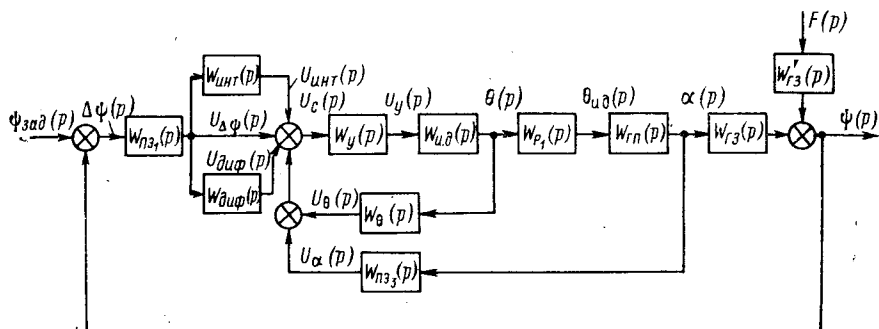


Рис. III.78. Структурная схема САУ курсом судна.

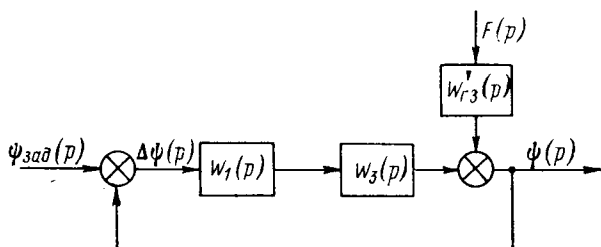


Рис. III.79. Преобразованная структурная схема САУ курсом судна.

Тогда передаточная функция разомкнутой системы по задающему воздействию в соответствии с преобразованной структурной схемой (рис. III.79) определяется выражением

$$\begin{aligned} W_{зад}(p) &= W_1(p) W_3(p) = W_{ПЭ_1}(p) [W_{ннт}(p) + 1 + W_{диф}(p)] \times \\ &\times \frac{W_y(p) W_{н.д}(p) W_{P_1}(p)}{1 + W_y(p) W_{н.д}(p) W_{\theta}(p)} W_{гп}(p) W_{гз}(p) = \\ &= \frac{W_{ПЭ_1}(p) [W_{ннт}(p) + 1 + W_{диф}(p)] W_y(p) W_{н.д}(p) W_{P_1}(p) W_{гп}(p) W_{гз}(p)}{1 + W_y(p) W_{н.д}(p) W_{\theta}(p) + W_y(p) W_{н.д}(p) W_{P_1}(p) W_{гп}(p) W_{ПЭ_3}(p)} \end{aligned} \quad (III.255)$$

Передаточная функция замкнутой САУ курсом судна по задающему воздействию. В режиме следящего управления судном передаточная функция замкнутой системы имеет вид

$$\Phi_{\text{зад}}(p) = \frac{\psi(p)}{\psi_{\text{зад}}(p)} = \frac{W_{\text{зад}}(p)}{1 + W_{\text{зад}}(p)} =$$

$$= \frac{W_{\text{ПЭ}_1}(p) [W_{\text{инт}}(p) + 1 + W_{\text{диф}}(p)] W_y(p) W_{\text{и.д}}(p) W_{P_1}(p) W_{\text{гп}}(p) W_{\text{гз}}(p)}{1 + W_{\text{ПЭ}_1}(p) [W_{\text{инт}}(p) + 1 + W_{\text{диф}}(p)] W_y(p) W_{\text{и.д}}(p) W_{P_1}(p) W_{\text{гп}}(p) \times$$

$$\times W_{\text{гз}}(p) + W_y(p) W_{\text{и.д}}(p) W_{\theta}(p) + W_y(p) W_{\text{и.д}}(p) W_{P_1}(p) W_{\text{гп}}(p) W_{\text{ПЭ}_3}(p)}$$
(III.256)

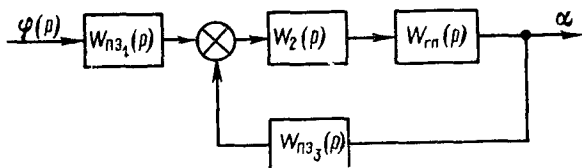


Рис. III.80. Структурная схема САУ при работе в режиме следящего управления рулем.

Передаточная функция замкнутой системы САУ курсом судна по возмущающему воздействию. В режиме стабилизации курса (управление по возмущению)

$$\Phi_{\text{в}}(p) = \frac{\psi(p)}{F(p)} = \frac{W_{\text{гз}}(p)}{1 + W_{\text{зад}}(p)} =$$

$$= \frac{[1 + W_y(p) W_{\text{и.д}}(p) W_{\theta}(p) + W_y(p) W_{\text{и.д}}(p) W_{P_1}(p) W_{\text{гп}}(p) W_{\text{ПЭ}_3}(p)] W'_{\text{гз}}(p)}{1 + W_y(p) W_{\text{и.д}}(p) W_{\theta}(p) + W_y(p) W_{\text{и.д}}(p) W_{P_1}(p) W_{\text{гп}}(p) W_{\text{ПЭ}_3}(p) +$$

$$+ W_{\text{ПЭ}_1}(p) [W_{\text{инт}}(p) + 1 + W_{\text{диф}}(p)] W_y(p) W_{\text{и.д}}(p) W_{P_1}(p) W_{\text{гп}}(p) W_{\text{гз}}(p)}$$
(III.257)

Передаточная функция замкнутой системы следящего управления рулем. Структурная схема системы в режиме следящего управления рулем изображена на рис. III.80, а передаточная функция имеет вид

$$W_{\text{с.с}}(p) = W_{\text{ПЭ}_1}(p) \frac{W_2(p) W_{\text{гп}}(p)}{1 + W_2(p) W_{\text{гп}}(p) W_{\text{ПЭ}_3}(p)} =$$

$$= \frac{W_{\text{ПЭ}_1}(p) W_y(p) W_{\text{и.д}}(p) W_{P_1}(p) W_{\text{гп}}(p)}{1 + W_y(p) W_{\text{и.д}}(p) W_{\theta}(p) + W_y(p) W_{\text{и.д}}(p) W_{P_1}(p) W_{\text{гп}}(p) W_{\text{ПЭ}_3}(p)}$$
(III.258)

6. Пример построения САУ курсом судна

Расчет САУ курсом судна заключается в определении оптимального закона управления, выборе необходимых обратных связей для следящей системы управления рулем и корректирующих цепей блока коррекции, выборе отдельных функциональных частей сп-

стемы, определении передаточных функций выбранных элементов и скорректированной САУ, проверке на устойчивость и построении переходных процессов в системе. Расчет ведется в линейном плане. В заключение расчета проводится проверка рассчитанной системы на модели, позволяющей учесть некоторые нелинейности, присущие САУ курсом судна.

Исходные данные. Для расчета САУ курсом судна необходимо располагать следующими исходными данными. В первую очередь нужно знать передаточную функцию объекта управления или гидродинамические коэффициенты, по которым можно ее определить. Далее, как указывалось выше, к началу расчета должен быть выбран или задан гидропривод руля с передаточной функцией $W_{гп}(p) = k_{гп}/p$. Следовательно, будут известны коэффициент передачи $k_{гп}$, момент на управляющем органе насоса, скорость перемещения управляющего органа насоса $\theta_{и.м}$, максимальный угол перемещения управляющего органа насоса $\theta_{и.м \max}$. Кроме того, необходимо выбрать преобразующие элементы, знать минимальную допустимую ошибку слежения δ , к. п. д. механических передач η . Для проведения моделирования необходимо также знать ограничения, присущие системе, в частности максимальный угол перекладки руля.

В передаточной функции судна (III.36) заданы: $k_{гп} = 0,104 \text{ с}^{-1}$; $T_{0к} = 9,81 \text{ с}$; $T_1 = 3,31 \text{ с}$; $T_2 = 2,86 \text{ с}$; максимальный момент на управляющем органе насоса $M_{ст \max} = 5,88 \text{ Н} \cdot \text{м}$; максимальный угол поворота управляющего органа насоса $\theta_{и.м \max} = \pm 15^\circ$, максимальная скорость перемещения управляющего органа насоса $\theta = 0,7 \text{ рад/с}$; к. п. д. механических передач $\eta = 0,8$, максимально допустимая ошибка слежения $\delta = 0,5^\circ$; крутизна измерительных (преобразующих) элементов $k_{п.э} = 0,2 \text{ В/град}$ ($11,2 \text{ В/рад}$); коэффициент передачи гидропривода $k_{гп} = 0,2 \text{ с}^{-1}$.

Выбор электродвигателя (управляющего органа насоса). Мощность двигателя определяется величиной нагрузки, которая через понижающий редуктор приложена к валу двигателя. В процессе работы следящей системы двигателю приходится преодолевать некоторый момент сопротивления, состоящий из статического момента $M_{ст}$ и динамического момента $M_{дин}$. Статический момент определяется трением и механическим моментом, приложенным к валу двигателя.

Зная статический момент нагрузки $M_{ст \max}$ и скорость перемещения управляющего органа насоса $\theta_{и.м}$, можно определить необходимую мощность нагрузки $P_{нагр} = M_{ст \max} \theta_{и.м} = 5,88 \cdot 0,7 = 4,1 \text{ Вт}$.

Требуемая мощность двигателя определится выражением $P_{и.д} = \frac{P_{нагр}}{\eta} = \frac{4,1}{0,8} = 5,1 \text{ Вт}$. Выбираем ближайший по каталогу АД с полым ротором типа АДП-262, имеющий следующие данные: $U_{г} = 110 \text{ В}$; $P_{и.д} = 9,5 \text{ Вт}$; $n_n = 1850 \text{ об/мин}$ ($0,1 \text{ с}^{-1}$); $M_n = 4,9 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M_p = 8,8 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м}$; $J_{и.д} = 1,6 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$.

Номинальная частота вращения АД при работе под нагрузкой берется равной 50—70% от синхронной.

Примем $\omega_{н.д} = 0,65 \quad \omega_n = 126 \text{ рад/с}$, где $\omega_n = 2\pi n_n = 6,28 \cdot 31 = 194 \text{ рад/с}$. Тогда передаточное число редуктора будет:

$$i = \frac{\omega_{н.д}}{\theta_{н.м}} = \frac{126}{0,7} = 180.$$

Проверим выбранный двигатель по моменту. Для этого определим $M = M_{ст.п} / (\eta i) = 5,88 / (0,8 \cdot 180) = 41,2 \cdot 10^{-3} < M_n = 49,1 \cdot 10^{-3}$. Двигатель выбран правильно.

Определим коэффициенты передаточной функции двигателя. С помощью выражений

$$b_\omega = \frac{M_n - M_n}{\omega_n}; \quad b_p = \frac{M_n}{U_y}; \quad k_{н.д} = b_p / b_\omega; \quad T_{н.д} = J_{н.д} / b_\omega,$$

находим

$$b_\omega = \frac{(8,8 - 4,9) \cdot 10^{-2}}{194} = 2,0 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад};$$

$$b_p = \frac{8,8 \cdot 10^{-2}}{110} = 8,0 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м/В};$$

$$k_{н.д} = \frac{8,0}{2,0} = 4,0 \text{ рад/(В} \cdot \text{с)}; \quad T_{н.д} = \frac{1,6 \cdot 10^{-6}}{2,0 \cdot 10^{-4}} = 0,8 \cdot 10^{-2} \text{ с}.$$

Передаточная функция двигателя

$$W_{н.д}(p) = \frac{k_{н.д}}{p (T_{н.д} p + 1)} = \frac{4}{p (0,008p + 1)}.$$

Учитывая малость постоянной времени двигателя, можно передаточную функцию записать в виде

$$W_{н.д}(p) = k_{н.д} / p = 4/p.$$

Расчет коэффициента передачи усилителя. Для усиления сигнала преобразующего элемента при использовании маломощного исполнительного двигателя типа АДП применяются в основном полупроводниковые усилители, которые обладают рядом преимуществ по сравнению с магнитными, ламповыми и т. д. Значение коэффициента усиления выбирается исходя из условий обеспечения номинального напряжения двигателя при максимально допустимой ошибке системы

$$k_y = \frac{U_y}{\delta k_{ПЭ}} = \frac{110}{0,5 \cdot 0,2} = 1100.$$

Выбор корректирующих цепей следящей системы управления рулем и построение переходного процесса. В результате выбора основных элементов может быть составлена структурная схема нескорректированной следящей системы (рис. III.81). Коэффициент передачи разомкнутой следящей системы равен

$$k = k_{ПЭ} k_y k_{н.д} \frac{1}{i_1} k_{гп} = 11,2 \cdot 1100 \cdot 4 \frac{1}{180} \cdot 0,2 = 55 \text{ с}^{-2}.$$

Для обеспечения оптимального управления в соответствии с законом (III.242) $\varphi = -k_{\Gamma\Pi} \sqrt{\frac{2}{k}} \theta_{\text{н.м}} - \alpha$ введем отрицательную обратную связь по α (ПЭ3) и $\theta_{\text{н.м}}$ (ПЭ2) (см. рис. III.77). Подставив найденное значение k в (III.242), будем иметь

$$\varphi = -0,2 \sqrt{\frac{2}{55}} \theta_{\text{н.м}} - \alpha = -0,038 \theta_{\text{н.м}} - \alpha. \quad (\text{III.259})$$

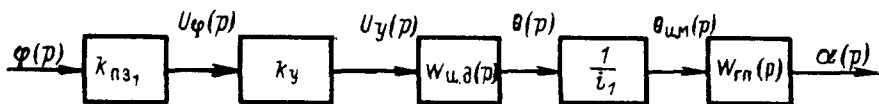


Рис. III.81. Структурная схема нескорректированной следящей системы.

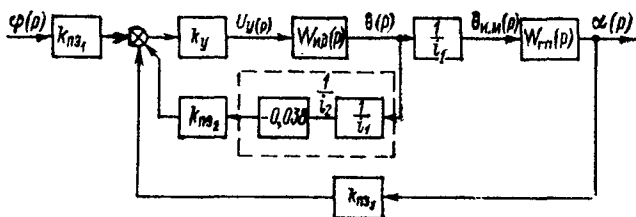


Рис. III.82. Структурная схема скорректированной следящей системы.

С учетом того, что суммирование сигналов происходит на входе усилителя Y , и в силу высказанных ранее соображений обратная связь вводится не по $\theta_{\text{н.м}}$, а по θ . Структурная схема следящей системы после введения корректирующих обратных связей примет вид, изображенный на рис. III.82. Для реализации полученного коэффициента при $\theta_{\text{н.м}}$ в (III.259) используется редуктор с передаточным числом i_2 , т. е. $\frac{1}{i_2} = 0,038 \cdot \frac{1}{i_1} = 0,00021$, откуда $i_2 = 4760$.

Передаточная функция скорректированной следящей системы. Имеем

$$\begin{aligned} W_{\text{с.с}}(p) &= \frac{\alpha(p)}{\varphi(p)} = \frac{k_{\Pi\Delta_1} k_y}{1 + k_y \frac{k_{\text{н.д}}}{p} k_{\Pi\Delta_3} \frac{1}{i_2} + k_y \frac{k_{\text{н.д}}}{p} \frac{1}{i_2} \frac{k_{\Gamma\Pi}}{p} k_{\Pi\Delta_1}} = \\ &= \frac{11,2 \cdot 1100 \cdot \frac{4}{p} \cdot \frac{1}{180} \cdot \frac{0,2}{p}}{1 + 1100 \cdot \frac{4}{p} \cdot 11,2 \cdot \frac{1}{4760} + 1100 \cdot \frac{4}{p} \cdot \frac{1}{180} \cdot \frac{0,2}{p} \cdot 11,2} = \\ &= \frac{55}{p^2 + 10,3p + 55} = \frac{1}{0,0182p^2 + 0,187p + 1}. \end{aligned}$$

Полученная передаточная функция представляет собой передаточную функцию колебательного звена, так как корни $p_{1,2} = -5,15 \pm \pm 5,3 j$. Параметры звена:

$$T = \sqrt{0,0182} = 0,135 \text{ с}; \quad \xi = \frac{0,187}{2T} = \frac{0,187}{0,27} = 0,7; \quad k = 1.$$

Построение переходного процесса при единичном воздействии. Как известно, реакция колебательного звена на единичное воздействие может быть представлена в виде

$$h(t) = 1 - \frac{e^{-\frac{\xi}{T}t}}{\sqrt{1-\xi^2}} \sin(\omega t + \varphi),$$

где

$$\omega = \frac{1}{T} \sqrt{1-\xi^2}, \quad \varphi = \arctg \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi}.$$

В рассматриваемом случае при единичном воздействии на входе $\varphi(t) = 1^\circ$ реакция системы будет

$$\alpha(t) = 1 - 1,42e^{-5,2t} - \sin(5,3t + 45^\circ 25').$$

График переходного процесса в следящей системе изображен на рис. III.83. Как видно из графика, переходный процесс протекает с небольшим перегулированием (меньше 5%) и заканчивается за 0,4 с.

Выбор корректирующих цепей системы автоматического управления курсом судна. Закон оптимального управления для САУ курсом судна может быть представлен [см. (III.243)] в следующем виде:

$$\alpha(t) = -\frac{1}{\sqrt{k_{ГЗ}}} \Delta\psi - \left(-\frac{1}{k_{ГЗ}} + \sqrt{\frac{1}{k_{ГЗ}^2} + \frac{2T}{k_{ГЗ} \sqrt{k_{ГЗ}}} \right) \Delta\dot{\psi},$$

где $k_{ГЗ}$ — коэффициент передачи объекта управления (гидрозвено); $T = T_1 + T_2 - T_{0к}$ — обобщенная постоянная времени судна.

Подставляя исходные данные, будем иметь: $T = 28,6 + 3,31 - -9,81 = 22,1$ с;

$$\alpha(t) = -\frac{1}{0,322} \Delta\psi - \left(-\frac{1}{0,104} + \sqrt{\frac{1}{0,0108} + \frac{44,2}{0,0335}} \right) \Delta\dot{\psi} = -3,1\Delta\psi - 28\Delta\dot{\psi}. \quad (\text{III.260})$$

Структурная схема после введения корректирующих связей согласно (III.260) принимает вид, показанный на рис. III.77. Коэффициент при $\Delta\psi$ в законе управления для реальной системы определяется соотношением между коэффициентом передачи преобразующего элемента в прямой цепи $k_{ГЗ}$, и коэффициентом $k_{ПЗ}$, в цепи обратной связи по углу α . Действительно, коэффициент при $\Delta\psi$ есть не что иное, как коэффициент передачи замкнутой следя-

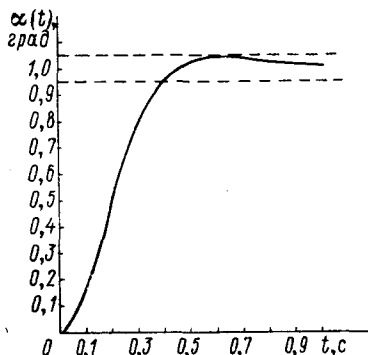


Рис. III.83. Переходный процесс в следящей системе управления рулем при единичном воздействии.

щей системы, который равен отношению $k_{ПЭ_2}/k_{ПЭ_3}$. В реальных системах $k_{ПЭ_2}$ остается постоянным и равным, как указывалось выше, 0,2 В/град, а значение коэффициента $k_{ПЭ_3}$ может изменяться в результате изменения напряжения возбуждения, подаваемого на сельсин, в пределах от 0,4 до 0,04 В/град. При этом коэффициент передачи следящей системы меняется от 0,5 до 5. Такая регулировка предусмотрена для того, чтобы можно было подстраивать систему в зависимости от условий плавания. Например, при сильном волнении систему загружают, т. е. уменьшают коэффициент передачи следящей системы и вместе с тем чувствительность системы к внешним воздействиям. Тогда коэффициент передачи в цепи обратной связи следящей системы управления рулем должен быть равен $k_{ПЭ_3} = k_{ПЭ_2/3,1} = 0,065 \text{ В/град} = 3,64 \text{ В/рад}$.

Сигнал, пропорциональный производной от рассогласования по курсу $\Delta\psi$, реализуется в системе с помощью дифференцирующего операционного усилителя, имеющего передаточную функцию $W_{\text{диф}}(p) = \frac{U_{\text{диф}}(p)}{U_{\Delta\psi}(p)} = \frac{k_{\text{диф}}p}{T_{\text{диф}}p + 1}$, где $T_{\text{диф}} = 1 \text{ с}$. Поскольку сигнал, пропорциональный рассогласованию по курсу $\Delta\psi$, поступает на вход дифференцирующего устройства в виде напряжения $U_{\Delta\psi}$ снимаемого с преобразующего элемента ПЭ₁, с коэффициентом передачи 0,2 В/град, а затем также в виде напряжения поступает на вход замкнутой части следящей системы с коэффициентом передачи $k_{з.с.с} = 1/k_{ПЭ_3} = 1/0,065 = 15,5$, то коэффициент передачи $k_{\text{диф}}$ дифференцирующего устройства определится как отношение рассчитанного значения коэффициента при $\Delta\psi$ в законе управления к произведению коэффициентов передачи $k_{ПЭ_2}$ и $k_{з.с.с}$:

$$k_{\text{диф}} = \frac{28}{0,2 \cdot 15,5} = 9 \text{ с}.$$

Как упоминалось выше, в режиме стабилизации судна на заданном курсе для компенсации внешних постоянно действующих возмущений используется интегрирующее устройство, также выполненное на базе операционного усилителя. Передаточная функция такого интегрирующего устройства $W_{\text{инт}}(p) = \frac{U_{\text{инт}}(p)}{U_{\Delta\psi}(p)} = \frac{k_{\text{инт}}}{p}$. В реальных системах значение $k_{\text{инт}} = 0,02 \text{ с}^{-1}$.

На этом расчет и выбор элементов САУ курсом судна заканчиваются.

В заключение заметим, что рассчитанная из условий оптимальности замкнутая следящая система управления рулем имела коэффициент передачи, равный единице. В результате же расчета коэффициентов закона управления для САУ курсом судна было получено, что следящая система, входящая как отдельное звено в замкнутую систему управления курсом, должна иметь коэффициент передачи, не равный единице, т. е. она не должна быть оптимальной. Отсюда можно сделать следующий вывод: если необходимо рассчитать только следящую систему, то достаточно ограничиться реализацией закона управления (III.259). Если же требуется рассчи-

тать САУ курсом судна, то необходимо определить из (III.259) коэффициент при $\theta_{г.м.}$, а затем провести расчет в соответствии с (III.260).

Определение запасов устойчивости системы методом логарифмических амплитудно-частотных характеристик и построение переходного процесса. Для получения ЛАХ системы найдем передаточную функцию разомкнутой системы управления курсом по задающему воздействию, которая представляет собой (см. рис. III.78) последовательно соединенные блок коррекции, следящую систему и объект управления:

$$W_z(p) = \frac{\Psi(p)}{\Delta\psi(p)} = [W_{\text{инт}}(p) + 1 + W_{\text{диф}}(p)] W_{\text{с.с.}}(p) W_{\text{гз}}(p).$$

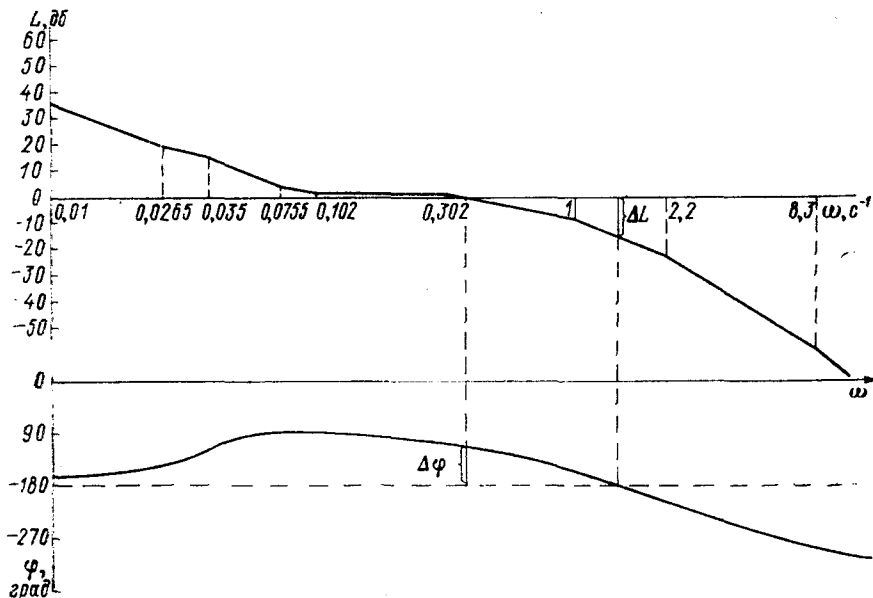


Рис. III.84. Логарифмическая амплитудная и фазовая характеристики системы.

Подставим численные значения и, учитывая, что теперь $k_{гз} = 0,065$, будем иметь:

$$W(p) = \left[\frac{0,02}{p} + 1 + \frac{9p}{p+1} \right] \frac{3,1}{(0,46p+1)(0,12p+1)} \cdot \frac{0,104(9,81p+1)}{p(28,6+1)(3,31p+1)} =$$

$$= \frac{0,0064(13,2p+1)(37,7p+1)(9,81p+1)}{p^2(p+1)(0,46p+1)(0,12p+1)(28,6p+1)(3,31p+1)}.$$

Логарифмическая амплитудная $L(\omega)$ и фазовая $\varphi(\omega)$ частотные характеристики систем приведены на рис. III.84. ЛАХ имеет изломы на следующих частотах: $\omega_1 = 0,0265 \text{ с}^{-1}$; $\omega_2 = 0,035 \text{ с}^{-1}$; $\omega_3 = 0,0755 \text{ с}^{-1}$; $\omega_4 = 0,102 \text{ с}^{-1}$; $\omega_5 = 0,302 \text{ с}^{-1}$; $\omega_6 = 1$; $\omega_7 = 2,2 \text{ с}^{-1}$; $\omega_8 = 8,3 \text{ с}^{-1}$. Как видно из рис. III.84, система обладает запасом устойчивости по модулю $\Delta L = 15 \text{ дБ}$ и по фазе $\Delta\varphi = 67^\circ$.

Расчет САУ обычно заканчивается построением кривых переходного процесса. Для определения переходного процесса воспользуемся методом вещественных трапецидальных характеристик. Построим график переходного процесса при ступенчатом воздействии $\psi_{зад} = 35^\circ$. Учитывая, что в реальных системах при переходе на заданный курс свыше 10° отключается интегрирующее устройство, найдем передаточную функцию и вещественную частотную характеристику при $k_{инт} = 0$. Передаточная функция замкнутой САУ в этом случае будет иметь вид $\Phi = \bar{W}_{зад}(p) / [1 + W_{зад}(p)]$, где

$$W_{зад}(p) = [1 + W_{диф}(p)] W_{с.с}(p) W_{гз}(p).$$

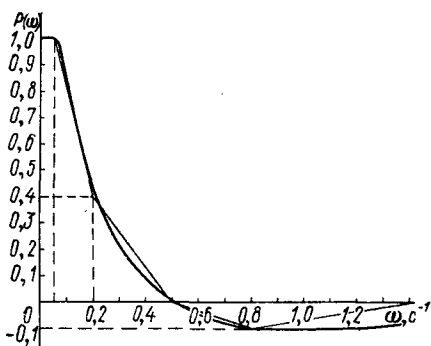


Рис. III.85. Вещественная частотная характеристика системы.

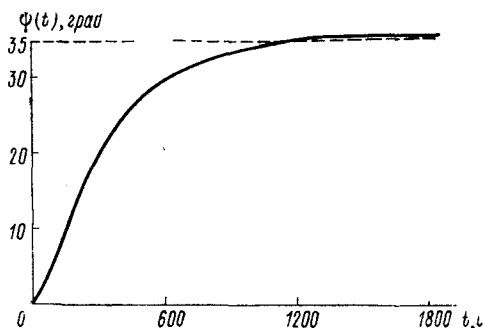


Рис. III.86. График переходного процесса в системе при значении входного воздействия $\psi_{зад} = 35^\circ$.

Подставив численные значения, получим

$$\begin{aligned} \bar{\Phi}(p) &= \left(1 + \frac{9p}{p+1}\right) \frac{3,1}{(0,46p+1)(0,12p+1)} \cdot \frac{0,104(9,81p+1)}{p(28,6p+1)(3,31p+1)} = \\ &= \frac{31,6p^2 + 6,38p + 0,322}{5,3p^6 + 62p^5 + 167p^4 + 145,7p^3 + 65,1p^2 + 7,38p + 0,322} \end{aligned}$$

Для построения вещественной частотной характеристики (ВЧХ) в полученном выражении оператор p заменим на $j\omega$, тогда

$$\bar{\Phi}(j\omega) = \frac{-31,6\omega^2 + 6,38j\omega + 0,322}{-5,3\omega^6 + 62j\omega^5 + 167\omega^4 - 145,7j\omega^3 - 65,1\omega^2 + 7,38j\omega + 0,322}$$

Вещественную частотную характеристику (рис. III.85) найдем, выделяя из $\Phi(j\omega)$ вещественную часть:

$$\begin{aligned} P(\omega) &= \text{Re}[\Phi(j\omega)] = \\ &= \frac{167,5\omega^8 - 4884\omega^6 + 1182\omega^4 + 16\omega^2 + 0,1}{28,1\omega^{12} + 2074\omega^{10} + 10514\omega^8 + 19966\omega^6 + 2195\omega^4 + 12,5\omega^2 + 0,1} \end{aligned}$$

График переходного процесса, построенного в соответствии с ВЧХ замкнутой системы изображен на рис. III.86.

7. Определение оптимальных параметров САУ с помощью математического моделирования на АВМ

Исследование САУ курсом судна может быть произведено с помощью АВМ. Применение АВМ позволяет непосредственно наблюдать за работой системы, определять влияние отдельных параметров системы и достаточно быстро менять условия задачи. При использовании АВМ можно учесть нелинейности системы (ограничение угла поворота управляющего органа насоса, ограничение угла перекладки пера руля и т. д.). Основная задача исследования на модели состоит в определении оптимальных значений коэффициентов передачи дифференцирующего $k_{\text{диф}}$ и интегрирующего $k_{\text{инт}}$ устройств и коэффициента обратной связи $k_{o.c} = k_{\text{ПЭ}_3}/k_{\text{ПЭ}_2}$, обеспечивающих достаточную устойчивость и хорошее качество работы системы в различных режимах.

8. Построение модели САУ

Структурная схема САУ курсом судна представлена на рис. III.77. Численные значения коэффициентов и постоянных времени элементов системы: $k_{\text{ПЭ}_2} = 0,2$ В/рад; $k_{\text{инт}} = 0,02$ с⁻¹; $k_{\text{диф}} = 0 \div 50$ с; $T_{\text{диф}} = 1$ с;

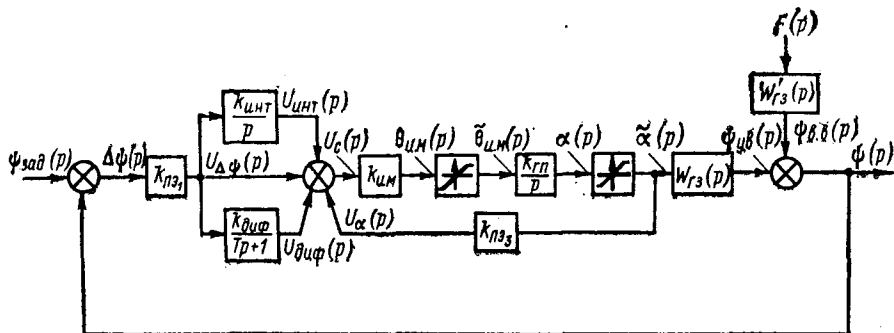


Рис. III.77. Структурная схема САУ курсом судна с учетом нелинейностей.

$k_y = 1100$; $k_{н.д} = 4$ рад/(В·с); $i_1 = 180$; $i_2 = 4760$; $k_{\text{ПЭ}_2} = 11,2$ В/рад; $k_{\text{гп}} = 0,2$ с⁻¹; $k_{\text{ПЭ}_3} = 3,64$ В/рад; $k_{\text{гз}} \approx k'_{\text{гз}} = 0,104$ с⁻¹; $\tau = \tau' = 9,81$ с; $T_1 = 3,31$ с; $T_2 = 28,6$ с.

Для упрощения модели и сокращения числа операционных усилителей найдем передаточную функцию $W_{и.м}(p)$ части системы, включающей в себя усилитель, исполнительный двигатель, сельсиндатчик, понижающий редуктор и редуктор в прямой цепи следящей системы:

$$\begin{aligned}
 W_{и.м}(p) &= \frac{W_y(p) W_{н.д}(p)}{1 + W_y(p) W_{н.д}(p) W_{\theta}(p)} W_{\text{П}_1}(p) = \\
 &= \frac{k_y \frac{k_{н.д}}{p}}{1 + k_y \frac{k_{н.д}}{p} k_{\text{ПЭ}_2} \frac{1}{i_2}} \frac{1}{i_1} = \frac{\frac{i_2}{k_{\text{ПЭ}_2} i_1}}{k_y k_{н.д} k_{\text{ПЭ}_2} p + 1} = \frac{k_{и.м}}{Tp + 1}; \\
 k_{и.м} &= \frac{i_2}{k_{\text{ПЭ}_2} i_1} = 132; \quad T = \frac{i_2}{k_y k_{н.д} k_{\text{ПЭ}_2}} = 0,097.
 \end{aligned}$$

Постоянной времени T , ввиду ее малости по сравнению с постоянной времени судна ($T_c = T_2 + T_1 - \tau = 22,1$ с), можно пренебречь.

Структурная схема САУ курсом судна с учетом нелинейностей приведена на рис. III.87, где $\psi_{в.в}(p)$ — изменение курсового угла судна в результате воздействия возмущающих сил $F(p)$; $\psi_{у.в}(p)$ — изменение курсового угла судна в результате отклонения пера руля (управляющие воздействия).

Исходные уравнения системы. Уравнения, описывающие поведение системы с учетом возмущающих воздействий $F(p)$, имеют вид:

$$\Delta\psi(p) = \psi_{зад}(p) - \psi(p), \quad (\text{III.261})$$

$$U_{\Delta\psi}(p) = k_{\Pi\Xi_1} \Delta\psi(p); \quad (\text{III.262})$$

$$pU_{\text{инт}}(p) = k_{\text{инт}} U_{\Delta\psi}(p); \quad (\text{III.263})$$

$$pU_{\text{диф}}(p) = k_{\text{диф}} pU_{\Delta\psi}(p) - U_{\text{диф}}(p); \quad (\text{III.264})$$

$$U_{\alpha}(p) = k_{\Pi\Xi_3} \tilde{\alpha}(p); \quad (\text{III.265})$$

$$U_c(p) = U_{\text{инт}}(p) + U_{\Delta\psi}(p) + U_{\text{диф}}(p) - U_{\alpha}(p); \quad (\text{III.266})$$

$$\theta_{н.м}(p) = k_{н.м} U_c(p); \quad (\text{III.267})$$

$$\tilde{\theta}_{н.м}(p) = f[\theta_{н.м}(p)],$$

$$\text{где } f[\theta_{н.м}(p)] = \begin{cases} \theta_{н.м}(p) & \text{при } |\theta_{н.м}(p)| \leq 15^\circ; \\ 15^\circ \text{ sign } \theta_{н.м}(p) & \text{при } |\theta_{н.м}(p)| > 15^\circ; \end{cases} \quad (\text{III.268})$$

$$p\alpha(p) = k_{\Gamma\Pi} \tilde{\theta}_{н.м}(p), \quad (\text{III.269})$$

$$\tilde{\alpha}(p) = f[\alpha(p)],$$

$$\text{где } f[\alpha(p)] = \begin{cases} \alpha(p) & \text{при } |\alpha(p)| \leq 35^\circ; \\ 35^\circ \text{ sign } \alpha(p) & \text{при } |\alpha(p)| > 35^\circ; \end{cases} \quad (\text{III.270})$$

$$\begin{aligned} T_1 T_2 p^3 \psi_{у.в}(p) + (T_1 + T_2) p^2 \psi_{у.в}(p) + \\ + p \psi_{у.в}(p) = k_{\Gamma_3} \tau \tilde{\alpha}(p) + k_{\Gamma_3} \tilde{\alpha}(p); \end{aligned} \quad (\text{III.271})$$

$$\begin{aligned} T_1 T_2 p^3 \psi_{в.в}(p) + (T_1 + T_2) p^2 \psi_{в.в}(p) + p \psi_{в.в}(p) = \\ = k'_{\Gamma_3} \tau' p F(p) + k'_{\Gamma_3} F(p), \end{aligned} \quad (\text{III.272})$$

$$\psi(p) = \psi_{у.в}(p) + \psi_{в.в}(p). \quad (\text{III.273})$$

Уравнения для моделирования. Приведем систему уравнений (III.261) — (III.273) к виду, удобному для моделирования. Для этого уравнение (III.261) подставим в уравнение (III.262), уравнение (III.266) — в уравнение (III.267), в уравнениях (III.264),

(III.271), (III.272) понизим порядок производных, разделив их на оператор ρ . Разрешив дифференциальные уравнения относительно старших производных и введя масштабы, получим машинные уравнения:

$$\begin{aligned}
 U_{\Delta\psi} &= K_1 \psi_{\text{зад}} - K_2 \psi, \\
 \rho U_{\text{инт}} &= k_{\text{инт}} K_3 U_{\Delta\psi}; \\
 U_{\text{диф}} &= k_{\text{диф}} K_4 U_{\Delta\psi} - K_5 \frac{U_{\text{диф}}}{\rho}; \\
 U_{\tilde{\alpha}} &= k_{\text{ПЭ}_3} K_6 \tilde{\alpha}; \\
 \theta_{\text{н. м}} &= K_7 U_{\text{инт}} + K_8 U_{\Delta\psi} + K_9 U_{\text{диф}} - K_{10} U_{\alpha}; \\
 \tilde{\theta}_{\text{н. м}} &= K_{11} f(\theta_{\text{н. м}}); \\
 \rho \alpha &= K_{12} \tilde{\theta}_{\text{н. м}}; \\
 \tilde{\alpha} &= K_{13} f(\alpha) \\
 \rho^2 \psi_{\text{у. в}} &= K_{14} \tilde{\alpha} + K_{15} \frac{\tilde{\alpha}}{\rho} - K_{16} \rho \psi_{\text{у. в}} - K_{17} \psi_{\text{у. в}}, \\
 \rho^2 \psi_{\text{в. в}} &= K_{18} F + K_{19} \frac{F}{\rho} - K_{20} \rho \psi_{\text{в. в}} - K_{21} \psi_{\text{в. в}}, \\
 \psi &= K_{22} \psi_{\text{у. в}} + K_{23} \psi_{\text{в. в}};
 \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}
 K_1 &= \frac{M_{U_{\Delta\psi}} k_{\text{ПЭ}_1}}{M_{\psi_{\text{зад}}}}; & K_2 &= \frac{M_{U_{\Delta\psi}} k_{\text{ПЭ}_1}}{M_{\psi}}; \\
 K_3 &= \frac{M_{U_{\text{инт}}}}{M_f M_{U_{\Delta\psi}}}; & K_4 &= \frac{M_{U_{\text{диф}}}}{M_{U_{\Delta\psi}}}; \\
 K_5 &= \frac{1}{M_f}; & K_6 &= \frac{M_{U_{\tilde{\alpha}}}}{M_{\tilde{\alpha}}}; \\
 K_7 &= \frac{M_{\theta_{\text{н. м}}} k_{\text{н. м}}}{M_{U_{\text{н. м}}}}; & K_8 &= \frac{M_{\theta_{\text{н. м}}} k_{\text{н. м}}}{M_{U_{\Delta\psi}}}; \\
 K_9 &= \frac{M_{\theta_{\text{н. м}}} k_{\text{н. м}}}{M_{U_{\text{диф}}}}; & K_{10} &= \frac{M_{\theta_{\text{н. м}}} k_{\text{н. м}}}{M_{U_{\tilde{\alpha}}}}; \\
 K_{11} &= \frac{M_{\tilde{\theta}_{\text{н. м}}}}{M_{\theta_{\text{н. м}}}}; & K_{12} &= \frac{M_{\alpha} k_{\text{г. п}}}{M_f M_{\tilde{\theta}_{\text{н. м}}}}; \\
 K_{13} &= \frac{M_{\tilde{\alpha}}}{M_{\alpha}}; & K_{14} &= \frac{k_{\text{ГЗ}} \tau M_{\psi_{\text{у. в}}}}{T_1 T_2 M_f^2 M_{\tilde{\alpha}}};
 \end{aligned}$$

$$K_{15} = \frac{k_{r3} M_{\psi_{y. B}}}{T_1 T_2 M_i^3 M_{\alpha}}; \quad K_{16} = \frac{T_1 + T_2}{T_1 T_2 M_i};$$

$$K_{17} = \frac{1}{T_2 T_1 M_i^2}; \quad K_{18} = \frac{k_{r3} \tau' M_{\psi_{y. B}}}{T_1 T_2 M_i^2 M_F};$$

$$K_{19} = \frac{k_{r3} M_{\psi_{y. B}}}{T_1 T_2 M_i^3 M_F}; \quad K_{20} = \frac{T_1 + T_2}{T_1 T_2 M_i};$$

$$K_{21} = \frac{1}{T_1 T_2 M_i^2}; \quad K_{22} = \frac{M_{\psi}}{M_{\psi_{y. B}}};$$

$$K_{23} = \frac{M_{\psi}}{M_{\psi_{y. B}}}.$$

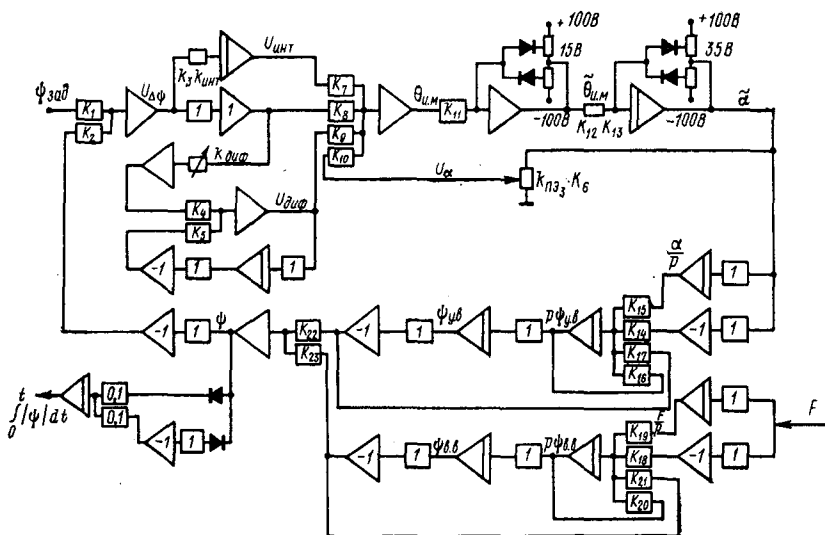


Рис. III.88. Схема модели САУ курсом судна с учетом нелинейностей.

Исходя из максимальных значений переменных, в приведенных уравнениях приняты следующие масштабы:

$$M_{U_{\text{диф}}} = 0,2 \text{ В}_{\text{маш}}/\text{В}; \quad M_{\theta_{\text{н. м}}} = 0,01 \text{ В}/\text{град} = 0,56 \text{ В}/\text{рад}; \quad M_i = 0,2;$$

Остальные масштабы равны единице. Тогда $K_1=0,2$; $K_2=0,2$; $K_3=5$; $K_4=0,2$; $K_5=5$; $K_6=1$; $K_7=1,32$; $K_8=1,32$; $K_9=6,6$; $K_{10}=1,32$; $K_{11}=100$; $K_{12}=0,5$; $K_{13}=1$; $K_{14}=0,27$; $K_{15}=0,137$; $K_{16}=1,68$; $K_{17}=0,26$; $K_{18}=0,27$; $K_{19}=0,137$; $K_{20}=1,68$; $K_{21}=0,26$; $K_{22}=1$; $K_{23}=1$.

Схема модели САУ курсом судна представлена на рис. III.88.

9. Исследование на АВМ поведения САУ
в режиме стабилизации на нерегулярном волнении

Основным возмущающим воздействием, вызывающим отклонение судна от заданного курса, является морское волнение. Как показывают многочисленные гидрографические исследования, морское волнение, как правило, нерегулярно. При движении судна на волнении на него действуют дополнительные силы и моменты, отклоняющие диаметральной плоскость от первоначального направления движения. При рассмотрении взаимодействия судна и нерегулярного морского волнения необходимо учитывать, что судно дви-

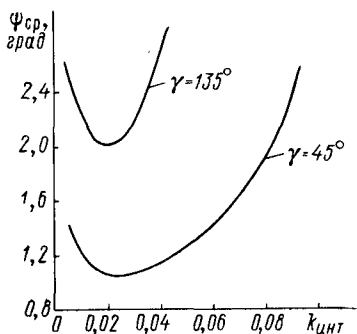


Рис. III.89. Зависимость средней величины рыскания судна $\Psi_{ср}$ от коэффициента интегрирующего звена $k_{инт}$.

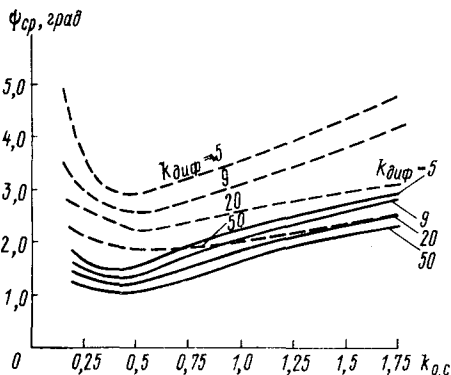


Рис. III.90. Зависимость средней величины рыскания от коэффициента обратной связи.

— — — — встречное волнение;
— — — — попутное волнение.

жется с определенной скоростью V под некоторым углом γ относительно направления волн. Если для неподвижного судна частота возмущения ω_0 , то при движении судна кажущаяся частота возмущения будет определяться выражением $\omega_k = \omega_0 + k\omega_0^2$; $k = (V/g) \cos \gamma$, где g — ускорение силы тяжести.

Условия при исследовании поведения судна на нерегулярном волнении. Исследования проводились при следующих параметрах движения и волнения: скорость судна $V = 16,4$ уз; судно загружено; волнение моря 4 балла, угол встречи с волной $\gamma = 45^\circ$ (встречное волнение) и $\gamma = 135^\circ$ (попутное волнение). Волнение имитировалось с помощью датчика нерегулярного морского волнения, уровень выходного сигнала которого изменялся по случайному закону, а частотные характеристики задавались значениями балльности, скоростью судна и углом встречи с волной. Качество системы стабилизации судна на курсе оценивалось по средней величине рыскания

$\Psi_{ср} = \frac{1}{T} \int_0^T |\psi| dt$ и по средней частоте включений рулевого привода z .

На рис. III.89 представлена зависимость средней величины рыскания судна $\Psi_{ср}$ от коэффициента интегрирующего звена $k_{инт}$ при

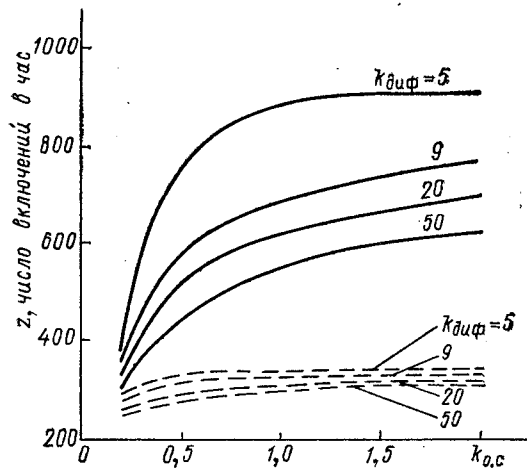


Рис. III.91. Зависимость числа включений от коэффициента обратной связи.

— — — встречное волнение;
 - - - попутное волнение.

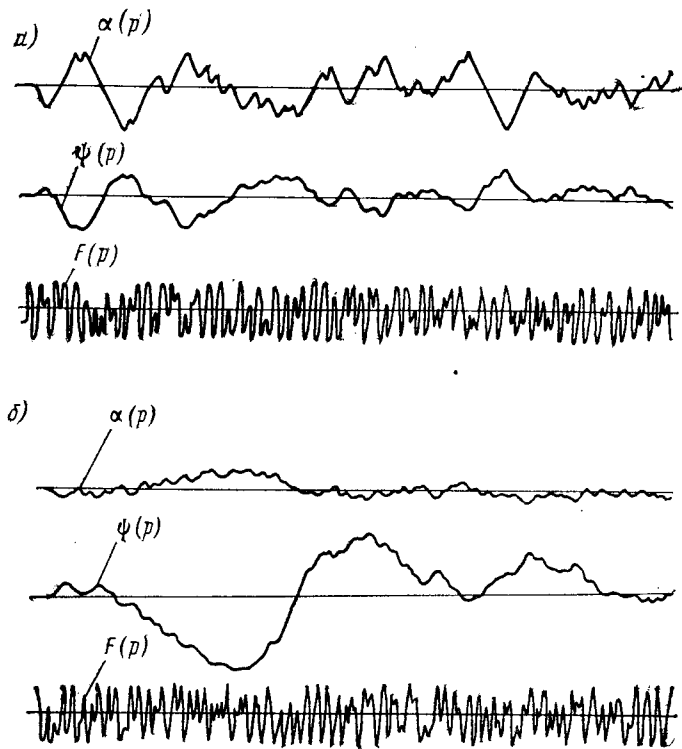


Рис. III.92. Осциллограммы изменения угла курса и угла отклонения пера руля на встречном волнении: а — при $k_{o.c.} = 0,325$; б — при $k_{o.c.} = 2$.

$k_{\text{диф}}=9$, $k_{0.c}=0,325$, $\gamma=45$ и 135° . Интегрирующее звено в САУ курсом судна для компенсации постоянно действующих возмущений. Если корректирующие устройства не содержат астатических звеньев, то по отношению к возмущающему воздействию замкнутая система является статической. Хотя статическая ошибка и невелика, но существование ее в течение длительного времени приводит к значительным отклонениям судна от заданного курса по боковому перемещению.

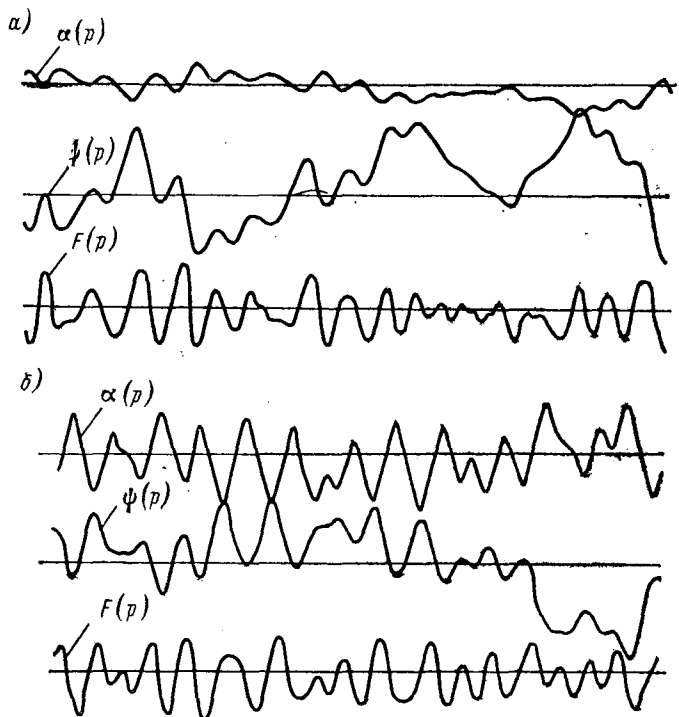


Рис. III.93. Осциллограммы изменения угла курса и угла отклонения пера руля на попутном волнении: а — при $k_{\text{диф}}=5$; б — при $k_{\text{диф}}=50$.

Анализ результатов моделирования. Как видно из рис. III.89, минимальное значение рыскания обеспечивается при $k_{\text{инт}}=0,02$, увеличение $k_{\text{инт}}$ вызывает увеличение средней величины рыскания $\psi_{\text{ср}}$, что может привести к неустойчивости системы. На рис. III.90 показана зависимость средней величины рыскания от коэффициента обратной связи $k_{0.c}$ при различных значениях коэффициента дифференцирующего устройства $k_{\text{диф}}$. Приведенные зависимости показывают, что и при попутном и при встречном волнении минимальное рыскание обеспечивается при одних и тех же значениях коэффициента $k_{0.c}$. Увеличение этого коэффициента приводит к ухудшению качества стабилизации и увеличению числа включений в час

рулевого привода (рис. III.91). Наоборот, увеличение $k_{\text{диф}}$ до значения $k_{\text{диф}}=50$ приводит к улучшению качества стабилизации и сокращению числа включений рулевого привода.

На рис. III.92 приведены осциллограммы изменения курсового угла $\psi(p)$ и угла отклонения пера руля $\alpha(p)$ на встречном волнении при $k_{\text{диф}}=9$ и различных значениях $k_{o.c.}$, из которых видно, что увеличение $k_{o.c.}$ приводит к уменьшению амплитуды отклонения руля и увеличению числа включений, при этом отклонение судна от заданного курса увеличивается. На рис. III.93 приведены те же зависимости на попутном волнении при $k_{o.c.}=2$ и различных значениях $k_{\text{диф}}$.

Из рисунка видно, что с увеличением $k_{\text{диф}}$ амплитуда отклонения руля увеличивается, а число включений несколько сокращается, при этом отклонение судна от заданного курса уменьшается.

Таким образом, результаты математического моделирования поведения системы стабилизации при действии нерегулярного морского волнения показывают, что использование дифференцирующе-сглаживающего звена в качестве последовательного корректирующего устройства позволяет получить хорошее качество стабилизации на попутном и встречном волнении.

10. Исследование САУ

в режиме автоматического маневрирования

Наряду с исследованием системы в режиме стабилизации судна на курсе при случайных возмущениях необходимо оценить влияние управляющих воздействий в режиме следящего управления судном. К таким воздействиям относится единичное воздействие, подаваемое на вход системы для вывода судна на новый курс, например введение градусных поправок к курсу. Исследование работы системы в режиме введения поправок к курсу обычно производится на тихой воде, так как это позволяет исключить рыскание, возникающее при движении на волнении, и благодаря этому более точно оценить качество переходного процесса.

На рис. III.94 представлены переходные процессы, характеризующие выход судна на заданный курс при различных значениях коэффициента передачи интегрирующего звена $k_{\text{инт}}$. Из рассмотрения кривых переходных процессов видно, что введение в систему стабилизации интегрирующего звена с коэффициентом передачи $k_{\text{инт}}=0,02$ почти вдвое увеличивает время переходного процесса и перерегулирование при этом достигает 25%. Следовательно, введение интегрирующего звена для придания системе астатизма по отношению к возмущающему воздействию ухудшает работу системы при подаче на вход управляющего воздействия, так как система по отношению к нему обладает астатизмом второго порядка. Поэтому при введении поправок к курсу интегрирующее звено необходимо отключать.

На рис. III.95 представлены осциллограммы выхода судна на заданный курс при различных значениях коэффициента передачи

дифференцирующего звена $k_{\text{диф}}$. Приведенные зависимости показывают, что с увеличением $k_{\text{диф}}$ перерегулирование уменьшается, а время окончания переходного процесса имеет минимум при $k_{\text{диф}} = 5 \div 10$. Существенно влияет на переходный процесс значение коэффициента обратной связи (рис. III.96). С увеличением $k_{o.c}$

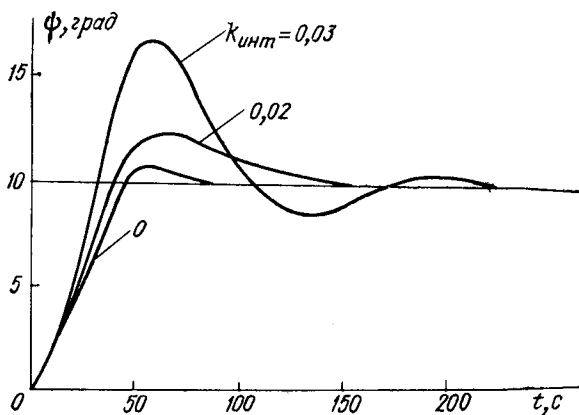


Рис. III.94. Переходные процессы выхода судна на заданный курс при $k_{\text{диф}} = 9$; $k_{o.c} = 0,325$ и различных значениях $k_{\text{инт}}$.

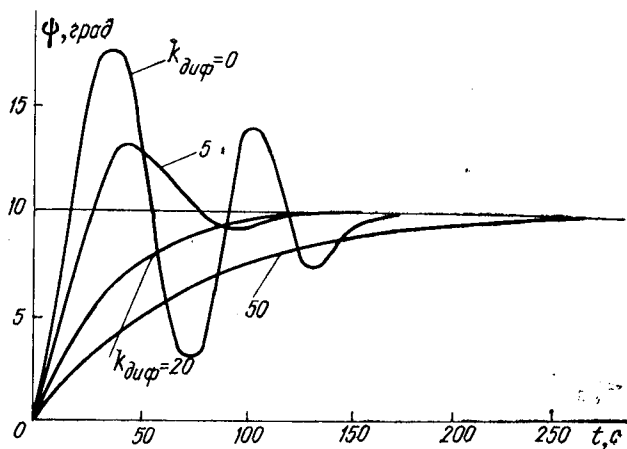


Рис. III.95. Переходные процессы выхода судна на заданный курс при $k_{o.c} = 0,325$ и различных значениях $k_{\text{диф}}$.

в пределах $0,2 - 1,0$ перерегулирование уменьшается, а время окончания переходного процесса имеет минимум при $k_{o.c} = 0,325$.

Для определения оптимальных коэффициентов $k_{o.c}$, $k_{\text{диф}}$ и $k_{\text{инт}}$ был использован интегральный критерий качества $J = \int_0^t |\Delta\psi| dt$, где

$\Delta\psi = \psi_{\text{зад}} - \psi$. Кривые, характеризующие зависимость интеграла от коэффициентов $k_{\text{инт}}$, $k_{\text{диф}}$, $k_{\text{о.с}}$, приведены на рис. III.97 (кривые 1, 2 и 3 соответственно).

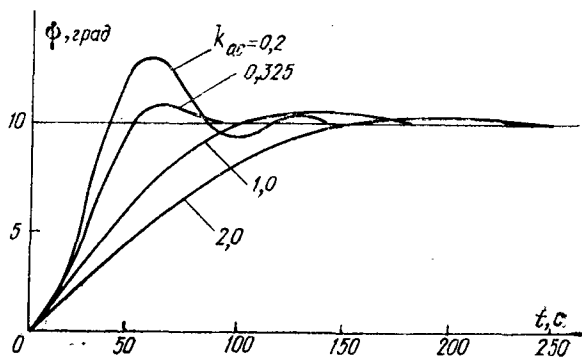


Рис. III.96. Переходные процессы выхода судна на заданный курс при $k_{\text{диф}}=9$ и различных значениях $k_{\text{о.с}}$.

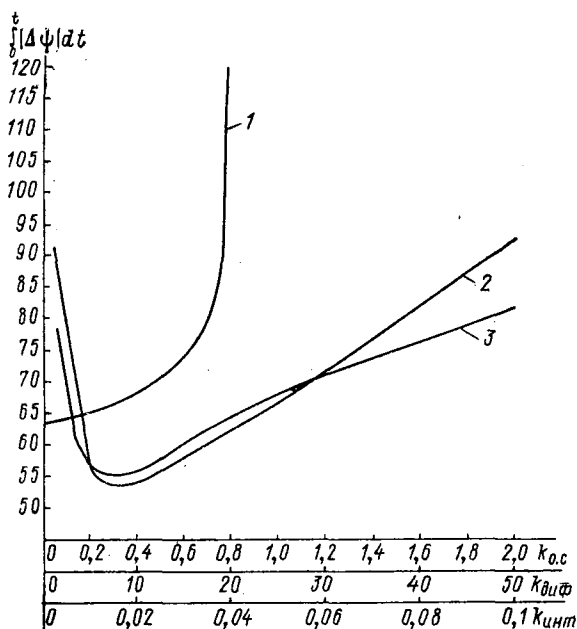


Рис. III.97. Кривые изменения интеграла $\int |\Delta\psi| dt$.

Таким образом, результаты аналитического расчета и математического моделирования показали, что лучшие показатели переходного процесса для рассматриваемого судна получаются при $k_{\text{о.с}}=0,325$ и $k_{\text{диф}}=9$.

§ 29. Вопросы анализа неисправностей и повышения надежности систем автоматического управления курсом судна

1. Постановка задачи

Основной проблемой построения САУ является оптимизация их структуры и параметров в соответствии с определенными критериями, отражающими те или иные свойства этих систем. Число свойств, а следовательно, и критериев практически не ограничено, но их можно разделить на две основные группы: критерии качества и критерии надежности. Кроме того, важнейшими свойствами системы являются стоимость, масса и габариты, но эти характеристики, как правило, не формулируются в виде самостоятельных критериев, а лишь накладывают на систему определенные ограничения, которые необходимо учитывать при проектировании.

Выше были рассмотрены методы выбора оптимальной структуры и параметров системы на основе критерия качества. Однако высокие требования, предъявляемые к современным системам, могут быть удовлетворены лишь в том случае, если учитывать и критерии надежности работы системы. Структура современных систем автоматического управления в ряде случаев настолько сложна, что разработка высоконадежных систем, осуществляемая на основе только опытных данных, требуя больших затрат, не дает желаемых результатов. Поэтому возникает задача обоснованного выбора структуры системы с учетом как заданных критериев качества, так и тщательного анализа ее надежности.

Неисправности систем управления могут рассматриваться либо с точки зрения характера их возникновения, либо с точки зрения их влияния на дальнейшее функционирование системы. В первом случае различают два вида неисправностей: случайные и закономерные. Случайные неисправности возникают, как правило, при неблагоприятных воздействиях и возмущениях, превосходящих пределы прочности элементов и вызывающих в них лавинообразные процессы разрушения. Этот тип неисправностей бывает обусловлен четырьмя основными причинами: несовершенством метода конструирования; несовершенством технологии; неправильным применением элемента в аппаратуре; нарушением правил эксплуатации аппаратуры или ошибками оператора. Закономерные неисправности возникают либо в результате медленного процесса повреждений и износа элементов, иногда переходящего в лавинообразный, либо в результате ухода параметра элемента за некоторые допустимые пределы, определяемые в соответствии с критериями точности и надежности работы системы.

Рассматривая неисправности с точки зрения анализа их влияния на дальнейшее функционирование системы, можно считать, что любая из неисправностей приводит к изменению одного или нескольких параметров системы. При этом следует иметь в виду, что

если неисправности приводят к изменению структуры системы, то соответствующие параметры могут достигать либо нулевого, либо бесконечного значения. Поэтому наряду с дифференциальными уравнениями, описывающими поведение системы, иногда возникает необходимость введения уравнений, описывающих взаимосвязь между параметрами поврежденного участка системы таким образом, чтобы форма записи позволила получить наиболее наглядные результаты. Эти уравнения при определенных условиях вырождаются в алгебраические уравнения связей.

В результате повреждений в системе управления происходит изменение ее выходного сигнала, которое в дальнейшем будем называть деформацией выходного сигнала. Выражение для деформации выходного сигнала системы в случае одного или нескольких повреждений, предложенное М. Л. Быховским, имеет следующий вид:

$$\Delta U_{\text{вых}}(p) = U_{\text{вых}}(p)[W_{\text{п}}(p) - W(p)] + U_{\text{вых}}(p) \sum_{i=1}^n \frac{\partial W(p)}{\partial q_i(p)} \Delta q_i(p). \quad (\text{III.274})$$

Здесь $W_{\text{п}}(p)$ — передаточная функция поврежденной системы; $W(p)$ — передаточная функция исправной системы; $\Delta q_i(p)$ — передаточная функция i -го параметра системы. Первый член выражения (III.274) характеризует деформацию сигнала в результате изменения структуры системы, второй — деформацию сигнала в результате малых отклонений параметров.

Динамические характеристики объекта управления, а следовательно, и параметры, определяющие его передаточную функцию, во время функционирования системы также могут меняться в широких пределах. Эти изменения вызываются либо внешними воздействиями на объект, либо изменением состояния самого объекта. Выбранная структура САУ и значения ее параметров, вполне пригодные для исходного состояния объекта, могут оказаться неудовлетворительными в изменившихся условиях. Это может привести к ухудшению качественных показателей системы и понизить надежность ее работы. Поэтому отклонения параметров объекта могут рассматриваться как неисправности.

В настоящее время разработан ряд методов, позволяющих решать вопросы повышения надежности САУ в процессе проектирования. Наиболее широко применяются следующие: проектирование САУ из высоконадежных элементов, резервирование элементов и систем, проектирование систем с ограничением последствий отказов, построение САУ, нечувствительных к изменениям параметров, повышение эксплуатационной надежности систем.

2. Некоторые методы анализа неисправностей

Практически невозможно создать такую САУ, в которой была бы исключена вероятность выхода из строя отдельных ее элементов. Оптимальным решением задачи, по-видимому, можно считать лока-

лизацию повреждения внутри системы управления, исключаящую возможность аварии в объекте управления. С этой точки зрения неисправности в САУ можно разделить на неисправности с опасными последствиями, т. е. приводящие к аварии объекта, и неисправности без опасных последствий. Задачей проектирования, таким образом, является такое построение САУ, которое исключало бы возможность появления неисправностей с опасными последствиями. В САУ повреждения с опасными последствиями обычно вызываются самопроизвольным движением исполнительного механизма. Поэтому при анализе надежности систем на неисправности подобного рода надо обращать особое внимание.

Задача исследования неисправностей, приводящих к изменению структуры САУ, может быть решена на стадии проектирования путем анализа возможных повреждений на структурной схеме системы. Если структурная схема системы имеет один прямой путь, то ее функционирование прекратится при выходе из строя любого элемента, входящего в этот путь. Если система имеет несколько прямых путей, то она прекратит функционирование только при выходе из строя элемента, входящего во все пути, т. е. система с несколькими путями оказывается более надежной. При повреждении элемента, входящего в один из прямых путей или контуров обратной связи системы, ухудшаются ее качественные показатели или система переходит в неустойчивый режим работы. Если элемент, входящий в один из прямых путей, поврежден таким образом, что он выдает сигнал при отсутствии воздействия на входе, то в системе происходит самопроизвольное движение исполнительного механизма.

Оценка деформации выходного сигнала системы вследствие малых отклонений параметров может быть выполнена с помощью выражения (III.274). Однако это выражение не позволяет произвести сравнительный анализ влияния нестабильных параметров на характер функционирования системы. Поэтому для анализа надежности систем целесообразно воспользоваться функцией относительной чувствительности системы по отношению к изменению параметра, которая определяется следующим образом:

$$S_q^W(p) = \frac{\partial \ln W(p)}{\partial \ln q(p)} = \frac{\partial W(p)}{\partial q(p)} \cdot \frac{q(p)}{W(p)}, \quad (\text{III.275})$$

т. е. чувствительность системы к изменению параметра $q(p)$ есть относительное приращение передаточной функции системы $W(p)$, деленное на соответствующее относительное приращение параметра $q(p)$, причем приращение параметра считается малым. Предполагается, что исследуемый параметр в свою очередь может быть функцией других параметров, которые по отношению к нему являются независимыми. Выражение (III.275) справедливо для определения чувствительности системы по передаточным функциям входящих в нее элементов, так как передаточные функции элементов можно рассматривать как параметры системы. Заменив в уравне-

нии (III.275) p на $j\omega$, получим следующее выражение функции чувствительности в комплексной форме:

$$S_q^W(j\omega) = \frac{\partial \ln A(\omega) e^{j\varphi(\omega)}}{\partial \ln q(j\omega)}. \quad (\text{III.276})$$

Частотная характеристика чувствительности любой системы может быть представлена комплексной функцией, действительная часть которой является чувствительностью амплитуды. Мнимую часть по аналогии с действительной частью будем условно называть чувствительностью фазы. Сравнивая частотные характеристики чувствительности различных систем, можно: выявить параметры, к изменению которых система особо чувствительна; произвести сравнительную оценку чувствительности по одному и тому же параметру при различных структурах системы управления; повысить надежность системы, сделав ее нечувствительной к отклонениям параметров.

3. Пример анализа повреждений САУ курсом судна с электрогидроприводом

Рассмотрим вопросы повышения надежности САУ путем анализа влияния неисправностей на характер функционирования системы с электрогидроприводом.

Из рассмотрения структурной схемы управления в следящем режиме (см. рис. III.82) видно, что опасными являются повреждения как в прямой цепи следящей системы, так и в цепях обратных связей по рулю и курсу. Повреждение элементов обратных связей может привести к ухудшению качественных показателей работы системы или вообще к потере управления. Более полный анализ повреждений может быть проведен в реальной системе, а в период проектирования — на электронной модели.

При исследовании повреждений на модели одним из способов оценки влияния повреждений на функционирование системы является анализ изменения выходного сигнала угла курса судна $\psi(p)$ и анализ изменения сигнала в суммирующей цепи — напряжения на выходе усилителя $U_y(p)$.

Исходными данными для математического моделирования повреждений являются дифференциальные уравнения, описывающие поведение системы:

$$U_{\Delta\psi} = K_1 \dot{\psi}_{\text{зад}} - K_2 \dot{\psi}; \quad (\text{III.277})$$

$$pU_{\text{инт}} = k_{\text{инт}} K_3 U_{\Delta\psi}; \quad (\text{III.278})$$

$$U_{\text{диф}} = k_{\text{диф}} K_4 U_{\Delta\psi} - K_5 \frac{U_{\text{диф}}}{p}; \quad (\text{III.279})$$

$$U_{\tilde{\alpha}} = k_{\text{ПЭс}} K_6 \tilde{\alpha}; \quad (\text{III.280})$$

$$\theta_{\text{и. м}} = K_7 U_{\text{инт}} + K_8 U_{\Delta\psi} + K_9 U_{\text{диф}} - K_{10} U_{\tilde{\alpha}}; \quad \tilde{\theta}_{\text{и. м}} = K_{11} f(\theta_{\text{и. м}}); \quad (\text{III.281})$$

$$p\alpha = K_{12}\tilde{\theta}_{н.м.}; \quad \tilde{\alpha} = K_{13}f(\alpha); \quad (III.282)$$

$$p^2\psi_{у.в} = K_{14}\tilde{\alpha} + K_{15}\frac{\tilde{\alpha}}{p} - K_{16}p\psi_{у.в} - K_{17}\psi_{у.в}. \quad (III.283)$$

Схема модели представлена на рис. III.87.

При математическом моделировании рассматриваются следующие повреждения элементов.

Повреждение в цепи обратной связи по рулю. Такое повреждение, вызванное, например, обрывом в цепи возбуждения сельсин-датчика руля СД_р (см. рис. III.46 и III.47), эквивалентно отсутствию обратной связи по рулю. В схеме модели это соответствует

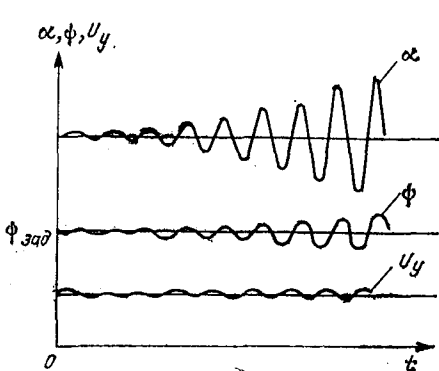


Рис. III.98. Осциллограммы изменения угла поворота пера руля α , угла курса ψ и напряжения на выходе усилителя U_y при повреждении в цепи обратной связи по рулю.

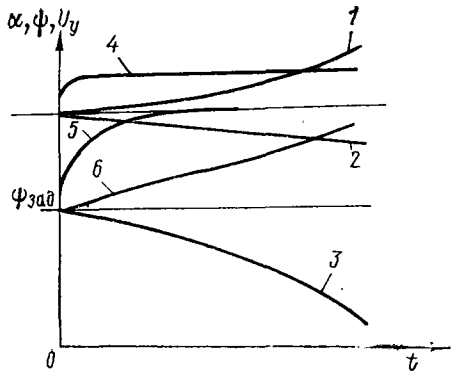


Рис. III.99. Осциллограммы изменения угла поворота пера руля α (кривые 2 и 4), угла курса ψ (кривые 3 и 6) и напряжения на выходе усилителя U_y (кривые 1 и 5) при повреждении в прямой цепи и в цепи обратной связи по курсу.

отключению напряжения, поступающего на вход K_{10} . Передаточная функция замкнутой системы управления курсом, в которой возникло повреждение такого рода, существенно изменится. Корни характеристического полинома будут положительными или будут иметь положительные вещественные части в случае сопряженных комплексных корней, что характеризует неустойчивость системы по курсу.

На рис. III.98 приведены осциллограммы изменения угла поворота пера руля α , угла курса ψ и напряжения на выходе усилителя U_y при появлении неисправности в цепи обратной связи по рулю. Из осциллограмм видно, что судно, следовавшее курсом $\psi_{зад}$, становится неустойчивым и теряет управляемость.

Повреждение в прямой цепи САУ курсом. Такое повреждение, вызванное, например, обрывом в цепи обмотки возбуждения или управления исполнительного двигателя управляющего органа насоса Д_{н.м} (см. рис. III.47), приводит к тому, что сигнал управления не поступает на вход гидропривода. Управляющий орган насоса,

а следовательно, и люлька насоса останутся в положении, при котором произошла неисправность. Если угол поворота управляющего органа насоса $\theta_{л.м}$, а следовательно, и угол поворота люльки насоса $\theta_{л.н}$ при этом не равны нулю, то насос НРП имеет ненулевую производительность, что приводит к перекладке руля с постоянной скоростью. В схеме модели это эквивалентно отключению управляющего напряжения, поступающего на вход $K_{12}K_{13}$, и подключению на этот вход небольшого постоянного напряжения.

На рис. III.99 приведены осциллограммы изменения угла поворота пера руля α (кривая 2), угла курса ψ (кривая 3) и напряжения с выхода усилителя (кривая 1). Из осциллограмм видно, что угол поворота пера руля α увеличивается по линейному закону и, если неисправность не будет устранена, руль дойдет до упора. Судно при этом выйдет на циркуляцию.

Повреждение в цепи обратной связи по курсу. Такое повреждение, вызванное, например, обрывом связи между сельсином-датчиком курса $СД_k$ и сельсином-приемником курса $СП_k$ (см. рис. III.46 и III.47), приведет к тому, что ротор сельсина $СП_k$, а следовательно, и ротор сельсина-датчика управления $СД_y$ останутся в положении, в котором они были в момент появления неисправности. На вход усилителя $У$ при этом с сельсина $СД_y$ поступает постоянное напряжение, равное напряжению в момент появления неисправности. Следящая система установит руль на угол, пропорциональный сигналу, снимаемому с $СД_y$. Под действием руля курс судна будет изменяться, но из-за наличия неисправности в цепи обратной связи по курсу напряжение на выходе $СД_y$ не изменится и, следовательно, судно будет продолжать отклоняться от заданного курса.

В схеме модели появление такой неисправности эквивалентно отключению напряжения, поступающего на вход K_2 , и подключению на этот вход постоянного напряжения, равного напряжению в момент появления неисправности. При этом, как видно из осциллограмм, приведенных также на рис. III.99, угол поворота пера руля α будет оставаться постоянным (кривая 4), что приводит к уходу судна с заданного курса (кривая 6). Напряжение с выхода усилителя (кривая 5), после того как обработает следящая система управления рулем, окажется равным нулю.

Таким образом, в рассмотренных случаях повреждения в различных цепях САУ курсом приводят к потере управления судном и вызывают самопроизвольный уход судна с заданного курса, что может привести к аварии.

Для облегчения поиска места неисправности с целью быстрого ее устранения возникает необходимость установить, какое повреждение явилось причиной неисправности.

Из приведенных на рис. III.98 и III.99 кривых изменения напряжения на выходе усилителя U_y и кривых изменения угла перекладки пера руля α и угла курса ψ для аварийных режимов видно, что каждой из вышеперечисленных неисправностей соответствует свой вид кривой, что позволяет построить систему, автоматически определяющую характер повреждения и его место.

4. Пример построения системы гидропривода, нечувствительной к отклонениям параметров

Гидропривод является одним из наиболее распространенных типов приводов на судах. В процессе эксплуатации в гидроприводе возникают нарушения нормальной работы, связанные с износом и старением элементов, а также вызванные насыщением рабочей жидкости воздухом и увеличением утечек жидкости. Одной из мер устранения этих нарушений и повышения надежности является построение системы гидропривода, нечувствительной к утечкам рабочей жидкости и попаданию воздуха в систему.

Понижение чувствительности системы к утечкам жидкости. Рассмотрим возможность понижения чувствительности к утечкам жидкости на примере гидропривода, структурная схема которого представлена на рис. III.100. Гидропривод системы управления курсом судна состоит обычно из трех каскадов.

Если пренебречь наличием воздуха в системе, то, как было показано выше, передаточная функция гидропривода равна

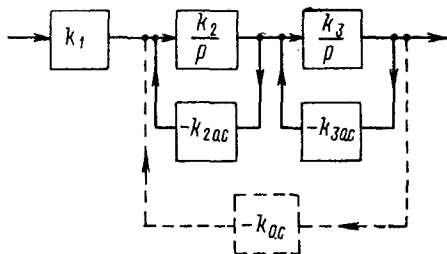


Рис. III.100. Структурная схема гидропривода с учетом утечки жидкости.

$$W_{гп1}(p) = k_1 \frac{\frac{k_2}{p}}{1 + \frac{k_2}{p} k_{20.c}} \cdot \frac{\frac{k_3}{p}}{1 + \frac{k_3}{p} k_{30.c}}. \quad (\text{III.284})$$

После преобразования получим

$$W_{гп1}(p) = k_1 \frac{1}{\frac{1}{k_2 k_{20.c}} p + 1} \cdot \frac{1}{\frac{1}{k_3 k_{30.c}} p + 1}; \quad (\text{III.285})$$

$$k_3 = \frac{n\eta_{об}Q_T}{H_{max}n_H L_0 S}.$$

С ростом утечек коэффициент $\eta_{об}$, зависящий от утечки жидкости, уменьшается, что влечет за собой уменьшение k_3 , т. е. величины, характеризующей утечки жидкости в системе. Определим чувствительность системы к утечкам. Обозначим независимую от k_3 часть выражения (III.285) через $L_1(p)$, а зависящую от k_3 часть через $Q_1(p)_{k_3}$:

$$L_1(p) = k_1 \frac{1}{\frac{1}{k_2 k_{20.c}} p + 1} \cdot \frac{1}{k_{30.c}}; \quad Q_1(p)_{k_3} = \frac{1}{k_3 k_{30.c}} p + 1.$$

Тогда

$$W_{\text{гнп}}(p) = \frac{L_1(p)}{Q_1(p)_{k_3}}. \quad (\text{III.286})$$

Поскольку от k_3 зависит лишь $Q_1(p)_{k_3}$, функция чувствительности по параметру k_3 будет равна

$$S_{k_3}^{W_{\text{гнп}}}(p) = \frac{\partial \left[\frac{L_1(p)}{Q_1(p)_{k_3}} \right]}{\partial k_3} \cdot \frac{k_3}{\frac{L_1(p)}{Q_1(p)_{k_3}}} = -L_1(p) \frac{\frac{\partial Q_1(p)_{k_3}}{\partial k_3}}{Q_1^2(p)_{k_3}} \times \\ \times \frac{k_3 Q_1(p)_{k_3}}{L_1(p)} = -\frac{\partial Q_1(p)_{k_3}}{\partial k_3} \cdot \frac{k_3}{Q_1(p)_{k_3}}. \quad (\text{III.287})$$

Подставив вместо $Q_1(p)_{k_3}$ ее значение, получим

$$S_{k_3}^{W_{\text{гнп}}}(p) = \frac{\frac{p}{k_3 k_{30.c}}}{\frac{1}{k_3 k_{30.c}} p + 1} = \frac{p}{p + k_3 k_{30.c}}. \quad (\text{III.288})$$

Из выражения (III.288) следует, что чувствительность системы к утечкам жидкости может быть снижена увеличением либо k_3 , либо $k_{30.c}$.

Если второй и третий каскады (см. рис. III.100) охватить жесткой отрицательной обратной связью $k_{0.c}$ и компенсировать уменьшение общего коэффициента усиления за счет увеличения k_1 , то чувствительность системы к утечкам также понизится. Действительно, в этом случае передаточная функция гидропривода будет равна

$$W'_{\text{гнп}}(p) = k_1 \frac{1}{k_{30.c} k_{20.c} \left(\frac{1}{k_3 k_{30.c}} p + 1 \right) \left(\frac{1}{k_2 k_{20.c}} p + 1 \right) + \left(\frac{k_{0.c}}{k_{30.c} k_{20.c}} \right)}, \quad (\text{III.289})$$

или

$$W'_{\text{гнп}}(p) = k_1 \frac{1}{k_{30.c} k_{20.c} \left(\frac{1}{k_2 k_{20.c}} p + 1 \right) Q_1(p)_{k_3} \frac{k_{0.c}}{k_{30.c} k_{20.c}}}. \quad (\text{III.290})$$

Тогда аналогично вышеизложенному можно получить функцию чувствительности

$$S_{k_3}^{W'_{\text{гнп}}}(p) = -\frac{\partial \left[Q_1(p)_{k_3} \left(\frac{1}{k_2 k_{20.c}} p + 1 \right) + \frac{k_{0.c}}{k_{30.c} k_{20.c}} \right]}{\partial k_3} \times$$

$$\begin{aligned} & \times \frac{k_3}{Q_1(p)_{k_3} \left(\frac{1}{k_2 k_{20.c}} p + 1 \right) + \frac{k_{0.c}}{k_{30.c} k_{20.c}}} = \\ & = - \frac{\partial Q_1(p)_{k_3}}{\partial k_3} \cdot \frac{k_3}{Q_1(p)_{k_3} + \frac{k_{0.c} k_2}{k_{30.c} (p + k_2 k_{20.c})}}. \end{aligned} \quad (\text{III.291})$$

Из сравнения выражений (III.291) и (III.287) видно, что при введении коэффициента обратной связи $k_{0.c}$ чувствительность к изменениям k_3 , а следовательно, и к утечкам снижается.

Заменяя p на $j\omega$ в выражениях (III.291) и (III.287), можно построить амплитудно-частотные характеристики функций чувствительности. На рис. III.101 приведены зависимости чувствительности к утечкам жидкости от частоты для системы, не охваченной жесткой отрицательной обратной связью (кривая 1), и для системы, охваченной такой связью (кривая 2). Сопоставление кривых показывает, что при введении жесткой отрицательной обратной связи чувствительность к утечкам в гидроприводе снижается во всем диапазоне исследуемых частот.

Понижение чувствительности системы к попаданию воздуха. Рассмотрим возможность понижения чувствительности к наличию воздуха в системе. Так как третий каскад гидропривода работает при наибольших давлениях, то попадание воздуха в него наиболее опасно. Структурная схема для рассматриваемого случая изображена на рис. III.102, а соответствующая этому случаю передаточная функция будет иметь вид

$$W_{\text{гн2}}(p) = k_3 \frac{\frac{k_2}{p}}{1 + \frac{k_2}{p} k_{20.c}} \cdot \frac{\frac{k_3}{p} \left(\frac{1}{T_a^2 p^2 + 2\xi_a T_a p + 1} \right)}{1 + \frac{k_3}{p} \left(\frac{1}{T_a^2 p^2 + 2\xi_a T_a p + 1} \right) k_{30.c}}. \quad (\text{III.292})$$

Здесь $T_a = \sqrt{\frac{c}{E k_3}}$ — обобщенная постоянная времени гидропривода; E — объемный модуль упругости жидкости; k_3 — эмпирический коэффициент, учитывающий среднее значение гидравлических потерь; c — коэффициент, не зависящий от утечек и наличия воздуха в рабочей жидкости.

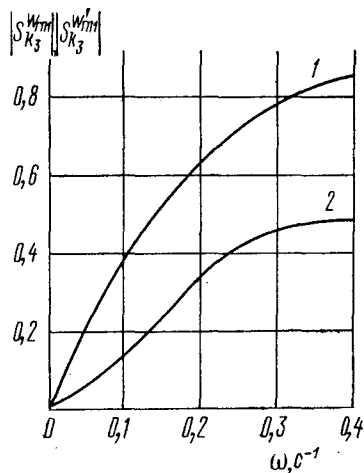


Рис. III.101. Частотные характеристики чувствительности по параметру k_3 .

После преобразований выражения (III.292) получим

$$W_{\text{гн2}}(p) = k_1 \frac{\frac{1}{k_{20.c}}}{\frac{1}{k_2 k_{20.c}} p + 1} \cdot \frac{\frac{1}{k_{30.c}}}{\frac{T_a^2}{k_3 k_{30.c}} p^3 + \frac{2\xi_a T_a}{k_3 k_{30.c}} p^2 + \frac{1}{k_3 k_{30.c}} p + 1} \quad (\text{III.293})$$

Как видно из выражения (III.293), наличие воздуха в системе и утечка жидкости влияют на передаточную функцию $W_{\text{гн2}}(p)$, изменяя значение T_a , так как с увеличением количества воздуха

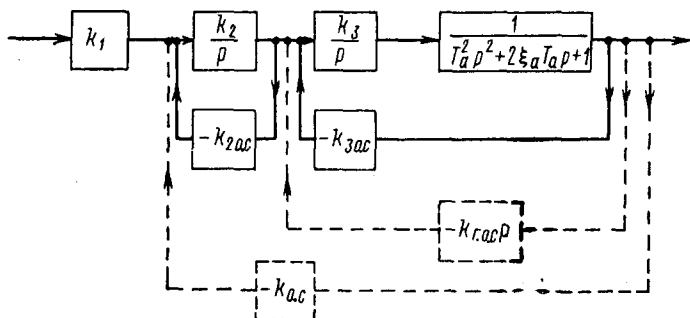


Рис. III.102. Структурная схема гидропривода с учетом попадания воздуха.

в рабочей жидкости объемный модуль упругости E резко уменьшается, что влечет за собой увеличение T_a . Увеличение утечек жидкости в системе вызывает незначительное уменьшение коэффициента k_3 , пропорциональное росту среднего значения гидравлических потерь. Таким образом, влиянием утечки жидкости на величину T_a можно пренебречь и считать, что величина T_a определяется наличием воздуха в системе.

Определим чувствительность гидропривода к изменениям параметра T_a . Обозначим

$$\left. \begin{aligned} L_2(p) &= k_1 \frac{\frac{1}{k_{20.c}}}{\frac{1}{k_2 k_{20.c}} p + 1} \cdot \frac{1}{k_{30.c}} ; \\ Q_2(p)_{T_a} &= \frac{T_a^2}{k_3 k_{30.c}} p^3 + \frac{2\xi_a T_a}{k_3 k_{30.c}} p^2 + \frac{1}{k_3 k_{30.c}} p + 1. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.294})$$

Тогда $W_{\text{гн2}}(p) = L_2(p) / Q_2(p)_{T_a}$, причем $L_2(p)$ не зависит, а $Q_2(p)_{T_a}$ зависит от параметра T_a . Поэтому аналогично (III.287) получим

$$S_{T_a}^{W_{\text{гн2}}}(p) = \frac{\partial [Q_2(p)_{T_a}]}{\partial T_a} \cdot \frac{T_a}{Q_2(p)_{T_a}} \quad (\text{III.295})$$

Охватывая два последних каскада гидропривода отрицательной обратной связью (см. рис. III.102), получим

$$W'_{\text{гп2}}(p) = k_1 \frac{\frac{1}{k_{20.c}} \cdot \frac{1}{k_{30.c}}}{\left(\frac{1}{k_2 k_{20.c}} p + 1\right) \left(\frac{T_a^2}{k_3 k_{30.c}} p^3 + \frac{2\xi_a T_a}{k_3 k_{30.c}} p^2 + \frac{1}{k_3 k_{30.c}} p + 1\right) + \frac{k_{0.c}}{k_{20.c} k_{30.c}}}, \quad (\text{III.296})$$

или

$$W'_{\text{гп2}}(p) = k_1 \frac{\frac{k_2}{(p + k_2 k_{20.c}) k_{30.c}}}{Q_2(p) T_a + \frac{k_{0.c} k_2}{k_{30.c} (p + k_2 k_{20.c})}}, \quad (\text{III.297})$$

тогда функция чувствительности к изменениям параметра T_a примет следующий вид:

$$\begin{aligned} S_{T_a}^{W'_{\text{гп2}}}(p) &= - \frac{\partial \left[Q_2(p) T_a + \frac{k_{0.c} k_2}{k_{30.c} (p + k_2 k_{20.c})} \right]}{\partial T_a} \times \\ &\times \frac{T_a}{Q_2(p) T_a + \frac{k_{0.c} k_2}{k_{30.c} (p + k_2 k_{20.c})}} = - \frac{\partial Q_2(p) T_a}{\partial T_a} \times \\ &\times \frac{T_a}{Q_2(p) T_a + \frac{k_{0.c} k_2}{k_{30.c} (p + k_2 k_{20.c})}}. \end{aligned} \quad (\text{III.298})$$

Из сравнения выражений (III.298) и (III.295) видно, что чувствительность гидропривода к отклонениям параметра T_a снижается при введении коэффициента обратной связи $k_{0.c}$. Однако следует заметить, что при охвате двух каскадов общей обратной связью с коэффициентом $k_{0.c}$ система может оказаться неустойчивой. Чувствительность системы к параметру T_a может быть также снижена охватом третьего каскада гидропривода гибкой отрицательной обратной связью с передаточной функцией $W_{0.c}(p) = -k_{г.о.с} p$.

Передаточная функция такой системы

$$\begin{aligned} W''_{\text{гп2}}(p) &= k_1 \frac{\frac{1}{k_{20.c}}}{\frac{1}{k_2 k_{20.c}} p + 1} \times \\ &\times \frac{\frac{1}{k_{30.c}}}{\frac{T_a^2}{k_3 k_{30.c}} p^3 + \frac{2\xi_a T_a}{k_3 k_{30.c}} p^2 + \left(\frac{1}{k_3 k_{30.c}} + \frac{k_{г.о.с}}{k_3 k_{30.c}}\right) p + 1}, \end{aligned} \quad (\text{III.299})$$

или

$$W''_{\text{гн2}}(p) = k_1 \frac{\frac{1}{k_{20.c}} \frac{1}{k_{30.c}}}{\frac{1}{k_2 k_{20.c}} p + Q_2(p) T_a + \frac{k_{\Gamma.o.c}}{k_3 k_{30.c}} p}; \quad (\text{III.300})$$

при этом функция чувствительности

$$S_{T_a}^{W''_{\text{гн2}}}(p) = - \frac{\partial [Q_2(p) T_a]}{\partial T_a} \frac{T_a}{Q_2(p) T_a + \frac{k_{\Gamma.o.c}}{k_3 k_{30.c}} p}. \quad (\text{III.301})$$

Из выражений (III.301) и (III.295) следует, что при введении гибкой обратной связи, охватывающей третий каскад, чувствительность к попаданию воздуха в систему также снижается. Введение этой связи в случае отсутствия утечек жидкости практически не сказывается на качестве переходного процесса.

5. Пример оценки надежности САУ с электромеханическим приводом

Для оценки надежности САУ с электромеханическим приводом (см. рис. III.66) воспользуемся методами, изложенными в § 8. Рассмотрим следящую систему управления рулем, входящую в состав САУ курсом судна. Функциональная схема системы приведена на рис. III.43. Данная система может быть отнесена к классу обслуживаемых систем непрерывного действия многократного использования. Перерыв в работе системы имеет место при стоянке между рейсами, в период же рейса он допустим при наличии резервной системы. Соотношение между временем непрерывной работы системы и временем ее остановки зависит от типа судна, характера рейса и других факторов и меняется в широких пределах. Для определенности расчетов будем полагать, что продолжительность непрерывной работы составляет 30—35 сут, а суммарное время остановки равно примерно половине рабочего времени.

Согласно § 8 в качестве основных показателей надежности выберем вероятность P безотказной работы в течение рейса и коэффициент готовности k_{Γ} . Для вычисления выбранных показателей необходимо располагать данными об интенсивности отказов $\lambda(t)$ и времени восстановления $T_{\text{в}}$.

Первым этапом оценки надежности является составление формул, описывающих условие работоспособности системы. В рассматриваемом случае блоки системы находятся в последовательном с точки зрения надежности соединении, так как отказ любого блока приводит к отказу системы (невозможности осуществлять управление). Следовательно, вероятность безотказной работы системы равна произведению вероятностей безотказной работы блоков: $P = P_1 P_2 P_3 P_4 P_5 P_6$, где $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6$ — вероятность безотказной работы соответственно системы питания курсоуказателя, аппаратуры пульта управления, датчика положения руля, ЭМУ и привода с редуктором.

Электроэлементы, входящие в каждый из названных блоков, также находятся в основном соединении. Интенсивности их отказов подчиняются экспоненциальному закону и, следовательно, в соответствии с формулой (I.211) вероятность безотказной работы j -го блока определяется выражением

$$P_j = e^{-\sum_{i=1}^n n_{ij} \lambda'_{ij} t_{pj} + \sum_{i=1}^n n_{ij} \lambda''_{ij} t_{0j}}$$

Здесь λ'_{ij} , λ''_{ij} — интенсивность отказов элементов i -го вида соответственно при работе и в отключенном состоянии; t_p и t_0 — время работы и отключенного состояния соответственно; n_{ij} — количество элементов i -го вида в блоке j .

Произведем расчет для случая, когда общее время эксплуатации составляет 1300 ч, причем $t_p = 800$ ч, $t_0 = 400$ ч. Интенсивности отказов электроэлементов, входящих в систему управления, сведены в табл. III.6.

Таблица III. 6

Элементы	$\lambda'_i \cdot 10^6$, ч ⁻¹	$\lambda''_i \cdot 10^9$, ч ⁻¹	Элементы	$\lambda'_i \cdot 10^6$, ч ⁻¹	$\lambda''_i \cdot 10^9$, ч ⁻¹
Сельсины, вращающийся трансформатор	3,0	3,0	Катушки индуктивности, дроссели	0,1	0,1
Потенциометр	1,3	1,3	Сельсиновые выпрямители	3,0	1,1
Асинхронный двигатель	0,6	0,6	Полупроводниковые диоды	0,5	0,17
Тахогенератор	5,0	5,0	Транзисторы	1,0	0,33
Предохранитель	1,0	1,0	Провода	0,01	1,00
Рубильник, кнопка	0,04	0,04	Лампы освещения	0,3	0,1
Дифференциал	1,0	1,0	ЭМУ, преобразователи	28,0	28,0
Муфта	0,1	0,1	Электродвигатели	17,0	17,0
Стопор электрический	0,15	0,15	Контактные соединения	0,01	1,0
Трансформатор	0,4	0,13	Реле	0,1	1,0
Конденсатор	0,012	0,02			
Резистор	0,3	0,15			

В качестве примера произведем расчет вероятности безотказной работы элементов пульта управления (табл. III.7) как блока, содержащего наибольшее число элементов.

Из таблицы находим:

$$\sum n_i \lambda'_i = 51,87 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1};$$

$$\sum n_i \lambda''_i = 73,15 \cdot 10^{-9} \text{ ч}^{-1}.$$

Отсюда

$$P_3 = e^{-(51,87 \cdot 10^{-6} \cdot 860 + 73,15 \cdot 10^{-9} \cdot 400)} = e^{-(4,10 \cdot 10^{-2} + 2,92 \cdot 10^{-5})} = e^{-0,041} = 0,959.$$

Таким образом,

$$P_3 = 95,9\%; \lambda_3 = 52 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}.$$

Элементы пульта управления	Количество элементов n_i	$\lambda_i' \cdot 10^6$, ч ⁻¹	$\lambda_i'' \cdot 10^9$, ч ⁻¹	$n_i \lambda_i' \cdot 10^6$, ч ⁻¹	$n_i \lambda_i'' \cdot 10^9$, ч ⁻¹
Сельсины и вращающиеся трансформаторы	8	3,0	3,0	24,00	24,00
Асинхронный двигатель	2	0,6	0,6	1,20	1,20
Рубильники и переключатели	3	0,04	0,04	0,12	0,12
Контактные соединения (разъемы)	10	0,01	1,0	0,10	10,00
Реле	2	0,10	1,0	0,20	2,00
Транзисторы	6	1,0	0,33	6,00	2,00
Полупроводниковые диоды	20	0,5	0,17	10,00	3,40
Селеновые выпрямители	1	3,0	1,1	3,00	1,10
Конденсаторы	20	0,02	0,02	0,40	0,40
Резисторы проволочные	7	0,3	0,15	2,10	1,05
Потенциометры и резисторы МЛТ	16	1,3	1,3	2,10	2,10
Трансформаторы	6	0,4	0,13	2,40	0,78
Провода и пайки	25	0,01	1,00	0,25	25,00

Аналогичные расчеты для других блоков системы дают следующие результаты: для системы питания $\lambda_1 = 3,5 \cdot 10^{-6}$; $P_1 = 99,73\%$; для курсоуказателя $\lambda_2 = 3,05 \cdot 10^{-6}$; $P_2 = 99,75\%$; для датчика положения руля $\lambda_3 = 13,2 \cdot 10^{-6}$; $P_3 = 98,9\%$; для ЭМУ $\lambda_4 = 29 \cdot 10^{-6}$; $P_4 = 97,7\%$; для привода с регулятором $\lambda_5 = 17,1 \cdot 10^{-6}$; $P_5 = 98,63\%$. Таким образом, суммарная интенсивность отказов системы $\lambda = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_5 + \lambda_6 = 117,85 \cdot 10^{-6}$; среднее время безотказной работы $T_{cp} = \frac{1}{\lambda} = 8300$ ч; вероятность безотказной работы в течение рейса $P = P_1 P_2 P_3 P_4 P_5 P_6 = 91,5\%$.

Рассматриваемая система является обслуживаемой, допускающей в случае необходимости перерывы в работе для поиска неисправностей и восстановления. Определим по формуле (I.209) коэффициенты готовности в предположении, что время восстановления системы $T_B = 1$ ч, тогда

$$k_r = \frac{1}{1 + \lambda T_B} = \frac{1}{1 + 117,85 \cdot 10^{-6}} = 0,99988.$$

Итак, при вероятности безотказной работы 91,5% система обладает высокой эксплуатационной надежностью, так как коэффициент готовности ее составляет 99,88%. При этом среднее время вынужденного простоя за рейс по формуле (I.210) составляет:

$$\tau = T_B \lambda t = 1 \cdot 117,85 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^3 \approx 0,24 \text{ ч} = 15 \text{ мин.}$$

Автоматизированный электропривод и системы управления механизмами якорно-швартовных и буксирных устройств

§ 30. Основные вопросы автоматизации якорно-швартовных и буксирных устройств

1. Постановка задачи

Основное назначение. Основным назначением якорного устройства является обеспечение надежной связи судна с грунтом на открытых и закрытых рейдах, а также одерживание судна при подходах к причалам и при выполнении некоторых других маневров, когда эффективность рулевого устройства недостаточна. Для выполнения этих задач якорное устройство должно обеспечивать травление якорной цепи с заданной скоростью, надежное крепление цепи после отдачи якоря и быстрое выбирание цепи при съеме с якоря.

Швартовное устройство должно подтягивать судно к месту швартовки и надежно удерживать его на швартовах. При изменении осадки судна, а также уровня воды и действия волн, швартовное устройство должно непрерывно изменять длину швартова, поддерживая постоянным его натяжение.

Буксирное устройство предназначено для безопасной буксировки судна или веза. Его основной задачей является поддержание постоянным натяжения троса, так как резкие рывки могут вызвать его обрыв, а при маневрировании — даже опрокидывание буксира. Излишняя слабина троса может привести к наматыванию его на винт буксира. Надежная работа указанных устройств и эффективное управление ими являются важными факторами в обеспечении безопасности судна.

Задачи автоматизации и алгоритмы управления. Непрерывное возрастание уровня механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных работ и увеличение скорости судов приводит к тому, что время выполнения операций, связанных с удержанием судна при стоянке, становится соизмеримым с суммарной длительностью морских перевозок. Экономические расчеты показывают, что сокращение продолжительности якорно-швартовных операций способствует снижению себестоимости эксплуатации судна. Якорно-швартовные операции требуют значительных затрат труда и определяют необ-

ходимую численность палубной команды. Поэтому в рамках общей задачи комплексной автоматизации судна большое внимание должно уделяться созданию автоматизированных якорно-швартовых и буксирных устройств. В определенных условиях эти устройства можно рассматривать как дополнительные устройства управления движением судна.

В настоящее время в управлении работой отдельных якорных и буксирных устройств непосредственное участие принимает человек. Основная задача автоматизации — оптимизация процессов управления и частичная или полная передача функций человека автоматической управляющей системе, входящей в состав управляющего комплекса (УК) и обеспечивающей управление по заданным алгоритмам. К такой системе предъявляются следующие требования: высокая надежность функционирования; минимальные массогабаритные характеристики; максимальная унификация используемых при построении элементов; независимость уровней управления.

УК якорного устройства должен обеспечить нормальную работу в таких режимах, как постановка судна на якорь и снятие с якоря с помощью двигателя; постановка судна на якорь и снятие с якоря на повышенной скорости; экстренное снятие судна с якоря и экстренная отдача якоря. Для этого в состав якорно-швартового УК вводятся следующие механизмы и устройства: стопор постоянной стоянки на якорю и крепления якоря по-походному, якорный шпиль, электродвигатель шпиля, ленточный тормоз, стопор коренного конца якорной цепи, клапан обмыва якорной цепи, устройство разобщения вала двигателя и вала редуктора, устройство ограничения частоты вращения шпиля, устройство ограничения усилия прижатия якоря к клюзу. В каждом режиме эти механизмы и устройства должны функционировать в строго определенной последовательности, однако между ними отсутствуют непосредственные физические связи. Поэтому возникает задача разработки УК, который будет обеспечивать функциональные связи между отдельными механизмами в соответствии с требуемыми алгоритмами.

Словесный алгоритм управления при отдаче якоря на повышенной скорости. При отдаче якоря на повышенной скорости выполняется такая последовательность операций: отдается стопор постоянной стоянки на якорю и крепления якоря по-походному; разобщаются вал двигателя, вал редуктора; включается устройство механического ограничения частоты вращения шпиля; отдается ленточный тормоз шпиля; цепь вытравливается на заданную длину; накладывается ленточный тормоз; накладывается стопор постоянной стоянки на якорю и крепления якоря по-походному.

Словесный алгоритм управления при отдаче якоря с помощью электродвигателя. При отдаче якоря с помощью двигателя выполняется такая последовательность операций: отдается стопор постоянной стоянки на якорю и крепле-

ния якоря по-походному; вал двигателя соединяется с валом редуктора; отдается ленточный тормоз шпиля; двигатель включается на номинальную скорость травления цепи; цепь вытравливается на заданную длину; отключается двигатель шпиля; накладывается ленточный тормоз шпиля; накладывается стопор постоянной стоянки на якорь и крепления якоря по-походному.

Словесный алгоритм управления при снятии судна с якоря с помощью двигателя. При снятии с якоря с помощью двигателя выполняется такая последовательность операций; отдается стопор постоянной стоянки на якорь и крепления якоря по-походному; вал двигателя соединяется с валом редуктора; отдается ленточный тормоз шпиля; двигатель шпиля включается на номинальную скорость выбирания цепи; открывается клапан обмыва цепи; когда за клюзом остается 10 м цепи, двигатель переключается на малую скорость выбирания; включается устройство ограничения усилия прижатия; цепь выбирается до получения заданного усилия прижатия якоря к клюзу; отключается двигатель; накладывается ленточный тормоз шпиля; закрывается клапан обмыва цепи; отключается устройство ограничения усилия прижатия якоря к клюзу; накладывается стопор постоянной стоянки на якорь и крепления якоря по-походному.

Словесный алгоритм управления при экстренном снятии с якоря. При экстренном снятии с якоря выполняется такая последовательность операций: отдается стопор постоянной стоянки и крепления якоря по-походному; разобщаются вал двигателя и вал редуктора; включается устройство механического ограничения частоты вращения шпиля; отдается стопор коренного конца якорной цепи; отдается ленточный тормоз шпиля; цепь вытравливается полностью.

Построение граф-схемы алгоритмов. Для уточнения словесного алгоритма и обеспечения независимости заданных уровней управления строится граф-схема словесных алгоритмов. При построении граф-схемы управляющие воздействия удобно обозначить через функциональные операторы A_i ; условия выполнения отдельных операций — через логические операторы α_i ; условия существования задаваемых режимов — через логические операторы β_i ; условия перехода с одного независимого уровня управления на другой — через логические операторы γ_i ; состояния якорной цепи — через логические операторы δ_i . Значения логических операторов даны в табл. IV.1, а обозначения функциональных операторов — в табл. IV.2.

Принцип построения граф-схемы алгоритмов управления якорным устройством (рис. IV.1) можно проследить на примере построения граф-схемы для режима экстренной отдачи якоря. A_1 — оператор отдачи стопора постоянной стоянки на якорь и крепления якоря по-походному. Если этот оператор выполняется, логический оператор α_1 принимает значение 1, что соответствует отдаче стопора. Если α_1 принимает значение 0, то управление переходит к логическому оператору γ_1 . При значении γ_1 , равном 1, что означает

Таблица IV.1

Проверяемое условие	Обозначение оператора	Значения оператора
Стопор постоянной стоянки на якоре и крепление якоря по-походному:		
наложен	}	0
отдан		1
Вал двигателя и вал редуктора:		
соединены	}	0
разъединены		1
Устройство ограничения скорости вращения:		
выключено	}	0
включено		1
Ленточный тормоз шпиля:		
наложен	}	0
отдан		1
Стопор коренного конца цепи:		
наложен	}	0
отдан		1
Устройство включения двигателя на номинальную скорость травления:		
выключено	}	0
включено		1
Устройство включения двигателя на номинальную скорость выбирания:		
выключено	}	0
включено		1
Устройство включения двигателя на малую скорость выбирания:		
выключено	}	0
включено		1
Устройство ограничения усилия прижатия якоря к клюзу:		
выключено	}	0
включено		1
Клапан обмыва цепи:		
закрыт	}	0
открыт		1
Режим отдачи якоря на повышенной скорости или режим экстренного снятия с якоря:		
не имеет места	}	0
имеет место		1
Режим отдачи якоря на повышенной скорости:		
не имеет места	}	0
имеет место		1
Режим отдачи якоря с помощью двигателя:		
не имеет места	}	0
имеет место		1
Условие перехода с одного независимого уровня управления на другой:		
не выполняется дважды	}	0
» » один раз		1
Вытравленная длина цепи:		
не равна заданной	}	0
равна заданной		1

Проверяемое условие	Обозначение оператора	Значения оператора
Оставшаяся за ключом длина цепи: не равна 10 м	}	0
		1
Усилие прижатия якоря к ключу: не равно заданному	}	0
		1
Цепь вытравлена: не полностью	}	0
		1

Таблица IV. 2

Функциональный оператор	Обозначение
Отдать стопор постоянной стоянки и крепления якоря по-походному	A_1
Разъединить вал двигателя шпилья с валом редуктора	A_2
Включить устройство ограничения частоты вращения	A_3
Отдать ленточный тормоз шпилья	A_4
Наложить ленточный тормоз шпилья	A_5
Соединить вал двигателя с валом редуктора	A_6
Наложить стопор постоянной стоянки и крепления якоря по-походному	A_7
Отдать стопор коренного конца цепи	A_8
Включить электродвигатель на номинальную скорость травления	A_9
Отключить электродвигатель	A_{10}
Включить электродвигатель на номинальную скорость выбирания	A_{11}
Открыть клапан обмыва	A_{12}
Переключить двигатель на малую скорость выбирания	A_{13}
Закрыть клапан обмыва	A_{14}
Включить устройство ограничения усилия прижатия	A_{15}
Отключить устройство ограничения усилия прижатия	A_{16}
Перейти к дистанционному управлению	A_{17}
» к ручному управлению	A_{18}
Оператор окончания режима	A_{19}
» аварийного режима	A_{20}

первый отказ, происходит переход к дистанционному управлению (оператор A_{17}). Если и при дистанционном управлении стопор не отдается, т. е. происходит вторичный отказ, оператор γ_1 принимает значение 0 и выполняется оператор перехода к ручному управлению (оператор A_{18}).

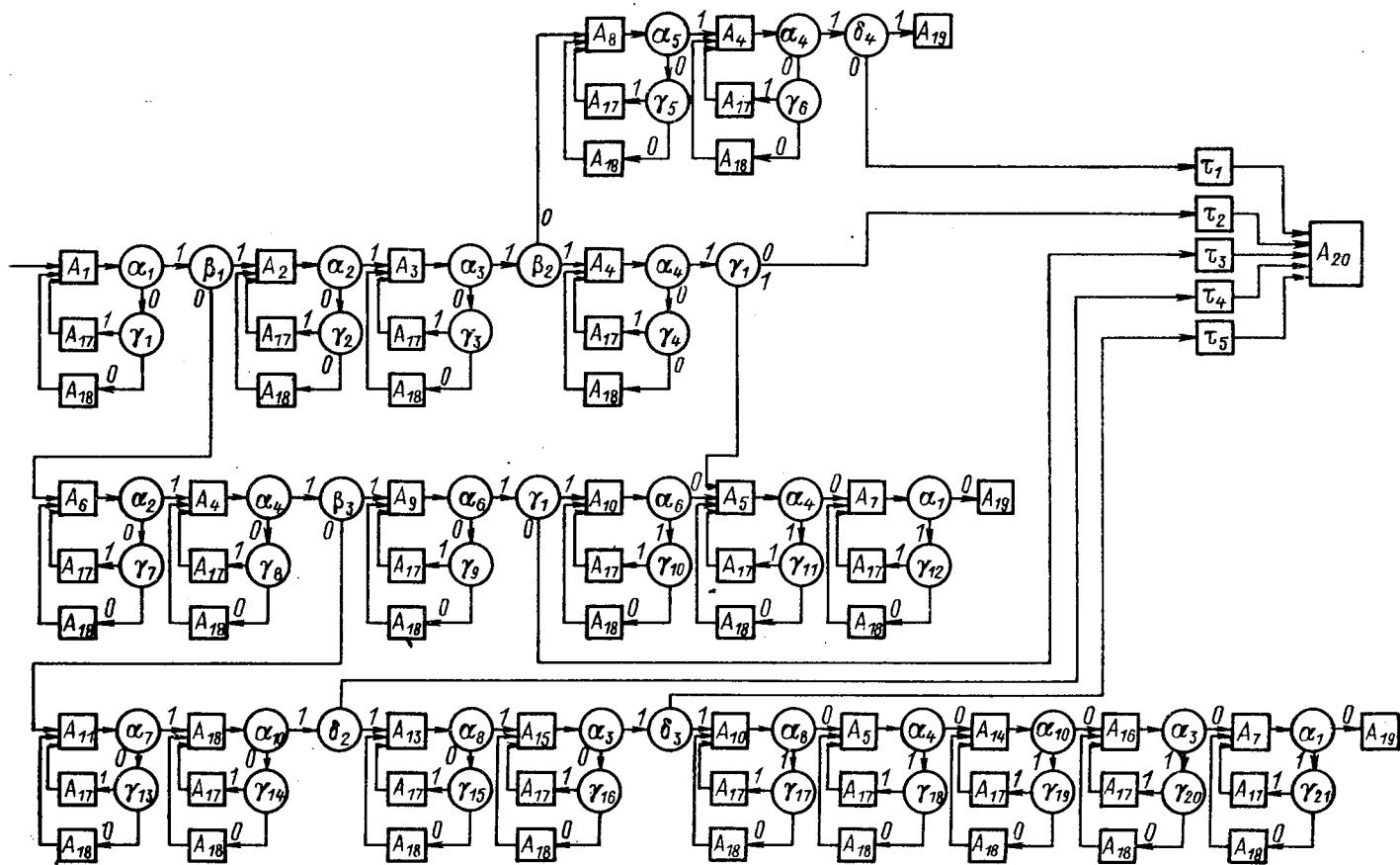


Рис. IV.1. Граф-схема алгоритмов управления якорным устройством.

После отдачи стопора постоянной стоянки и крепления якоря по-ходному логический оператор β_1 осуществляет проверку существования режимов работы с использованием двигателя. Если такие режимы существуют, β_1 принимает значение 0, в противном случае — значение 1. Пусть $\beta_1 = 1$, тогда происходит переход к оператору A_2 , который обозначает операцию разъединения вала двигателя шпиль и вала редуктора. Выполнение операции проверяется оператором α_2 . Если α_2 принимает значение 1, происходит переход к A_3 (включение устройства механического ограничения частоты вращения шпиль), в противном случае — переход к дистанционному и далее к ручному управлению через логический оператор γ_2 .

После включения устройства ограничения частоты вращения шпиль в соответствии с оператором β_2 проверяется существование режима отдачи якоря на повышенной скорости или режима экстренного снятия с якоря. Пусть β_2 принимает значение 0, что соответствует экстренному снятию с якоря. Тогда осуществляется переход к оператору A_8 (отдать стопор коренного конца якорной цепи). Если оператор A_8 выполняется, α_5 принимает значение 1, в противном случае происходит переход к γ_5 .

После отдачи стопора коренного конца отдается ленточный тормоз (оператор A_4). Если тормоз отдан, то по значению $\alpha_4 = 1$ осуществляется переход к логическому оператору δ_4 , который принимает значение 1 после полного вытравливания цепи. Затем выполняется оператор завершения режима (оператор A_{19}). Если за время t_1 не происходит вытравливания цепи ($\delta_4 = 0$), то осуществляется переход к аварийному режиму (оператор A_{20}).

Построение граф-схем алгоритмов управления для других режимов проводится аналогично.

При реализации УК логические операторы α_i и γ_i и оператор τ_i представляются в виде датчиков и сигнализаторов, размещенных непосредственно на механизмах. Операторы A_{17} реализуются в виде специальных устройств, размещаемых на ЦПУ или местных постах управления (МПУ). Операторы A_{18} представляются колонками ручного управления. Операторы A_1 — A_{16} , A_{19} , A_{20} и δ_i реализуются управляющей системой.

2. Структурная схема управляющего якорно-швартовного комплекса

В соответствии с задачами, решаемыми в процессе выполнения якорно-швартовных операций, могут быть, как указывалось выше, выделены следующие уровни автоматизации управления.

Нулевой уровень — ручное управление якорно-швартовными механизмами с помощью тех или иных вспомогательных механических приспособлений.

Первый уровень — дистанционное управление электроприводом якорно-швартовных механизмов. При этом возможны два вида управления: управление с помощью контроллера, когда все задачи,

связанные с якорно-швартовными операциями, решаются оператором, и дистанционное управление с помощью командоконтроллера автоматизированным электроприводом, автоматически обеспечивающее ограничение момента двигателя при возрастании нагрузки, ограничение скорости движения цепи при травлении, защиту от тепловых перегрузок и т. д.

Этот уровень автоматизации управления обеспечивает решение ряда задач без участия оператора (например, при использовании автоматизированной швартовной лебедки): автоматическое

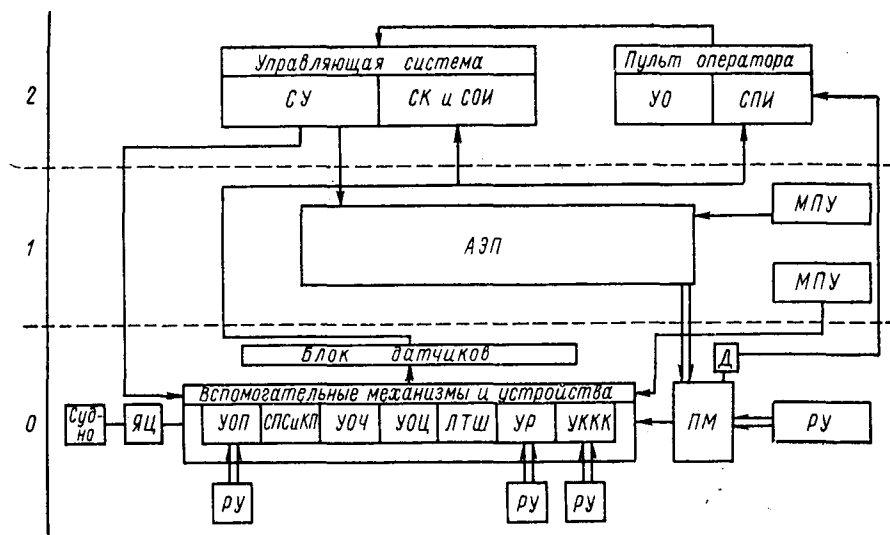


Рис. IV.2. Структурная схема управляющего комплекса якорно-швартовного устройства.

изменение момента двигателя при подтягивании судна к причалу, поддержание на заданном уровне натяжения троса при стоянке у причала, контроль общей длины вытравленного троса, автоматическое ограничение скорости барабана при исчезновении нагрузки и т. д.

Второй уровень автоматизации включает в себя дистанционно-автоматизированное управление по заданным алгоритмам всем комплексом якорно-швартовных или буксирных устройств. В этом случае имеются управляющая система, система представления и обработки информации, система контроля и пульт оператора.

В настоящее время для управления электроприводом якорно-швартовных механизмов наиболее широко применяются системы первого уровня автоматизации. Создание систем третьего уровня позволит одному оператору с мостика осуществлять управление всеми якорно-швартовными и буксирными устройствами, а при комплексной автоматизации судна управлять этими устройствами будет управляющая машина без участия оператора.

Задачей управляющего якорно-швартовного комплекса является обеспечение управления рядом взаимосвязанных механизмов и устройств по заданным алгоритмам. В обобщенном виде структурная схема такого комплекса представлена на рис. IV.2. Основными его элементами являются: судно, якорь и якорная цепь *ЯЦ*, вспомогательные механизмы и устройства, передаточный механизм *ПМ*, автоматизированный электропривод *АЭП*, управляющая система, включающая в себя системы управления *СУ*, контроля и обработки информации *СК* и *СОИ*, пульт оператора, на котором расположены система представления информации *СПИ* и органы управления, а также местные пульта управления электроприводом и вспомогательными механизмами и устройствами *МПУ*. Объектом управления является судно, которое необходимо поставить на якорь либо снять с якоря. В свою очередь якорно-швартовный механизм с цепью и якорем и другими вспомогательными механизмами и устройствами также является объектом управления автоматизированной системы комплекса.

Рассматриваемый комплекс должен обеспечивать автоматическое управление по заданным алгоритмам. В связи с этим в комплекс входит целый ряд механизмов и устройств (см. рис. IV.2): стопор постоянной стоянки на якоря и крепления якоря по-походному (*СПС* и *КП*); ленточный тормоз звездочки шпилья *ЛТШ*; устройство ограничения усилия прижатия якоря в клюзе *УОП*; устройство крепления коренного конца якорной цепи *УККК*; устройство обмыва цепи *УОЦ*; устройство ограничения частоты вращения звездочки при разобщении вала двигателя и вала редуктора *УОЧ*; устройство разобщения вала двигателя и вала редуктора *УР*, которое срабатывает при экстренной отдаче якоря; датчики состояния соответствующих устройств; датчик длины вытравленной цепи *Д*.

§ 31. Объекты управления

1. Предварительные замечания

Для расчета основных параметров АЭП якорно-швартовных и буксирных устройств необходимо определить усилия, возникающие в якорной цепи, в швартовном и буксирном тросах. Эти усилия могут быть найдены из уравнений движения судна при выполнении якорно-швартовных операций и при буксировке. С точки зрения использования якорно-швартовных и буксирных устройств можно выделить следующие основные режимы движения судна: постановка судна на якорь и снятие с якоря; швартовка и стоянка судна на швартовах; буксировка судна.

2. Уравнения движения судна при снятии с якоря

При стоянке судна на открытых или закрытых рейдах оно испытывает воздействие силы ветра $F_{\text{вет}}$, силы течения воды $F_{\text{вод}}$, а также волновое воздействие. Поэтому удержание судна на месте

Так как система судно — якорная цепь — якорный механизм имеет упругую связь в виде цепной линии, то, как правило, возникает колебательный процесс.

Режим снятия судна с якоря — определяющий для расчета электропривода якорного устройства. Поэтому рассмотрим подробно происходящие в данном режиме явления. Для удобства исследования будем считать судно материальной точкой с координатами, совпадающими с координатами клюза, а всю массу судна будем предполагать сосредоточенной в клюзе. Кроме того, выбираем систему отсчета xOy , в которой начало координат совпадает с положением клюза судна, ось Oy направлена вертикально вниз, ось Ox располагается в горизонтальной плоскости и направлена от клюза к якорю. Движениями, совершаемыми судном перпендикулярно выбранной плоскости xOy , пренебрегаем, т. е. рассматриваем плоскую задачу.

Дополнительно вводим следующие обозначения (см. рис. IV.3): ΔH — возвышение клюза над уровнем воды; x_2 — проекция l_2 на горизонтальную ось; x_3 — проекция l_3 на горизонтальную ось; $F_{\text{я}}$ — держащая сила якоря; F — сила натяжения цепи в произвольной точке; $F_{\text{к}}'$ — сила реакции со стороны привода; q — сила тяжести погонного метра цепи в воде; D — водоизмещение судна; $V_{\text{к}} = \frac{dx_1}{dt}$ — скорость судна; x_1 — путь, пройденный судном; $v_{\text{ц}}$ — скорость выбирания цепи; G — сила тяжести якоря в воде. Для определения величин G и q необходимо значения сил тяжести в воздухе $G_{\text{воз}}$ и $q_{\text{воз}}$ умножить на коэффициент 0,87.

Уравнение равновесия сил при движении судна может быть записано в следующем виде:

$$F_x = F_p + D \frac{d^2 x_1}{dt^2}. \quad (\text{IV.1})$$

При этом усилия, возникающие в якорной цепи, с одной стороны, определяются равнодействующей внешних сил, а с другой — внутренними силами, связанными с параметрами цепи. Эти силы находятся из уравнения цепной линии. Уравнение цепной линии является решением вариационной задачи для тяжелой нити. Используя его, можно получить следующее выражение для силы натяжения в произвольной точке цепи:

$$F = q \left[-y + \frac{1}{2} \left(l_2 \sqrt{1 + \frac{4a^2}{l_2^2 - H^2}} + H \right) \right]; \quad (\text{IV.2})$$

тогда натяжение цепи у клюза $F_{\text{к}}$ (при $y=0$, $x=0$) и у якоря $F_{\text{я}}$ (при $y=H$; $x=x_2$) будут равны

$$F_{\text{к}} = \frac{1}{2} q \left(l_2 \sqrt{1 + \frac{4a^2}{l_2^2 - H^2}} + H \right); \quad (\text{IV.3})$$

$$F_{\text{я}} = \frac{1}{2} q \left(l_2 \sqrt{1 + \frac{4a^2}{l_2^2 - H^2}} - H \right). \quad (\text{IV.4})$$

Здесь x и y — соответственно горизонтальная и вертикальная координаты точки цепной линии.

Из общей теории тяжелой нити известно, что горизонтальная составляющая натяжения цепи — величина постоянная для любой точки цепи и определяется по формуле

$$F_x = aq. \quad (IV.5)$$

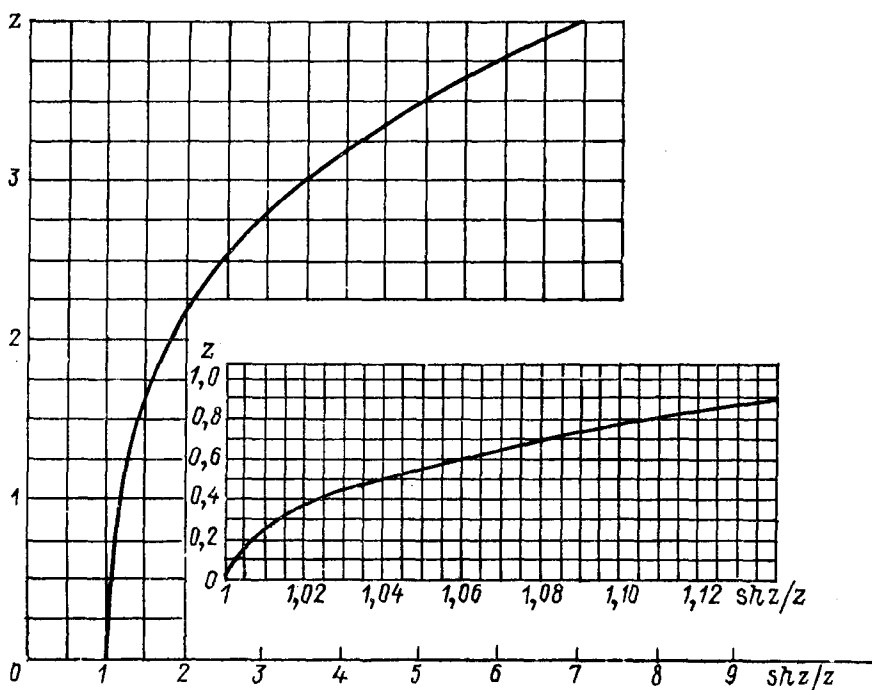


Рис. IV.4. График зависимости $z = f\left(\frac{\text{sh } z}{z}\right)$.

Параметр цепной линии a находится из выражения

$$a = \frac{x_2}{2z}, \quad (IV.6)$$

где z — корень трансцендентного уравнения

$$\frac{\text{sh } z}{z} = \frac{\sqrt{l_2^2 - H^2}}{x_2}. \quad (IV.7)$$

Для определения величины z можно воспользоваться графиком зависимости $z = f\left(\frac{\text{sh } z}{z}\right)$ (рис. IV.4).

Если натяжение цепи у грунта имеет горизонтальное направление, т. е. часть цепи лежит на грунте, то параметр цепи a равен

$$a = \frac{l_2^2 - H^2}{2H}, \quad (IV.8)$$

соответственно проекция провисающей части цепи l_2 будет

$$x_2 = a \ln \frac{l_2 + H}{l_2 - H} = \frac{l_2^2 - H^2}{2H} \ln \frac{l_2 + H}{l_2 - H}. \quad (\text{IV.9})$$

В этом случае горизонтальная составляющая натяжения цепи запишется в виде

$$F_x = qa = q \frac{l_2^2 - H^2}{2H}, \quad (\text{IV.10})$$

а сила натяжения цепи в произвольной точке

$$F = q \left[-y + \frac{l_2^2 - H^2}{2H} + H \right]. \quad (\text{IV.11})$$

В частности, натяжение цепи у клюза ($y=0$) выразится так:

$$F_k = q \frac{l_2^2 + H^2}{2H} \quad (\text{IV.12})$$

или

$$F_k = q \frac{l_2^2 - H^2}{2H} + qH = F_x + qH. \quad (\text{IV.13})$$

Уравнение движения судна в рассматриваемом случае может быть представлено в виде

$$D \frac{d^2 x_1}{dt^2} = F_x(l_2) - F_p. \quad (\text{IV.14})$$

Соответственно, используя выражение (IV.10), можно записать

$$D \frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{l_2^2 - H^2}{2H} q - (F_{\text{вет}} + F_{\text{вод}}). \quad (\text{IV.15})$$

Если обозначить длину цепи, выбранную приводом, через l_1 , то, очевидно, в любой момент времени t должны иметь место тождественные равенства:

$$l_1(t) + l_2(t) + l_3(t) = L; \quad (\text{IV.16})$$

$$x_1(t) + x_2(t) + x_3(t) = X, \quad (\text{IV.17})$$

где L — длина вытравленной цепи в момент времени $t=0$.

Таким образом, получены основные уравнения, позволяющие определить для любого значения времени t путь, пройденный судном с начала процесса съёмки с якоря. Для облегчения расчета процесс подъема якоря (рис. IV.3) условно можно разделить на следующие основные периоды: I — выбирание цепи, когда часть ее лежит на грунте; II — выбирание цепи, когда вся якорная цепь поднята с грунта; III — выбирание цепи в зоне максимальных усилий и отрыв якоря от грунта; IV — выбирание цепи и свободно висящего якоря после отрыва от грунта; V — втягивание якоря в клюз.

Рассмотрим усилия, возникающие в якорной цепи в каждом из этих периодов.

Период I. В этом периоде все усилия полностью определяются длиной провисающей части цепи l_2 , так как

$$F_x = q \frac{l_2^2 - H^2}{2H}.$$

Найдем соотношение, выражающее величину l_2 через значения параметров, характеризующих состояние системы судно — якорная цепь. Для этого преобразуем соотношения (IV.16) и (IV.17) следующим образом:

$$l_2 - x_2 = L - X - l_1 + x_1. \quad (\text{IV.18})$$

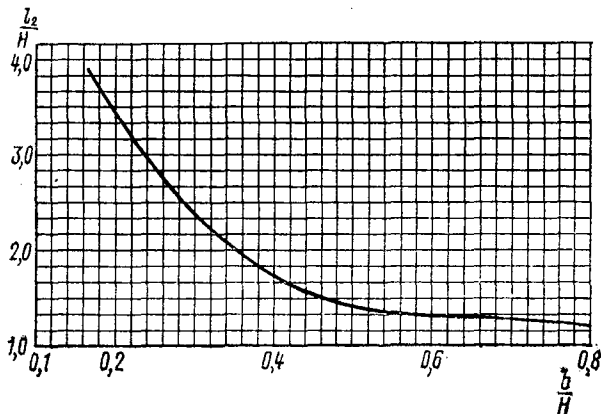


Рис. IV.5. График зависимости $\frac{l_2}{H} = f\left(\frac{b}{H}\right)$.

Подставляя в (IV.18) значение x_2 из выражения (IV.9), получим требуемое соотношение

$$l_2 - \frac{l_2^2 - H^2}{2H} \ln \frac{l_2 + H}{l_2 - H} = L - X - l_1 + x_1. \quad (\text{IV.19})$$

Обозначив правую часть равенства (IV.9) через b и разделив обе части на H , получим

$$\frac{l_2}{H} - \frac{\left(\frac{l_2}{H}\right)^2 - 1}{2} \ln \frac{\frac{l_2}{H} + 1}{\frac{l_2}{H} - 1} = \frac{b}{H}. \quad (\text{IV.20})$$

Уравнение (IV.20) аналитически решить сложно, поэтому удобнее пользоваться графиком зависимости $\frac{l_2}{H} = f\left(\frac{b}{H}\right)$ (рис. IV.5).

Уравнение (IV.20) является основным при решении задачи в периоде I процесса съёмки с якоря, так как оно позволяет по значениям величин, характеризующих состояние системы судно — якор-

ная цепь, определить длину провисающей части цепи l_2 , а следовательно, и усилия, в ней возникающие.

Расчет периода I можно упростить, если считать, что судно приобретает постоянную скорость, равную скорости выбирания цепи. Тогда в выражении (IV.1)

$$\frac{d^2x_1}{dt^2} = 0 \text{ и } F_x = F_p. \quad (IV.21)$$

Равнодействующая внешних сил F_p , стремящихся сдвинуть судно с места, определяется скоростью ветра и скоростью течения воды:

$$F_p = F_{\text{вод}} + F_{\text{вет}}. \quad (IV.22)$$

Сила сопротивления воды зависит главным образом от силы трения подводной части судна о воду и может быть определена (в ньютонах) по формуле

$$F_{\text{вод}} = f S_{\text{вод}} (V_{\text{теч}} + V_{\text{к}})^{1,83}, \quad (IV.23)$$

где f — коэффициент, учитывающий трение о воду (обычно принимается равным 1,4—1,7); $S_{\text{вод}}$ — поверхность подводной части корпуса судна, м²; $V_{\text{теч}}$ — скорость течения воды, м/с; $V_{\text{к}}$ — скорость судна, м/с.

Сила сопротивления ветра (в ньютонах) определяется по выражению

$$F_{\text{вет}} = 1,186 V_{\text{вет}}^2 (S_{\text{п}} + 0,31 S_{\text{к}}), \quad (IV.24)$$

где $S_{\text{п}}$ — площадь проекции надстроек на плоскость миделя, м²; $V_{\text{вет}}$ — скорость ветра, м/с; $S_{\text{к}}$ — площадь проекции подводной части корпуса на плоскость миделя, м².

При равномерном движении судна длина провисающей части цепи остается неизменной и может быть определена с учетом выражений (IV.10) и (IV.21) следующим образом:

$$l_{21} = \sqrt{\frac{2F_x H}{q} + H^2} = \sqrt{\frac{2F_p H}{q} + H^2}. \quad (IV.25)$$

Период II . Этот период начинается с момента, когда последнее звено цепи поднимается с грунта (см. рис. IV.3). Теперь уже для определения усилий, возникающих в цепи, необходимо знать не только длину провисающей ее части (в заданном случае она равна длине вытравленной цепи), но и параметр цепи a .

Горизонтальная составляющая натяжения цепи F_x может быть найдена по формуле (IV.5), где $a = \frac{x_2}{2z}$.

Значение z определяется из уравнения (IV.7), решение которого в виде графической зависимости $z = f\left(\frac{sh z}{z}\right)$ приведено на рис. IV.4. Тогда полное натяжение цепи у клюза вычисляется по формуле (IV.3).

Расчет периода II ведется до момента, когда цепная линия приблизится к прямой. В этом случае усилие натяжения цепи на клюзе достигает максимального значения.

В приближенном расчете длина цепи в конце периода II может быть определена, согласно рис. IV.6, на котором показаны составляющие силы натяжения, следующим образом:

$$l_{2II} \approx \frac{H}{\sin \varphi_{отр}}; \quad (IV.26)$$

$$\varphi_{отр} = \arccos \frac{F_p}{F_{отр}}, \quad (IV.27)$$

где $F_{отр}$ — усилие, необходимое для отрыва якоря от грунта.

Усилие у клюза F_K в конце периода II принимается равным усилию $F_{отр}$ и определяется по эмпирической формуле

$$F_K = F_{отр} = qH + k_{я}G, \quad (IV.28)$$

где $k_{я} = 3 \div 4$ — коэффициент держащей силы якоря.

Период III. В этом периоде при определении длины вытравленной цепи исходят из пути, пройденного судном с начала движения:

$$l_{2III} = \sqrt{H^2 + x_2^2}, \quad (IV.29)$$

где

$$x_2 = X - x_1. \quad (IV.30)$$

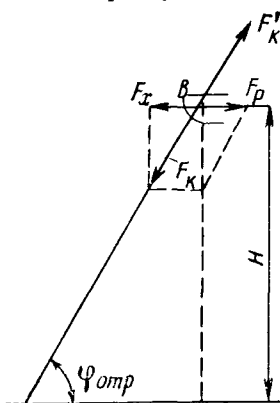


Рис. IV.6. Составляющие силы натяжения.

Изменение длины вытравленной цепи Δl_2 за время Δt позволяет определить среднюю частоту вращения двигателя и по ней с помощью механической характеристики двигателя — момент на валу. По этому моменту определяется значение усилия натяжения цепи у клюза F_K .

В приближенном расчете усилие натяжения цепи у клюза принимается неизменным на протяжении всего третьего периода и равным усилию при отрыве якоря от грунта, т. е. $F_K \equiv F_{отр}$.

Период IV. Усилие натяжения цепи на клюзе определяется по формуле

$$F_K = G + ql_2, \quad (IV.31)$$

где l_2 — длина вытравленной цепи, изменяющаяся от H до нуля.

Период V. Для безопасного втягивания якоря в клюз эксплуатационно допустимая скорость втягивания не должна превышать 0,05—0,07 м/с.

3. Уравнения движения судна при швартовке

С точки зрения работы швартовных устройств можно рассмотреть этап швартовки и этап удержания судна на швартовах. При швартовке судно подтягивают к причалу одним или двумя тросами. Описание движения судна под действием тросов является сложной математической задачей. Поэтому рассмотрим частный,

но наиболее трудный с точки зрения режима работы привода случай швартовки судна, когда оно находится на некотором расстоянии от причала и подтягивается двумя тросами. Тяговое усилие на барабане шпиля равно

$$F_6 = \frac{F}{\eta_{ш.к} \cos \varphi}, \quad (IV.32)$$

где F — усилие, необходимое для подтягивания судна, Н; $\eta_{ш.к}$ — к.п.д. швартовного ключа; φ — угол, составленный направлением троса и направлением движения судна.

До настоящего времени нет достаточно обоснованных формул для определения величины тягового усилия швартовных шпилей. Поэтому при вычислении тягового усилия на барабане шпиля обычно задаются таким значением F , которое обеспечило бы прочность троса при швартовке. В ряде случаев расчеты ведутся на усилие, равное 0,1—0,2 разрывного. Режим швартовки вызывает необходимость автоматического ограничения момента двигателя и плавного изменения частоты его вращения в зависимости от момента, так как сначала требуется большое усилие для преодоления инерции судна, а затем, когда судно начинает двигаться, усилие уменьшается.

Во время стоянки на швартовах под влиянием различных внешних факторов изменяется натяжение троса. Для стабилизации сил натяжения приходится то травить, то выбирать трос. При расчете электропривода автоматического швартовного устройства необходимо определять скорость изменения длины троса для поддержания постоянства его натяжения.

Основными факторами, вызывающими изменение условий стоянки на швартовах, являются: изменение осадки судна при погрузочно-разгрузочных работах; изменение уровня воды относительно забортных средств крепления судна, происходящее при доковании, шлюзовании и в результате действия приливов и отливов; действие ветра; действие волн. Первые два фактора оказывают примерно одинаковое влияние, приводя к монотонному, сравнительно медленному изменению длины троса при постоянном его натяжении.

Наиболее тяжелый режим работы швартовной лебедки — качка судна на волнении. При этих условиях для стабилизации натяжения троса длина его должна меняться в зависимости от частоты волнения по гармоническому закону

$$l_T = l_0 + l_{кач} \cos \sigma t, \quad (IV.33)$$

где l_T — длина троса в момент t ; l_0 — средняя длина троса; $l_{кач}$ — амплитуда изменения длины троса в результате качки; σ — частота волнового воздействия. Тогда скорость изменения длины троса может быть определена по формуле

$$\dot{l}_T = -l_{кач} \sigma \sin \sigma t, \quad (IV.34)$$

а максимальная скорость равна

$$\dot{l}_{Tmax} = l_{кач} \sigma. \quad (IV.35)$$

Амплитуда изменений длины троса $l_{\text{кач}}$ определяется амплитудами составляющих качки судна, а также направлением натяжения троса и может быть грубо оценена неравенством

$$l_{\text{кач}} < \varepsilon_0 + \psi_0 r_1 + \theta_0 r_2, \quad (\text{IV.36})$$

где ε_0 — амплитуда вертикальной качки судна; ψ_0 — амплитуда килевой качки судна; θ_0 — амплитуда бортовой качки судна; r_1, r_2 — расстояние соответственно до поперечной и продольной осей судна, вокруг которых совершается качка.

Значения величин $\varepsilon_0, \psi_0, \theta_0$ находятся из уравнений, описывающих вынужденные колебания судна на волнении. При расчете швартовых устройств следует учитывать только волновые воздействия типа зыби. Силы, возникающие при действии ветра, могут быть учтены выражением (IV.24). При этом в нем следует заменить сумму $S_{\text{п}} + 0,31S_{\text{к}}$ на площадь максимальной парусящей поверхности судна.

4. Уравнения движения судна при буксировке

Система буксир — трос — воз (Б—Т—В) представляет собой совокупность двух тел, соединенных гибкой кинематической связью, поэтому поведение ее в любой момент времени определяется уравнениями динамического равновесия буксира — воза и уравнением связи. Так как в качестве гибкой кинематической связи в системе Б—Т—В используется стальной трос, то даже если он предельно натянут, усилия в нем не могут быть определены по формулам для абсолютно твердых стержней. Связь этих усилий с внешними силами или с перемещением точек закрепления на буксире и возе носит весьма сложный характер, зависящий от первоначального натяжения троса.

Под действием внешних возмущений, приложенных к системе Б—Т—В, точки закрепления троса на буксире и возе движутся по некоторым сложным пространственным траекториям. Однако непосредственное влияние на условие работы троса как гибкой кинематической связи оказывает только взаимное расхождение точек его закрепления на буксире и возе. При морской буксировке можно ограничиться рассмотрением горизонтальных составляющих расхождения буксира и воза. Наибольший интерес в этом случае представляет влияние волн на движение судна.

Длину буксирного троса и скорость ее изменения можно найти по формулам (IV.33) — (IV.35), если заменить в них частоту волнового воздействия σ на кажущуюся частоту σ_0 , выражающуюся по формуле

$$\sigma_0 = \frac{\sigma}{V_{\text{в}}} (V_{\text{в}} - V \cos \varphi), \quad (\text{IV.37})$$

где $V_{\text{в}}$ — скорость бега волн; V — скорость судна; φ — угол между направлением бега волн и вектором скорости судна. Кроме того, при оценке величины $l_{\text{кач}}$ пренебрегают влиянием бортовой качки. Тогда выражение (IV.36) принимает следующий вид:

$$l_{\text{кач}} < \varepsilon_0 + \psi_0 r_1. \quad (\text{IV.38})$$

§ 32. Основные элементы автоматизированного электропривода якорно-швартовых и буксирных устройств

1. Предварительные замечания

Основные элементы АЭП показаны на структурной схеме (рис. IV.7). Если рассматривать движение судна как движение твердого тела, то якорь с цепью, швартов или буксирный трос можно считать дополнительными связями, наложенными на тело и ограничивающими его движение. Поэтому по аналогии с теоретической механикой введем термин «связь», понимая под ним в зависимости от режима работы судна либо якорь с цепью, либо швартов, либо буксирный трос. Связь *С* через передаточный механизм *ПМ* соединяется с исполнительным двигателем *Д*, управляя работой которого можно изменять параметры связи, например натяжение буксирного троса или длину вытравленной якорной цепи.

Таким образом, задача АЭП — автоматически поддерживать на определенном уровне некоторые параметры связи, задаваемые программой. Для этого вводится специальный контур обратной связи, который, осуществляя сравнение программных значений параметра связи и текущих, обеспечивает необходимое управление исполнительным двигателем. Контур обратной связи обычно состоит из датчика регулируемого параметра *ДП*, производящего измерение его текущего значения; сравнивающего устройства *СУ*, осуществляющего сравнение текущего значения параметра с заданным воздействием *ЗВ*, и регулятора *Р*, обеспечивающего необходимое управление двигателем в зависимости от сигнала сравнивающего устройства. Иногда несколько элементов цепи обратной связи могут объединяться в один. В некоторых случаях возможно построение АЭП, не имеющего специального контура обратной связи; тогда в системе существует внутренняя обратная связь, использующая специфику электромеханических характеристик исполнительного двигателя. Рассмотрим, что представляет собой каждый элемент общей структурной схемы АЭП для конкретных устройств.

2. Якорно-швартовное устройство

При помощи якорного устройства осуществляется закрепление судна при стоянке на рейде и в открытом море. Якорное устройство должно быть на каждом судне. Оно состоит из станových

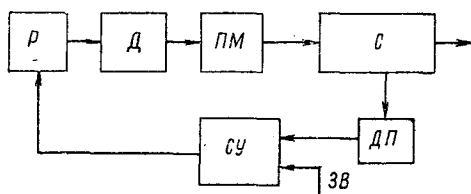


Рис. IV.7. Структурная схема автоматизированного электропривода якорно-швартовых и буксирных устройств.

якорей, якорных цепей, стопоров для крепления станových якорей по-походному, устройства для крепления и отдачи коренных концов якорных цепей, механизмов для отдачи и подъема станových якорей, а также для удержания на них судна. В якорном устройстве (рис. IV.8) якорная цепь присоединяется одним концом к скобе якоря 1, а другим — через жвака-галс 7 к корпусу судна в цепном ящике. Якорная цепь проходит от якоря через клюз 2 в носу судна к стопору 3, который удерживает якорь и цепь. Далее цепь проходит на палгед (звездочку) 5, откуда через палубный клюз 4 попадает в цепной ящик 6.

Характеристика снабжения. Основным параметром, определяющим выбор элементов якорно-швартовного устройства, является

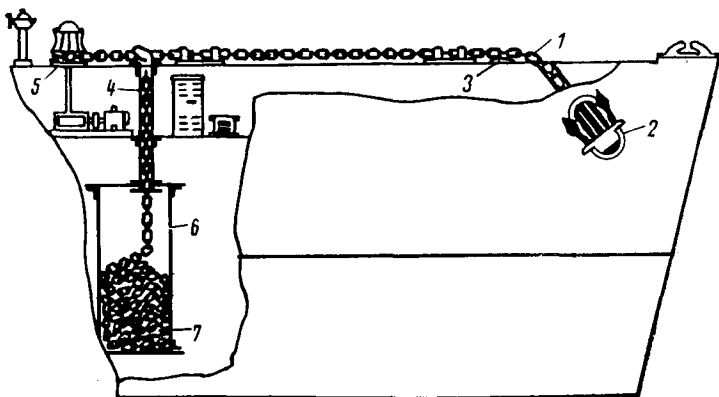


Рис. IV.8. Схема якорного устройства.

характеристика снабжения $N_{\text{сн}}$, вычисляемая следующим образом: $N_{\text{сн}} = \Delta^{2/3} + 2Bh + 0,1A$, где Δ — водоизмещение судна при осадке по летнюю грузовую ватерлинию; B — ширина судна; h — условная высота от летней грузовой ватерлинии до верхней кромки настила палубы у борта высокой рубки, имеющей ширину более чем $0,25B$; A — площадь парусности в пределах длины судна L , считая от летней грузовой ватерлинии.

Якорь. Якорь должен обеспечивать надежное сцепление с грунтом. В настоящее время наибольшее распространение получили два типа якорей: адмиралтейский (становой) и с поворотными лапами. Адмиралтейский якорь обладает большим держащим усилием, чем якорь с поворотными лапами. Однако с точки зрения габарита, удобства расположения и уборки предпочитают якоря с поворотными лапами. Держащее усилие адмиралтейского якоря в 15 раз превышает его силу тяжести, а якоря с поворотными лапами — в три-четыре раза.

Масса G каждого станového якоря должна быть не менее значения $G = kN_{\text{сн}}$, где $N_{\text{сн}}$ — характеристика снабжения; k — коэффициент, равный 3,0 для судов неограниченного района плавания. Для судов с различными ограничениями районов плавания значе-

ние коэффициента k меняется от 2,0 до 2,75. Практически масса применяемых якорей колеблется от 50 до 7000 кг.

Якорная цепь. Якорные цепи, осуществляющие прочную связь судна с лежащим на грунте якорем, должны отвечать следующим требованиям. Длина цепи должна быть достаточной для обеспечения горизонтальной передачи усилия к скобе якоря. Известно, что наибольшая держащая сила якоря соответствует горизонтальному приложению усилия. При недостаточной длине цепи держащая способность большинства якорей резко падает. Свойства якорной цепи должны обеспечивать возможно более полную амортизацию рывков и колебаний, способных нарушить сцепление якоря с грунтом или привести к разрыву якорной цепи. Цепь состоит из отдельных смычек длиной по 25—30 м, которые соединяются скобами, позволяющими сравнительно легко разъединять их. Общая длина цепи на каждом судне транспортного флота определяется Правилами Регистра СССР [20] и лежит в пределах 150—300 м. Суммарная длина l цепей и калибр цепи d для станковых якорей должны быть не менее значений, получаемых по формулам $l = 87 r \sqrt[4]{N_{сн}}$ м и $d = st \sqrt{N_{сн}}$ мм, где s и r — коэффициенты, равные 1,0 для судов с неограниченным районом плавания, и $s = 0,82 \div 0,94$; $d = 0,64 \div 0,88$ для других судов; t — коэффициент, равный 1,75 для обычных цепей и 1,55 для цепей повышенной прочности.

Якорное оборудование. Для каждой якорной цепи предусматривается стопор, обеспечивающий удержание якоря в клюзе попоходному или предназначенный для стоянки судна на якорю. Устройство для крепления и отдачи коренного конца якорной цепи обеспечивает надежную работу якорного устройства при усилии в цепи, равном 0,6 ее разрывной нагрузки.

3. Якорные механизмы

Для отдачи и подъема якорей, а также для удержания судна при отданных якорях на палубе судна должны быть установлены якорные механизмы. Передаточными механизмами для отдачи и подъема якоря, а также для швартовки служат якорно-швартовные механизмы, выполняемые с червячной, зубчатой или с комбинированной передачей. В зависимости от расположения оси баллера якорно-швартовные механизмы называются якорно-швартовными шпильями или брашпильями. У шпильей ось баллера расположена вертикально, а механическая передача размещена под палубой или на палубе; у брашпильей ось баллера расположена горизонтально, а механическая передача размещена на палубе.

Якорно-швартовный шпиль. Якорно-швартовный шпиль (рис. IV.9) состоит из червячной передачи 1, вала 2, звездочки 3, диска трения 4, швартовного барабана 5 и механического тормоза с электромагнитом 6. Якорная цепь закладывается в звездочку, которая имеет гнезда, для того чтобы звенья якорной цепи плотно

лежали в них и при вращении шпиля цепь могла выбираться. Швартовный барабан предназначен для выбирания троса. Звездочка вместе со швартовным барабаном соединена с валом при помощи дисков трения, отрегулированных так, чтобы предохранить привод от чрезмерных перегрузок по моменту. При помощи пружин и винтов можно изменить степень сжатия дисков и таким образом отрегулировать момент трения. Для обеспечения постоянства фиксированного момента трения диски смазывают. Когда диски разжаты, швартовный барабан и звездочка вращаются отдельно от вала. Если нужно выбрать якорную цепь, диски сжимают. Если надо отдать якорь, диски разжимают и якорная цепь под влиянием веса якоря свободно тратится, за-

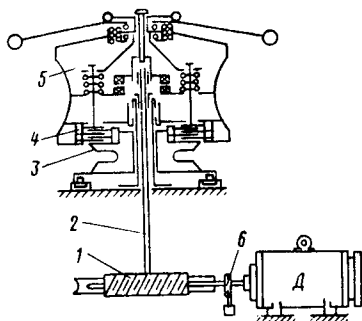


Рис. IV.9. Кинематическая схема якорно-швартовного шпиля.

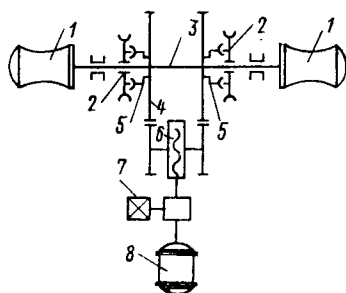


Рис. IV.10. Кинематическая схема брашпиля.

ставляя звездочку и барабан вращаться вхолостую. В ряде случаев муфта сцепления может быть расположена на валу двигателя, а передача выполнена в виде зубчатого редуктора.

Отечественная промышленность выпускает якорно-швартовные шпили с двигателями постоянного тока типа ДПМ мощностью 4,2, 6,5, 14,5, 22 и 44 кВт; калибр якорной цепи у этих шпилей составляет соответственно 13, 17, 22, 28, 57 мм. При этом обеспечивается глубина стоянки от 25 до 80 м. Масса шпиля составляет от 90 до 20 770 кг; стоимость — от 2350 до 37 000 руб.

Якорно-швартовные шпили с приводными двигателями переменного тока типа МАП мощностью от 2,2 до 55 кВт выполняются с калибром цепи от 17 до 57 мм; обеспечивают глубину стоянки до 100 м; масса шпиля равна 719—19 590 кг, стоимость составляет 2350—36 000 руб.

Брашпиль. Кинематическая схема брашпиля, изображенная на рис. IV.10, состоит из швартовного барабана 1 с тугой посадкой на валу 3, звездочки 2, свободно посаженной на том же валу, муфты сцепления 5, зубчатого колеса 4 с тугой посадкой на валу 3, червячной передачи 6, механического тормоза с электромагнитом 7 и электродвигателя 8. По горизонтальному валу на шпонках передвигаются две муфты сцепления 5, которые своими кулачками соединяются со звездочками, приводя их в действие. При помощи

брашпиля можно одновременно выбирать один или два якоря, соединяя или разъединяя кулачковые муфты. Основные параметры якорно-швартового механизма определяются в соответствии с типом передачи. Обычно передаточное число лежит в пределах от 100 до 200, а к. п. д.— от 0,7 до 0,8.

В брашпилях, так же как и в якорно-швартовых шпилях, в качестве исполнительных двигателей могут быть использованы двигатели постоянного или переменного тока. Отечественная промышленность выпускает брашпили с приводными двигателями постоянного тока типа ДПМ мощностью до 44 кВт; калибр цепи составляет от 15 до 57 мм, при этом обеспечивается глубина стоянки до 100 м; масса брашпиля составляет от 3300 до 21 060 кг, стоимость — от 3300 до 37 000 руб. Брашпили с приводными двигателями переменного тока типа МАП мощностью до 36 кВт обеспечивают глубину стоянки до 80 м; калибр цепи — от 15 до 46 мм, масса брашпиля — от 2060 до 6350 кг, стоимость — до 16 000 руб.

4. Швартовые устройства

Общие характеристики. Каждое судно должно иметь швартовное устройство, обеспечивающее подтягивание судна к береговым или плавучим причальным сооружениям и надежное крепление его к ним. Основные элементы швартового устройства — швартовы, кнехты, киповые планки, клюзы, кранцы, вьюшки, механизмы — остаются неизменными независимо от типа, назначения и размеров судна. В этих устройствах «связью» является трос. Один конец троса наматывается на барабан лебедки, а другой крепится на кнехт, установленный на сооружении, к которому швартуется судно. В отношении гибкости и срока службы наилучшим является трос из стальной оцинкованной проволоки со стержнем из волокна. Применяется также капроновый трос. Разрывное усилие швартовых тросов должно быть не менее $F = a_2 \sqrt{N_{сн}} - b_2$ Н, где a_2 и b_2 — величины, зависящие от характеристики снабжения судна $N_{сн}$. Если $N_{сн} < 1000$, то $a_2 = 500$; $b_2 = 0$; если $1000 < N_{сн} < 5000$, то $a_2 = 630$, $b_2 = 375$; если $5000 \leq N_{сн}$, то $a_2 = 825$, $b_2 = 2300$. Швартовые тросы с разрывным усилием более 490 000 Н не рекомендуются.

Для выбора швартовов могут быть использованы как специально установленные для этой цели швартовые механизмы (швартовые шпили, швартовые лебедки и т. д.), так и другие палубные механизмы (брашпиль, грузовые лебедки и т. д.), имеющие швартовые барабаны. Передаточный механизм представляет собой обычный редуктор. Барабан во избежание сильных рывков прикреплен к валу эластично, с помощью пружинной системы. В качестве исполнительных двигателей применяются многоскоростные АД и двигатели постоянного тока.

Автоматические швартовые лебедки. Основным регулируемым параметром швартовой лебедки является натяжение швартова; кроме того, необходимо контролировать длину вытравленного

троса. Электрические автоматические швартовные лебедки по методу осуществления контроля за натяжением троса делятся на два типа: лебедки, у которых контроль за натяжением троса осуществляет специальное взвешивающее устройство, и лебедки, у которых контроль тягового усилия возлагается на исполнительный двигатель. В качестве взвешивающего устройства лебедок первого типа обычно используется пружинная система, обеспечивающая связь барабана с валом. Взвешивающее устройство вызывает вращение дифференциала на угол, пропорциональный натяжению троса. Это вращение передается на сравнивающее устройство, на котором заранее устанавливается требуемое тяговое усилие. При возникновении разности между необходимым и действительным натяжениями троса осуществляется включение исполнительного двигателя с помощью контроллера. Направление вращения двигателя определяется знаком разности. В лебедках второго типа датчиком натяжения троса и сравнивающим устройством является исполнительный двигатель.

В настоящее время крупные морские суда все более оснащаются автоматическими швартовными лебедками. Их экономически выгодно применять на крупнотоннажных танкерах, швартуемых на открытых рейдах; на сухогрузных судах, находящихся малое время под погрузкой и выгрузкой; на судах, швартуемых в плохо защищенных портах (отжимной ветер), а также в местах с сильными приливно-отливными течениями; при шлюзовании и доковании судов. Можно отметить следующие преимущества автоматических швартовных лебедок по сравнению с обычным швартовным оборудованием на судах: требуется меньшее количество обслуживающего персонала на борту судна и менее частое обновление тросов; быстрее производится швартовка и отдача концов; грузовые помещения не занимают для хранения тросов; почти исключена опасность срыва судна с якорей из-за того, что порвутся швартовы; обеспечивается возможность погрузки в открытом море и т. п. Отечественная промышленность выпускает автоматические швартовные лебедки с тяговым усилием в 49 000 и 78 500 Н, с трехскоростным АД типа МАП мощностью 22 и 28 кВт соответственно.

5. Буксирные устройства

Комплекс средств, позволяющих судну буксировать другой плавучий объект или самому быть взятым на буксир, составляет буксирное устройство. Наиболее важными элементами буксирного устройства являются: буксирный трос, устройство для закрепления буксирных тросов, буксирные арки и буксирные лебедки.

Буксирный трос должен обеспечивать прочную и эластичную связь между судами. Размеры буксирных тросов задаются согласно Правилам Регистра СССР в зависимости от характеристики снабжения судна. Так, длина буксирного троса должна быть не менее $l = 160 + 0,035 N_{\text{сн}}$. Разрывное усилие буксирного троса

должно быть не менее 98 100 Н, но не более 1470 Н. В любом случае длина буксирного троса должна быть не менее 180 м и не более 300 м.

Устройство для закрепления буксирных тросов должно удовлетворять следующим требованиям: обеспечивать быструю отдачу буксирного троса; максимально поглощать энергию рывков и ударов, возникающих при буксировке; изменять направление буксирного каната в широких пределах.

Буксирные арки предназначены для защиты людей, а также предметов на палубе от травм и повреждений буксирным тросом.

Буксирными лебедками обычно оснащают морские буксиры, которые часто используются для перегонов различных плавучих объектов или судов, потерпевших аварию. Рывки, возникающие при движении буксира и воза на волнении, не приведут к опасным последствиям только в том случае, если буксирный трос будет иметь достаточную длину. Однако при значительном увеличении длины троса резко ухудшается маневренность системы буксир — воз. Поэтому необходимым является регулирование длины буксирного троса, быстро и эффективно осуществляемое с помощью буксирных лебедок. Чрезвычайно важна установка на морских буксирах автоматических буксирных лебедок, принцип работы которых аналогичен принципу работы автоматических швартовых лебедок.

6. Автоматические буксирные лебедки

Буксиры с автоматической буксирной лебедкой (АБЛ) должны иметь: откидной буксирный гак с дистанционным управлением; буксирные кнехты или битенги для буксировки на длинном тросе и для заводки тросового стопора; буксирные арки или другие подобные конструкции для защиты от буксирного троса. Конструктивно АБЛ представляет собой полностью закрытый механизм блочного типа, узлы и детали которого смонтированы на общей сварной фундаментной раме. Длина троса АБЛ должна быть не менее 700 м при мощности главных двигателей буксира 2200 кВт и не менее 500 м при мощности главных двигателей буксира 1472 кВт. На буксирах, имеющих мощность главных двигателей от 1472 до 2200 кВт, длина троса АБЛ определяется линейной интерполяцией. Главной особенностью АБЛ является способность поддерживать натяжение буксирного троса перед барабаном лебедки в определенных, заранее установленных пределах. При увеличении нагрузки сверх установленного предела лебедка автоматически включается на режим травления. Трос травится до тех пор, пока нагрузка выходит за пределы, установленные для данной лебедки. Если натяжение троса окажется меньше номинального, то лебедка начнет выбирание троса на барабан, пока натяжение троса не достигнет номинального значения.

К работе АБЛ предъявляются следующие основные требования: должно обеспечиваться стравливание ненагруженного троса

с помощью основного привода и свободное травление троса при отключенном от привода барабане лебедки; натянутый трос должен удерживаться на барабане при отключенном приводе; должна обеспечиваться надежная работа при номинальном тяговом усилии с отклонением буксирного троса по горизонтали на угол $\pm 15^\circ$, а по вертикали — вверх от горизонтали на 10° ; должна обеспечиваться возможность работы как в автоматическом режиме, так и при ручном управлении. Длина стравливаемого троса (при увеличении нагрузки) ограничивается 10—50 м, которые задаются при включении лебедки на автоматический режим. Это вызвано необходимостью предотвращения самопроизвольного стравливания троса при внезапном увеличении нагрузки на него.

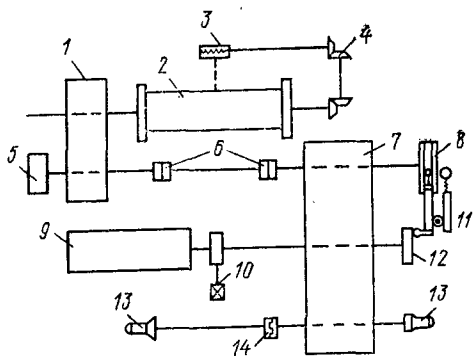


Рис. IV.11. Кинематическая схема автоматической буксирной лебедки.

Автоматические буксирные лебедки, изготавливаемые отечественной промышленностью, могут иметь от одного до трех барабанов с постоянным закреплением буксирных тросов. У трехбарабанных лебедок один барабан является главным, а два других — вспомогательными. Кроме указанных барабанов, лебедки могут иметь швартовные барабаны (турачки). Для осуществления морских буксировок современных

плавающих сооружений используются буксирные автоматические лебедки с номинальным тяговым усилием на барабане от 59 до 590 кН, диаметр буксирного троса при этом соответственно равен 28,5—65 мм, а средняя скорость выбирания буксирного троса меняется от 0,2 до 0,1 м/с. Длина троса может доходить до 700—1100 м.

На рис. IV.11 приведена кинематическая схема автоматической буксирной лебедки на тяговое усилие 245 кН, которая включает в себя: электродвигатель 9, тормоз электромагнитный 10, редуктор 7, зубчатую муфту 6, грузовой редуктор 1, главный барабан 2, коническую передачу 4, канатоукладчик 3, ленточный тормоз 5, кулачковую муфту 14, турачки 13, пружинный датчик 11, ленточный тормоз пружинного датчика 8, центробежный колодочный тормоз 12. Крутящий момент от двигателя 9 к главному барабану 2 и турачкам 13 передается через зубчатую муфту 6 с помощью редукторов 7 и 1. Отключение главного барабана от общего привода лебедки осуществляется растормаживанием ленточного тормоза 8 через пружинный датчик 11, а включение главного барабана — затяжкой тормоза. Затянутая тормозная лента на ободу коренного колеса тормоза 8 образует систему, работающую как пружинные весы, реагирующие на изменение тягового усилия

в буксирном тросе. Центробежный колодочный тормоз 12 служит для ограничения частоты вращения двигателя сверх допустимой. Если усилие в тросе менее принятого, то воз буксируется при автоматическом управлении с отключенным двигателем и затянутым электромагнитным тормозе. Для поддержания во время буксировки определенной длины вытравленного буксирного троса на лебедке установлены два командоаппарата. Эти аппараты обеспечивают, кроме того, снижение скорости травления и подачу светового и звукового сигналов после стравливания 20 м троса, а также отключение электродвигателя лебедки при стравливании 50 м троса.

§ 33. Системы управления электроприводом якорно-швартовых механизмов

1. Предварительные замечания

Управление электроприводом якорного механизма должно обеспечивать необходимое изменение режимов работы электродвигателя в процессе постановки судна на якорь и снятия его с якоря. Основная задача систем управления — ограничение момента двигателя при возрастании нагрузки, а также регулирование частоты вращения двигателя в необходимых пределах. В системе должна быть предусмотрена защита от перегрузок. Кроме того, в ее состав должны входить дистанционно управляемые тормоза, устанавливаемые на валу привода и затормаживающие механизм при отключении, остановке или при выходе из строя двигателя.

Системы управления электроприводами якорно-швартовых механизмов и буксирных лебедок различаются по уровню автоматизации. В настоящее время для управления электроприводами якорно-швартовых механизмов наиболее широко применяются системы первого и второго уровней автоматизации. Начинают также внедряться системы третьего уровня автоматизации (см. § 30 гл. IV). На судах, построенных в последнее время, и на вновь строящихся наибольшее применение в качестве исполнительных двигателей якорных электроприводов находят многоскоростные АД типа МАП. Практика эксплуатации многоскоростных АД в якорных электроприводах показала целесообразность использования двигателей с независимыми обмотками статора, в которых для получения определенной частоты вращения предусмотрена самостоятельная обмотка. Системы управления якорными электроприводами с многоскоростными АД отличаются простотой и надежностью. Эти системы относятся к контроллерным или релеjno-контакторным системам управления электроприводами переменного тока.

В электромашинных системах управления приводами якорно-швартовых устройств в качестве исполнительных двигателей используются двигатели постоянного тока типа ДПМ водозащищенного исполнения. Начинают получать распространение также

системы с бесконтактной коммуникацией, с использованием тиристорных систем, системы тиристорный преобразователь регулируемого тока — двигатель постоянного тока и тиристорный преобразователь частоты — АД.

2. Контроллерные схемы управления

Контроллерные схемы можно рассматривать как системы первого уровня автоматизации. Они обладают рядом достоинств: простотой, надежностью, относительно малыми массой и габаритами, однако они не обеспечивают автоматического ограничения момента при возрастании нагрузки во время отрыва якоря от грунта, что может привести к повреждению привода. Ограничение движущего момента введением максимальной защиты не решает задачи, так как в этом случае двигатель отключается от сети и останавливается, не создавая момента, требующегося для отрыва якоря от грунта. Получение движущего момента при заторможенном двигателе возможно путем перехода на одну из реостатных характеристик. Однако практически очень сложно определить момент отрыва якоря от грунта и своевременно перейти на реостатную характеристику. Кроме того, схема не обеспечивает защиты от чрезмерных пусковых и тормозных токов. Следует отметить, что с увеличением мощности привода габариты и масса контроллера возрастают, а надежность работы уменьшается. Электропривод с контроллерной схемой управления на постоянном токе очень громоздок и поэтому не находит широкого применения. Электропривод на переменном токе обладает малыми массой и габаритами и может конкурировать с электроприводом, выполненным по релейно-контакторной схеме, так как обеспечивает практически те же характеристики.

3. Релейно-контакторные схемы управления

Релейно-контакторные схемы также являются примером систем первого уровня автоматизации. В СССР релейно-контакторные системы на постоянном токе, отвечающие всем требованиям, предъявляемым к якорно-швартовному устройству, были разработаны и осуществлены в 1932 г. В послевоенный период они были усовершенствованы и получили широкое распространение на судах отечественного флота в качестве основной системы управления якорно-швартовным устройством.

Для автоматического ограничения моментов при перегрузке с последующим выходом на естественную характеристику после прекращения перегрузки в релейно-контакторных системах используется грузовое реле с выдержкой времени. Эти системы обеспечивают плавный пуск и торможение, ограничение пусковых токов и малую скорость подъема. Наличие обмотки независимого возбуждения позволяет производить отдачу якоря на большую глубину с относительно постоянной скоростью.

В существующих системах управления на постоянном токе с двигателями типа ДПМ мощностью 29 и 43 кВт используется магнитный контроллер типа БП93А массой 230 кг. В системах на переменном токе с двигателями типа МАП мощностью 22 и 30 кВт

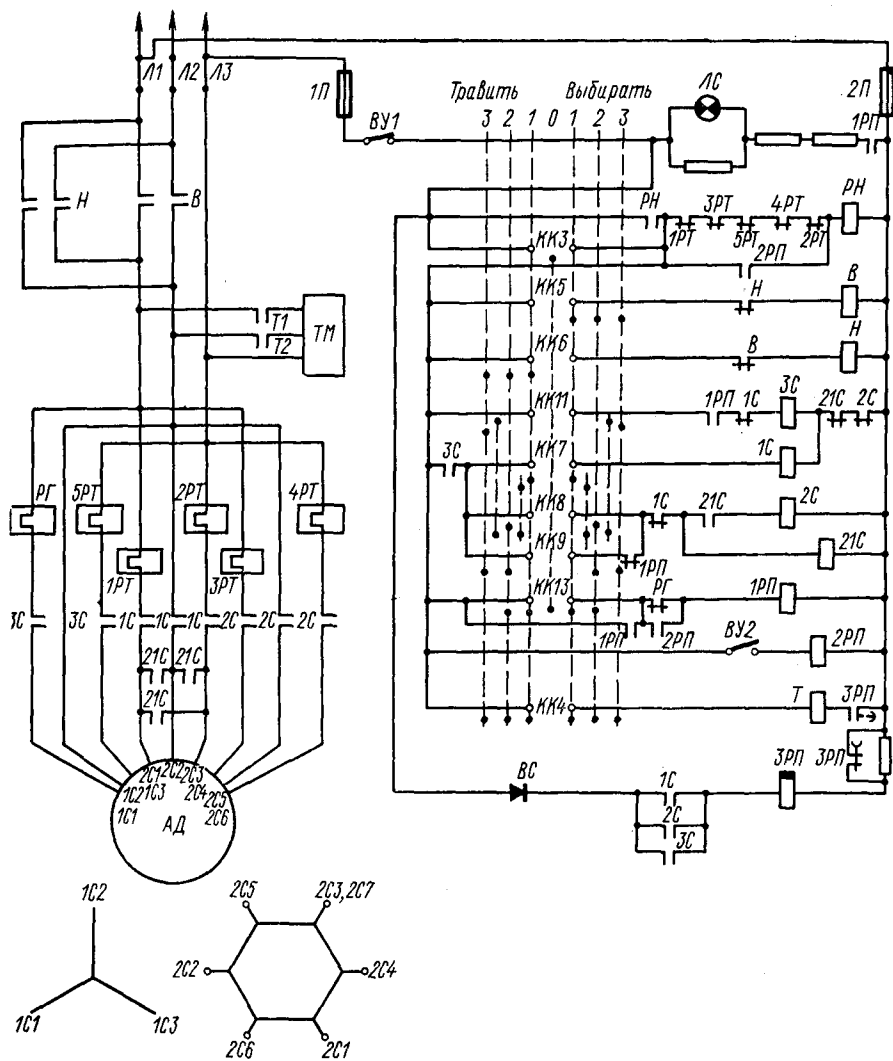


Рис. IV.12. Система управления трехскоростным АД.

используются магнитные контроллеры типов БТ73 и БТ93 с массой 160 и 230 кг соответственно. Так как в последнее время наибольшее распространение на судах получил переменный ток, рассмотрим работу системы управления многоскоростным двигателем переменного тока.

На рис. IV.12 приведена система управления трехскоростным АД. На статоре двигателя расположены две обмотки, одна из которых имеет постоянное число полюсов, а вторая допускает переключение числа полюсов (переключение обмоток). Наибольшая частота вращения двигателя достигается при подключении к сети обмотки с постоянным числом полюсов. Наименьшую частоту дает соединение переключаемой обмотки в треугольник. При соединении переключаемой обмотки в двойную звезду обеспечивается средняя частота вращения двигателя.

Командоконтроллер имеет по три рабочих положения в каждую сторону в соответствии с количеством частот вращения двигателя. Для защиты двигателя от перегрузок используются тепловые реле $1PT-5PT$ с самовозвратом, вследствие чего отпадает необходимость в нефиксированных положениях командоконтроллера. Так как ввиду особой ответственности якорно-швартовных механизмов в отдельных случаях допускается их работа даже при чрезмерных перегрузках, в схеме предусмотрено шунтирование тепловой защиты, которое выполняется с помощью промежуточного реле $2РП$ при замыкании выключателя $ВУ2$. Однако при шунтированной защите работа допускается только на первой и второй ступенях.

В схеме предусмотрено автоматическое переключение с большой частоты на среднюю при большом моменте на валу двигателя. Быстроходная обмотка включается, когда производятся операции, при которых нагрузка двигателя не превышает номинальную. Когда же момент на валу двигателя значительно возрастает, а скольжение становится близким к единице, включается переключаемая обмотка по схеме, обеспечивающей среднюю частоту вращения. Автоматический переход с большой частоты на среднюю осуществляется грузовым реле $РГ$, в качестве которого может применяться тепловое реле такого же типа, как и реле, используемые для защиты двигателя от перегрузки. Грузовое реле регулируют таким образом, чтобы оно срабатывало намного раньше, чем реле перегрузки, когда нагрев двигателя еще далек от предельно допустимого значения. При срабатывании этого реле его размыкающий контакт размыкает цепь катушки реле $1РП$. Последнее своим замыкающим контактом замыкает цепь катушки контактора $ЗС$, а размыкающим контактом замыкает цепи катушек контакторов $2С$ и $21С$. Таким образом, от сети отключается быстроходная обмотка, а двигатель включается по схеме, обеспечивающей среднюю частоту вращения.

После остывания реле $РГ$ его контакт в цепи реле $1РП$ замыкается (приблизительно через 1—2 мин). Реле $1РП$ при этом не включается, если командоконтроллер продолжает оставаться в третьем положении, так как цепь его катушки разомкнута контактом командоконтроллера $КК13$. Такая блокировка предотвращает преждевременное включение быстроходной обмотки, которая должна включаться только после того, как момент на валу двигателя снизится приблизительно до номинального значения. Включение

быстроходной обмотки производится оператором путем перевода командоконтроллера из третьего положения во второе, а затем опять в третье. Для контроля положения контакт реле *1РП* включен в цепь сигнальной лампы *ЛС*. Переключатель управления *ВУ1* используется для экстренного отключения двигателя в случае неисправности командоконтроллера, а также для отключения цепи управления после окончания работы. Реле *РН* осуществляет минимальную и нулевую защиту. Направление вращения двигателя задается контакторами направления *В* и *Н*. В схеме предусмотрены электрическая и механическая блокировки, предотвращающие одновременное включение этих контакторов. При использовании двухскоростных двигателей схема с последовательным соединением обмоток двигателя имеет ряд преимуществ перед схемой с параллельным соединением, так как переход с одной скорости на другую происходит без разрыва главной сети, приводящего к исчезновению вращающего момента двигателя и кратковременному включению тормоза *ТМ* с помощью контактора *Т*.

4. Система дистанционного управления якорным устройством

В настоящее время в целях автоматизации якорно-швартовых операций разработаны электрические системы дистанционного управления отдачей и подъемом якоря. На рис. IV.13 представ-

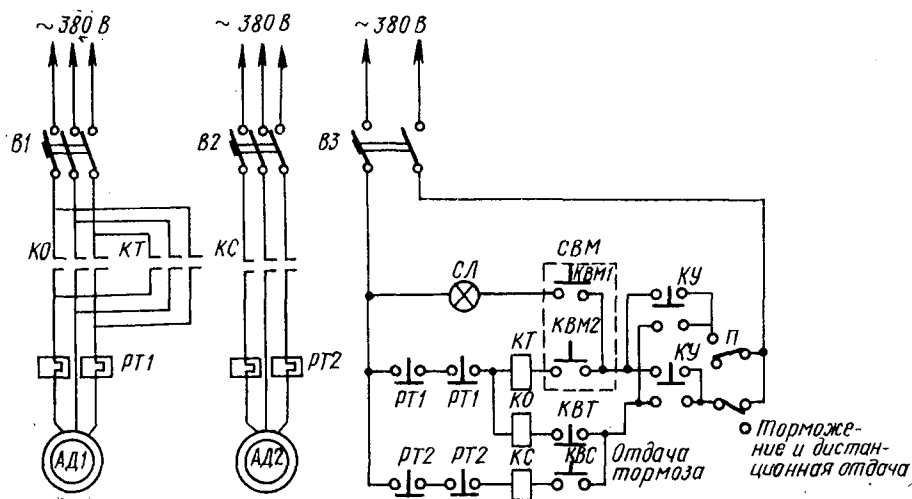


Рис. IV.13. Система дистанционного управления процессом снятия и постановки на якорь речного судна.

лена одна из возможных схем системы дистанционного управления процессом снятия с якоря и постановки на якорь речного судна. Схема электропривода питается от сети переменного тока и включает в себя: двигатель *АД1* тормозной ленты; двигатель *АД2* отдачи стопора; автоматические выключатели *В1*, *В2*, *В3*; кнопочный

пост управления *КУ* с контакторами *КТ*, *КС*, *КО*; реле тепловой защиты *РТ1* и *РТ2*. Механизм тормозной ленты снабжен конечными выключателями *КВМ1*, *КВМ2*, *КВТ* и *КВС*. Выключатель *КВТ* срабатывает при полностью расторможенной ленте, *КВС* — в начале растормаживания. Выключатели *КВМ1* и *КВМ2* отрегулированы по величине предельного момента механизма при затяжке тормозной ленты. При дистанционной отдаче якоря переключатель *П* устанавливается в положение «Торможение и дистанционная отдача», загорается сигнальная лампа *СЛ*. Это свидетельствует о том, что питание в схему подано, тормозная лента затянута.

При нажатии кнопки *КУ* образуется цепь питания катушки контактора *КО*, который, срабатывая, включает двигатель *АД1*, лента растормаживается, воздействуя на *КВС*, последний замыкает цепь контактора *КС*, а контакт *КВМ2* замыкается. Контакт *КС* срабатывает, двигатель *АД2* запускается, и к моменту отдачи стопора заканчивается растормаживание ленточного тормоза, контактор *КО* отключается конечным выключателем *КВТ*, якорная цепь освобождается и происходит отдача якоря. По окончании отдачи якоря кнопка *КУ* отпускается и образуется цепь питания катушки контактора *КТ*, который включает своими контактами двигатель *АД1* на затяжку тормозной ленты. Барабан звездочки тормозится, отдача якорной цепи прекращается. По мере роста нагрузки, вызванной затяжкой тормозной ленты, срабатывает муфта предельного момента и размыкает конечный выключатель *КВМ2*, контактор *КТ* отключается, двигатель *АД1* останавливается. Одновременно замыкается контакт *КВМ1*, включая сигнальную лампу. Полный цикл отдачи якоря завершен.

§ 34. Системы управления электроприводом швартовых механизмов

1. Предварительные замечания

Системы управления швартовыми механизмами должны обеспечивать 30-минутный режим работы приводным электродвигателем, каталожное значение номинального момента которого на основной рабочей скорости должно быть не менее значения, определяемого по формуле $M_n = \frac{FD_{ш}}{2i\eta}$, где F — номинальное усилие швартования, Н; $D_{ш}$ — диаметр швартового барабана, м; i — передаточное число механизма; η — к. п. д. механизма. Максимальный момент, развиваемый двигателем на основной рабочей скорости, должен не менее чем в два раза превышать значение момента, определяемое по приведенной формуле. Для швартовых механизмов с номинальным тяговым усилием до 100 кН рекомендуется применять двухскоростные электродвигатели переменного тока с синхронной частотой вращения 1500 об/мин и быстроходные электродвига-

тели постоянного тока с номинальной частотой вращения 1400—1600 об/мин. Для механизмов с номинальным тяговым усилием свыше 100 кН рекомендуется применять двух- и трехскоростные электродвигатели переменного тока с синхронной частотой вращения 750 об/мин (для быстросходной обмотки) и тихоходные электродвигатели постоянного тока с номинальной частотой вращения 650—900 об/мин.

Автоматизированные швартовные лебедки (АШЛ) относятся к первому уровню автоматизации. В основу работы автоматизированных швартовных механизмов (лебедок) положен общий принцип поддержания постоянства натяжения троса. Системы управления электроприводом АШЛ можно разделить на два типа в зависимости от способа контроля за натяжением троса, осуществляемого в лебедке. К первому типу относятся системы управления приводом, имеющим специальное устройство для контроля тягового усилия, ко второму — системы управления, в которых контроль за тяговым усилием возлагается на исполнительный двигатель. В системах первого типа при автоматическом управлении двигатель может работать в режимах «Травить», «Выбирать» и «Тормоз», если натяжение троса будет соответственно выше или ниже заданного либо равно ему. В системах второго типа при автоматическом управлении двигатель всегда включен в положение «Выбирать».

Необходимое усилие натяжения троса устанавливается командоконтроллером, регулирующим силу тока заторможенного двигателя и соответственно момент на его валу. Следует иметь в виду, что момент на валу двигателя складывается из момента натяжения троса M_T и момента ΔM , вызванного потерями в передаче: $M_d = M_T \pm \Delta M$.

2. Система управления электроприводом автоматизированной швартовной лебедки с контролем тягового усилия при помощи взвешивающего устройства

Схема управления АШЛ на переменном токе с контролем тягового усилия, осуществляемым взвешивающим устройством, приведена на рис. IV.14. В состав электрооборудования лебедки входят: приводной двигатель АД1 с дисковым тормозом ТМ; двигатель гидравлического насоса АД2, управляемый в автоматическом режиме с помощью реле давлений масла РД1 и РД2; пульт управления; микровыключатели ВП, НП, СП, ВР, КП, МН, замыкание и размыкание контактов которых происходит в функции натяжения троса (таблица замыкания контактов приведена на рис. IV.14); микровыключатель ЗД, ограничивающий длину вытравленного троса. Командоаппарат имеет три положения в направлении «Травить» и три в направлении «Выбирать». Устройство измерения силы натяжения троса выполнено конструктивно совместно с редуктором и включает в себя водило, кулачковую шайбу и микровыключатели.

В режиме ручного управления схема обеспечивает пуск, реверс, регулировку частоты вращения и защиту двигателя. При подготовке к пуску необходимо подать напряжение 380 В, включить переключатель *ПП*; замкнувшиеся при этом контакты *ПП1—ПП6* подготавливают к работе схему управления лебедкой, муфты повышенной скорости, а также цепи сигнализации.

Рассмотрим режим «Выбирать». Перед включением командоконтроллера в положение «Выбирать» необходимо растормозить барабан лебедки нажатием кнопки *1КнР*, при этом получает питание катушка реле *P1*. При срабатывании реле блокируются контакты кнопки *1КнР* и включается электромагнит гидроманипулятора ленточного тормоза *ЭМТ*. Барабан лебедки растормаживается и воздействует на конечный выключатель тормоза *ВКТ*, который, замыкаясь, включает реле *P2*. С помощью контактов *P2* подается питание на выпрямитель *ВС* и катушки реле *РП1*, *РУ*, *РН*. Реле *РП1* срабатывает и подготавливает цепь питания для автоматического режима. Реле *РУ*, срабатывая, своими контактами подготавливает переход со второй скорости на третью с выдержкой времени на случай резкого перевода рукоятки командоконтроллера из положения *1* в положение *3*. Срабатывая, реле *РН* блокирует совместно с *ПП2* контакт командоконтроллера *1К14*, обеспечивая тем самым питание цепи управления двигателем при переключении командоконтроллера из нулевого положения в рабочее. При переводе рукоятки командоконтроллера в положение *1* получает питание контактор *В*. Срабатывая, он включает своими контактами двигатель *АД1* и цепь реле времени *P13* автоматического режима. При замыкании контактов *1К11* получают питание катушки *T* и *T1*, замыкая свои контакты в цепи тормозного электромагнита *ТМ*. Одновременно подготавливаются цепи второй и третьей скоростей и размыкающим контактом реле *T1* разрывается цепь реле *P3* и *P4*, предотвращая возможность выключения муфты повышенной скорости при растормаживании двигателя.

При переводе рукоятки командоконтроллера в положения *2* и *3* двигатель переключается на вторую и третью скорости. Переключение редуктора на повышенную скорость осуществляется замыканием контактов кнопки *1КнВПС*. В режиме автоматического управления схемой предусмотрен пуск двигателя лебедки в направлении «Выбирать» или его растормаживание в отключенном состоянии, а также остановка в зависимости от усилия натяжения, названного внешними возмущениями: погрузка (выгрузка), ветер, приливы (отливы). Для работы лебедки в режиме автоматического поддержания натяжения швартовного каната необходимо в схему управления подать питание. Для включения схемы следует нажать кнопку *1КнР*, растормозить барабан лебедки и нажать кнопку автоматического режима *1КнВА* — при этом сработают реле *P8*, *P9*, *P10*. Изменение натяжения каната вызывает поворот водила, которое воздействует на кулачковую шайбу и микровыключатели *ВП*, *НП*, *СП*, *ВР*, *КП*, *МН*, настроенные в диапазоне усилий 15—110 кН.

§ 35. Системы управления электроприводом автоматизированной буксирной лебедки

1. Предварительные замечания

При применении автоматических устройств для регулировки натяжения буксирного троса должна быть обеспечена возможность контроля тягового усилия, действующего в данный момент. Указатели должны быть установлены около лебедки и на мостике. Должна быть предусмотрена звуковая предупредительная сигнализация, срабатывающая при максимальной допустимой длине вытравленного троса. Системы управления автоматизированной буксирной лебедки (АБЛ) строятся по тем же принципам, что и системы управления АШЛ.

2. Системы управления электроприводом АБЛ со специальным устройством контроля тягового усилия

Основные элементы системы. В настоящее время разработан ряд систем управления АБЛ с электроприводом. На рис. IV.15 и IV.16 приведены принципиальные гидравлическая и электрическая схемы

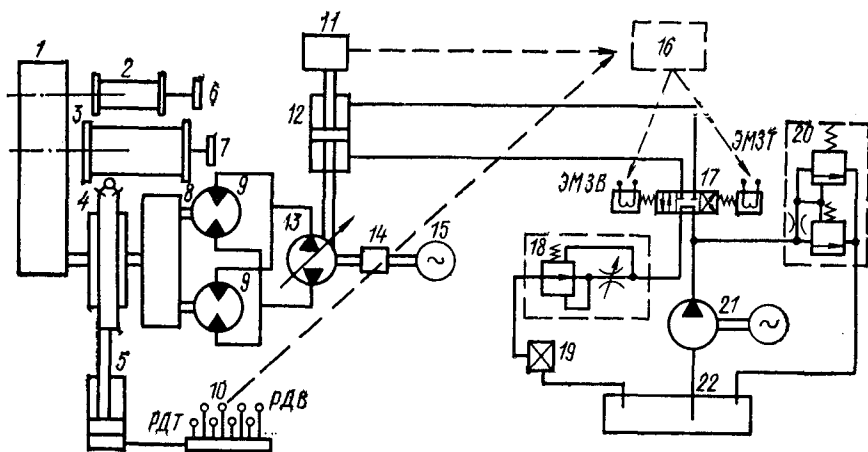


Рис. IV.15. Принципиальная гидравлическая схема АБЛ.

управления приводом лебедки с контролем тягового усилия. В состав системы входят: насос регулируемой производительности (НРП) 13, его двигатель 15, редуктор 14, гидромоторы 9, суммирующий редуктор 8, планетарная муфта с тормозом натяжения 4, силовой гидроцилиндр тормоза контроля натяжения 5, коллектор с датчиками давления 10, гидроцилиндр управления НРП 12, золотник управления 17, дроссель с регулятором 18, фильтр 19, клапан предохранительный 20, маслобак 22, вспомогательный насос с двигателем 21, пульт управления 16, блок электропереключателей 11, редуктор барабанов 1, главный барабан 3, вспомогательный бара-

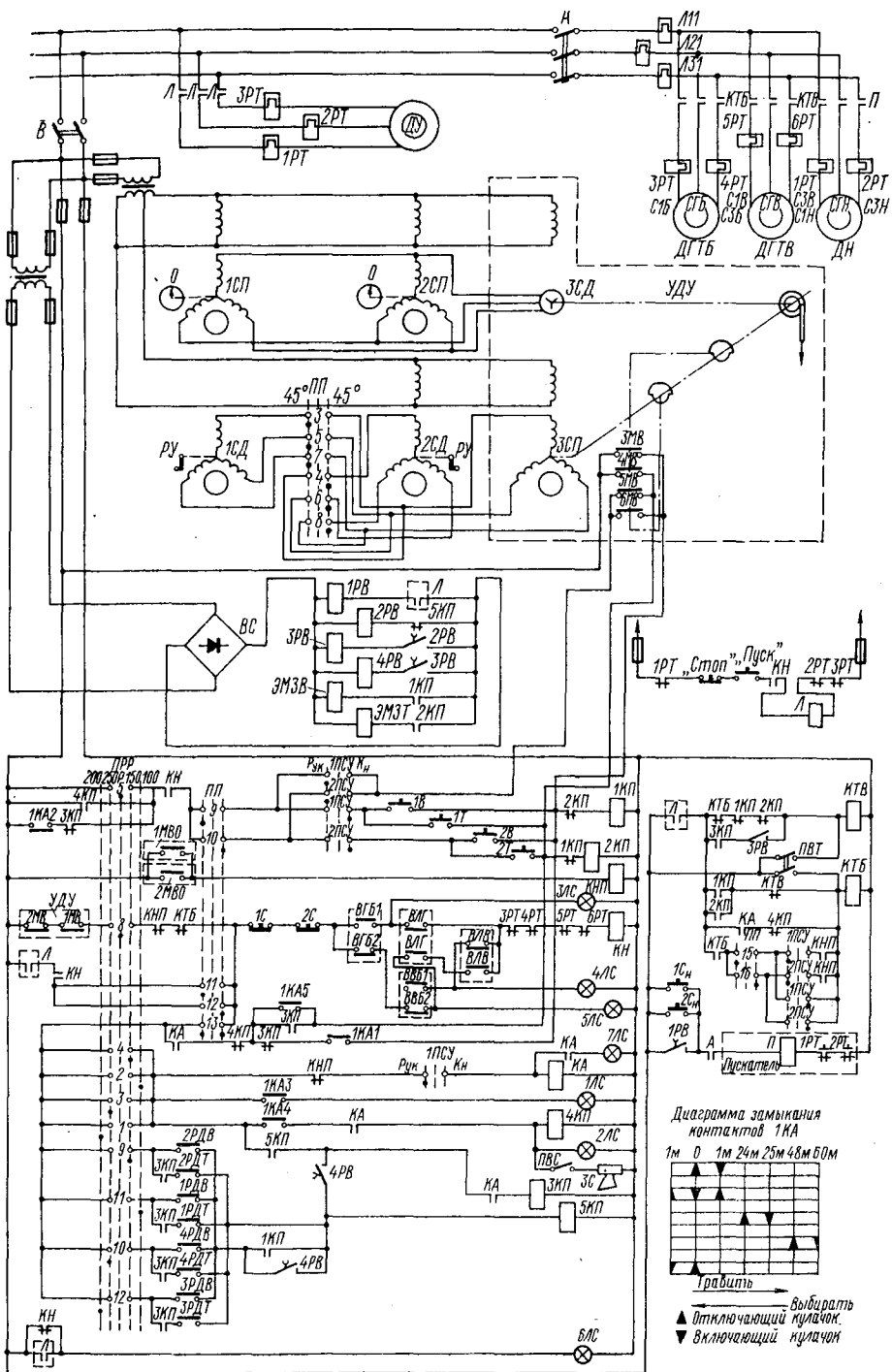


Рис. IV.16. Принципиальная электрическая схема АБЛ.

бан 2, ленточные тормоза барабанов 6 и 7. Исполнительными двигателями устройства являются гидромоторы. Изменение направления вращения и частоты вращения барабанов лебедки осуществляется за счет передвижения шпинделя гидроцилиндра 12 вверх или вниз от среднего положения (стоянки), что обеспечивается соответствующим включением электромагнитов ЭМЗВ и ЭМЗТ золотника 17 на выборание или травление.

Реле давления РДВ и РДТ являются датчиками усилия в тросе. Они измеряют давление, создаваемое моментом на венце планетарной муфты и передаваемое тормозом венца на датчик.

Контакты реле РДТ включаются при травлении троса, а реле РДВ — при выборе троса и при состоянии «покоя» (состоянием «покоя» считается состояние АБЛ, когда барабан расторможен, электромагниты золотника обесточены и рукоятки управления РУ находятся в нулевом положении). При наложенных тормозах барабанов вращение их невозможно независимо от того, закрыт или раскрыт тормоз венца и вращается или нет вал гидродвигателя. Конечный выключатель ВГБ установлен на редукторе барабанов и связан механически с переключающим их рычагом. Конечный выключатель ВВБ установлен на раме лебедки и связан с муфтой включения вспомогательного барабана. Конечные выключатели ВЛГ и ВЛВ установлены на раме АБЛ и связаны с рычагами ленточных тормозов главного и вспомогательного барабанов. Они служат для запрещения включения двигателя НРП ДУ при затянутых ленточных тормозах барабанов. Микровыключатели 1МВО и 2МВО, установленные в постах управления, замкнуты при всех положениях рукояток управления, кроме нулевого, и служат для обеспечения нулевой защиты. Командоаппарат длины троса 1КА установлен на раме АБЛ и связан с валом главного барабана. При автоматическом управлении 1КА контролирует вытравливание 50 м троса при возрастании усилий в нем больше настроечных и выборание автоматически вытравленного участка при уменьшении усилий до настроечных.

Устройство дистанционного управления УДУ включает в себя: шесть микровыключателей 1МВ—6МВ; два вращающихся профилированных кулачка; три сельсина-датчика 1СД—3СД и три сельсина-приемника 1СП—3СП. Вращающийся профилированный кулачок, воздействующий на микровыключатель 5МВ или 6МВ, приводится во вращение сельсином-приемником 3СП, который поворачивает его на угол, равный углу поворота РУ. С помощью микровыключателей включаются контакторы 1КП или 2КП, подающие команду на включение того или иного золотника. Максимальный угол поворота, соответствующий крайним положениям шпинделя гидроцилиндра, равен приблизительно $\pm 150^\circ$.

Сельсины-датчики 1СД и 2СД установлены в постах управления. Их роторы связаны механически с рукоятками управления, а электрически через переключатель постов ПП сельсины связаны с сельсином-приемником 3СП. Сельсины-приемники 1СП и 2СП установлены в постах управления, а их роторы механически свя-

заны со стрелками-репитерами на пультах управления. Сельсин-датчик *ЗСД* механически связан со шпинделем гидроцилиндра, а электрически — с сельсинами-приемниками *1СП* и *2СП*. Переключатель постов управления *ПП* служит для переключения управления с одного пульта на другой. Переключатель режимов работы *ПРР* служит для включения в схему контактов реле давления, соответствующих выбранной уставке. Рукоятка *РУ* и рукоятка переключателя *ПРР* заблокированы таким образом, что работа электрической схемы возможна при следующих условиях: при работе в ручном режиме рукоятка *ПРР* должна находиться в положении *Р* («Ручное»), а при работе в автоматическом режиме — в нулевом положении.

Для выбора способа управления — кнопками *1Т*, *2Т*, *1В*, *2В* или рукоятками *РУ* — переключатели *1ПСУ* и *2ПСУ* должны быть установлены в соответствующее положение.

Работа АБЛ при ручном управлении. Для работы в этом режиме следует включить автомат *А* и выключатель *В*, установить переключатель режимов работы *ПРР* в положение *Р* («Ручное»), установить рукоятки *РУ* на пультах в нулевое положение. Стрелка-репитер, связанная с *1СП* (*2СП*), должна показывать 0. Если шпиндель гидроцилиндра *12* (см. рис IV.15) находится не в среднем положении (стрелка не на нуле), то необходимо нажать кнопку *1С_н* и держать ее нажатой до установки стрелки на нуль. При этом получает питание двигатель вспомогательного насоса *ДН*, а через замыкающий контакт *КН* и один из контактов *3МВ* или *4МВ* питание поступает на катушку *1КП* (*2КП*), после чего включается соответствующий электромагнит золотника. По окончании вышеуказанных операций срабатывает нулевой контактор *КН*. Далее запускаются двигатели *ДУ* и *ДН*, через замыкающий контакт *Л* подается питание на катушку *КТВ* и запускается двигатель *ДГТВ*, что приводит к растормаживанию тормоза венца, благодаря чему обеспечивается запуск без нагрузки двигателя *ДУ* независимо от точности установки шпинделя в нулевое положение.

Работа АБЛ при ручном управлении может осуществляться как с помощью рукояток *РУ*, так и с помощью кнопок *1В*, *1Т* или *2В*, *2Т*. Для управления с помощью рукояток переключатель *1ПСУ* или *2ПСУ* необходимо установить в положение *Рук* («Рукоятки»). Этим подготавливаются к работе цепи с микровыключателями *5МВ* и *6МВ* и цепь питания контактора *КТБ*. При повороте рукоятки *РУ* на некоторый угол в сторону «Выбирать» от нулевого положения замыкаются замыкающие контакты микровыключателей *1МВО* или *2МВО*, с помощью которых подается питание на катушку контактора *КНП*. При этом подготавливается цепь питания контактора *КТБ*. Сельсин-приемник *ЗСП* поворачивает на тот же угол в соответствующую сторону сидящий на его валу профилированный диск, который нажимает на микровыключатель *6МВ*. В результате включается контактор *1КП* и отключается контактор *КТВ*, что приводит к затормаживанию венца и растормаживанию барабана при включении *КТБ*.

Электромагнит золотника ЭМЗВ получает питание через замыкающий контакт 1КП. Шпindel гидроцилиндра перемещается в направлении выбирания, вращая профилированный кулачок до тех пор, пока не будет освобожден микровыключатель 6МВ. Это положение шпинделя соответствует заданному значению скорости на шкале пульта управления. Контактор 1КП обесточивается, золотник возвращается в исходное положение, а шпindel останавливается в достигнутом положении. Барабан не затормаживается, так как контактор КТБ блокируется через свой замыкающий контакт, при этом контактор КТВ отключен. Барабан вращается в сторону «Выбирать» с установившейся скоростью, определяемой положением шпинделя. Одновременно сельсины-приемники 1СП и 2СП повернут стрелки репитеров на постах управления до совпадения со стрелками указателей скорости, показывая, что достигнуто заданное положение шпинделя.

При повороте рукоятки РУ в направлении «Травить» схема работает аналогично описанному выше с той лишь разницей, что вместо контактора 1КП будет срабатывать контактор 2КП. Для остановки барабана нужно установить рукоятку РУ в нулевое положение.

Ручное управление можно осуществлять с помощью кнопок, для чего переключатели 1ПСУ и 2ПСУ следует поставить в положение Кн (кнопочное управление). При нажатии кнопок срабатывают контакторы 1КП или 2КП, отпадающие при отпускании кнопок. Скорость выбирания или травления определяется тем положением шпинделя, которого он успевает достигнуть к моменту отключения соответствующего электромагнита золотника.

Работа АБЛ в автоматическом режиме. Для работы в данном режиме следует установить командоаппарат длины троса 1КА на нуль. При этом контакт 1КА2 замыкается, а контакты 1КА1, 1КА3, 1КА4, 1КП5 размыкаются. Затем следует установить рукоятку ПРР на одну из уставок 250, 200, 150 или 100 кН. При этом получает питание контактор автоматической работы КА и через свой размыкающий контакт включает контактор КТБ. Контактор КТВ отключается. После этого отпускается тормоз барабанов и накладывается тормоз венца. Одновременно замыкающие контакты КА подготавливают цепи включения контакторов 3КП и 4КП, а также световой и звуковой сигнализации на случай автоматического стравливания 50 м троса. Загорается лампа 7ЛС, сигнализирующая об автоматическом режиме работы лебедки. Тормоз венца воспринимает момент от усилия в тросе и передает давление через гидродатчик на реле давления. Одним из контактов ПРР включается в схему та пара реле, которая настроена на данную уставку. Реле времени 4РВ включено, оно подготавливает цепи включения контактора 5КП и цепи контактов реле РДВ. В том случае, когда усилие в тросе превышает уставку, замыкается контакт соответствующего реле давления РДВ и включается контактор 5КП, после чего включается 3КП и отключается реле времени 2РВ. Контактор 3КП замыкающими контактами вклю-

чает контакторы *КТВ*, *2КП* и контакты соответствующих реле *РДТ*, а размыкающими контактами разрывает цепи микровыключателей *5МВ* и *6МВ*, а также контактора *1КП*. Тормоз венца снимается, барабан превращается во вьюшку, происходит травление троса со скоростью хода буксира и резкое снижение нагрузки. Гидродатчик перестает воспринимать изменение нагрузки, и контакты реле давления размыкаются, но контактор *5КП* остается включенным. Одновременно происходит разгон в сторону травления, так как контактор *2КП* включает электромагнит *ЭМЗТ*. По истечении выдержки времени замыкающий контакт *2РВ* отключает реле *3РВ*, которое в свою очередь отключает контактор *КТВ* и реле *4РВ*. Накладывается тормоз венца и трос травится со скоростью около 10 м/мин, а гидродатчик снова воспринимает нагрузку. Если натяжение не снизится до величины уставки, то и после размыкания контактов *4РВ* контактор *5КП* останется включенным через замкнутый контакт реле *РДТ* и никаких изменений не произойдет.

После стравливания 1 м троса размыкается контакт *1КА2* и замыкается контакт *1КА1*, что подготавливает схему к работе на выбирание в случае уменьшения натяжения до настроечного. После стравливания 25 м троса замыкается контакт *1КА3* и загорается лампочка *1ЛС*, а после стравливания 50 м замыкается контакт *1КА4*, включается контактор *4КП*, загорается лампочка *2ЛС* и подается звуковой сигнал *ЗС*; замыкающий контакт *4КП* замыкает цепь с микровыключателями *5МВ* и *6МВ*, а размыкающие контакты отключают контактор *2КП* и подготавливают к отключению контактор *КТВ*. Так как *РУ* и профилированный кулачок, связанный с валом сельсина-приемника *ЗСП*, находятся в нулевом положении, то шпиндель гидроцилиндра возвращается в нулевое положение и останавливается; контактор *КТВ* отпадает из-за размыкания контактов *1КП* и *2КП*, тормоз барабана накладывается, а тормоз венца раскрывается. Происходит полная остановка барабана.

Если по прошествии времени, определяемого суммой выдержек времени реле *2РВ*, *3РВ* и *4РВ*, стравлено больше 4 м троса и усилие в тросе упало до величины настройки, то размыкается контакт соответствующего реле давления *РДТ* и выключается реле *5КП*, что приводит к отключению контактора *3КП* и включению реле *2РВ*. Контактор *2КП* отключается замыкающим контактом *3КП*, а контактор *1КП* включается размыкающим контактом *3КП*.

Размыкающий контакт *3КП* подготавливает для включения цепи микровыключателей *5МВ* и *6МВ*, а замыкающие контакты *3КП* включают влияние на работу системы реле *РДТ*. Включаются поочередно реле времени *3РВ* и *4РВ*, подготавливая схему к работе на случай нового возрастания усилия в тросе. Лебедка начинает работать на выбирание с полной скоростью, причем за усилием в тросе следит реле *РДВ*, включенное сначала через контакт *1КП*, а затем и через контакт *4РВ*. Если усилие в тросе не превышает

настройки, то лебедка будет выбирать отрезок троса, вытравленный при автоматическом режиме, до тех пор, пока он весь не будет выбран. После этого размыкается контакт $1KA1$ и замыкается контакт $1KA2$, шпindel гидроцилиндра возвращается в среднее положение и схема приходит в исходное состояние. Остановка лебедки во время автоматической работы осуществляется установкой $ПРР$ в положение P («Ручное»). Так как рукоятка PY при автоматической работе находится в нулевом положении, то вращение барабана лебедки прекращается. В схеме предусмотрена защита от к. з., тепловая и нулевая защиты, блокировки и сигнализация.

3. Система управления тиристорный преобразователь—двигатель (ТП—Д) для управления электроприводом буксирной лебедки

В последнее время широкое распространение получил новый принцип построения систем управления электроприводами, основанный на подчиненном регулировании текущих параметров [23]. Системы управления, в которых используется этот принцип, получили название транзидинных. Они легко поддаются анализу, синтезу и наладке благодаря тому, что вся система разбивается на простейшие контуры регулирования, регуляторы которых контролируют соответствующий параметр, причем выходной сигнал регулятора внешнего контура является задающим сигналом для подчиненного внутреннего контура регулирования. Рассматриваемая система управления буксирной лебедкой является примером построения такой структуры.

На рис. IV.17 представлена возможная функциональная схема системы управления электроприводом автоматизированной буксирной лебедки, построенная на основе ТП—Д. Схема включает в себя: исполнительный двигатель ID с обмоткой независимого возбуждения $НОВ$; тиристорный преобразователь $ТП$ с системой фазового управления $СФУ$; сельсинный командоаппарат $СКАР$ с переключателем управления $ПУ$; задатчик интенсивности $ЗИ$, основным элементом которого является интегрирующее устройство; блок ограничения $БО$, состоящий из отдельных диодных мостов и потенциометров; P -регулятор э. д. с., основным элементом которого является пропорциональный усилитель постоянного тока; $ПИ$ -регулятор тока, основным элементом которого служит пропорционально-интегральный усилитель постоянного тока; датчики тока и э. д. с. $ДТ$ и $ДЭ$, представляющие собой усилители постоянного тока; измерители тока и напряжения $ИТ$, $ИН$. Блоки, имеющие в обозначении на схеме буквы B или H (например, ТП— B), функционируют при работе лебедки соответственно в направлении «Вперед» или «Назад» («Выбрать» — «Травить»).

В рассматриваемой системе основным является контур с P -регулятором э. д. с., выходной сигнал которого является задающим

сигналом для подчиненного ему ПИ-регулятора тока. Контур с П-регулятором э. д. с. используется для поддержания скорости выбирания и травления буксирного троса и ограничения ее при обрыве гибкой связи. В режиме поддержания постоянства натяжения регулируется выходное напряжение П-регулятора э. д. с. с помощью потенциометра П2, установленного на блоке ограничения БО, т. е. выдается задание на требуемый статический ток, а этим самым — на уставку натяжения. Ток двигателя при пуске ограничивается опорным напряжением, приложенным к П-регулятору э. д. с. от БО. В режиме поддержания натяжения троса ста-

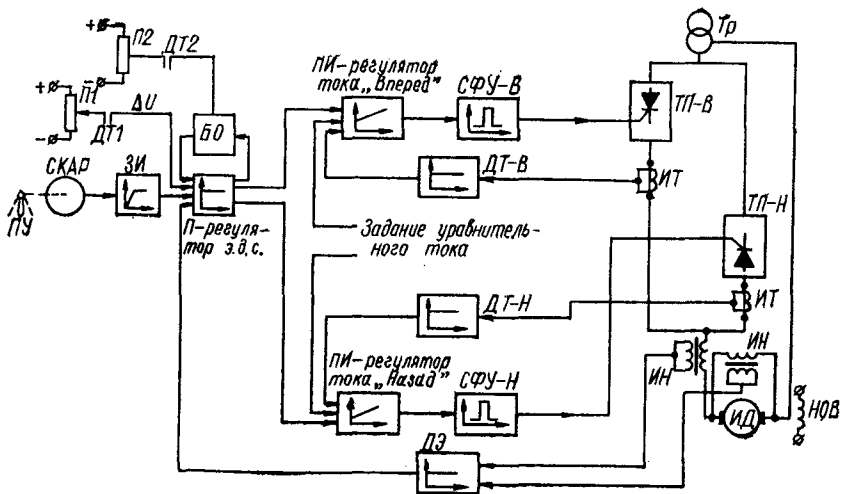


Рис. IV.17. Функциональная схема системы управления электроприводом автоматизированной буксирной лебедки, построенной на основе ТП—Д.

тический ток якоря двигателя должен оставаться постоянным. Двигатель при этом имеет момент, вызванный натяжением троса, равный моменту статического сопротивления. Командоаппарат СКАР установлен в одном из положений «Выбирать».

Основному контуру подчинен контур тока с ПИ-регулятором. В него входят в качестве объекта регулирования два звена: тиристорный преобразователь ТП и электромагнитная цепь якоря двигателя. Большой постоянной времени, которая должна быть скомпенсирована ПИ-регулятором тока, является электромагнитная постоянная времени $T_{я.ц}$. В сумму некомпенсируемых электромеханических постоянных времени T_m входят: постоянные времени ТП, ПИ-регулятора тока и датчика тока ДТ. С целью исключения бес-токовой паузы в главной цепи на вход ПИ-регулятора тока подается постоянный сигнал по уравнильному току, который не изменяет структуры системы управления.

Рассмотрим работу системы управления. Переключатель управления *ПУ* задает сигнал соответствующей полярности, который с выхода *СКАР* поступает на задатчик интенсивности *ЗИ*, преобразующий скачкообразный сигнал задания в напряжение требуемого вида. От *ЗИ* сигнал поступает на вход П-регулятора э. д. с., а с выхода последнего — на вход ПИ-регулятора тока. Далее сигнал подается в систему фазового управления соответствующего тиристорного преобразователя *ТП*, исполнительный двигатель *ИД* начинает вращаться. При вращении *ИД* (свободное травление) появляется обратная связь по э. д. с., которая поддерживает скорость травления на заданном уровне. В момент натяжения троса (при появлении статического тока *ИД*) на вход П-регулятора э. д. с. через замыкающий контакт *ДТ1* поступает от постороннего источника дополнительный сигнал ΔU , который выводит П-регулятор э. д. с. в режим насыщения. Одновременно сигнал, поступающий на *БО* через второй замыкающий контакт датчика тока *ДТ2*, ограничивает выходной сигнал регулятора э. д. с. на уровне, соответствующем заданному статическому току *ИД*, т. е. заданному натяжению. Контур регулятора э. д. с. замыкается (выходное напряжение П-регулятора э. д. с. постоянно), и система контролирует лишь статический ток *ИД*.

При буксировке различают три основных режима работы электропривода лебедки: когда усилие в буксирном тросе превышает усилие настройки, когда оно меньше этого усилия и когда равно ему.

При установившемся режиме буксировки усилие в тросе будет равно усилию настройки (моменту двигателя). Исполнительный двигатель находится под током, частота вращения его равна нулю.

При возрастании усилия в тросе выше значения настройки двигатель переходит в режим противовключения, резко увеличивается тормозной момент (ток) двигателя, сигнал обратной связи по току превысит сигнал задания по статическому току, поэтому результирующий сигнал на входе ПИ-регулятора тока меняет знак. Соответствующая смена знака происходит и на выходе ПИ-регулятора тока, СФУ подает импульсы на открывание других тиристорov, не работавших до этого момента, напряжение на выходе *ТП* изменяет знак, двигатель реверсируется и начинает травить трос. Натяжение троса снижается, и, когда усилие в тросе оказывается равным усилию настройки, момент и ток двигателя спадают, сигнал на входе ПИ-регулятора тока снова меняет знак, в результате чего двигатель реверсируется и тормозится. Остановка двигателя произойдет при заданном статическом токе. В случае ослабления натяжения статический ток двигателя уменьшается, при этом сигнал задания на входе ПИ-регулятора тока увеличивается, двигатель начинает выбирать слаbinу буксирного троса. При увеличении натяжения в тросе до значения, соответствующего заданной уставке, двигатель будет тормозиться до остановки с заданным статическим током.

§ 36. Расчет электропривода якорно-швартовного механизма

1. Постановка задачи и основные требования

Основные требования Регистра СССР. При расчете электропривода якорно-швартовного механизма необходимо определить оптимальную мощность двигателя так, чтобы, с одной стороны, удовлетворить требованиям Регистра СССР к приводу, а с другой стороны, получить наименьшие массу, габариты и стоимость привода. В соответствии с Регистром мощность привода должна обеспечивать выбирание якорной цепи со скоростью не менее 0,17 м/с при тяговом усилии F_x на звездочке не менее определенного по формуле $F_1 = 1,13(qH + G)$, где q — сила тяжести погонного метра якорной цепи, Н/м; H — условная глубина якорной стоянки, м; G — сила тяжести якоря, Н. Пусковой момент привода якорного механизма при неподвижной якорной цепи должен создавать тяговое усилие на звездочке не менее $2F_1$. Привод якорного механизма должен обеспечивать одновременное выбирание двух свободно висящих якорей с половины условной глубины стоянки. При подходе якоря к клюзу скорость выбирания цепи должна быть не более 0,167 м/с. Скорость втягивания якоря в клюз не должна превышать 0,117 м/с.

По условиям нагрева привод должен обеспечивать выбирание якорной цепи с указанными выше скоростью и тяговым усилием в течение не менее 1800 с без перерыва, а также спуск одного якоря на условную глубину якорной стоянки. При применении АД с короткозамкнутым ротором электропривод якорного механизма после работы в течение 1800 с при номинальной нагрузке должен обеспечивать возможность работы заторможенного двигателя при номинальном напряжении в течение не менее 30 с. Двигатели постоянного тока и переменного тока с фазным ротором также должны выдерживать указанный выше режим, но при моменте, в два раза превышающем номинальный. После работы двигателя в заторможенном состоянии температура не должна превышать допустимую более чем на 70%.

Электропривод швартовных механизмов после работы в течение 1800 с при номинальной нагрузке должен обеспечивать возможность работы двигателя в заторможенном состоянии в течение не менее 15 с. Для того чтобы наиболее полно удовлетворить всем указанным требованиям и учитывая сложность процессов, происходящих при снятии судна с якоря, необходимо повысить достоверность расчета путем более точного математического описания процесса работы электропривода.

Расчет привода выполняется методом двух приближений. В первом приближении производится расчет электропривода без учета инерционности судна, т. е. скорость судна в процессе снятия с якоря принимается неизменной. При этом наиболее целесообразно использовать аналитический метод расчета. Задачей рас-

чета на данном этапе является предварительный выбор двигателя по каталогу. Задачей расчета во втором приближении является проверка соответствия выбранного двигателя заданным условиям, т. е. возможности отрыва якоря от грунта, продолжительности процесса снятия с якоря, условиям нагрева и т. д. На этом этапе расчета уже учитывается инерционность судна, обуславливающая изменение его скорости в процессе снятия с якоря. В данном случае вследствие нелинейного характера дифференциальных уравнений, описывающих движение судна и поведение привода, аналитические методы не пригодны и приходится пользоваться численными методами решения. При этом, если производится расчет одного варианта, то он выполняется численным методом без использования вычислительных машин. Если же возникает необходимость в выборе оптимального варианта якорно-швартовного механизма, который находится перебором большого количества вариантов, то целесообразно применение машинного проектирования.

2. Расчет электропривода в первом приближении

Определение момента двигателя. Момент сопротивления на валу двигателя определяется через усилие натяжения цепи на клюзе F_K по формуле

$$M_c = \frac{F_K R_{зв}}{\eta_K \eta_{мех} i} - M_0 = c_M F_K - M_0, \quad (IV.39)$$

где $R_{зв}$ — радиус звездочки; η_K — коэффициент, учитывающий потери в клюзе ($\eta_K = 0,65 \div 0,75$); $\eta_{мех}$ — к. п. д. механической передачи ($\eta_{мех} = 0,65 \div 0,8$); i — передаточное число якорно-швартовой лебедки; M_0 — момент, создаваемый участком цепи, свисающим в цепном ящике:

$$M_0' = \frac{g_{воз} \eta_{п.к} h_{п.к} R_{зв}}{\eta_{мех} i}. \quad (IV.40)$$

Здесь $\eta_{п.к}$ — к. п. д. палубного клюза ($\eta_{п.к} = 0,7 \div 0,8$); $h_{п.к}$ — длина цепи, свисающей в цепном ящике.

Номинальный момент определяют исходя из максимально возможного момента сопротивления и перегрузочной способности двигателя:

$$M_H = \frac{M_c \max}{\lambda}. \quad (IV.41)$$

Максимальный момент выбирают или из условия обеспечения отрыва якоря от грунта по выражению (IV.28), или из условия обеспечения аварийного режима, т. е. режима подъема якоря при полностью вытравленной цепи длиной L , когда $F = G + qL$, или из условия обеспечения подъема двух якорей с заданной глубины стоянки. Перегрузочную способность двигателя постоянного тока принимают равной $\lambda = 1,5 \div 2,0$. Используя двигатель переменного тока, целесообразней ориентироваться не на номинальный, а на пусковой момент двигателя, который с учетом снижения напряже-

ния на 10% должен быть больше момента при отрыве якоря от грунта на 25%, т. е.

$$M_{п. кат} \geq 1,25 M_{с max}. \quad (IV.42)$$

Выбор номинальной частоты вращения электродвигателя. Предварительный выбор номинальной частоты вращения двигателя производят исходя из заданного времени снятия с якоря или из средней скорости подъема якорной цепи, а также типа двигателя. Продолжительность снятия с якоря определяется через продолжительность рассматриваемых в этом режиме периодов (см. § 31, п. 2):

$$T = t_I + t_{II} + t_{III} + t_{IV}. \quad (IV.43)$$

Продолжительность периодов можно найти исходя из того, что $\frac{dl_1}{dt} = \frac{2\pi n R_{зв}}{i}$, откуда

$$t_j = \frac{0,16i}{R_{зв}} \int_{l_1=l_{1j}}^{l_1=l_{1j+1}} \frac{1}{n_j} dl_1. \quad (IV.44)$$

Вводя новую переменную интегрирования $\theta = 1/\Delta l_{1j}$, где $\Delta l_{1j} = l_{1,j+1} - l_{1j}$, и полагая $n_j = n_0 (A_j - B_j \theta^{y_j})^x$, получим выражение для времени выгибания участка цепи Δl_{1j} в j -м периоде снятия с якоря:

$$t_j = \frac{0,16i}{R_{зв} n_0} \Delta l_{1j} \int_0^1 (A_j - B_j \theta^{y_j})^{-x} d\theta = \frac{0,16i}{R_{зв} n_0} \Delta l_{1j} \Omega_{y_j}^x. \quad (IV.45)$$

Для периодов I и III $y_{I, III} = 0$, для периода II $y_{II} = 2 \div 4$, для периода IV $y_{IV} = 1$, поэтому

$$\left. \begin{aligned} t_I &= \frac{0,16i}{R_{зв} n_0} A_I^{-x} \Delta l_{II}; & t_{II} &= \frac{0,16i}{R_{зв} n_0} \Delta l_{I, II} \Omega_2^x; \\ t_{III} &= \frac{0,16i}{R_{зв} n_0} A_{III}^{-x} \Delta l_{I, III}; & t_{IV} &= \frac{0,16i}{R_{зв} n_0} \Delta l_{I, IV} \Omega_1^x; \end{aligned} \right\} \quad (IV.46)$$

$$T = \frac{0,16i}{R_{зв} n_0} (\Delta l_{I, I} A_I^{-x} + \Delta l_{I, II} \Omega_2^x + \Delta l_{I, III} A_{III}^{-x} + \Delta l_{I, IV} \Omega_1^x). \quad (IV.47)$$

При отрыве якоря от грунта продолжительность периода III условно можно принять равной 60 с. Если время T снятия с якоря является величиной заданной, то номинальная частота вращения двигателя, обеспечивающая заданное время, будет $n_n = n_{ср} \Psi$, где

$$\Psi = (1 - s_n) (\Delta l_{I, I} A_I^{-x} + \Delta l_{I, II} \Omega_2^x + \Delta l_{I, III} A_{III}^{-x} + \Delta l_{I, IV} \Omega_1^x) \frac{1}{L}; \quad (IV.48)$$

$$n_{ср} = \frac{0,16iL}{R_{зв} T} = \frac{0,16iV_{ц. ср.}}{R_{зв}}. \quad (IV.49)$$

Здесь $n_{ср}$ — частота вращения двигателя, соответствующая $V_{ц. ср.}$, c^{-1} ; L — длина всей вытравленной цепи, м; $V_{ц. ср.} = \frac{L}{T}$ — средняя скорость подъема якоря, м/с.

Если якорно-швартовное устройство имеет двигатель переменного тока, то передаточное число определяют исходя из синхронной частоты вращения двигателя n_0 :

$$i = \frac{n_0 R_{эв} T}{0,16(\Delta l_{I I} A_I^{-x} + \Delta l_{I II} \Omega_2^x + \Delta l_{I III} A_{III}^{-x} + \Delta l_{I IV} \Omega_1^x)}. \quad (IV.50)$$

Значения Ω_2^x и Ω_1^x могут быть найдены приближенно по формуле (IV.45) или рассчитаны по выражениям

$$\Omega_2^x = A_{II}^{-x} \left[1 + \frac{x}{3} \frac{B_{II}}{A_{II}} + \frac{x(x+1)}{10} \left(\frac{B_{II}}{A_{II}} \right)^2 + \frac{x(x+1)(x+2)}{42} \left(\frac{B_{II}}{A_{II}} \right)^3 \right]; \quad (IV.51)$$

$$\Omega_1^x = A_{IV}^{-x} \left[1 + \frac{x}{2} \frac{B_{IV}}{A_{IV}} + \frac{x(x+1)}{6} \left(\frac{B_{IV}}{A_{IV}} \right)^2 + \frac{x(x+1)(x+2)}{24} \left(\frac{B_{IV}}{A_{IV}} \right)^3 \right]. \quad (IV.52)$$

Значение x определяется типом двигателя, а коэффициенты A и B в зависимости от рассматриваемого периода можно вычислить по выражениям

$$\left. \begin{aligned} A_I &= 1 - bm_I; & B_I &= 0; \\ A_{II} &= A_{III}; & B_{II} &= b(m_{отр} - m_I); \\ A_{III} &= 1 - bm_{отр}; & B_{III} &= 0; \\ A_{IV} &= 1 - m_{IV \text{ кон}}; & B_{IV} &= b(m_{IV \text{ кон}} - m_{IV \text{ нач}}). \end{aligned} \right\} \quad (IV.53)$$

Во всех указанных выражениях m_I , $m_{отр}$ — значения моментов сопротивления в долях номинального момента. Соответственно длина выбираемой цепи на каждом участке равна

$$\left. \begin{aligned} \Delta l_{II} &= L - l_{2I}; & \Delta l_{III} &= l_{2I} - l_{2II}; \\ \Delta l_{III} &= l_{2II} - H; & \Delta l_{IV} &= H, \end{aligned} \right\} \quad (IV.54)$$

где l_{2I} и l_{2II} можно найти по формулам (IV.25) и (IV.26).

Если задана только средняя скорость подъема свободно висящего якоря, то выражение для номинальной частоты вращения двигателя значительно упрощается и принимает следующий вид:

$$n_n = \frac{0,16iV_{ц.ср}}{R_{эв}} (1 - s_n) \Omega_1^x. \quad (IV.55)$$

Выбор двигателя по каталогу. На основании полученных выражений можно определить влияние характеристики двигателей на время снятия с якоря, а также выбрать не только номинальную частоту вращения, но и тип двигателя. Вычислив номинальный момент и частоту вращения двигателя, выбирают его по каталогу в соответствии с расчетной мощностью двигателя $P_{н.кат} = 2\pi M_n n_n$, заданным исполнением и продолжительностью работы 1800—3600 с. Необходимо убедиться, что максимальный момент двигателя будет меньше $1/3$ разрывной нагрузки якорной цепи, для чего пользуются выражением

$$M_{\text{max кат}} < \frac{F_p R_{эв}}{3i\eta_k \eta_m}.$$

Если необходимо обеспечить пуск двигателя при полностью выравненной цепи, то условием соответствия выбранного двигателя пусковому моменту будет $M_{II, \text{кат}} \geq 1,25cM_{II}$; $M_{II} = M_{c \text{ max}}/1,5$. Коэффициент 1,25 учитывает уменьшение момента двигателя при снижении напряжения на 10%; коэффициент c учитывает то, что трение покоя больше трения движения.

3. Проверка электродвигателя по условиям нагрева

Соответствие двигателя условиям нагрева проверяют для наиболее тяжелого режима снятия судна с якоря. Проверку двигателя постоянного тока можно выполнить методом эквивалентного момента, а проверку двигателя переменного тока — методом эквивалентных потерь. Для определения эквивалентного момента строят нагрузочную диаграмму якорно-швартовного устройства, пользуясь полученными значениями моментов в различные периоды снятия с якоря и продолжительностью периодов (рис. IV.18).

Разбивая нагрузочную диаграмму на ряд элементарных участков, определяют эквивалентный момент. Применительно к диаграмме, показанной на рис. IV.18, эквивалентный момент (если принять, что $M_{III} = M_{отр}$) равен

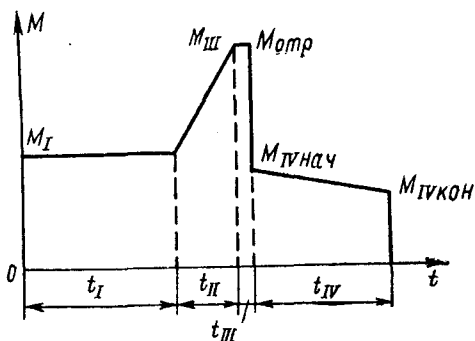


Рис. IV.18. Нагрузочная диаграмма якорно-швартовного устройства.

$$M_3 = \left[\frac{M_I^2 t_I + \frac{t_{II}}{3} (M_I^2 + M_I M_{отр} + M_{отр}^2)}{t_I + t_{II} + ct_{III} + t_{IV}} + \frac{M_{отр}^2 t_{III} + \frac{t_{IV}}{3} (M_{IV \text{ нач}}^2 + M_{IV \text{ нач}} M_{IV \text{ кон}} + M_{IV \text{ кон}}^2)}{t_I + t_{II} + ct_{III} + t_{IV}} \right]^{1/2}, \quad (\text{IV.56})$$

где c — коэффициент, учитывающий ухудшение охлаждения при заторможенном роторе.

Для перехода от значения момента к значению тока АД (для установившегося участка нагрузочной диаграммы) можно воспользоваться кривой $I = f(M)$, построенной по данным каталога.

Применение метода эквивалентных потерь для проверки короткозамкнутого АД на нагрев усложняется вследствие кратковременности процесса снятия с якоря и работы двигателя с заторможенным ротором. Кратковременный режим работы заставляет вести расчет на нагрев без учета не только теплоотдачи, но и теплоемкости двигателя в целом, так как тепло, выделяемое в об-

мотке, не успевает распространиться по всей массе машины. Поэтому теплоемкость машины не должна определяться по полной массе машины. Если пренебречь теплоотдачей за время режима и не учитывать влияния нагрева одной части машины на другую, то где $P_{\text{мед}}$ — потеря в меди статора; $P_{\text{ст}}$ — потери в стали статора; будет иметь вид

$$\tau_c = \frac{(P_{\text{мед}} - P_{\text{ст}}) 10^{-3}}{k_{\text{в.ст}} A_{\text{ст}} \cdot 3,6} t, \quad (\text{IV.57})$$

где $P_{\text{мед}}$ — потери в меди статора; $P_{\text{ст}}$ — потери в стали статора; $k_{\text{в.ст}}$ — опытный коэффициент, учитывающий влияние вентиляции на нагрев машины; $A_{\text{ст}}$ — теплоемкость обмотки и активной стали, Дж/°С; t — продолжительность работы, с.

Теплоемкость обмотки и активной стали может быть вычислена по следующему выражению:

$$A_{\text{ст}} = c_{\text{мед}} \cdot 1,55 G_{\text{мед}} + k_{\text{ст}} c_{\text{ст}} G_{\text{ст}}, \quad (\text{IV.58})$$

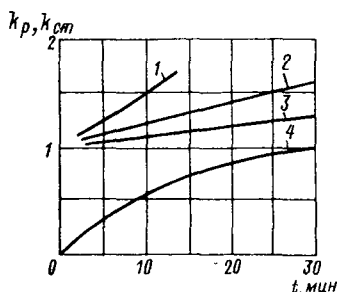


Рис. IV.19. Значения коэффициентов $k_{\text{ст}}$ и k_p .

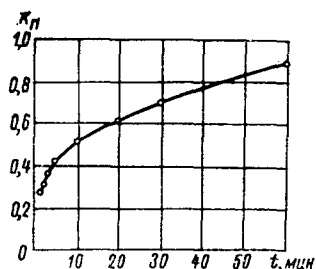


Рис. IV.20. Значения коэффициента k_n .

где $c_{\text{мед}}$ — удельная теплоемкость меди с изоляцией, равная 388,6 Дж/(кг·°С); $G_{\text{мед}}$ — масса меди статора с изоляцией; $k_{\text{ст}}$ — опытный коэффициент, учитывающий влияние теплоемкости корпуса машины и других ее элементов (рис. IV.19, кривая 4); $c_{\text{ст}}$ — удельная теплоемкость активной стали, равная 475 Дж/(кг·°С); $G_{\text{ст}}$ — масса активной стали статора, поскольку корпус машины и другие ее элементы при длительности режима до 900 с практически не нагреваются.

На рис. IV.19 показано также изменение коэффициента $k_{\text{ст}}$ для обмотки статора с обдувом (кривая 2) и без обдува (кривая 3) и коэффициента k_p для обмотки ротора (кривая 1).

Перегрев при пуске двигателя и заторможенном роторе определяется по тем же выражениям (IV.57) и (IV.58), но при этом необходимо учитывать только теплоемкость активной меди, так как вследствие кратковременности процесса выделенное в обмотке тепло не успевает распространиться по всему объему стали.

Для двигателей с двумя обмотками представляет интерес определение нагрева обмоток, работающих поочередно. Перегрев неработающей обмотки τ_0 за счет нагрева от работающей $\tau_{\text{раб}}$ может быть найден по выражению $\tau_0 = k_n \tau_{\text{раб}}$, где k_n — опытный коэффи-

циент. Значения коэффициента k_n могут быть получены по кривой, приведенной на рис. IV.20.

Если суммарное время перегрева не будет значительно превышать принятые нормы перегрева, то двигатель выбран правильно.

4. Численный метод расчета электропривода

Предварительный выбор двигателя по статическому режиму работы не обеспечивает достаточной достоверности расчета привода с точки зрения его соответствия заданному времени снятия судна с якоря и условиям нагрева. Поэтому возникает необходимость исследования и проверки выбранного двигателя при его работе в переходных режимах, т. е. режимах, учитывающих инерцию судна, наличие гибкой связи в системе судно — якорная цепь — якорный механизм и возникающий при этом колебательный процесс. В этом случае в качестве исходных соотношений кроме уравнений движения судна необходимо учитывать уравнение движения привода.

Уравнение движения электропривода. В известном уравнении равновесия моментов двигателя силы сопротивления будут определяться усилиями, возникающими в цепи. Тогда уравнение для электропривода примет следующий вид:

$$2\pi J \frac{dn}{dt} = M(n) - M_c, \quad (IV.59)$$

где J — момент инерции двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; n — частота вращения двигателя, с^{-1} ; $M(n)$ — момент движущих сил, $\text{Н} \cdot \text{м}$; M_c — момент сил сопротивления, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Момент сил сопротивления M_c определяется с помощью выражения (IV.39).

Скорость выбирания якорной цепи $\frac{dl_1}{dt}$ (линейную скорость на окружности звездочки) можно выразить через частоту вращения двигателя n :

$$\frac{dl_1}{dt} = \frac{R_{зв}}{0,16i} n = c_u n. \quad (IV.60)$$

Уравнения движения системы. Систему судно — якорная цепь — якорный механизм можно описать следующей системой дифференциальных и алгебраических уравнений:

$$\left. \begin{aligned} D \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= F_x(l_2, x_2) - F_p \left(\frac{dx_1}{dt} \right); \\ 2\pi J \frac{dn}{dt} &= M(n) - M_c(l_2, x_2); \\ \frac{dl_1}{dt} &= c_u n; \\ l_1(t) + l_2(t) + l_3(t) &= L; \\ x_1(t) + x_2(t) + x_3(t) &= X. \end{aligned} \right\} \quad (IV.61)$$

Полученная система справедлива в промежутке времени $0 \leq t \leq T$, где T — такой момент времени, когда длина провисающей части цепи l_2 становится равной глубине стоянки судна H , т. е. момент отрыва якоря от грунта. Система (IV.61) содержит пять уравнений и шесть неизвестных функций $x_1(t)$, $l_1(t)$, $x_2(t)$, $l_2(t)$, $x_3(t)$, $l_3(t)$. Для ее решения требуется еще одно дополнительное соотношение между неизвестными величинами. Это соотношение может быть получено, если наложить ограничения на характер движения.

Для упрощения расчетов считаем, что процесс снятия судна с якоря делится на три периода.

Период I. Во время этого периода ($0 \leq t \leq T_1$, где T_1 подлежит определению) часть цепи, прилегающая к якорю, все время лежит на дне, т. е. $l_3(t) \neq 0$, причем предполагаем, что в точке отрыва цепи от грунта цепная линия обладает горизонтальной касательной. Это предположение дает возможность найти $x_2(t)$ из выражения (IV.9):

$$x_2 = \frac{l_2^2 - H^2}{2H} \ln \frac{l_2 + H}{l_2 - H}.$$

Таким образом, остаются неизвестными пять функций $x_1(t)$, $l_1(t)$, $l_2(t)$, $l_3(t)$, $n(t)$, которые могут быть определены из уравнений системы (IV.61). Первый период заканчивается в момент времени T_1 , когда $l_3(T_1) = 0$, т. е. как только последнее звено цепи будет поднято с грунта.

Период II. Во время этого периода ($T_1 \leq t \leq T_2$, где T_2 подлежит определению) длина l_3 участка цепи, лежащего на дне, равна нулю и точка отрыва цепи от грунта совпадает с точкой крепления якоря: $l_3(t) \equiv 0$.

Следовательно, для периода II система уравнений (IV.61) содержит число неизвестных, равное числу уравнений, и может быть решена. Второй период заканчивается в момент времени T_2 , когда $l_2(T_2) = \sqrt{H^2 + x_2^2(T_2)}$, т. е. когда форма цепной линии примерно совпадает с прямой.

Период III. По сути дела период III ($T_2 \leq t \leq T_3$, где T_3 подлежит определению) является заключительной частью периода II. Необходимость в выделении периода III вызвана тем, что при спрямлении провисающей части цепи ее параметры $l_2(t)$ и $x_2(t)$ не могут быть определены из уравнений для цепной линии и находятся из новых соотношений. Третий период заканчивается, когда судно проходит над местом заложения якоря, т. е. когда

$$l_2(T_3) = H.$$

Решение системы уравнений. Следует отметить, что большое число зависимых переменных, неявное задание искомых функций, наличие нелинейностей в дифференциальных уравнениях и специфика процесса снятия судна с якоря весьма затрудняют решение задачи. Поэтому для определения текущих значений переменных целесообразно применить метод последовательных интервалов Эйлера, наименее трудоемкий по сравнению с другими методами и в то же время обеспечивающий необходимую точность решения.

съемки практически не оказывает. Якорная цепь убирается в клюз, и так как судно почти неподвижно, то длина провисающей части цепной линии l_2 увеличивается, часть цепи поднимается с грунта, а натяжение цепной линии у клюза F_k возрастает. Возрастает также и горизонтальная составляющая F_x , появляется избыточная сила, под влиянием которой судно начинает разгоняться.

Если исходить из предположения, что якорь прочно держится в грунте, то при больших значениях длины вытравленной цепи может иметь место случай, когда судно несколько раз будет разогнаться и замедлять движение, а якорная цепь будет подниматься и снова ложиться на грунт.

Для решения задачи в системе уравнений (IV.61) дифференциальное уравнение второго порядка, описывающее движение судна, заменяем эквивалентной системой двух уравнений первого порядка:

$$\frac{dV_k}{dt} = \frac{1}{D} [F_x - F_p]; \quad (IV.62)$$

$$\frac{dx_1}{dt} = V_k. \quad (IV.63)$$

Рассмотрим уравнение (IV.59), описывающее поведение электропривода якорного механизма. Очевидно, что момент инерции двигателя якорного механизма значительно меньше момента инерции судна. Следовательно, рассматривая процесс снятия судна с якоря, который длится десятки минут, можно пренебречь инерцией электропривода, на разгон которого требуются десятые доли секунды. Действительно, уравнение (IV.59) является уравнением с малым параметром при старшей производной. Можно показать, что в тех случаях, когда производная $\frac{dn}{dt}$ не слишком велика, до-

пустимо пренебречь членом $2\pi J \frac{dn}{dt}$ и рассматривать вместо уравнения (IV.59) уравнение

$$M(n) = M_c. \quad (IV.64)$$

При такой замене сколько-нибудь существенные изменения в процессе могут наблюдаться лишь на очень малом промежутке времени вблизи точки $t=0$. Поэтому если требуется рассмотреть процесс разгона двигателя в начальный момент съемки судна с якоря, то необходимо использовать полное уравнение электропривода (IV.59).

Учитывая сделанные замечания, будем рассматривать упрощенное уравнение электропривода (IV.64), которое с учетом выражения (IV.39) окончательно запишется в следующем виде:

$$M(n) = c_m F_k - M_0. \quad (IV.65)$$

Для периода I длина провисающей части якорной цепи l_2 определяется из выражения (IV.19). Тогда полная система уравнений, описывающая первый период процесса снятия судна с якоря, мо-

жет быть представлена в виде

$$\left. \begin{aligned} \frac{dV_{\kappa}}{dt} &= \frac{1}{D} [F_x - F_p]; & \frac{dx_1}{dt} &= V_{\kappa}; \\ M(n) &= c_m F_{\kappa} - M_0; & \frac{dl_1}{dt} &= c_{\kappa} n; \\ l_2 - \frac{l_2^2 - H^2}{2H} \ln \frac{l_2 + H}{l_2 - H} &= L - X - l_1 + x_1. \end{aligned} \right\} \quad (IV.66)$$

Рассмотрим последовательность решения полученной системы. Дифференциальные уравнения заменяются уравнениями в конечных приращениях

$$x_1(t + \Delta t) = x_1(t) + \Delta t V_{\kappa}(t); \quad (IV.67)$$

$$V_{\kappa}(t + \Delta t) = V_{\kappa}(t) + \Delta t \frac{1}{D} [F_x - F_p(V_{\kappa}(t))]; \quad (IV.68)$$

$$l_1(t + \Delta t) = l_1(t) + \Delta t c_{\kappa} n(t). \quad (IV.69)$$

Зная начальные значения данных функций для момента времени $t = t_1 = 0$ и выбрав шаг интегрирования Δt , мы можем последовательно определить по выражениям (IV.67) — (IV.69) значения этих функций для моментов времени $t_2 = 0 + \Delta t$; $t_3 = 0 + 2\Delta t$; $t_4 = 0 + 3\Delta t$; ... на всем промежутке интегрирования для периода I.

Определим значения параметров, характеризующих состояние системы судно—якорная цепь—якорный механизм в момент времени $t = 0$. При этом выполняются начальные условия: $x_1(0) = l_1(0) = V_{\kappa}(0) = 0$.

Прежде всего находим расстояние X от судна до якоря по горизонтали в момент $t = 0$ при заданной длине L вытравленной цепи. На стоянке судна все внешние силы уравниваются натяжением цепи, поэтому в момент времени $t = 0$ имеем $F_p(0) = F_x(0)$, так как ускорение судна до начала движения равно нулю. Учитывая, что выполняется соотношение (IV.10), получим выражение для определения длины провисающей части цепи l_2 в момент $t = 0$:

$$l_2(0) = \sqrt{\frac{F_p(0) 2H + H^2 q}{q}}. \quad (IV.70)$$

Проекция провисающей части цепи x_2 определяется из выражения (IV.9):

$$x_2 = \frac{l_2^2 - H^2}{2H} \ln \frac{l_2 + H}{l_2 - H}.$$

С учетом начальных условий $l_1(0) = 0$; $x_1(0) = 0$ соотношения (IV.16) и (IV.17) перепишем следующим образом:

$$l_2(0) + l_3(0) = L; \quad x_2(0) + x_3(0) = X.$$

Так как для периода I $l_3(t) = x_3(t)$, то

$$l_3(0) = L - l_2(0); \quad (IV.71)$$

$$X = L - l_2(0) + x_2(0). \quad (IV.72)$$

Уже при $t=0$ натяжение может оказаться настолько большим (велика равнодействующая внешних сил), что точка отрыва цепи от грунта будет совпадать с точкой крепления цепи к якорю, т. е. первый период отсутствует. В этом случае нужно сразу переходить к расчету периода II. Если же $l_3(0) > 0$, то продолжаем расчет периода I. По формулам (IV.12), (IV.10) и (IV.22) определяем соответственно силу натяжения цепи у клюза F_K , ее горизонтальную составляющую F_x и равнодействующую внешних сил сопротивления F_p . Из соотношения (IV.65) находим момент двигателя $M(0)$. Значения частоты вращения $n(0)$ и тока $I(0)$ снимаем с заданных характеристик двигателя $n=f(M)$, $n=f(I)$.

Таким образом, имеем все данные, характеризующие состояние системы судно—якорная цепь—якорный механизм в момент времени $t=0$.

Для момента времени $t=0+\Delta t$ решение задачи производится методом Эйлера. Выбираем шаг интегрирования и выполняем первый шаг вычислений. Из формул (IV.67)—(IV.69) находим $x_1(0+\Delta t)$ — путь, пройденный судном за время Δt ; $l_1(0+\Delta t)$ — длину выбранной цепи; $V_K(0+\Delta t)$ — скорость, приобретенную судном за время Δt .

Для нахождения длины провисающей части цепи l_2 решаем уравнение (IV.19). Рассчитываем коэффициент b :

$$b = L - X - l_1 + x_1. \quad (\text{IV.73})$$

Далее вычисляем отношение b/H , по графику $\frac{l_2}{H} = f\left(\frac{b}{H}\right)$ определяем величину l_2/H и по ней — длину провисающей части цепи l_2 в конце интервала Δt . Из выражений (IV.12), (IV.10), (IV.22) находим усилия в якорной цепи F_K и F_x , а также значение F_p . По формуле (IV.65) определяем момент двигателя $M(n)$; с характеристик двигателя снимаем соответствующие значения n и I .

Первый шаг вычислений закончен. Значения полученных величин t , l_1 , x_1 , V_K , l_2 , M , n , I заносим в таблицу: для $t=0$ в первую строку, для $t=0+\Delta t$ — во вторую строку таблицы.

Далее производим второй шаг вычислений для момента времени $t=0+2\Delta t$. В той же последовательности и по тем же выражениям, что и на первом шаге, определяем значения $x_1(0+2\Delta t)$, $l_1(0+2\Delta t)$, $V_K(0+2\Delta t)$, l_2 , M , n , I . Полученные данные заносим в следующую строку таблицы для периода I. Таким образом ведем расчет до тех пор, пока вся цепь не поднимется с грунта. Условие окончания расчета периода I может быть записано следующим образом: $l_3(t) = L - l_1(t) - l_2(t) \leq 0$. Если это условие выполняется, то необходимо перейти к расчету периода II; если нет, то продолжать расчет периода I.

Расчет периода II. Характерной особенностью периода II является отсутствие якорной цепи на грунте. При этом касательная к ней в точке крепления к якорю уже не будет горизонтальной. Следовательно, усилия в цепи будут определяться не только длиной провисающей части цепи l_2 , но и ее параметром a .

Система уравнений (IV.61) справедлива для периода II. Конфигурация цепной линии полностью определяется выражением (IV.7), решение которого дает возможность найти параметр цепной линии $a = \frac{x_2}{2z}$ и, следовательно, усилия в цепи.

Таким образом, система уравнений, описывающая второй период процесса снятия судна с якоря, может быть записана в виде

$$\left. \begin{aligned} \frac{dV_K}{dt} &= \frac{1}{D} [F_x - F_p]; & \frac{dx_1}{dt} &= V_K; \\ M(n) &= c_M F_K - M_0; & \frac{dl_1}{dt} &= c_{II} n; \\ \frac{\text{sh } z}{z} &= \frac{\sqrt{l_2^2 - H^2}}{x_2}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV.74})$$

Последовательность расчета периода II та же, что периода I. Дифференциальные уравнения системы (IV.74) заменяются уравнениями в конечных приращениях (IV.67) — (IV.69). В качестве начальных значений переменных t , x_1 , l_1 , l_2 , V_K , n берем значения величин из последнего шага вычислений для периода I. Выбираем шаг интегрирования Δt и по формулам (IV.67), (IV.69) находим $x(t + \Delta t)$ — путь, пройденный судном с начала процесса съёмки судна с якоря, и $l_1(t + \Delta t)$ — длину всей выбранной цепи. Для того же момента времени $t + \Delta t$ определяем длину провисающей части цепи $l_2 = L - l_1$ и расстояние до места заложения якоря $x_2 = X - x_1$. Решаем уравнение для цепной линии (IV.7). Из графика, приведенного на рис. IV.4, для полученного значения $\frac{\text{sh } z}{z}$ находим величину z : параметр цепной линии a определяем из выражения (IV.6). Далее по формулам (IV.3), (IV.5) и (IV.22) вычисляем усилия в якорной цепи

$$F_K = \frac{1}{2} q \left(l_2 \sqrt{1 + \frac{4a^2}{l_2^2 - H^2}} + H \right); \quad F_x = aq$$

и равнодействующую внешних сил сопротивления $F_p = F_{\text{вет}} + F_{\text{вод}}$, где $F_{\text{вет}} = \text{const}$; $F_{\text{вод}} = f(V_K(t))$.

По формуле (IV.68) находим скорость судна в момент времени $t + \Delta t$

$$V_K(t + \Delta t) = V_K(t) + \Delta t \frac{1}{D} [F_x - F_p],$$

а по формуле (IV.65) — момент на валу двигателя

$$M(n) = c_M F_K - M_0.$$

Значения $n(t)$ и $I(t)$, соответствующие полученному значению момента, определяем по характеристикам двигателя. Первый шаг вычислений во втором периоде закончен. Значения полученных величин t , x_1 , l_1 , V_K , l_2 , a , M , n , I заносим в первую строку таблицы

для периода II. Расчет ведем таким образом до момента, пока цепная линия не приобретет форму прямой, т. е. когда

$$\sqrt{H^2 + x_2^2} \approx l_2.$$

Расчет периода III. В конце периода II вследствие спрямления цепной линии момент, развиваемый двигателем, резко возрастает до максимального и остается практически постоянным в течение всего третьего периода. Точно определить момент отрыва якоря от грунта невозможно, поэтому полагаем, что период III заканчивается в момент прохождения судном места заложения якоря, т. е. когда $l_2 = H$. Это наиболее тяжелый с точки зрения потерь период работы электропривода, так как он самый напряженный и самый длительный.

В периоде III конфигурация якорной цепи из цепной линии преобразуется в прямую, поэтому длину вытравленной части цепи l_2 можно определить из прямоугольного треугольника. Кроме того, для любого отрезка времени Δt будет справедливо равенство $\Delta l_1 = \Delta l_2$, т. е. изменение длины вытравленной части цепи равно длине цепи, выбранной за это время.

Расчет переходного процесса съемки судна с якоря для периода III отличается от предшествующих периодов, хотя основные уравнения для судна, привода и цепи сохраняются. Система уравнений, описывающая период III процесса снятия судна с якоря, имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{dV_k}{dt} &= \frac{1}{D} [F_x - F_p]; & \frac{dx_1}{dt} &= V_k; \\ M(n) &= c_m F_k - M_0; & \frac{dl_1}{dt} &= c_u n; \\ l_2 &= \sqrt{M^2 + x_2^2}. \end{aligned} \right\} \quad (IV.75)$$

Дифференциальные уравнения системы (IV.86) заменяются уравнениями в конечных разностях (IV.67) — (IV.68). Для удобства вычислений уравнение (IV.69) можно записать в виде

$$n = \frac{\Delta l_1}{\Delta t} \cdot \frac{1}{c_u}. \quad (IV.76)$$

В качестве начальных значений переменных берем значения величин из последнего шага вычислений для периода II. Выбираем шаг интегрирования Δt и по формуле (IV.67) определяем путь, пройденный судном с начала движения. Расстояние до места заложения якоря равно

$$x_2 = X - x_1. \quad (IV.77)$$

Длина цепной линии на клюзе равна

$$l_2 = \sqrt{H^2 + x_2^2}. \quad (IV.78)$$

Длина цепи, выбранной за время $t + \Delta t$, определяется выражением

$$l_1 = L - l_2. \quad (IV.79)$$

Длина цепи, выбранной за время Δt , равна

$$\Delta l_1 = \Delta l_2 = l_2(t) - l_2(t + \Delta t). \quad (IV.80)$$

По величине Δl_1 , пользуясь выражением (IV.76), находим среднюю частоту вращения двигателя n и с помощью характеристик двигателя определяем соответствующие значения $M(n)$ и $I(n)$. Усилие натяжения цепи на клюзе F_K и его горизонтальная проекция F_x соответственно равны

$$F_K = \frac{M(n) + M_0}{c_M}; \quad (IV.81)$$

$$F_x = F_K \frac{x_2}{l_2}. \quad (IV.82)$$

Из (IV.22) находим значение F_D . Скорость судна в конце интервала Δt определяем из выражения (IV.68):

$$V_K(t + \Delta t) = V_K(t) + \Delta t \frac{1}{D} [F_x - F_D].$$

Значения полученных величин t , x_1 , l_1 , V_K , l_2 , M , n , I заносим в первую строку таблицы для периода III. В той же последовательности расчет повторяем для второго интервала.

Период III заканчивается в момент прохождения судна над местом заложения якоря, т. е. когда $x_1 = X$ и $l_2 = H$.

Расчет периода IV. В этом периоде происходит выбирание цепи и свободно висящего якоря после отрыва последнего от грунта. Здесь электропривод работает в менее напряженном режиме, так как усилие натяжения цепи на клюзе F_K будет линейно уменьшаться пропорционально длине свисающей части цепи l_2 . Характер движения судна в этом периоде практически не оказывает никакого влияния на работу привода.

В качестве начальных значений переменных берем значения величин из последнего шага вычислений для периода III. Выбираем шаг интегрирования Δt . Усилие натяжения цепи на клюзе определяем по формуле (IV.31). Далее вычисляем момент электродвигателя по формуле (IV.65) и находим соответствующие значения частоты вращения и тока двигателя по заданным характеристикам $M = f(n)$, $I = f(n)$.

Из уравнения (IV.69) находим длину выбранной цепи:

$$l_1(t + \Delta t) = l_1(t) + \Delta t c_n n(t).$$

Длина свисающей части цепи равна

$$l_2(t + \Delta t) = L - l_1(t + \Delta t). \quad (IV.83)$$

Первый шаг вычислений закончен. Значения полученных величин t , l_1 , l_2 , M , n , I заносим в таблицу для периода IV. Аналогично производим расчет второго и последующих шагов вычислений. Период IV заканчивается, когда выбрана вся цепь на клюзе, т. е. когда $l_2(t) = 0$.

Для проверки соответствия выбранного двигателя условиям нагрева необходимо проверить выполнение условия $I_{II} \geq I_0$.

Эквивалентное значение тока определяется по формуле

$$I_э = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^k I_j^2 \Delta t_j}{\sum_{j=1}^k \Delta t_j}},$$

где I_j — среднее значение тока в j -м интервале; Δt_j — j -й интервал времени. Величина $I_j^2 \Delta t_j$ представляет собой тепловые потери двигателя ω за интервал времени Δt_j .

5. Машинное проектирование

Применение ЦВМ целесообразно в случае необходимости неоднократного решения задачи с целью исследования зависимостей между ее параметрами. Машинный метод расчета электропривода

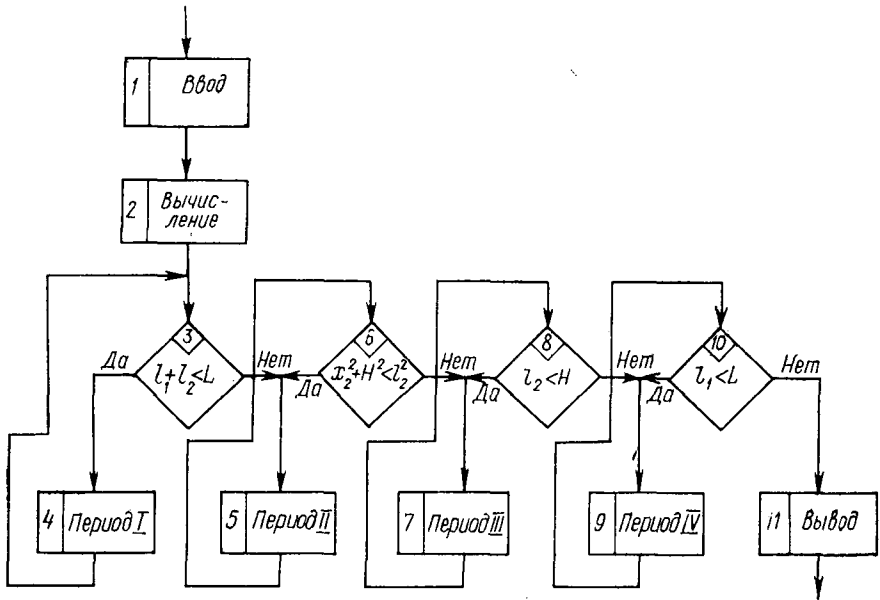


Рис. IV.21. Обобщенная блок-схема алгоритма съемки судна с якоря.

с применением ЦВМ имеет некоторые специфические особенности по сравнению с ручным методом расчета. На основании уравнений и методики, рассмотренной выше, был составлен алгоритм решения задачи съемки судна с якоря, обобщенная блок-схема которого приведена на рис. IV.21. Рассмотрим подробнее структуру каждого блока схемы в отдельности.

Блок 1. Здесь осуществляется ввод параметров и задание начальных условий. Параметры: $D, H, L, G, q, S_{\text{вод}}, F_{\text{вет}}, V_{\text{теч}}, f, M_{\text{н}}, M_0, n_0, c_{\text{м}}, c_{\text{ц}}$. Начальные значения переменных $t=0, x_1(0)=0, l_1(0)=0, V_{\text{к}}(0)=0$.

Блок 2. Здесь вычисляются параметры и переменные, определяющие положение судна и состояние привода в момент времени

$t=0$. Алгоритм вычисления параметров (блок 2) представлен последовательностью операторов 2.1—2.11 на рис. IV.22, а. Каждый оператор изображен в виде прямоугольника, внутри которого записана формула. Операторы 2.1—2.8 дополнительного пояснения не требуют. Операторы 2.9—2.10 по найденному значению момента двигателя m определяют соответствующие относительные значения частоты вращения v и тока i двигателя. Оператор 2.11 позволяет определить тепловые потери двигателя на данном шаге вычислений и суммирует их за весь период работы. При ручном расчете для получения очередных значений v и i можно непосредственно обращаться к заданным графикам механической и электромеханической характеристик двигателя $m=f(v)$ и $i=f(v)$. При машинном счете обращение к графику на каждом шаге вычислений невозможно. Поэтому все кривые заменяются их аналитическими аппроксимациями, например $m(v)$ и $i(v)$ могут быть заменены интерполяционными полиномами Ньютона, совпадающими с указанными функциями в k узлах.

Схема вычисления полинома Ньютона подробно описана в § 24 гл. III, поэтому ниже рассмотрим лишь нахождение шага интерполяции и значений узлов интерполяции. Для вычисления $v(m)$ задаемся значениями шага интерполяции $h_m = \frac{m_{\max} - m_0}{4}$ и началь-

ного аргумента интерполяции m_0 ; k значений функции в узлах интерполяции $v(m)$ снимаем с графика механической характеристики двигателя: $v_1 = v(m_0)$, $v_2 = v(m_0 + h_m)$, $v_3 = v(m_0 + 2h_m)$, ..., $v_{k-1} = v(m_0 + (k-2)h_m)$, $v_k = v(m_0 + (k-1)h_m)$. Аналогично для вычисления $i(v)$ задаемся значениями v_0 и $h_v = \frac{v_{\max} - v_0}{4}$. С графика

снимаем $i_1 = i(v_0)$, $i_2 = i(v_0 + h_v)$, $i_3 = i(v_0 + 2h_v)$, ..., $i_{k-1} = i(v_0 + (k-2)h_v)$, $i_k = i(v_0 + (k-1)h_v)$. Предварительно рассчитанные параметры интерполяции вводятся в ЦВМ (блок 1).

Блок 3. Здесь проверяется логическое условие, соответствующее периоду I, т. е. $l_1 + l_2 < L$. Если условие выполняется, то переходим к блоку 4 и ведем расчет по уравнениям периода I. Если условие не выполняется, то переходим к блоку 5 и ведем расчет по уравнениям периода II.

Блок 4. Алгоритм осуществляемого в блоке решения для периода I представлен на рис. IV.22, б. Операторы 4.1, 4.2, 4.4—4.8 пояснений не требуют. Оператор 4.3 позволяет определить длину провисающей части цепи l_2 из уравнения (IV.19). Решение этого уравнения, в отличие от ручного расчета с использованием графического метода, может быть произведено методом половинного деления отрезка. Промежуток, содержащий корень l_2^* указанного уравнения, определяется следующим образом:

$$H < l_2^* < \frac{3c}{\sqrt{\left(\frac{3c}{H}\right)^2 + 1} - 1},$$

где $c = L - X - l_1 + x_1$.

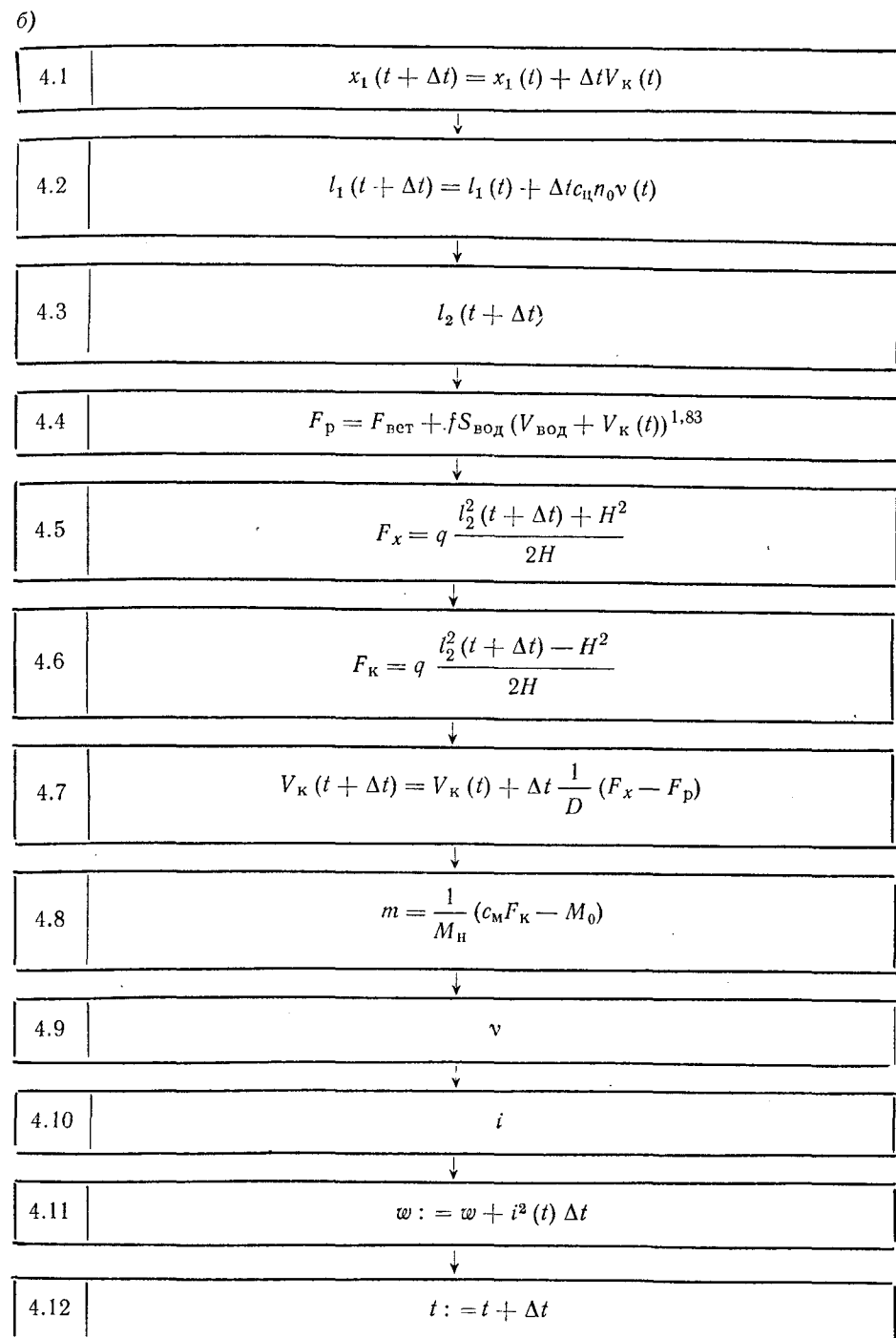
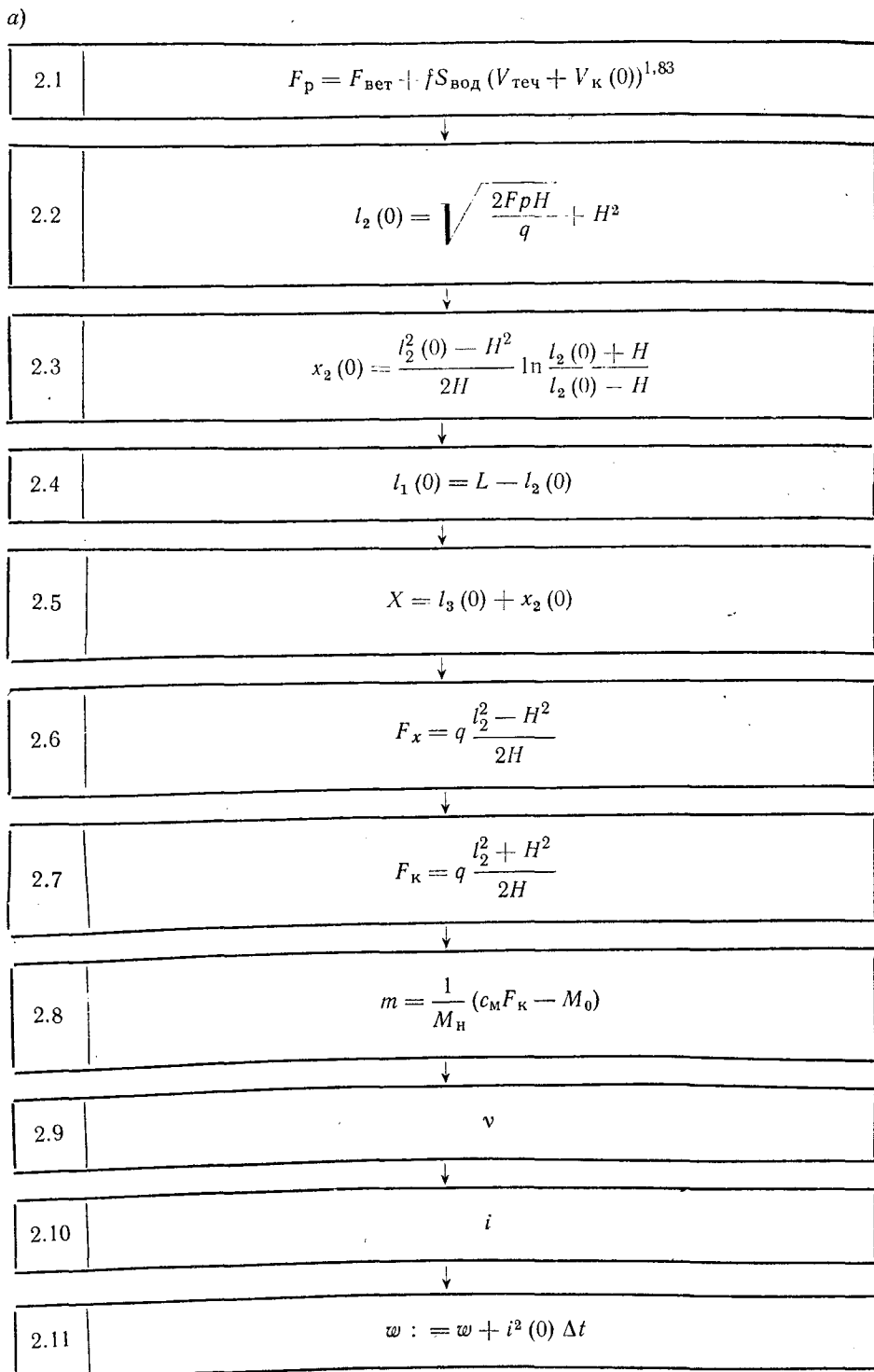
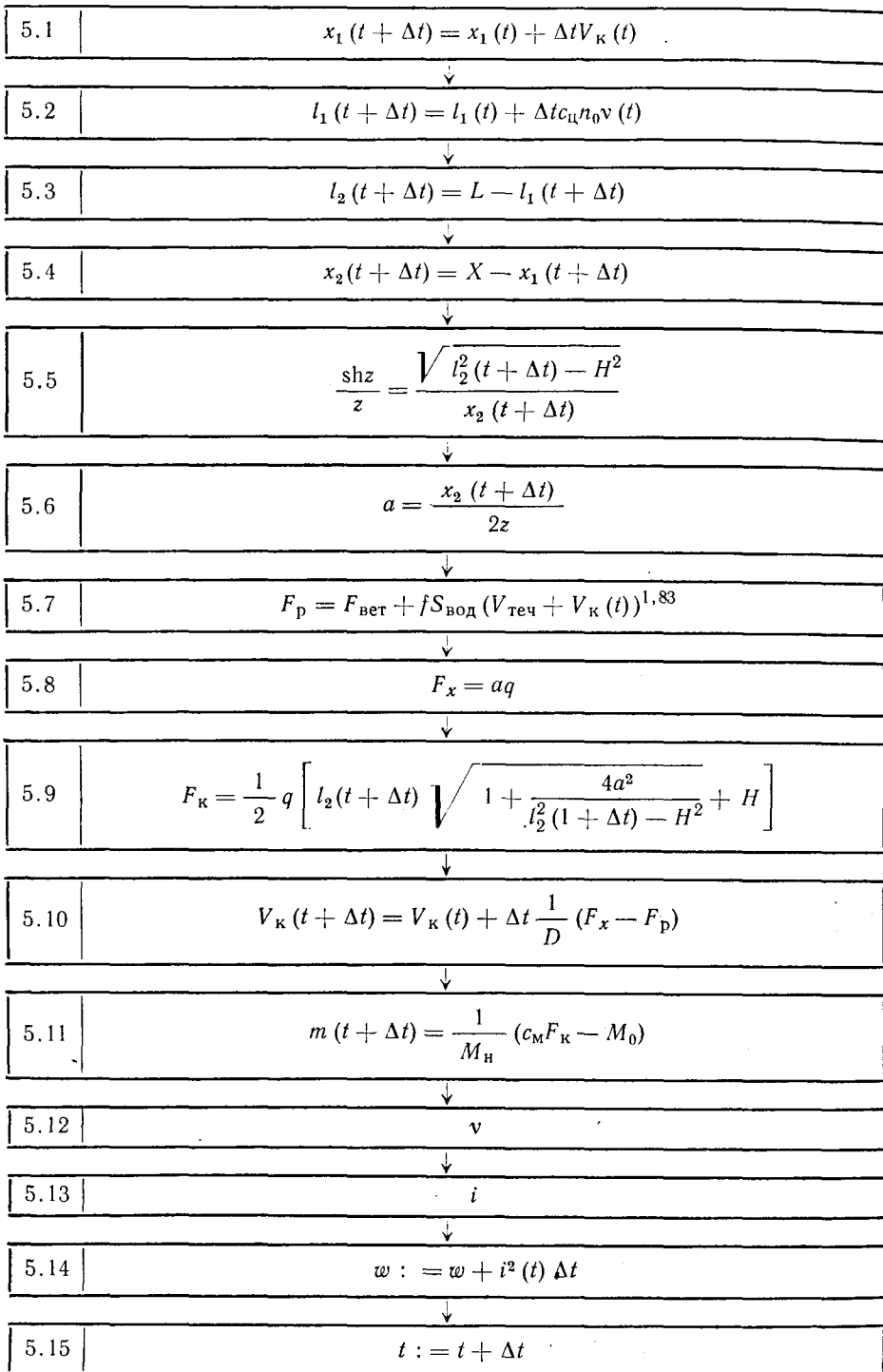


Рис. IV.22. Алгоритм вычисления положения судна и состояния привода для периода I.

a)



б)

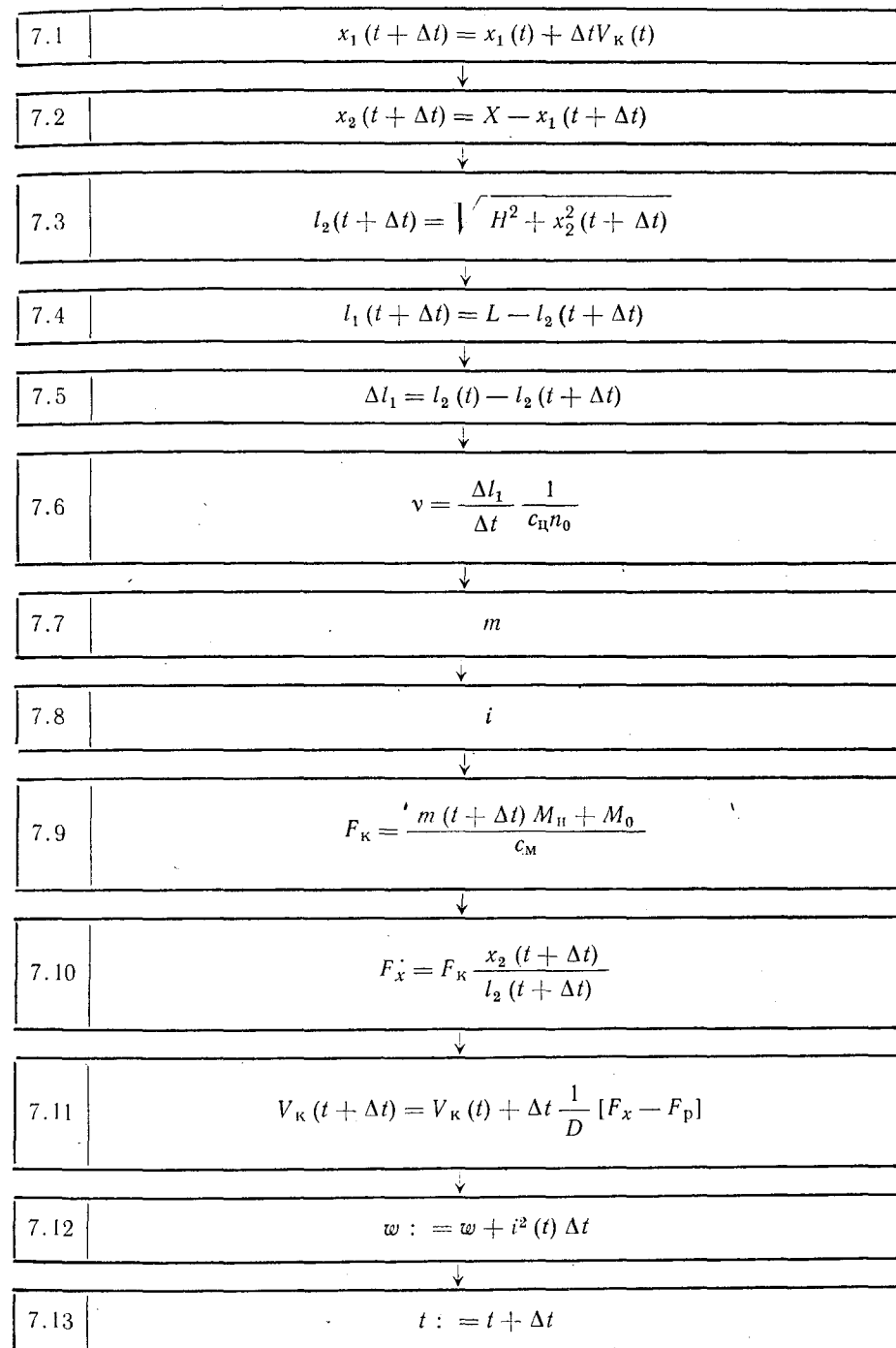


Рис. IV.23. Алгоритм решения для периодов II и III.

Операторы 4.9—4.11 аналогичны рассмотренным выше операторам 2.9—2.11. Оператор присвоения 4.12 реализует сдвиг параметра t (времени) на величину шага интегрирования Δt . После выполнения оператора 4.12 (конец блока 4) вычислительный процесс возвращается к блоку 3.

Блок 5. Алгоритм осуществляемого в блоке решения для периода II представлен на рис. IV.23, а. Операторы 5.1—5.4, 5.6—5.11 пояснений не требуют. Операторы 5.12, 5.13 и 5.14, 5.15 аналогичны соответствующим операторам 2.9, 2.10 и 4.11, 4.12 (см. рис. IV.22). Оператор 5.5 реализует записанное в нем трансцендентное уравнение относительно z . В отличие от ручного расчета с использованием графического метода решения уравнения для цепной линии, воспользуемся методом половинного деления промежутка

$$[0, \sqrt{6(c-1)}], \text{ где } c = \frac{\sqrt{l_2^2 - H^2}}{x_2}.$$

Блок 6. Здесь проверяется логическое условие, соответствующее периоду II, т. е. $x_2^2 + H^2 < l_2^2$. Если условие выполняется, то переходим к блоку 5; если условие не выполняется, то переходим к блоку 7 и ведем расчет по уравнениям периода III.

Блок 7. Алгоритм осуществляемого в блоке решения для периода III представлен на рис. IV.23, б. Операторы 7.1—7.6, 7.9—7.11 пояснений не требуют. Операторы 7.8, 7.12, 7.13 аналогичны соответствующим операторам 2.10, 4.11, 4.12 (см. рис. IV.22). Оператор 7.7 позволяет по найденному относительному значению частоты вращения двигателя v определить его момент m . Для вычисления $m(v)$ задаемся значениями шага интерполяции $h_v = \frac{v_{\max} - v_0}{4}$ и на-

чального аргумента интерполяции v_0 ; k значений функции в узлах интерполяции $m(v)$ снимаем с графика механической характеристики двигателя: $m_1 = m(v_0)$, $m_2 = m(v_0 + h_v)$, $m_3 = m(v_0 + 2h_v)$, ..., $m_{k-1} = m(v_0 + (k-2)h_v)$, $m_k = m(v_0 + (k-1)h_v)$. По данным, полученным в результате интерполяции, строим полином Ньютона для функции $m = f(v)$.

Блок 8. Здесь проверяется логическое условие, соответствующее периоду III, т. е. $l_2 < H$. Если условие выполняется, то переходим к блоку 7; если условие не выполняется, переходим к блоку 9 и ведем расчет по уравнениям периода IV.

Блок 9. Алгоритм осуществляемого в блоке решения для периода IV представлен на рис. IV.24. Операторы 9.3, 9.4 и 9.7, 9.9 аналогичны соответствующим операторам 2.9, 2.10 и 4.11, 4.12 (см. рис. IV.22). Оператор 9.8 позволяет определить значение i_3 за все периоды работы электропривода.

Блок 10. Здесь проверяется логическое условие, соответствующее периоду IV, т. е. $l_2 < L$. Если условие выполняется, то переходим к блоку 9; если условие не выполняется, то расчет всего процесса снятия судна с якоря и подъема якоря закончен, вычислительный процесс прекращается и осуществляется переход к блоку 11.

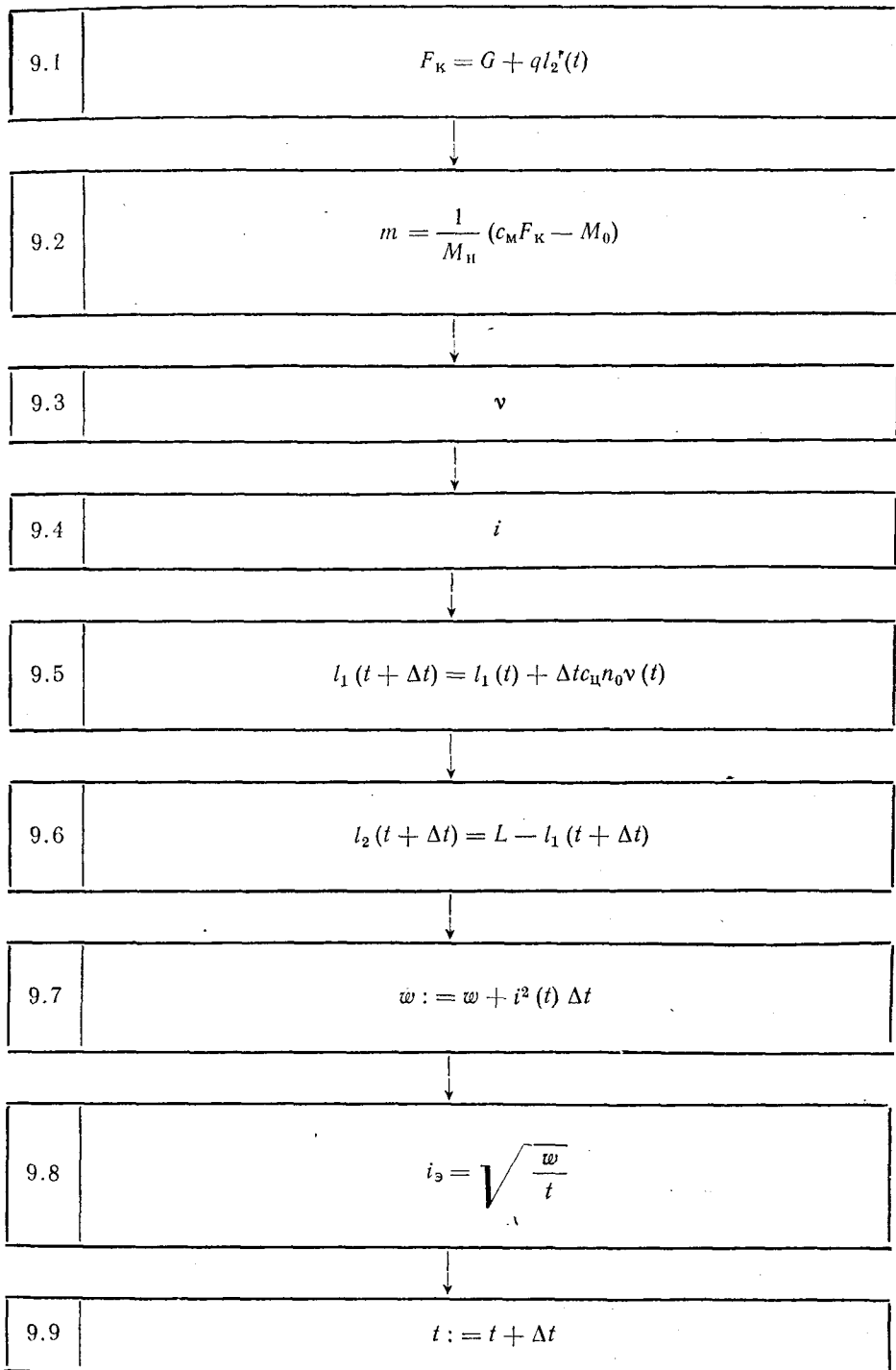


Рис. IV.24. Алгоритм решения для периода IV.

Блок 11. Интересующая нас информация, полученная в течение вычислительного процесса, выводится на печать: t , $x_1(t)$, $l_1(t)$, $\omega(t)$, $m(t)$, $v(t)$, $i(t)$, i_a . Могут быть выведены и другие параметры.

§ 37. Пример расчета электропривода

Произведем расчет электропривода якорно-швартового устройства (ЯШУ) с многоскоростным короткозамкнутым двигателем.

Исходные данные: сила тяжести якоря $G_{\text{воз}}=34,3$ кН; масса судна $D=1,224 \cdot 10^6$ кг; калибр цепи $d=0,057$ м; длина якорной цепи $L=275$ м; глубина стоянки $H=110$ м; сила тяжести погонного метра якорной цепи $q_{\text{воз}}=0,686$ кН/м; радиус звездочки $R_{\text{зв}}=0,3625$ м; парусящая поверхность судна $S_{\text{вет}}=115$ м²; площадь смоченной поверхности судна $S_{\text{вод}}=3100$ м²; высота цепного ящика $h_{\text{ц.я}}=8$ м; скорость ветра $V_{\text{вет}}=12,5$ м/с; скорость течения $V_{\text{теч}}=0,5$ м/с; передаточное число $i=154$; средняя скорость подъема якоря $V_{\text{ц.ср}}=10$ м/мин; к. п. д. механической части $\eta_{\text{мех}}=0,77$; к. п. д. клюза $\eta_{\text{к}}=0,77$; к. п. д. палубного клюза $\eta_{\text{п.к}}=0,77$; коэффициент уменьшения силы тяжести в воде $k=0,87$; коэффициент, учитывающий трение судна о воду, $f=1,47$ Н·с/м³; разрывное усилие цепи $F_{\text{раз}}=1180$ кН; скорость выбирания швартова $V_{\text{ш}}=12$ м/мин при тяговом усилии на барабане $F_{\text{ш}}=78,6$ кН; радиус швартового барабана $R_{\text{ш}}=0,43$ м; к. п. д. швартового барабана $\eta_{\text{ш}}=0,95$; разрывное усилие троса $F_{\text{т.раз}}=392$ кН.

1. Расчет мощности электропривода

Определение номинального момента двигателя. Для определения номинального момента двигателя необходимо сначала определить максимальный момент. Исходя из условия отрыва якоря от грунта получаем

$$M_{\text{отр}} = \frac{F_{\text{отр}} R_{\text{зв}}}{\eta_{\text{мех}} \eta_{\text{к}} i} = \frac{(3,5G + qH) R_{\text{зв}}}{\eta_{\text{мех}} \eta_{\text{к}} i} =$$

$$= \frac{0,87 (3,5 \cdot 34,3 + 0,686 \cdot 110) 0,3625}{0,77 \cdot 0,77 \cdot 154} = 0,670 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

из условия подъема якоря с глубины, равной длине всей имеющейся цепи,

$$M_L = \frac{F_L R_{\text{зв}}}{\eta_{\text{мех}} \eta_{\text{к}} i} = \frac{(G + qL) R_{\text{зв}}}{\eta_{\text{мех}} \eta_{\text{к}} i} =$$

$$= \frac{0,87 (34,3 + 0,686 \cdot 275) 0,3625}{0,77 \cdot 0,77 \cdot 154} = 0,770 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

из условия подъема двух якорей с глубины $H=110$ м

$$M_{\text{я}} = \frac{F_{\text{я}} R_{\text{зв}}}{\eta_{\text{мех}} \eta_{\text{к}} i} = \frac{(2G + 2qH) R_{\text{зв}}}{\eta_{\text{мех}} \eta_{\text{к}} i} =$$

$$= \frac{2 \cdot 0,87 (34,3 + 0,686 \cdot 110) 0,3625}{0,77 \cdot 0,77 \cdot 154} = 0,760 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Таким образом, максимальный момент на валу двигателя возникает при подъеме якоря с глубины, равной длине всей имеющейся цепи. Принимая перегрузочную способность двигателя равной $\lambda=1,9$, получим расчетное значение номинального момента

$$M_{\text{н.р}} = \frac{M_L}{\lambda} = \frac{0,77}{1,9} = 0,405 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Так как средняя скорость подъема якоря задана, то расчетная номинальная скорость вращения двигателя $n_{н.р} = n_{ср} \Psi$, где

$$n_{ср} = 0,16 \frac{iV_{ц.ср}}{R_{зв}} = 0,16 \frac{154 \cdot 10}{60 \cdot 0,3625} = 11,2 \text{ с}^{-1}.$$

Применительно к короткозамкнутому двигателю принимаем $x = \frac{1}{2}$, $s_n = 0,10$, тогда

$$\Psi = 1 - s_n = 0,9; \quad n_{н.р} = 11,2 \cdot 0,9 = 10,1 \text{ с}^{-1}.$$

Выбор двигателя. Расчетная мощность двигателя для выбора его по каталогу

$$P_{н.р} = \frac{2\pi M_{н.р} n_{н.р}}{1000} = \frac{405 \cdot 10,1}{160} = 25,6 \text{ кВт}.$$

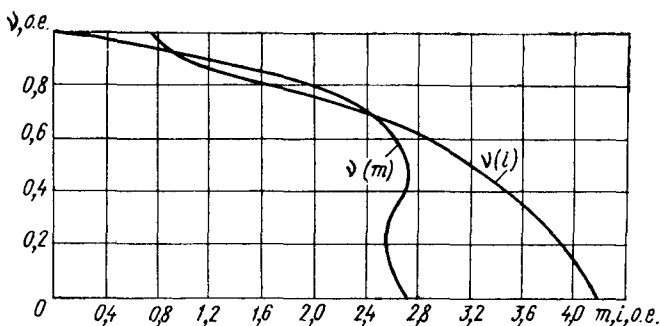


Рис. IV.25. Характеристики двигателя МАП 612-4/8/16.

Выбираем короткозамкнутый трехскоростной двигатель водозащищенного исполнения МАП612-4/8/16 со следующими данными. При большой частоте вращения: мощность 28 кВт; $U_n = 380 \text{ В}$; $I_n = 52,5 \text{ А}$; $n_n = 1440 \text{ об/мин}$ (24 с^{-1}); $M_n = 185 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $m_{\max} = 4,75$; $m_n = 4,2$. При средней частоте вращения: мощность 30 кВт; $U_n = 380 \text{ В}$; $I_n = 86,5 \text{ А}$; $n_n = 690 \text{ об/мин}$ ($11,5 \text{ с}^{-1}$); $M_n = 416 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $m_{\max} = 2,7$; $m_n = 2,5$. При малой частоте вращения: мощность 10 кВт; $U_n = 380 \text{ В}$; $I_n = 49 \text{ А}$; $n_n = 327 \text{ об/мин}$ ($5,45 \text{ с}^{-1}$); $M_n = 303 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $m_{\max} = 2,3$; $m_n = 2,3$.

Характеристики двигателя показаны на рис. IV.25. Проверяем выбранный двигатель на соответствие его момента и частоты вращения расчетным данным: $M_n = 416 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $M_{н.р} = 405 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $n_n = 11,5 \text{ с}^{-1} > n_{н.р} = 10,1 \text{ с}^{-1}$, а также на соответствие моменту, возникающему при отрыве якоря от грунта: $M_{\max} = m_{\max} M_n = 1120 \text{ Н}\cdot\text{м} > M_{отр} = 670 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Убеждаемся, что усилие, соответствующее максимальному моменту, развиваемому двигателем при малой частоте вращения, меньше $\frac{1}{3}$ разрывного усилия цепи:

$$F_{\max} = \frac{M_{\max} i \eta_{\text{мех}}}{R_{зв}} = \frac{303 \cdot 2,3 \cdot 154 \cdot 0,77}{0,3625} = 230\,000 \text{ Н} = 230 \text{ кН} < \frac{1180}{3} \text{ кН}.$$

Проверяем возможность пуска двигателя при средней частоте вращения, когда якорь висит на глубине, равной длине всей имеющейся цепи: $M_n = 1,4 M_L = 1078 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Таким образом, необходимость обеспечить пуск двигателя при полностью вытравленной якорной цепи практически определила выбор мощности двигателя.

Проверяем выбранный двигатель в режиме выбирания швартова при заданном тяговом усилии $F_{ш} = 78,6$ кН.

Момент вращения

$$M_{ш} = \frac{F_{ш} R_{ш}}{i \eta_{мех} \eta_{ш}} = \frac{78,6 \cdot 10^3 \cdot 0,43}{154 \cdot 0,77 \cdot 0,95} = 300 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$m_{ш} = \frac{M_{ш}}{M_n} = \frac{300}{416} = 0,72.$$

Частота вращения двигателя при этом усилнии

$$n = n_0 (1 - b m_{ш})^{1/3} = 750 \sqrt[3]{1 - 0,19 \cdot 0,72} = 689 \text{ об/мин} = 11,6 \text{ с}^{-1},$$

где $b = 1 - (1 - s_n)^2 = 0,19$.

Скорость выбирания швартова

$$V_{ш} = \frac{n R_{ш}}{0,16 i} = \frac{11,6 \cdot 0,43}{0,16 \cdot 154} = 0,205 \text{ м/с} = 12,3 \text{ м/мин}$$

при заданной скорости 12 м/мин.

Проверяем, удовлетворяет ли выбранный двигатель условию предотвращения разрыва швартова при работе на большой частоте вращения:

$$F_{\max} = \frac{M_{\max} i \eta_{мех}}{R_{ш}} = \frac{185 \cdot 4,75 \cdot 154 \cdot 0,77}{0,43} = 242\,000 \text{ Н} = 242 \text{ кН} < 392 \text{ кН}.$$

Следовательно, двигатель удовлетворяет и условиям швартовки.

2. Проверка соответствия электродвигателя заданным условиям

Определим основные параметры, необходимые для расчета:

$$q = 0,87 q_{\text{воз}} = 0,87 \cdot 0,686 = 0,579 \text{ кН/м};$$

$$G = 0,87 G_{\text{воз}} = 0,87 \cdot 34,3 = 29,9 \text{ кН};$$

$$c_{ц} = \frac{R_{зв}}{0,16 i} = \frac{0,3625}{0,16 \cdot 154} = 1,47 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

$$c_{м} = \frac{R_{зв}}{\eta_k \eta_{мех} i} = \frac{0,3625}{0,77 \cdot 0,77 \cdot 154} = 3,97 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$M_0 = \frac{q_{\text{воз}} h_{ц.я} R_{зв} \eta_{п.к}}{i \eta_{мех}} = \frac{0,686 \cdot 10^3 \cdot 8 \cdot 0,3625 \cdot 0,77}{0,77 \cdot 154} = 12,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При скорости ветра в свежую погоду 12,5 м/с (5 баллов)

$$F_{\text{вет}} = 1,19 S_{\text{вет}} V_{\text{вет}}^2 = 1,19 \cdot 115 \cdot 12,5^2 = 21\,380 \text{ Н}.$$

Средняя сила воздействия воды при скорости течения 0,5 м/с и средней скорости подтягивания судна $V_{\text{подт}} = 0,2$ м/с

$$F_{\text{вод. ср}} = f S_{\text{вод}} (V_{\text{теч}} + V_{\text{подт}})^{1,83} = 1,47 \cdot 3100 (0,5 + 0,2)^{1,83} = 2380 \text{ Н}.$$

Для момента времени $t=0$ имеем

$$F_{\text{вод}0} = 1,47 \cdot 3100 \cdot 0,5^{1,83} = 1320 \text{ Н}.$$

Равнодействующая внешних сил

$$F_{p. ср} = F_{\text{вод}} + F_{\text{вет}} = 2380 + 21\,380 = 23\,760 \text{ Н};$$

$$F_{p0} = 1320 + 21\,380 = 22\,700 \text{ Н}.$$

Расчет периода I.

$$F_{кI} = F_{p.c.p} + qH = 23,76 + 0,597 \cdot 110 = 89,36 \text{ кН};$$

$$M_I = F_{кI} c_M - M_0 = 89,36 \cdot 3,97 \cdot 10^{-3} - 12,9 \cdot 10^{-3} = 0,342 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$m_I = \frac{M_I}{M_H} = \frac{342}{416} = 0,826.$$

Выше было принято $x = 1/2$ и $b = 0,19$, тогда

$$A_I^{-x} = (1 - bm_I)^{-x} = \frac{1}{\sqrt{1 - 0,19 \cdot 0,826}} = 1,09;$$

$$l_{2I} = \sqrt{\frac{2F_{p0}H}{q} + H^2} = \sqrt{\frac{2 \cdot 22,7 \cdot 110}{0,597} + 110^2} = 143 \text{ м};$$

$$l_{1I} = L - l_{2I} = 275 - 143 = 132 \text{ м};$$

$$t_I = \frac{A_I^{-x}}{c_H n_0} l_{1I} = \frac{1,09}{1,47 \cdot 10^{-2} \cdot 12,5} \cdot 132 = 776 \text{ с.}$$

Расчет периода II.

$$M_{отр} = F_{отр} c_M - M_0 = 16,6 \cdot 10^4 \cdot 3,97 \cdot 10^{-3} - 12,9 = 647 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$m_{отр} = \frac{M_{отр}}{M_H} = \frac{647}{416} = 1,55;$$

$$A_{II} = 1 - bm_{отр} = 1 - 0,19 \cdot 1,55 = 0,706;$$

$$B_{II} = b(m_{отр} - m_I) = 0,19(1,55 - 0,826) = 0,138;$$

$$\begin{aligned} \Omega_2^{1/2} &= \frac{1}{\sqrt{A_{II}}} \left[1 + \frac{1}{2} \frac{B_{II}}{A_{II}} + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + 1 \right) \times \right. \\ &\times \left. \left(\frac{B_{II}}{A_{II}} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + 1 \right) \left(\frac{1}{2} + 2 \right) \left(\frac{B_{II}}{A_{II}} \right)^3 \right] = \\ &= 1,19 \left[1 + \frac{1}{6} \cdot 0,195 + \frac{3}{40} \cdot 0,195^2 + \frac{15}{336} \cdot 0,195^3 \right] = \\ &= 1,19(1 + 0,0325 + 0,00285 + 0,00033) = 1,235; \end{aligned}$$

$$\varphi_{к.отр} = \arccos \frac{F_{p.c.p}}{F_{отр}} = \arccos \frac{23760}{166000} = 81^\circ 30';$$

$$l_{2II} = \frac{H}{\sin \varphi_{к.отр}} = \frac{110}{0,989} = 111,5 \text{ м};$$

$$l_{1II} = l_{2I} - l_{2II} = 143 - 111,5 = 31,5 \text{ м};$$

$$t_{II} = \frac{\Omega_2^{1/2} l_{1II}}{c_H n_0} = \frac{1,235 \cdot 31,5}{1,47 \cdot 10^{-2} \cdot 12,5} = 210 \text{ с.}$$

Расчет периода III.

$$m_{III} = m_{отр} = 1,55;$$

$$\Omega_0^{1/2} = \frac{1}{\sqrt{A_{III}}} = \frac{1}{\sqrt{1 - bm_{III}}} = \frac{1}{\sqrt{1 - 0,19 \cdot 1,55}} = 1,19;$$

$$l_{III} = l_{2III} - H = 111,5 - 110 = 1,5 \text{ м};$$

$$t_{III} = \frac{\Omega_0^{1/2} l_{III}}{c_{ц} n_0} = \frac{1,19 \cdot 1,5}{1,47 \cdot 10^{-2} \cdot 12,5} = 9,65 \text{ с.}$$

Расчет периода IV.

$$m_{IV \text{ нач}} = \frac{M_{нач}}{M_H} = \frac{F_{нач} c_M}{M_H} =$$

$$= \frac{(29,9 + 0,597 \cdot 110) \cdot 10^3 \cdot 3,97 \cdot 10^{-3}}{416} = 0,914;$$

$$m_{IV \text{ кон}} = \frac{M_{кон}}{M_H} = \frac{F_{кон} c_M}{M_H} =$$

$$= \frac{34,3 \cdot 10^3 \cdot 3,97 \cdot 10^{-3}}{416} = 0,328;$$

$$A_{IV} = 1 - bm_{IV \text{ кон}} = 1 - 0,19 \cdot 0,328 = 0,938;$$

$$B_{IV} = b(m_{IV \text{ кон}} - m_{IV \text{ нач}}) = 0,19(0,328 - 0,914) = -0,111;$$

$$\Omega_1^{1/2} = \frac{1}{\sqrt{A_{IV}}} \left[1 + \frac{1}{2} \frac{B_{IV}}{A_{IV}} + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + 1 \right) \left(\frac{B_{IV}}{A_{IV}} \right)^2 \right] =$$

$$= 1,03 [1 - 0,25 \cdot 0,118 + 0,125 \cdot 0,118^2] = 1,00;$$

$$t_{IV} = \frac{\Omega_1^{1/2} H}{c_{ц} n_0} = \frac{1,00 \cdot 110}{1,47 \cdot 10^{-2} \cdot 12,5} = 595 \text{ с.}$$

Общее время подъема якоря

$$T = t_I + t_{II} + t_{III} + t_{IV} = 776 + 210 + 9,65 + 595 = 1590,65 \text{ с.}$$

Зная время подъема якоря и моменты двигателя по периодам, нетрудно построить нагрузочную диаграмму и проверить двигатель по условиям нагрева.

3. Расчет электропривода в переходном режиме

После того как произведен выбор двигателя по статическому режиму, выполняется проверочный расчет для переходного режима. В основу расчета берутся уравнения движения судна при снятии с якоря, полученные в § 36, п. 4. Расчет позволяет более точно построить диаграммы изменения момента, частоты вращения и тока двигателя в процессе съёмки судна с якоря и проверить двигатель по условиям нагрева. При расчете используется численный метод Эйлера.

Расчет периода I. Определяем значения параметров системы. Начальные условия: $t=0$, $x_1(0)=0$, $l_1(0)=0$, $V_K(0)=0$. Начальные значения расчетных величин равны:

$$l_2(0) = \sqrt{\frac{2F_{p0}H}{q} + H^2} = \sqrt{\frac{2 \cdot 22,7 \cdot 110}{0,597} + 110^2} = 142,9 \text{ м};$$

$$x_2(0) = \frac{l_2^2(0) - H^2}{2H} \ln \frac{l_2(0) + H}{l_2(0) - H} =$$

$$= \frac{142,9^2 - 110^2}{2 \cdot 110} \ln \frac{142,9 + 110}{142,9 - 110} = 77,2 \text{ м};$$

$$l_3(0) = L - l_2(0) = 275 - 142,9 = 132,1 \text{ м};$$

$$X = l_3(0) + x_2(0) = 132,1 + 77,2 = 209,3 \text{ м};$$

$$F_K = q \frac{l_2^2(0) + H^2}{2H} = 597 \cdot \frac{142,9^2 + 110^2}{2 \cdot 110} = 88\,500 \text{ Н};$$

$$F_x = q \frac{l_2^2(0) - H^2}{2H} = 597 \cdot \frac{142,9^2 - 110^2}{2 \cdot 110} = 22\,800 \text{ Н};$$

$$m(0) = \frac{1}{M_H} (c_M F_K - M_0) = \frac{1}{416} (3,97 \cdot 10^{-3} \cdot 88\,500 - 12,9) = 0,81\%.$$

По графику, приведенному на рис. IV.25, определяем $i(0) = 0,88$ [$I(0) = 85 \text{ А}$] и $v(0) = 0,94$ [$n(0) = 11,7 \text{ с}^{-1}$].

Задаемся шагом интегрирования $\Delta t = 20 \text{ с}$. Тогда

$$x_1(0 + \Delta t) = x_1(0) + \Delta t V_K(0) = 0 + 20 \cdot 0 = 0;$$

$$l_1(0 + \Delta t) = l_1(0) + \Delta t c_{II} n_0 v(0) =$$

$$= 0 + 20 \cdot 1,47 \cdot 10^{-2} \cdot 12,5 \cdot 0,94 = 3,47 \text{ м};$$

$$\frac{b}{H} = \frac{L - X - l_1 + x_1}{H} = \frac{275 - 209,3 - 3,47 + 0}{110} = 0,565.$$

По графику $\frac{l_2}{H} = f\left(\frac{b}{H}\right)$ (см. рис. IV.5) находим значения $\frac{l_2}{H}$ для второго интервала этого периода:

$$\frac{l_2}{H} = 1,34, \quad l_2(0 + \Delta t) = \frac{l_2}{H} H = 147,4 \text{ м};$$

$$F_K = q \frac{l_2^2(0 + \Delta t) + H^2}{2H} = 597 \cdot \frac{147,4^2 + 110^2}{2 \cdot 110} = 91\,500 \text{ Н};$$

$$F_x = q \frac{l_2^2(0 + \Delta t) - H^2}{2H} = 597 \cdot \frac{147,4^2 - 110^2}{2 \cdot 110} = 24\,700 \text{ Н};$$

$$F_P = F_{\text{вет}} + F_{\text{вод}} = 1,186 V_{\text{вет}}^2 S_{\text{вет}} + f S_{\text{вод}} [V_{\text{теч}} + V_K(0)]^{1,83} =$$

$$= 1,19 \cdot 12,5^2 \cdot 115 + 1,47 \cdot 3100 (0,5 + 0)^{1,83} = 22\,700 \text{ Н};$$

$$m(0 + \Delta t) = \frac{1}{M_H} (c_M F_K - M_0) =$$

$$= \frac{1}{416} (3,97 \cdot 10^{-3} \cdot 91\,500 - 12,9) = 0,84;$$

$$V_K(0 + \Delta t) = V_K(0) + \Delta t \frac{1}{D} (F_x - F_p) =$$

$$= 0 + 20 \frac{1}{1,224 \cdot 10^6} (24\,700 - 22\,700) = 0,61 \cdot 10^{-2} \text{ м/с};$$

величины $v=0,94$ и $i=0,88$ находим по характеристикам двигателя.

Данные заносим в табл. IV.3 (период I). Следующая строка таблицы рассчитывается аналогично. Расчет ведем до значения $l_3(t)=0$.

Расчет периода II. За начальные значения берем данные последней строки таблицы, полученной в периоде I. Задаемся интервалом времени $\Delta t = 20$ с. Тогда при $t=672$ с имеем

$$x_1(t + \Delta t) = x_1(t) + \Delta t V_K(t) =$$

$$= 108,12 + 20 \cdot 0,0545 = 109,21 \text{ м};$$

$$l_1(t + \Delta t) = l_1(t) + \Delta t c_{\text{ц}} n_0 v(t) =$$

$$= 116,56 + 20 \cdot 1,47 \cdot 10^{-2} \cdot 12,5 \cdot 0,93 = 120,00 \text{ м};$$

$$l_2 = L - l_1 = 275 - 120 = 155 \text{ м};$$

$$x_2 = X - x_1 = 209,30 - 109,21 = 100,09 \text{ м};$$

$$\frac{\text{sh } z}{z} = \frac{\sqrt{l_2^2 - H^2}}{x_2} = \frac{\sqrt{155^2 - 110^2}}{100,09} = 1,09.$$

По графику $z = f\left(\frac{\text{sh } z}{z}\right)$ (см. рис. IV.4) находим $z=0,73$;

$$a = \frac{x_2}{2z} = \frac{100,09}{2 \cdot 0,73} = 68,54;$$

$$F_K = \frac{1}{2} q \left(l_2 \sqrt{1 + \frac{4a^2}{l_2^2 - H^2}} + H \right) =$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 597 \left(155 \sqrt{1 + \frac{4 \cdot 68,54^2}{155^2 - 110^2}} + 110 \right) = 107\,000 \text{ Н};$$

$$F_x = aq = 68,54 \cdot 597 = 41\,000 \text{ Н};$$

$$m(t + \Delta t) = \frac{1}{M_H} [c_M F_K - M_0] =$$

$$= \frac{1}{416} [3,97 \cdot 10^{-3} \cdot 107\,000 - 12,9] = 0,98;$$

$$F_p = F_{\text{вет}} + F_{\text{вод}} = F_{\text{вет}} + f S_{\text{вод}} [V_{\text{теч}} + V_K(t)]^{1,83} =$$

$$= 21\,380 + 1,47 \cdot 3100 (0,5 + 0,0545)^{1,83} = 22\,711 \text{ Н}.$$

$$V_K(t + \Delta t) = V(t) + \Delta t \frac{1}{D} (F_x - F_p) =$$

$$= 0,0545 + 20 \frac{1}{1,224 \cdot 10^6} (41\,000 + 22\,711) = 0,0692 \text{ м/с};$$

величины $v=0,92$ и $i=0,92$ находим по характеристикам двигателя.

Номер шага вычисления	t , С	x_1 , м	l_1 , м	V_K , м/с	l_2 , м	x_2 , м	a	m	v	i	F_x , Н
Период I											
1	0	0	0	0	142,9	77,2	—	0,81	0,94	0,88	—
2	20	0	3,47	$0,61 \cdot 10^{-2}$	147,4	84,4	—	0,84	0,94	0,88	—
3	40	0,12	6,90	0,015	154,0	94,5	—	0,89	0,93	0,89	—
4	60	0,42	10,33	0,04	161,2	105,4	—	0,96	0,93	0,92	—
5	80	1,22	13,75	0,075	168,3	115,0	—	1,01	0,92	0,94	—
33	640	106,89	111,03	0,035	149,6	87,9	—	0,86	0,94	0,88	—
34	660	107,60	114,52	0,043	156,2	97,8	—	0,91	0,93	0,90	—
35	672	108,12	116,56	0,054	158,4	101,0	—	0,93	0,93	0,91	—
Период II											
1	692	109,21	120,00	0,069	155,0	100,1	68,54	0,98	0,92	0,92	—
2	712	110,60	123,38	0,089	151,6	98,7	85,08	1,11	0,91	0,96	—
12	912	168,78	156,66	0,347	118,3	40,5	30,23	0,86	0,94	0,88	—
13	929	174,68	159,59	0,367	115,4	34,6	78,60	1,70	0,85	1,25	—
Период III											
1	949	182,02	162,00	0,437	113,0	27,3	—	2,55	0,65	2,65	$64 \cdot 10^3$
2	969	191,36	164,00	0,507	111,0	17,9	—	2,66	0,54	3,12	$58 \cdot 10^3$
3	989	201,70	164,60	0,504	110,4	7,59	—	2,57	0,16	3,96	$24 \cdot 10^3$
4	1004	209,40	165,00	0,504	110,0	0	—	2,60	0,11	4,04	0
Период IV											
1	1004	—	—	—	—	—	—	0,87	0,93	0,88	—
2	1029	—	169,30	—	105,7	—	—	0,85	0,94	0,88	—
9	1589	—	266,20	—	8,8	—	—	0,30	0,98	0,78	—
10	1614	—	270,74	—	4,26	—	—	0,28	0,98	0,78	—
11	1637	—	275,00	—	0	—	—	0,25	0,98	0,78	—

Полученные данные заносим в табл. IV.3 (период II). Следующая строка таблицы рассчитывается аналогично. Расчет ведем до значения $l_2 \approx \sqrt{H^2 + x_2^2}$. Расчет периода III. За начальные значения берем данные последней строки табл. IV.3, полученной во втором периоде. Задаемся интервалом времени $\Delta t = 20$ с. Тогда при $t = 929$ с имеем

$$x_1(t + \Delta t) = x_1(t) + \Delta t V_K(t) = 174,68 + 20 \cdot 0,367 = 182,02 \text{ м};$$

$$x_2 = X - x_1 = 209,30 - 182,02 = 27,28 \text{ м};$$

$$l_2 = \sqrt{H^2 + x_2^2} = \sqrt{110^2 + 27,28^2} = 113,0 \text{ м};$$

$$\Delta l_1 = \Delta l_2 = l_2(t) - l_2(t + \Delta t) = 115,41 - 113,00 = 2,41 \text{ м};$$

$$v = \frac{\Delta l_1}{\Delta t} \cdot \frac{1}{c_{ц} n_0} = \frac{2,41}{20} \cdot \frac{1}{1,47 \cdot 10^{-2} \cdot 12,5} = 0,65.$$

Величины $m = 2,55$ и $i = 2,65$ определим по характеристикам двигателя. Далее находим

$$F_K = \frac{m M_H + M_0}{c_M} = \frac{2,55 \cdot 416 + 12,9}{3,97 \cdot 10^{-3}} = 267\,000 \text{ Н};$$

$$F_x = F_K \frac{x_2}{l_2} = 267\,000 \frac{27,28}{113,0} = 64\,500 \text{ Н};$$

$$F_P = F_{\text{вет}} + F_{\text{вод}} = 21\,380 + 1,47 \cdot 3100 (0,5 + 0,367)^{1,83} = 24\,707 \text{ Н};$$

$$V_K(t + \Delta t) = V_K(t) + \Delta t \frac{1}{D} (F_x - F_P) =$$

$$= 0,367 + 20 \frac{1}{1,224 \cdot 10^6} (64\,500 - 24\,707) = 0,437 \text{ м/с}.$$

Полученные данные заносим в табл. IV.3 (период III). Следующая строка таблицы рассчитывается аналогично. Расчет ведем до значения $l_2 = H$.

Расчет периода IV. За начальные значения берем данные последней строки табл. IV.3, полученной в третьем периоде. Задаемся интервалом времени $\Delta t = 25$ с. Тогда при $t = 1004$ с имеем

$$F_K = G + q l_2(t) = 29,9 \cdot 10^3 + 0,579 \cdot 10^3 \cdot 110 = 93,5 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$m = \frac{1}{M_H} (c_M F_K - M_0) = \frac{1}{416} (3,97 \cdot 10^{-3} \cdot 93,5 \cdot 10^3 - 12,9) = 0,87.$$

Величины $v = 0,935$ и $i = 0,875$ определяем по характеристикам двигателя. Затем получаем

$$l_1(t + \Delta t) = l_1(t) + \Delta t c_{ц} n_0 v(t) =$$

$$= 165 + 25 \cdot 1,47 \cdot 10^{-2} \cdot 12,5 \cdot 0,935 = 169,3 \text{ м};$$

$$l_2(t + \Delta t) = L - l_1(t + \Delta t) = 275 - 169,3 = 105,7 \text{ м}.$$

Далее для момента времени $t + \Delta t$ находим значения F_K , m , v , i по формулам, приведенным выше. Первый шаг вычислений закончен; аналогично выполняется следующий шаг вычислений. Расчет ведем до значения $l_2 = 0$. Результаты вычислений заносим в табл. IV.3 (период III).

В результате проведенного расчета получаем общее время процесса подъема якоря $T = 1637$ с.

По данным табл. IV.3 строится нагрузочная диаграмма электропривода $m_1(t)$ и график пути, пройденный судном, $x_1(t)$ (рис. IV.26).

Из рассмотрения приведенных кривых видно, что в начале периода I момент двигателя возрастает до значения, близкого к номинальному. Это вызвано тем, что благодаря инерции судно первое время остается неподвижным, а электропривод непрерывно выбирает якорную цепь. Поэтому провисающая часть цепи l_2 увеличивается, возрастает натяжение в цепи и, следовательно, момент на валу двигателя. Как только судно начинает разгоняться под влиянием возрастающего усилия, значения момента убывают по мере увеличения скорости судна. Далее скорость судна снова уменьшается, что приводит к увеличению момента. Такой колебательный процесс может повторяться несколько раз, причем пик момента двигателя в начале периода II значительно превышает предыдущие пики.

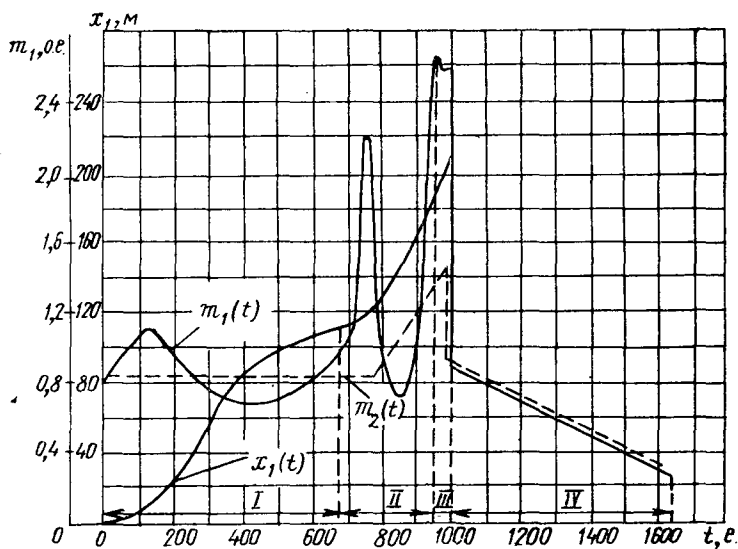


Рис. IV.26. Нагрузочные диаграммы привода при снятии судна с якоря и график пути, пройденного судном.

В то время как в периоде I при выборе цепи часть ее непрерывно поднимается с грунта, что предотвращает возникновение в ней значительных усилий, период II характеризуется непрерывным уменьшением провисающей части цепи l_2 , т. е. ее спрямлением. Под действием возрастающего усилия судно движется с нарастающей скоростью, позволяющей ему дойти до места заложения якоря. В конце периода II якорная цепь приходит в состояние «на канат», натяжение в ней резко возрастает и момент двигателя достигает максимальных значений.

В периоде III двигатель работает в режиме, близком к заторможенному. Длительность этого периода целиком определяется скоростью судна: чем она выше, тем судно быстрее дойдет до места заложения якоря и вырвет последний из грунта. После отрыва якоря момент двигателя резко падает и в дальнейшем уменьшается пропорционально длине свисающей части якорной цепи.

На рис. IV.26 приведена также нагрузочная диаграмма привода $m_2(t)$, рассчитанного в первом приближении.

Сравнение результатов расчета первого и второго приближений показывает, что общая длительность переходного процесса съёмки судна с якоря остается постоянной. Различие наблюдается в значениях максимальных моментов по периодам.

Как указывалось выше, основной задачей проектирования электропривода якорно-швартовного устройства является выбор оптимального исполнения дви-

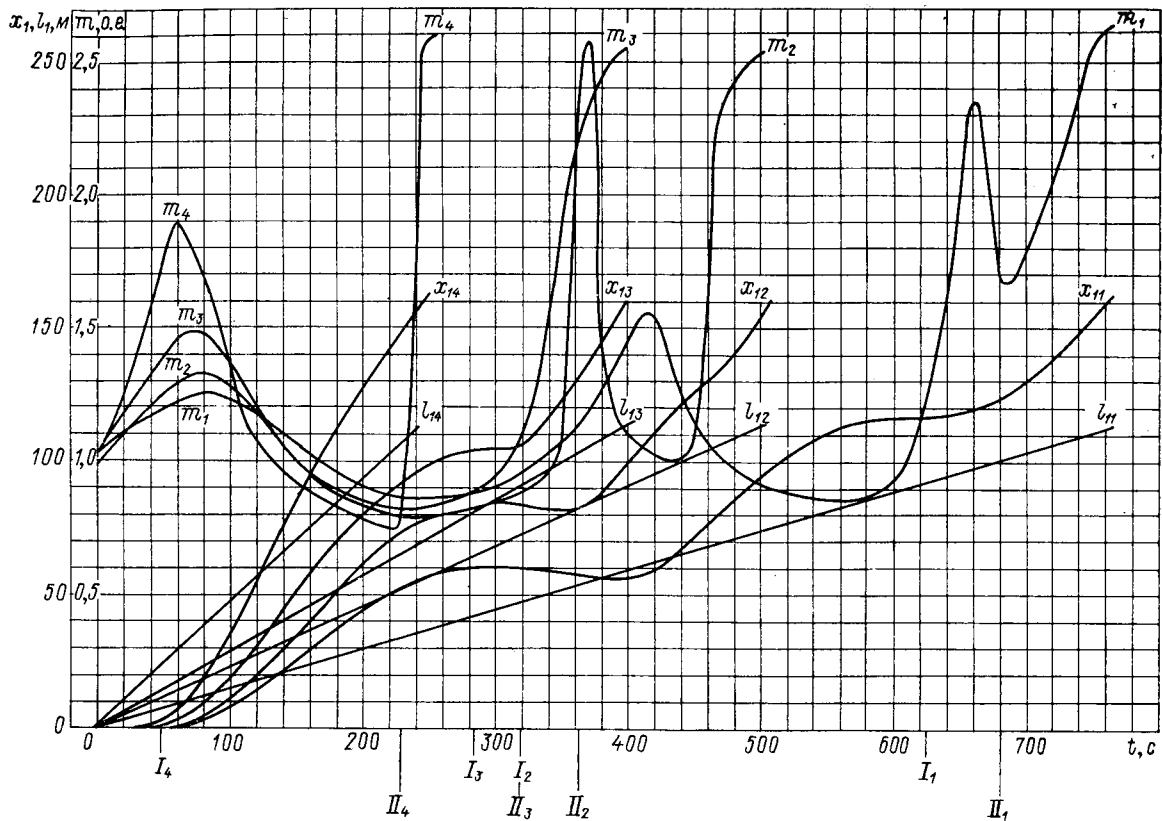


Рис. IV.27. Нагрузочные диаграммы приводов якорно-швартового устройства с $m_n=2,4$.

гателя в соответствии с поставленными критериями. В рассматриваемой задаче в качестве критерия оптимальности обычно принимается минимум мощности исполнительного двигателя. В процессе проектирования производится расчет достаточно большого количества вариантов электропривода, характеризующихся

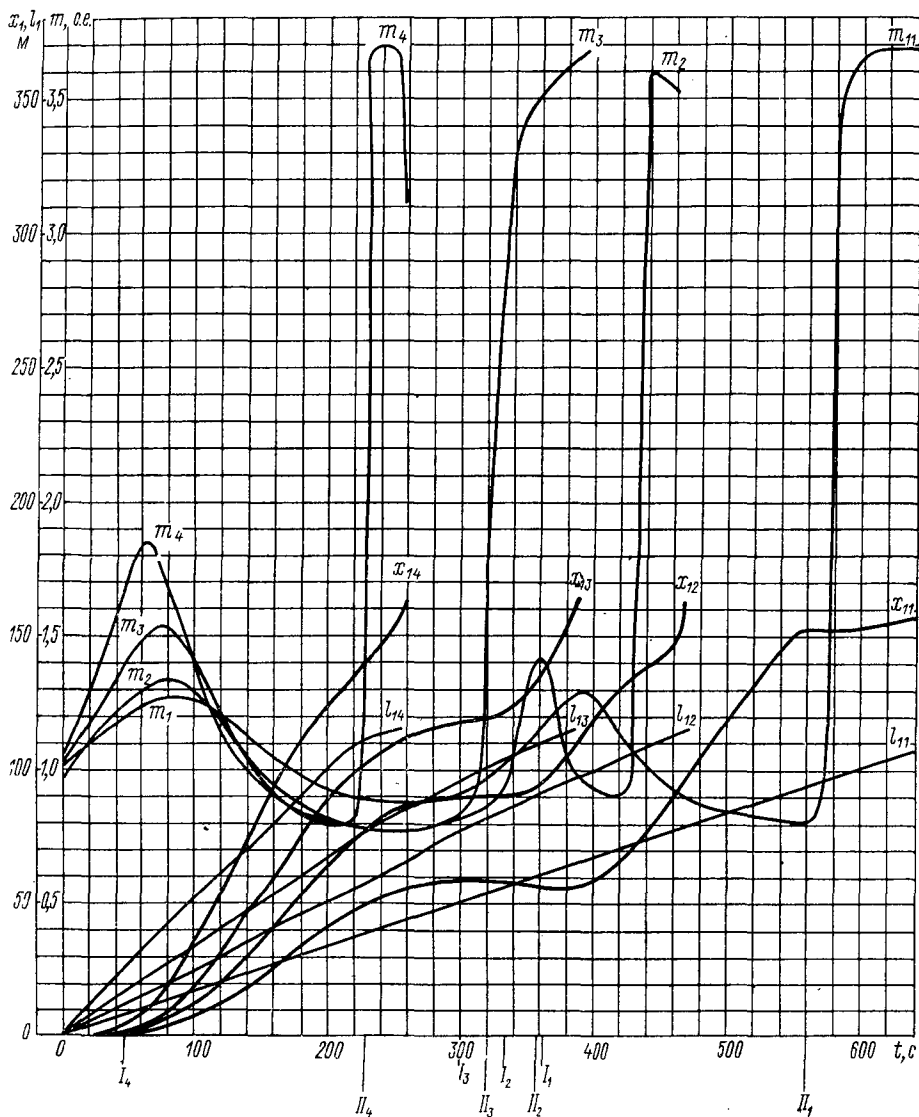


Рис. IV.28. Нагрузочные диаграммы приводов якорно-швартового устройства с $m_n=3,6$.

различными исходными параметрами. К числу таких параметров относятся: вид характеристики двигателя; его момент, частота вращения и мощность; заданная средняя скорость выбирания якорной цепи и т. д. Для решения задачи в связи с большой трудоемкостью ручного расчета целесообразно пользоваться машинным проектированием, позволяющим при наличии разработанного алгоритма

быстро рассчитать необходимое количество вариантов при минимальном времени подготовки к расчету на ЦВМ.

На основе алгоритма решения данной задачи, приведенного в § 36, было рассмотрено восемь вариантов исполнения электропривода якорно-швартовного устройства для сухогрузного судна водоизмещением 3184 т. При этом рассматривалось два вида характеристик двигателя: с пусковым моментом $m_{п}=2,4$ и $m_{п}=3,6$. Нагрузочные диаграммы электроприводов, полученные в результате расчета на ЦВМ «Проминь-2», приведены на рис. IV.27 и IV.28. На рисунках приведены также графики пути x_1 , пройденного судном при снятии с якоря, и графики выбравшей длины цепи l_1 . Кривые $m_1, m_2, m_3, m_4; x_{11}, x_{12}, x_{13}, x_{14}; l_{11}, l_{12}, l_{13}, l_{14}$ получены при четырех значениях средней скорости выбирания якорной цепи: 10, 15, 20 и 30 м/мин соответственно.

При прочих равных условиях оптимальный по минимуму мощности вариант электропривода определяется величиной потерь за весь цикл работы и главным образом в периодах II и III, где частота вращения двигателя близка к нулю. Для случая, когда $m_{п}=2,4$, наибольшие потери получаются при $V_{ц.ср}=10$ м/мин.

По мере возрастания скорости выбирания цепи потери уменьшаются. Это можно объяснить тем, что увеличение скорости выбирания приводит к быстрейшему окончанию всего процесса в целом; кроме того, возрастает кинетическая энергия судна к моменту отрыва якоря от грунта. Так как увеличение скорости выбирания цепи $V_{ц.ср}$ происходит в результате увеличения момента, а следовательно, и мощности привода, то сравнение вариантов производится по относительным потерям. В этом случае оптимальным является вариант привода при $V_{ц.ср}=15\div 20$ м/мин. Изменение вида характеристики, т. е. увеличение пускового момента в 1,5 раза, практически не приводит к изменению продолжительности процесса и, следовательно, величины потерь.

Не менее интересно изучить влияние других параметров, таких, как глубина стоянки судна, скорость ветра и течения. Таким образом, машинное проектирование позволяет, с одной стороны, получить ряд важных результатов без дорогостоящих, подчас невозможных экспериментов на объектах, а с другой стороны, определить наиболее тяжелый режим, который необходимо проверить в ходе испытаний судна.

4. Расчет корректирующих контуров системы управления автоматизированной буксирной лебедки

Используя функциональную схему системы управления (см. рис. IV.17), можно составить структурную схему (рис. IV.29) и на ее основании произвести расчет параметров регуляторов.

Расчет параметров регулятора тока. В состав контура регулирования тока входят объект (тиристорный преобразователь ТП, представляющий собой инерционное звено с коэффициентом передачи $K_{т.п}$ и малой постоянной времени $T_{м.т.п}$; якорная цепь ИД, представляющая собой инерционное звено с коэффициентом передачи $K_4=1/R_{я.ц}$ и большой постоянной времени $T_{я.ц}$; датчик тока, представляющий собой инерционное звено с коэффициентом передачи K_I и малой постоянной времени $T_{м.д.т}$, и ПИ-регулятор.

Необходимая передаточная функция разомкнутого контура выбирается из условия компенсации большой постоянной времени контура $T_{я.ц}$ и выбора величины малой некомпенсируемой постоянной времени $T_{м}$ — основного показателя быстродействия контура (системы). Необходимая передаточная функция разомкнутого оп-

тимизированного контура тока [1] имеет вид $W_{раз.т}(p) = \frac{1/K_I}{2T_{м.п}(T_{м.п} + 1)}$. Постоянная времени $T_{м}$ определяется наличием чистого запаздыва-

ния тиристорного преобразователя и фильтров в фазосмещающем устройстве, каналах регулирования и обратной связи. Суммарная величина некомпенсированных малых постоянных времени в цепи контура регулирования тока якоря равна $T_{\mu} = T_{\mu,т.п} + T_{\mu,раз,т} + T_{\mu,дт}$.

Передаточная функция регулятора тока, которая определяется отношением передаточной функции оптимизированного разомкну-

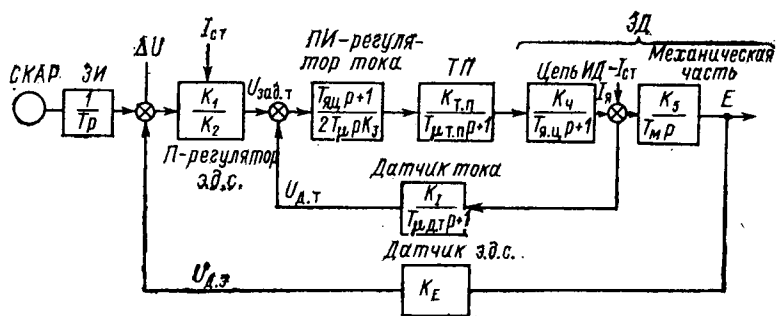


Рис. IV.29. Структурная схема системы регулирования.

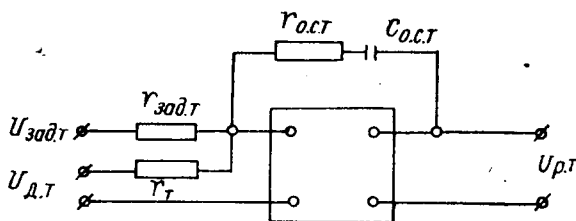


Рис. IV.30. Схема ПИ-регулятора тока.

того контура к передаточной функции объекта регулирования, будет иметь вид

$$\begin{aligned}
 W_{р.т}(p) &= \frac{W_{раз.т}(p)}{W_{об}(p)} = \frac{1 + T_{я.ц}p}{2T_{\mu} \frac{K_{т.п}K_I}{R_{я.ц}} p} = \\
 &= \frac{1 + T_{я.ц}p}{2T_{\mu}K_3p} = \frac{1 + T_{я.ц}p}{T_{и}p}, \quad (IV.84)
 \end{aligned}$$

где $T_{и} = 2T_{\mu}K_3$ — постоянная времени интегрирования регулятора, $K_3 = \frac{K_{т.п}K_I}{R_{я.ц}}$.

Схема ПИ-регулятора тока изображена на рис. IV.30. Значения постоянных времени определяются из выражений

$$T_{о.с} = T_{я.ц} = r_{о.с.т}C_{о.с.т}; \quad T_{и} = r_{адт.т}C_{о.с.т} = 2T_{\mu}K_3.$$

Расчет параметров регулятора э. д. с. двигателя. Составными частями контура регулирования э. д. с. (см. рис. IV.29) являются П-регулятор э. д. с. и объект регулирования, в который входят оп-

тимизированный замкнутый контур тока, механическая часть электропривода и датчик э. д. с. Структурная схема контура э. д. с. приведена на рис. IV.31, где

$$K_1 = \frac{T_M}{4T_\mu}; \quad K_2 = \frac{K_I}{K_E R_{я.ц}}; \quad K_5 = R_{я.ц}.$$

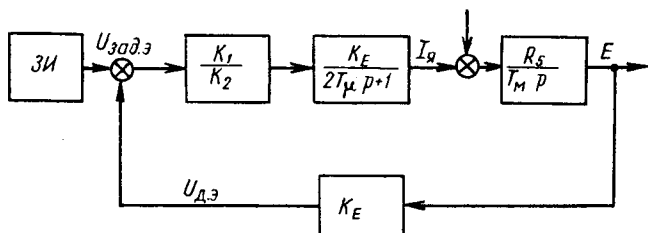


Рис. IV.31. Структурная схема контура э. д. с.

Как видно из структурной схемы контура э. д. с., большой постоянной времени, которую необходимо скомпенсировать регулятором, является электромеханическая постоянная времени привода T_M , а за сумму малых некомпенсируемых T_μ принимается постоянная времени оптимизированного контура тока: $T'_\mu = 2T_{\mu\bullet}$.

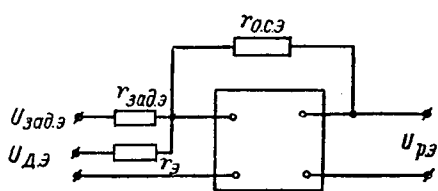


Рис. IV.32. Схема П-регулятора э. д. с.

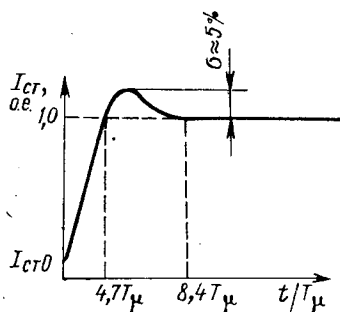


Рис. IV.33. Характеристика переходного процесса $I_{ст} = f\left(\frac{t}{T_\mu}\right)$.

Необходимая передаточная функция разомкнутого контура э. д. с. [1] имеет вид

$$W_{раз.э}(p) = \frac{1}{K_E} = \frac{1}{4T_\mu p (2T_\mu p + 1)}.$$

Передаточная функция регулятора э. д. с., полученная как отношение необходимой передаточной функции к передаточной функции объекта регулирования, будет равна

$$W_{р.э}(p) = \frac{W_{раз.э}(p)}{W_{об}(p)} = \frac{K_1}{K_2}. \quad (IV.85)$$

Как видно из (IV.85), электромеханическая постоянная времени T_M входит в передаточную функцию регулятора э. д. с. двигателя. Схема П-регулятора э. д. с. изображена на рис. IV.32. Коэффициент передачи равен

$$K_{pE} = W_{p. \text{ э. }}(p) = \frac{r_{o. \text{ с. э. }}}{r_3}.$$

Вид переходного процесса $I_{ст} = f\left(\frac{t}{T_\mu}\right)$ при скачке возмущающего воздействия показан на рис. IV.33.

Таким образом, с помощью выражений (IV.84) и (IV.85) при наличии конкретных данных по электроприводу можно выбрать соответствующие корректирующие цепи. Например, для регулятора э. д. с. (IV.85), зная фактические значения T_M , $R_{я. ц.}$, K_E , K_I и T_μ , можно определить коэффициент передачи регулятора и, задавшись величиной $r_{o. \text{ с. э.}}$, найти величину r_3 .

ГЛАВА V

Автоматизированный электропривод судовых подъемных механизмов

§ 38. Основные вопросы автоматизации судовых подъемных механизмов

Современные суда обладают высокими скоростями хода. Поэтому время рейса становится соизмеримым со временем стоянки судна в порту под разгрузкой и погрузкой. В ряде случаев время стоянки в порту составляет от одной до двух третей всего эксплуатационного периода работы судна. Наибольшие потери времени имеют место при проведении погрузочно-разгрузочных работ в портах, недостаточно оборудованных подъемными механизмами. В этом случае указанные операции должны выполняться с привлечением судовых подъемных механизмов. За последнее десятилетие наблюдается непрерывный рост морских грузоперевозок благодаря созданию специальных типов судов и повышению производительности грузоподъемных механизмов, причем основную роль в повышении производительности играет автоматизация процесса погрузки и разгрузки судов. Автоматизация подъемных механизмов должна обеспечивать также надежность их работы, простоту обслуживания и управления, экономичность, малые массы и габариты. Производительность подъемного механизма при различных

режимах грузовых операций обычно характеризуется количеством погруженного (переработанного) груза в единицу времени. Необходимо различать производительность практическую и теоретическую. Практическая производительность зависит не только от свойств подъемного механизма, но и от рода перерабатываемого груза, своевременной подготовки его к подъему из трюма или подаче к борту судна, от вида грузозахватных приспособлений и т. д. Теоретическая производительность зависит лишь от свойств самого подъемного механизма и определяется соотношением между скоростями подъема номинального груза и грузозахватного приспособления без груза, а также продолжительностью разгона привода.

Простота и надежность управления и обслуживания. Надежность работы подъемного механизма определяется надежностью отдельных элементов, включая электропривод, и структурной надежностью схемы управления. Простота обслуживания достигается удобством доступа к частям, требующим наблюдения, регулировки, чистки и смазки, ремонта и замены отдельных деталей. Простота управления обуславливается несложностью включения подъемного механизма, а также отсутствием необходимости в ознакомлении с устройством и его работой необученного персонала.

Экономичность грузовых операций. В целом экономичность грузовых операций складывается из технической экономичности, которая определяется величиной к. п. д. подъемного механизма и расходом электрической энергии на погрузку, и эксплуатационной, которая определяется расходами на ремонт и обслуживание. Повышение экономичности может быть достигнуто путем применения автоматизированного электропривода, к которому предъявляются весьма сложные требования: достижение высоких скоростей (от 1,07 до 3,34 м/с) подъема захватывающего приспособления без груза и с легким грузом и получение низких, так называемых «посадочных», скоростей опускания груза порядка 0,1—0,25 м/с, а также малых, «ползучих», скоростей подъема или подтягивания груза.

Степень автоматизации управления. Развитие систем управления электроприводами грузоподъемных механизмов характеризуется наличием нескольких уровней автоматизации. Системы с непосредственным управлением — контроллерным — относятся к первому уровню. Для второго уровня автоматизации характерны электроприводы, имеющие схемы дистанционного управления с элементами обратной связи, получившие в последнее время наибольшее распространение. Третий уровень предусматривает разработку централизованных постов, систем управления группой взаимосвязанных судовых подъемных механизмов, использование специализированных вычислительных машин с целью управления всем комплексом погрузочно-разгрузочных работ без участия оператора.

Степень автоматизации всего комплекса погрузочно-разгрузочных работ зависит от вида груза. Перспектива развития электроприводов грузоподъемных механизмов в значительной мере опре-

деляется системой грузовых операций. Основным препятствием, затрудняющим автоматизацию грузовых операций, является наличие тросовой связи между грузом и исполнительным механизмом. Поэтому ведутся поиски новых систем погрузок, например с использованием контейнеров при наличии палубных мостовых кранов, транспортеров; строятся суда с большим раскрытием палубы и боковой погрузкой. Вместе с тем на повышение производительности влияют дистанционное управление с переносных постов, увеличение диапазона регулирования, переход к автоматизированным системам с программным управлением и т. д. Ручное контроллерное управление, очевидно, еще будет применяться в ближайшие годы для электроприводов с двигателями мощностью до 10 кВт. Наряду с дальнейшим развитием и внедрением тиристорного электропривода с частотным регулированием широко будут использоваться электроприводы с многоскоростными двигателями благодаря улучшению их характеристик и введению бесконтактной коммутации. Электропривод, выполненный по системе Г—Д, сохранит свое значение как для установок большой мощности, так и для решения задач регулирования частоты вращения двигателя в широких пределах.

§ 39. Объекты управления

1. Предварительные замечания

Подъемные механизмы как объекты управления характеризуются многорежимностью работы. Подъемные механизмы работают при циклических знакопеременных нагрузках и скоростях. Продолжительность одного цикла складывается из продолжительности машинного времени подъемного механизма и продолжительности пауз. Продолжительность пауз определяется быстротой остропливания груза и изменяется в очень широких пределах. Машинное время подъемного механизма определяется продолжительностью его работы на отдельных скоростях. Продолжительность использования той или иной скорости за цикл зависит от скоростей движения грузозахватного приспособления, от рода перерабатываемого груза и организации грузовых операций. «Ползучая» скорость при высокой цикличности грузовых операций используется в основном для подтаскивания грузов. При низкой цикличности возрастает роль «посадочной» скорости. Надлежащий подбор «посадочной» скорости оказывает значительное влияние на общую продолжительность машинного времени подъемного механизма за цикл. Таким образом, диапазон изменения скоростей подъемного механизма при погрузочно-разгрузочных работах должен быть достаточно широким. Подъемный механизм должен обеспечивать выполнение грузовых операций в течение длительного времени с различной цикличностью и с большим значением машинного времени.

Проведенные исследования позволяют сделать вывод, что продолжительность использования той или иной скорости подъемного механизма находится в определенной зависимости от максималь-

ного значения скорости движения грузозахватного устройства без груза. Анализ экспериментальных данных, полученных при работе подъемных механизмов с высокой цикличностью, показывает, что последняя обеспечивается сокращением продолжительности пауз в каждом цикле, уменьшением времени работы на малых скоростях и более полным использованием высоких скоростей. Располагая данными режимов работы подъемных механизмов, можно определить их оптимальные скоростные характеристики и параметры режимов, на которые должен быть рассчитан электропривод.

2. Типы судовых подъемных механизмов

Классификация механизмов. Судовые подъемные механизмы с электроприводами могут быть классифицированы по назначению, типу передаточного механизма, системе управления и роду тока. В зависимости от назначения указанные механизмы бывают грузовые, шлюпочные, швартовные, лифтовые и др.; по типу передаточного механизма они подразделяются на подъемные механизмы с механической и гидравлической передачей. По системе управления судовые подъемные механизмы с электроприводом делятся на системы с непосредственным управлением — контроллерные, системы с дистанционным управлением — релейно-контакторные и выполненные по принципу Г—Д, системы с централизованными постами управления всем комплексом погрузки и разгрузки. В зависимости от рода тока указанные механизмы выполняются с электроприводами постоянного или переменного тока.

В настоящее время наиболее распространенными судовыми грузовыми средствами являются грузовые лебедки и краны.

Грузовые лебедки. На рис. V.1 показано расположение грузового устройства в носовой части судна. Грузовое устройство состоит из следующих основных элементов: грузовых стрел 1, представляющих собой металлические укосины, монтируемые на мачтах 2, высоких вентиляционных трубах или специальных колоннах (грузовые стрелы крепятся так, чтобы их верхний конец — нок находился над грузовыми люками 5 и чтобы они могли поворачиваться с грузом или без груза); такелажа грузовых стрел, состоящего из топенантов, оттяжек, блоков, роликов и подъемного шкентеля; грузовых лебедок 4 с приводом.

Необходимым дополнением грузовой лебедки, обеспечивающим автоматизацию операции изменения вылета стрелы, является топенантная лебедка с электрическим приводом небольшой мощности. Органы управления топенантной лебедкой вмонтированы в контроллер грузовой лебедки, причем благодаря электрической блокировке одновременная работа лебедок невозможна.

Грузовые краны. Кроме грузовых устройств в виде стрел и лебедок на судах устанавливают поворотные краны 3 (см. рис. V.1). Последние обычно имеют механизм подъема, механизм поворота и механизм изменения вылета стрелы, что обеспечивает их маневренность. Все эти механизмы могут располагаться как на палубе,

так и под палубой, а приводные двигатели — на поворотных площадках крана, получая питание через специальные токоприемники. Кран имеет две подвижные площадки. Механизмы для подъема груза и изменения вылета стрелы установлены на открытой верхней площадке, а механизм поворота стрелы — в специальном помещении под палубой на площадке, вращающейся вместе с краном. Все электрооборудование расположено на кране. Встречаются и другие конструкции кранов, например с расположением механизма поворота на подвижной платформе. Все три механизма крана могут обеспечивать раздельную и совместную работу, так как каждый имеет свой электропривод с индивидуальным управлением.

Краны обладают тем преимуществом перед лебедками, что всегда готовы к действию. Несмотря на это, краны получили меньшее распространение, чем лебедки, так как не допускают существенных механических перегрузок, ненадежно работают при кренах. Обслуживаемая ими грузовая площадь меньше площади, обслуживаемой лебедками (у последних можно изменять наклон стрел). Кроме того, краны занимают больше места на палубе и стоимость их выше. К недостаткам кранов с многоскоростным электроприводом переменного тока следует отнести явление раскачки груза, возникающее в момент включения или отключения второй обмотки двигателя поворота, так как в процессе разгона механизма груз отстает от точки подвеса, а в процессе торможения, наоборот, опережает ее.

Мостовые краны. На судах с большим раскрытием палуб в последнее время стали применяться мостовые краны, передвигающиеся по рельсам вдоль палубы. Каждый кран несет телескопическую горизонтальную балку, обеспечивающую соответствующий вылет на каждый борт. По этой балке перемещается грузовая тележка с подъемным устройством.

Подъемные механизмы судов специальной конструкции. Для сокращения времени грузовых работ разрабатываются суда со специальной конструкцией грузовых помещений и люков, учитывающей удобство выполнения грузовых операций. Появились суда с бортовыми люками, позволяющими осуществлять въезд грузового транспорта с пирса в помещение судна. Широко стали применяться системы механизированных люковых закрытий с различными типами привода, а также целый ряд механизмов, по режимам

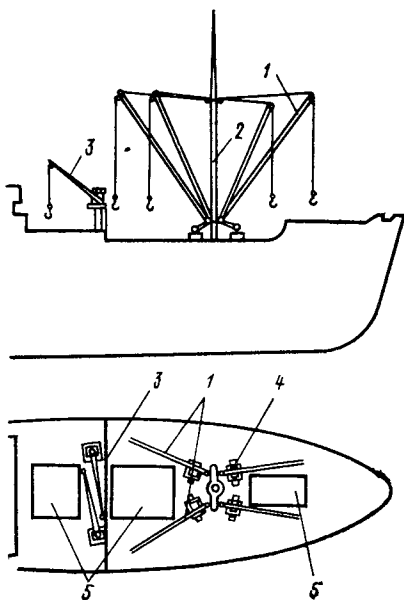


Рис. V.1. Расположение грузового устройства в носовой части судна.

работы и принципу действия очень близких к подъемным механизмам. К ним относятся: машинные подъемники — облегченные мостовые краны и тельферы, предназначенные для поднятия кожухов турбин, разъемных станин электрических машин и т. д.; лифты и подъемники — грузовые, пассажирские и камбузные; специальные лебедки и краны — шлюпочные, траповые и траловые.

3. Характеристики подъемных механизмов

Режим работы грузовых лебедок определяется характером операций и родом груза. Грузовые операции могут осуществляться одной стрелой и лебедкой либо двумя стрелами и двумя лебедками.

Если в грузовых операциях участвует одна стрела, то подъем и спуск груза производят лебедкой, а перемещение его за борт или к трюму — вручную. При перегрузке груза с берега в трюм вначале происходит подъем груза, затем передача его на судно, спуск груза в трюм, травление слабины шкентеля (троса) для возможности расстропливания груза, расстропливание груза, подъем гака без груза, передача его за борт и спуск гака.

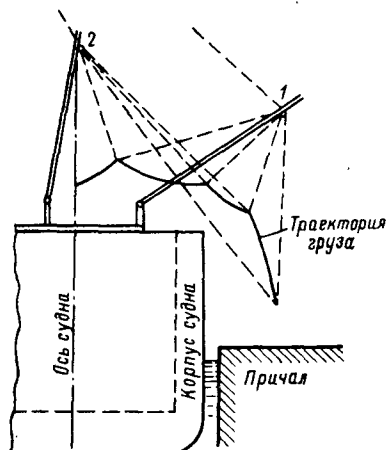


Рис. V.2. Размещение стрел и траектория движения груза при погрузке двумя стрелами.

При грузовых операциях с двумя стрелами и двумя лебедками одна стрела поворачивается так, что нок ее находится над пристанью, а концы шкентелей обеих лебедок присоединяются к одному гаку. На рис. V.2 показано размещение стрел 1 и 2 во время погрузки этим способом и изображена траектория движения груза во время передачи его с судна на пристань. Грузовые операции ведутся в следующем порядке. Одна лебедка поднимает груз, а вторая в это время выбирает слабины шкентеля. Когда груз поднят выше фальшборта, вторая лебедка выбирает, а первая травит трос, ослабляя его натяжение, груз оттянут за борт, вторая лебедка начинает его травить.

На рис. V.3 приведен график работы лебедок при погрузке двумя стрелами с пристани в трюм фанеры в пачках при продолжительности цикла $T_{ц} = 185$ с. Сплошными линиями указаны кривые тока, потребляемого одной лебедкой, штриховыми — второй лебедкой. Анализ графика показывает, что работа грузовых лебедок связана с большим числом пусков и остановок. При этом большую часть времени двигатель работает в режиме холостого хода. Указанные обстоятельства в значительной степени определяют характер управления, обуславливая необходимость получения более высокой скорости подъема и опускания гака без груза по сравнению со скоростью подъема номинального груза.

Режим работы грузового крана несколько легче режима работы грузовой лебедки, так как при этом отпадает ряд операций, например передача груза. Режим работы шлюпочной лебедки характеризуется ступенчатым характером изменения момента, обусловленным увеличением диаметра барабана по мере навивки троса. Режим работы специализированных лебедок зависит от их назначения и определяется в каждом случае отдельно. Приведенные на рис. V.3 экспериментальные кривые иллюстрируют работу электропривода лебедок. Располагая экспериментальными данными, характеризующими продолжительность машинного времени, длительность пауз, частоту включений электродвигателя, высоту подъема и опускания груза, можно определить закономерности в изменении режимов работы лебедок и их производительности.

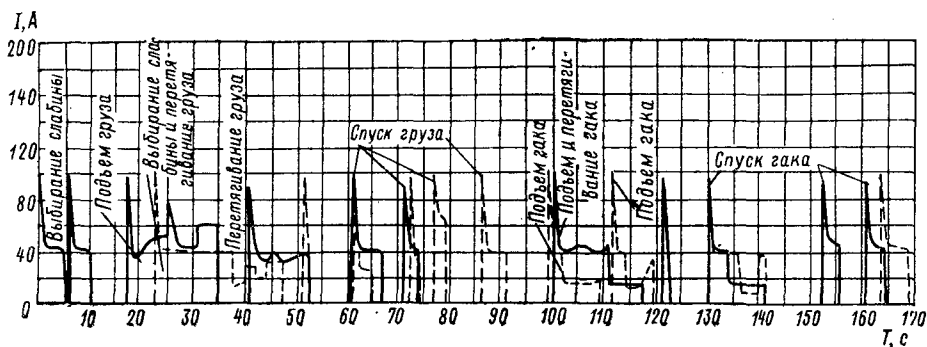


Рис. V.3. График работы лебедки при погрузке двумя стрелами.

4. Выбор оптимальной скорости работы подъемных механизмов

Увеличение скорости подъема и спуска груза повышает производительность погрузочно-разгрузочных работ. Однако с полным грузом вести работу на очень больших скоростях опасно. Кроме того, для этого требуется увеличение мощности электропривода, которая прямо пропорциональна скорости подъема груза. Производительность же лебедки не будет возрастать пропорционально увеличению скорости подъема. При высоких скоростях значительно увеличивается путь разгона и торможения, и поскольку высота подъема грузов невелика, то средняя скорость будет возрастать незначительно. Приближенно считая изменение скорости V при разгоне прямолинейным, можно определить путь груза за время разгона t_p :

$$S_p = \frac{V t_p}{2}. \quad (V.1)$$

Если полагать, что время торможения в два раза меньше времени разгона, как это бывает на практике, то путь разгона и торможения переходного режима равен

$$S_{\Pi} = S_p + S_T = \frac{V}{2} \left(t_p + \frac{t_p}{2} \right) = 0,75 V t_p. \quad (V.2)$$

Время разгона при прочих равных условиях зависит от допустимого значения ускорения груза g_p , которое обычно колеблется в пределах от 0,2 до 0,35 м/с². Считая движение равномерно ускоренным, получим путь за время переходного режима $t_p = V/g_p$:

$$S_n = 0,75 \frac{V}{g_p} V = 0,75 \frac{V^2}{g_p}. \quad (V.3)$$

При среднем значении ускорения $g_p = 0,25$ м/с²

$$S_n = 3V^2. \quad (V.4)$$

С другой стороны, полное время подъема груза со скоростью V на высоту H равно

$$T = \frac{H - S_n}{V} + t_p + t_r. \quad (V.5)$$

Воспользовавшись приведенными зависимостями, получим

$$\begin{aligned} T &= \frac{H - S_n}{V} + t_p + 0,5t_p = \\ &= \frac{H - S_n}{V} + 1,5t_p = \frac{H - S_n}{V} + \frac{2S_n}{V} = \frac{H + S_n}{V} = \frac{H + 3V^2}{V}. \end{aligned} \quad (V.6)$$

На рис. V.4 изображены кривые $T = f(V)$, построенные на основании выражения (V.6) для наиболее часто встречающихся значений высоты подъема 10 и 7 м. Из рисунка видно, что при скоростях $V = 1,2 \div 2,6$ м/с (в зависимости от высоты подъема) время подъема остается практически постоянным. Следует отметить, что

практика подтверждает полученные оптимальные значения скорости. Например, отечественные заводы выпускают лебедки с многоступенчатым регулированием, работающие с наибольшей скоростью подъема номинального груза $V = 1,25 \div 1,42$ м/с. Скорость подъема лебедок грузоподъемностью $G = 1,5 \div 3$ т, выпускаемых в США, составляет 1,0—1,5 м/с, в Англии 0,5—1,0 м/с и в ГДР 0,4—1,0 м/с.

Так как мощность двигателя лебедки определяется скоростью подъема номинального груза

$$P = \frac{G_n V_n}{\eta_{\text{мех}}}, \quad (V.7)$$

то для более полного использования мощности за период одного цикла и для сокращения времени цикла, т. е. повышения производительности, целесообразно поднимать и опускать как без груза или малый груз с более высокой скоростью по сравнению со скоростью подъема номинального груза. Можно допустить в этом случае и большие ускорения, чем при работе с грузом. Чтобы обеспечить автоматическое увеличение скорости при работе с гаком без груза или с малым грузом и одновременно упростить схему управления, целесообразно использовать такие электродвигатели, частота

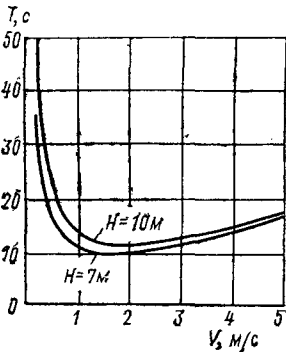


Рис. V.4. Кривая $T = f(V)$.

вращения которых автоматически повышалась бы при уменьшении нагрузки.

Важными характеристиками, определяющими режим работы подъемного механизма, являются продолжительность и характер переходного процесса. Влияние переходных процессов следует рассматривать с точки зрения влияния пусковых и тормозных токов приводного электродвигателя на работу судовой сети и продолжительность разгона и торможения привода.

Относительно малая мощность судовой генераторной установки ставит жесткие требования к величине пускового тока. Практически для лебедки с двигателями постоянного тока эта величина не должна превышать 1,75—2,5 номинального значения тока двигателя. Для лебедок переменного тока также необходимо обеспечить малое значение пускового тока. Наилучшие результаты с этой точки зрения дают двигатель последовательного возбуждения и асинхронный двигатель с фазным ротором.

У двигателей с жесткой характеристикой время разгона при гаке без груза меньше, чем с грузом, и средняя частота вращения незначительно отличается от установившейся, но максимальное значение намного меньше, чем у двигателей последовательного возбуждения.

5. Регулирование скорости подъемного механизма

Регулирование скорости лебедки определяется необходимостью опускания груза с малой скоростью, чтобы обеспечить безопасную посадку груза на палубу, особенно при погрузке на рейде во время качки судна, а также малую (ползучую) скорость подъема или подтягивания груза. Твердо выработанных требований в отношении скорости посадки груза, а также минимальной скорости подъема груза нет. Однако практика эксплуатации показывает, что скорость посадки груза по условиям безопасности должна находиться в пределах 0,1—0,25 м/с. С другой стороны, обеспечить высокую производительность лебедки можно только при больших скоростях подъема номинального груза 0,85—1,42 м/с. Время работы лебедки с гаком без груза составляет большую часть общего времени ее работы, поэтому возникает требование увеличения скорости подъема гака без груза. Практически же эту скорость можно регулировать в пределах 1,67—3,34 м/с.

Все вышеперечисленные требования вызывают необходимость регулирования частоты вращения электропривода лебедки в широких пределах. Свойства двигателя постоянного тока последовательного или смешанного возбуждения дают возможность путем соответствующего включения обмоток получить достаточно широкие пределы регулирования частоты вращения. Многоскоростные двигатели переменного тока позволяют изменять частоту вращения ступенями со следующими рядами нарастания: при регулировании в три ступени 1:2:4 или 1:3:6, при регулировании в четыре ступени 1:2:3:4 или 1:2:4:6. В случае асинхронного двигателя с фазным ротором можно более плавно изменять частоту вращения,

применяя сопротивления в фазах ротора, однако это сужает пределы регулирования.

Выше были рассмотрены факторы, определяющие выбор механической характеристики подъемных механизмов с наиболее сложным режимом работы, однако существуют другие типы подъемных механизмов, требования к которым вытекают из специфики их работы. Например, к приводу шлюпочной лебедки предъявляется требование безусловно безопасной скорости спуска шлюпки.

§ 40. Основные элементы автоматизированного электропривода судовых подъемных механизмов

1. Предварительные замечания

Автоматизированный электропривод (АЭП) подъемных механизмов по аналогии с электроприводами других судовых устройств представляет собой совокупность электродвигателя, передаточного механизма и схемы управления. Для привода подъемных механизмов применяются электродвигатели постоянного или переменного тока, оснащенные тормозными устройствами. По Правилам Регистра СССР все АЭП грузовых механизмов должны иметь конечные выключатели. Тормозной выбег подъемных механизмов при накладывании тормоза не должен превосходить $0,01V$ м, где V — скорость груза в начале торможения (в м/с). Передаточные механизмы грузовых лебедок и кранов могут быть выполнены в виде гидравлических или механических передач.

Большинство систем управления подъемных механизмов является разомкнутыми, однако для получения необходимых характеристик в ряде систем некоторые элементы охватываются обратными связями. Внедрение в судовой электропривод систем с использованием регулируемых тиристорных выпрямителей и тиристорных преобразователей частоты, создание автоматизированных управляющих комплексов и т. п. — все это способствует быстрому росту систем со всевозможными связями.

2. Конструктивные особенности

Электрооборудование палубных механизмов должно быть рассчитано на обливание морской водой, вплоть до кратковременных погружений под накатывающуюся волну; на работу в интервале температур до -40 до $+50^\circ\text{C}$, а в отдельных случаях до $+60^\circ\text{C}$; на возможность обледенения. Одним из основных требований к конструкции всего судового электрооборудования, в том числе и подъемных устройств, является его блочное оформление. Это обеспечивает простоту обслуживания и возможность быстрой замены неисправных блоков, высокую надежность и необходимую компактность, так как все элементы АЭП подъемного устройства

располагаются в пределах механизма или на палубе. Электрооборудование судовых подъемных механизмов является водозащищенным. Однако при конструировании механизмов необходимо стремиться к установке минимума элементов и устройств в местах, не защищенных от прямых ударов волн. Обычно шкафы с аппаратурой, а также сопротивления размещаются в подпалубных помещениях или закрытых конструкциях, на поворотной части механизмов. На открытых палубах разрешается устанавливать только исполнительные двигатели, органы управления и конечные выключатели.

Задачей проектирования электропривода грузоподъемного механизма является комплексный выбор оптимальных значений параметров механизма и электропривода на основе достижения максимальной производительности при минимальной массе конструкции и минимальной затрате энергии.

3. Передаточные механизмы

В настоящее время ГОСТ 1575—61 устанавливает для подъемных устройств ряд значений массы поднимаемого груза в пределах от 0,25 до 400 т. На судах получили распространение грузовые лебедки грузоподъемностью 0,5; 1,6; 3,2; 5; 8 т и краны грузоподъемностью 1,6; 2,5; 3,2; 5; 8, 12,5; 20 т. Лебедки в ряде случаев изготавливаются с переключением на две грузоподъемности: номинальную для данного механизма и уменьшенную — для операций с наиболее массовыми грузами. В работе [35] рекомендуются следующие значения грузоподъемностей для переключаемых механизмов: номинальная 3,2 и 5—12,5 т; уменьшенная — соответственно 1,6—2,0 и 2,5—3,2 т.

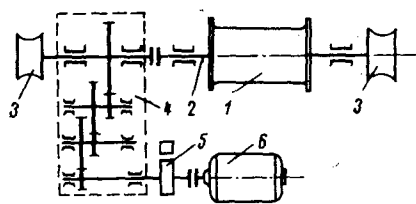


Рис. V.5. Кинематическая схема лебедки с зубчатой передачей.

Лебедки и краны изготавливаются с механической или гидравлической передачей. Гидравлические передачи получили ограниченное распространение, так как имеют высокую стоимость и дороже в эксплуатации. Однако они обладают рядом достоинств (плавность хода и т. д.), поэтому в последнее время проектируются и гидравлические приводы для судовых кранов и лебедок. Механические передачи грузовых лебедок выполняются в виде зубчатой, червячной, планетарной или смешанной передачи. Кинематическая схема лебедки с зубчатой передачей изображена на рис. V.5. Лебедка этого типа состоит из грузового барабана 1, плотно насаженного на вал 2, швартовного барабана 3, насаженного на тот же вал, зубчатого редуктора 4, тормоза с электромагнитом 5 и электродвигателя 6. Все оборудование смонтировано на общей фундаментной плите, включая и пост управления.

Одним из основных достоинств зубчатых передач является высокий к. п. д. (0,8—0,87) и малый пусковой момент. Лебедки, выпускаемые отечественной промышленностью, имеют, как правило, зубчатую передачу. В дальнейшем предусматривается изготовление лебедок с горизонтальным двигателем на лапах и с горизонтальным фланцевым электродвигателем. В последнем случае габариты лебедки уменьшаются на 15%.

Приведенный момент инерции передаточного механизма составляет 0,5—0,8 момента инерции двигателя.

4. Характеристики системы тиристорный преобразователь—двигатель

В системах тиристорный преобразователь — двигатель постоянного тока, которые начинают внедряться в судовой электропривод, форма механической характеристики зависит не только от свойств самого двигателя, но и от вида внешней характеристики тиристорного преобразователя (ТП). Пренебрегая падением напряжения в тиристорах, внешние характеристики однофазового ТП в режиме непрерывных токов можно записать в следующем виде:

$$U_d = U_{d0} \cos \alpha - I_d R_\Sigma \quad \text{— для выпрямительного режима;}$$

$$U_d = -U_{d0} \cos \beta - I_d R_\Sigma \quad \text{— для инверторного режима.}$$

Здесь U_d — среднее значение выпрямленного напряжения ТП; U_{d0} — среднее значение выпрямленного напряжения при полном открытии вентилей и $I_d = 0$; α — угол задержки, отсчитываемый от точки естественной коммутации и характеризующий работу ТП в выпрямительном режиме; $\beta = \pi - \alpha$ — угол опережения, характеризующий работу ТП в инверторном режиме; $R_\Sigma = r_{\text{ТР}} + x_{\text{ТР}} m / (2\pi)$ — эквивалентное сопротивление ТП, учитывающее падение напряжения в активном сопротивлении $r_{\text{ТР}}$ обмоток трансформатора и падение напряжения из-за наличия индуктивного сопротивления трансформатора $x_{\text{ТР}}$ и связанного с этим явления перекрытия анодов вентилей; m — число фаз сети.

Из выражений, приведенных выше, очевидно, что внешние характеристики для выпрямительного режима располагаются в I квадранте системы координат U_d, I_d , а для инверторного режима — в IV квадранте. Уравнение скоростной характеристики двигателя в режиме непрерывных токов получается из общей для двигателей постоянного тока зависимости $\omega = U - I_\alpha r / (k_e \Phi)$, где r — суммарное сопротивление якорной цепи. В режиме выпрямления

$$n = \frac{U_{d0} \cos \alpha - I_d R}{k_e \Phi}, \quad (\text{V.8})$$

а в инверторном режиме

$$n = \pm \frac{U_{d0} \cos \beta + I_d R}{k_e \Phi}, \quad (\text{V.9})$$

где $R = R_\Sigma + r_\alpha + r_{\text{др}}$ — суммарное сопротивление цепи главного тока; r_α — сопротивление обмотки якоря; $r_{\text{др}}$ — сопротивление обмотки сглаживающего дросселя.

В относительных единицах получаем соответственно

$$v = \frac{m}{\pi} \sin \frac{\pi}{m} \cos \alpha - i; \quad (\text{V.10})$$

$$v = \pm \left(\frac{m}{\pi} \sin \frac{\pi}{m} \sin \beta + i \right). \quad (\text{V.11})$$

В выражениях (V.9) и (V.11) знак плюс относится к работе привода, механические характеристики которого находятся в I квадранте системы координат, а знак минус — в IV квадранте.

Механические характеристики двигателя постоянного тока независимого (параллельного) возбуждения ($\Phi = \text{const}$, $\alpha = \text{var}$) представляют собой семейство параллельных прямых. При бесконечно большой индуктивности в цепи постоянного тока эти прямые пересекаются с осью ординат (рис. V.6), а точки идеального холостого хода определяются средними значениями выпрямленного (инвертированного) напряжения. В этом случае уравнения скоростных характеристик в выпрямительном и в инверторном режимах имеют следующий вид:

$$\omega = \omega_{0H} \cos \alpha - \Delta\omega; \quad (\text{V.12})$$

$$\omega = \pm (\omega_{0H} \cos \beta + \Delta\omega), \quad (\text{V.13})$$

где $\omega_{0H} = U_d / (k_e \Phi)$ — угловая скорость идеального холостого хода двигателя при индуктивности дросселя $L_{др} = \infty$ и $\alpha = 0$; $\Delta\omega = = I_a R / (k_e \Phi)$ — изменение угловой скорости из-за падения напряжения на сопротивлении цепи главного тока.

5. Характеристики системы с подчиненным регулированием

В последнее время в судовых подъемных механизмах стал применяться вентильный привод с системой подчиненного регулирования и последовательной коррекции, основанной на использовании аналоговых блочных устройств.

Рассмотрим систему управления электроприводом грузовой лебедки, рассчитанной на номинальное тяговое усилие $3 \cdot 10^4$ Н. Функциональная схема системы показана на рис. V.7, где 1 — аналоговое запоминающее устройство для ограничения эталонного значения скорости при спуске, зависящего от частоты вращений; 2 — датчик тока; 3 — задатчик частоты вращения; 4 — задатчик интенсивности; 5 — регулятор частоты вращения; 6 — функциональный

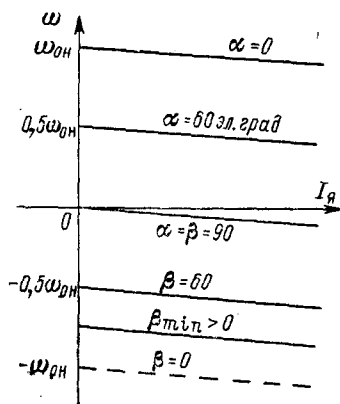


Рис. V.6. Механические характеристики двигателя постоянного тока при питании от ТП в непрерывном режиме.

блок эталонного значения с пределами, зависящими от частоты вращения и тока возбуждения; 7 — регулятор тока якоря; 8 — система фазового управления тиристорного преобразователя; 9 — тиристорный преобразователь; 10 — блок опрокидывающей функции для переключения предела якорного тока со 160 на 100% при превышении номинальной частоты вращения; 11 — датчик напряжения цепи якоря; 12 — блок ограничения эталонного значения тока возбуждения; 13 — регулятор напряжения якоря; 14 — регу-

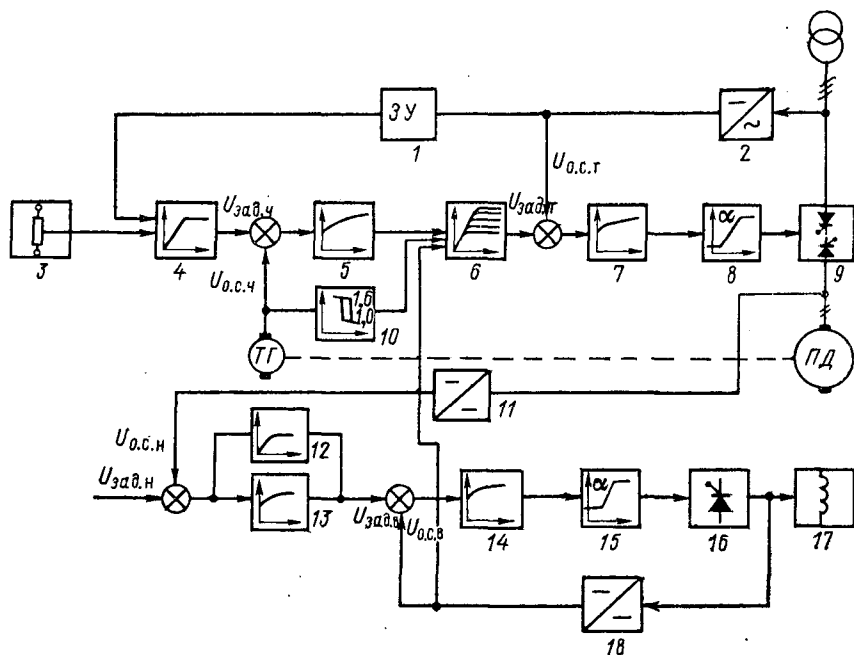


Рис. V.7. Функциональная схема системы управления вентильным приводом.

лятор тока возбуждения; 15 — система фазового управления тиристорного преобразователя цепи возбуждения; 16 — тиристорный преобразователь цепи возбуждения; 17 — обмотка возбуждения; 18 — датчик тока цепи возбуждения; ПД — приводной двигатель; ТГ — тахогенератор; $U_{зад.ч}$ и $U_{о.с.ч}$ — заданное и текущее значения частоты вращения; $U_{зад.т}$ и $U_{о.с.т}$ — заданное и текущее значения тока якоря; $U_{зад.н}$ и $U_{о.с.н}$ — заданное и текущее значения напряжения на якоре; $U_{зад.в}$ и $U_{о.с.в}$ — заданное и текущее значения тока возбуждения.

Задатчик интенсивности (интегратор) 4 предотвращает скачкообразные изменения эталонного значения частоты вращения на входе регулятора 5. Это способствует тому, что характеристика разгона привода почти не зависит от характера управления задатчиком. Кроме того, с помощью интегратора можно подавлять протягивающее действие при опускании больших грузов. В режиме

спуска максимальная величина эталонного значения частоты вращения уменьшается пропорционально воздействию на двигатель моменту нагрузки. В установившемся режиме ток якорной цепи однозначно соответствует значению нагрузочного момента. К началу каждой операции пуска ток в якорной цепи должен измеряться при некоторой небольшой частоте вращения, меньшей по сравнению с номинальной, и при номинальном токе возбуждения. На основании этой информации формируется сигнал, который ограничивает задаваемое задатчиком значение частоты вращения настолько, насколько это необходимо при действующем в данное время моменте сопротивления. Для реализации этого условия система содержит аналоговое запоминающее устройство нагрузки. Заданное и фактическое значения частоты вращения сравниваются на входе регулятора частоты вращения 5. Передаточная функция регулятора частоты вращения имеет вид

$$U_{\text{вых}} = -U_{\text{вх}} k \frac{1 + pT_1}{1 + pT_2}, \quad (\text{V.14})$$

где $U_{\text{вх}}$, $U_{\text{вых}}$ — соответственно входное и выходное напряжения; k — коэффициент усиления регулятора; T_1 , T_2 — постоянные времени регулятора. Эта характеристика получается в результате соединения пропорционального и пропорционально-интегрального звеньев.

Выходной сигнал регулятора вращения 5 в качестве эталонного значения якорного тока подается в подчиненный контур регулирования тока. Значение тока ограничивается блоком 6 с учетом электрической нагрузки приводного двигателя и требований к динамике регулирования привода. Для получения достаточного избыточного момента при ускорении и торможении в диапазоне частоты вращения $0 < n \leq n_n$ устанавливается предельное значение тока, равное $1,6 I_n$ (рис. V.8). В диапазоне $n_n < n < 2n_n$ привод работает с постоянной мощностью, так как граничное значение якорного тока лежит у I_n . Выше $2n_n$ предел якорного тока непрерывно уменьшается в зависимости от тока возбуждения двигателя — примерно от $0,67 I_n$ при $4n_n$.

Предельная функция тока, приводимая на рис. V.8, формируется блоком 6 (см. рис. V.7), в который от блока 10 вводится сигнал, изменяющийся от $1,6 I_n$ до I_n при превышении номинальной частоты вращения. Далее вступает в действие линия сигнала тока возбуждения от блока 18.

Выходной сигнал регулятора тока вводится в качестве управляющего напряжения в систему фазового управления ТП 9. На входе регулятора напряжения 13 текущее значение напряжения сравнивается с постоянным заданным значением, соответствующим номинальному значению якорного напряжения. Передаточная функ-

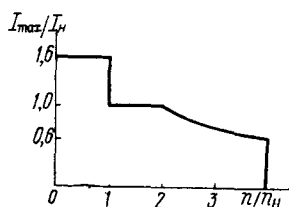


Рис. V.8. Зависимость предельного значения тока якорной цепи от частоты вращения двигателя.

ция регулятора 13 в принципе будет такой же, как и у регулятора частоты вращения. Выходной сигнал регулятора напряжения является задающей величиной для тока возбуждения. Пока напряжение на якоре не достигло номинального значения, на регуляторе 13 имеется большой сигнал рассогласования, величина которого срезается блоком ограничения тока возбуждения 12 до номинального значения. Если напряжение на якоре будет превышать номинальное, поскольку частота вращения возрастает сверх номинального значения, то рассогласование по напряжению якоря, а тем самым и заданные значения тока возбуждения уменьшаются. Вследствие этого соответственно уменьшается и ток возбуждения.

6. Характеристики электропривода переменного тока

При пусках и торможениях электродвигателей переменного тока с короткозамкнутым ротором выделяется значительно большее количества тепла, чем в электродвигателях постоянного тока или асинхронных электродвигателях с контактными кольцами. Поэтому решающим условием при выборе двигателя является допустимое число пусков и торможений. Для электропривода переменного тока двигатель выбирается после определения номинального вращающего момента механизма с учетом рекомендуемой относительной продолжительности включения механизма, которая для механизмов подъема всех грузоподъемных механизмов на переменном токе составляет 40%, а для остальных механизмов 25%.

Коэффициент перегрузки λ для механизмов подъема грузовых лебедок и кранов крупных сухогрузных судов равен 1,0, а для других механизмов этих же судов $\lambda=0,85$. Для механизмов подъема грузовых лебедок и кранов, используемых на вспомогательных операциях, и подъемных устройств промыслового флота коэффициент $\lambda=0,8$, а для всех других механизмов этих же устройств $\lambda=0,7$. Номинальный вращающий момент подсчитывается по формуле

$$M_n = M_{ст} \lambda \frac{1}{\sqrt{\frac{s_{н.д}}{s_n}}}, \quad (V.15)$$

где $M_{ст}$ — момент статической нагрузки; λ — коэффициент перегрузки; s_n — номинальная относительная продолжительность включения механизма, которая выбирается согласно указанным выше рекомендациям; $s_{н.д}$ — номинальная относительная продолжительность включения выбираемого электродвигателя (берется из каталога). Подсчитанный по формуле (V.15) номинальный вращающий момент не должен превышать номинальный момент двигателя (взятый из каталога) на основной рабочей характеристике. Электродвигатель, выбранный согласно приведенным выше рекомендациям, рассчитан на непрерывную циклическую работу в течение неограниченного времени с частыми включениями и торможением при $\lambda=1$, $s_n=40\%$ ПВ для значений $M_{ст}=M_{н.д}$ и $M_{ст}=0,5 M_{н.д}$.

7. Характеристики частотно-регулируемого привода

Наиболее простой способ регулирования частоты вращения АД — применение многоскоростных двигателей с короткозамкнутым ротором повышенного скольжения. Однако большая величина пусковых и тормозных токов приводит к необходимости увеличения мощности работающих генераторов или улучшения способов регулирования их напряжения. В электроприводах механизмов, где одновременно требуются большая частота включений и широкое регулирование, многоскоростные АД неприемлемы, в том числе и при тиристорном управлении. Это следует из анализа выражения

$$N = \frac{3600}{\sum_{k=1}^q \frac{L_k}{V_{ср}} + t_{п}}, \quad (V.16)$$

где N — число рабочих циклов механизма в час; q — число участков в рабочем цикле; L_k — путь, проходимый гаком на k -м участке; $V_{ср}$ — средняя скорость гака за цикл; $t_{п}$ — время пауз на захват и освобождение груза. Производительность механизма зависит от величины $V_{ср}$, которая определяется максимальной скоростью перемещения гака V_{max} и числом ступеней, т. е. плавностью регулирования. Исследование [35] показывает, что попытки повышения производительности только за счет увеличения V_{max} несостоятельны, так как при этом возрастает время разгона и торможения, а также количество произвольных включений, совершаемых оператором. Гораздо больший эффект дает увеличение плавности выполнения операций. Однако в этом смысле возможности многоскоростных АД в значительной степени исчерпаны. Так, увеличение числа ступеней частоты вращения с трех до пяти повышает скорость $V_{ср}$ всего на 14—15%.

В трехскоростных АД нельзя получить повышенную скорость перемещения холостого гака, так как обмотка третьей ступени должна использоваться для операций с полным грузом.

Для механизмов подъема высокопроизводительных кранов и лебедок общего и специального назначения с диапазоном регулирования от 1:4 до 1:10 наиболее перспективным следует считать частотное регулирование скорости АД, при котором можно получить требуемую механическую характеристику. На рис. V.9 показаны характеристики применительно к идеализированному АД. Операции с полным грузом выполняются в диапазоне частот $f_{min} < f < f_n$ по закону $U/f = const$, а операции с холостым гаком — в зоне повы-

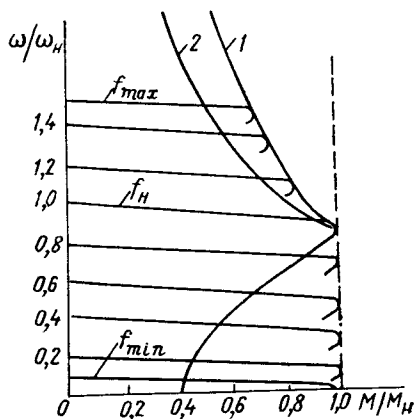


Рис. V.9. Семейство механических характеристик при частотном управлении АД.

шенной частоты $f_n < f < f_{\max}$, в которой можно применять управление при постоянной мощности, т. е. по закону $U/f^{0.5} = \text{const}$ (кривая 1) или при постоянном напряжении $U = U_n$ (кривая 2).

§ 41. Системы управления электроприводом судовых подъемных механизмов

1. Предварительные замечания

Развитие и совершенствование систем управления электроприводами судовых подъемных механизмов направлено на дальнейшую их автоматизацию. Все такие системы управления подразделяются на системы с непосредственным управлением (с помощью кулачковых контроллеров) — первый уровень автоматизации управления и системы с дистанционным управлением (с использованием магнитных контроллеров и схем, выполненных по системе Г—Д) — второй уровень автоматизации управления. В последнее время начали появляться новые системы, основанные на использовании статических преобразователей и полупроводниковых приборов: электроконтроллеры переменного тока с бесконтактной коммутацией силовых цепей короткозамкнутых двигателей; тиристорные регулируемые преобразователи постоянного тока; статические преобразователи частоты переменного тока и т. п. Весьма перспективно создание комплексов управления всем процессом грузоподъемных операций.

Поскольку контроллерные схемы управления общеизвестны и применяются для малопроизводительных грузовых лебедок, не будем останавливаться на их рассмотрении.

2. Типовые схемы управления с магнитными контроллерами и вопросы их конструирования

Схемы с магнитными контроллерами, определяющие второй уровень автоматизации управления, получили широкое распространение, так как по сравнению со схемами с кулачковыми контроллерами они обладают рядом преимуществ. Применение этих схем с автоматическим контролем пуска и торможения позволяет полностью использовать пусковую и тормозную мощность двигателя и предотвращает перегрузки, что особенно важно для двигателей постоянного тока. Указанные схемы дают возможность осуществлять дистанционное управление и наиболее удобно располагать командоконтроллер с точки зрения управления грузовыми операциями. Благодаря малым усилиям, необходимым для поворота командоконтроллера, оператор не утомляется и может одновременно управлять двумя лебедками. Схемы с магнитными контроллерами, работающие в тяжелом режиме, отличаются большой долговечностью и надежностью, не требуют частого осмотра и ремонта и реже подвержены авариям в результате неумелого обращения

персонала или перегрузки. Рассматриваемые схемы обеспечивают полное размыкание главной цепи и цепи электромагнитного тормоза двумя независимыми коммутационными аппаратами, что гарантирует отключение электропривода и тормоза даже при приваривании одного из контакторов. Узел реверсирования схем на постоянном токе включается последовательно с узлом пусковых сопротивлений во избежание коротких замыканий через дугу при быстром реверсировании.

Для электроприводов грузоподъемных механизмов схема включения катушек контакторов обычно имеет вид, показанный на рис. V.10. При таком включении катушек исключается движение механизма в направлении, противоположном заданному, даже при

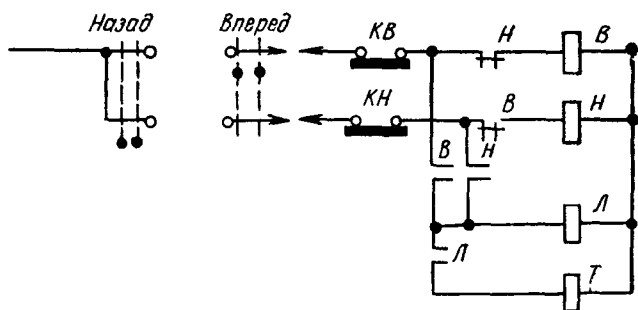


Рис. V.10. Схема включения катушек контакторов при командоконтроллерном управлении.

В, Н — контакторы направления; *Л, Т* — контакторы линейный и тормозной; *КН, КВ* — контакты конечных выключателей.

приваривании контактора направления *В* или *Н*. Цепи управления собираются таким образом, что несрабатывание любого из контакторов, образующих цепь питания обмоток двигателя, препятствует замыканию цепи питания тормоза *Т*.

Отключение двигателя происходит автоматически при перерыве питания цепи управления, а перерыв питания главной цепи приводит к отключению нулевой защиты.

Промышленностью выпускаются магнитные контроллеры переменного тока типа БТ для управления двигателями мощностью от 2 до 40 кВт с частотой включения до 300 циклов в час и пусковыми токами до 500 А. Магнитные контроллеры постоянного тока типа БТ предназначены для управления двигателями мощностью от 5 до 80 кВт с частотой включения до 300 циклов в час и пусковыми токами до 1200 А. Габаритные размеры магнитных контроллеров типов БИ и БП 450×515×245 мм для самых небольших и 670×1515×420 мм для самых больших устройств; масса при этом составляет 50 и 270 кг соответственно. Магнитные контроллеры конструктивно представляют собой металлические шкафы брызгозащищенного исполнения с одностворчатой дверью, в которых размещается сварная рама с установленными на ней аппаратами.

3. Схема управления трехскоростным асинхронным двигателем

На рис. V.11 приведена схема электропривода грузовой лебедки с трехскоростным короткозамкнутым двигателем. Эта схема применяется для электроприводов мощностью до 40 кВт [35]. Исполнительный двигатель имеет три независимые обмотки, расположенные на статоре, что позволяет обеспечить наиболее выгодное регу-

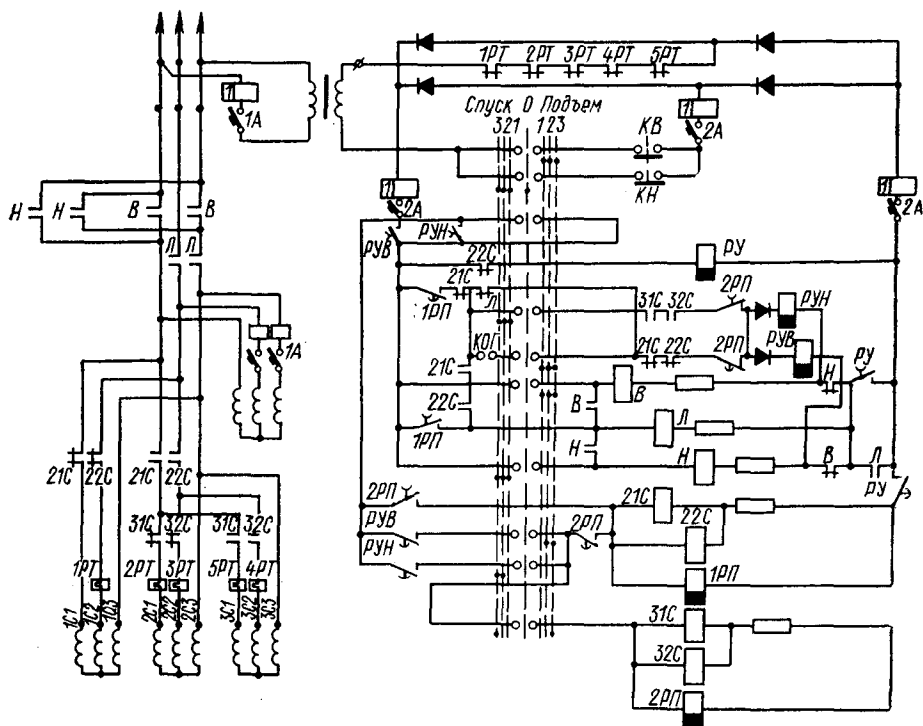


Рис. V.11. Схема электропривода грузовой лебедки.

лирование частоты вращения. В схеме использованы двухполюсные контакторы, имеющие по одной паре замыкающих и размыкающих главных контактов. Размыкающие контакты включены в цепь обмотки низшей частоты вращения, а замыкающие — в цепь обмотки следующей частоты вращения. При подаче напряжения от узла реверсивных контакторов В, Н и линейного контактора Л тихоходная обмотка 1С1—1С3 двигателя сразу получает питание. При срабатывании контакторов 21С и 22С тихоходная обмотка отключается, а обмотка средней частоты вращения 2С1—2С3 включается. Срабатывание контакторов 31С и 32С приводит к отключению обмотки средней частоты вращения и включению обмотки большой частоты вращения 3С1—3С3.

Разгон двигателя контролируется реле *РУН*, *РУВ* и *РУ*, торможение — реле *1РП* и *2РП*. Реле *РУН* и *РУВ* одновременно выполняют функции нулевого реле. Разгон производится в три ступени, торможение — в две ступени. Реверс двигателя осуществляется на малой частоте вращения с последующим ступенчатым разгоном в другом направлении. Типовые механические характеристики трехскоростных двигателей с диапазоном регулирования 1 : 6 и 1 : 4 приведены на рис. V.12, а и б соответственно. Тепловые реле *1РТ—5РТ* защищают двигатель от перегрузки. Их контакты, а также контакты конечных выключателей *КВ* и *КН* включены в цепь питания выпрямителя цепи управления, что облегчает коммутацию токов

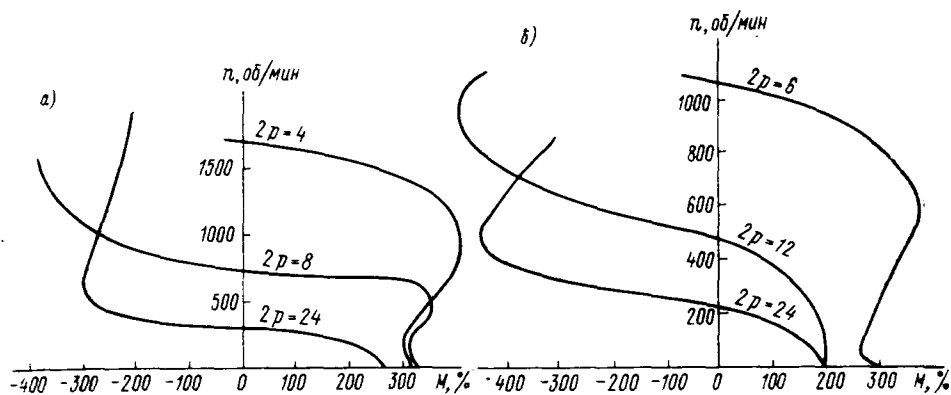


Рис. V.12. Типовые механические характеристики трехскоростных двигателей с диапазоном регулирования 1 : 6 (а) и 1 : 4 (б).

всей цепи управления. Контакт *КОГ* механического устройства ограничения грузоподъемности не позволяет включить привод на подъем при грузе, превышающем расчетный.

Для приводов, рассчитанных на ступенчатый пуск и торможение, чрезвычайно опасны отказы реле ускорения и торможения, так как бесступенчатые пуски могут привести к недопустимой перегрузке двигателя. Для контроля реле и соответствующих контактов в схеме предусмотрены блокировочные узлы, состоящие из групп контактов. Любой отказ приводит к прекращению работы электропривода. Схема выполнена так, что приваривание контактов какого-нибудь контактора или реле не препятствует остановке электропривода и исключает движение в сторону, противоположную заданной.

4. Схема управления по системе генератор—двигатель

Схемы управления по системе Г—Д применяются в том случае, когда необходимо обеспечить широкие пределы регулирования частоты вращения или специальную характеристику электропривода. Одна из таких схем представлена на рис. V.13. Ее механические характеристики, соответствующие пяти различным положениям

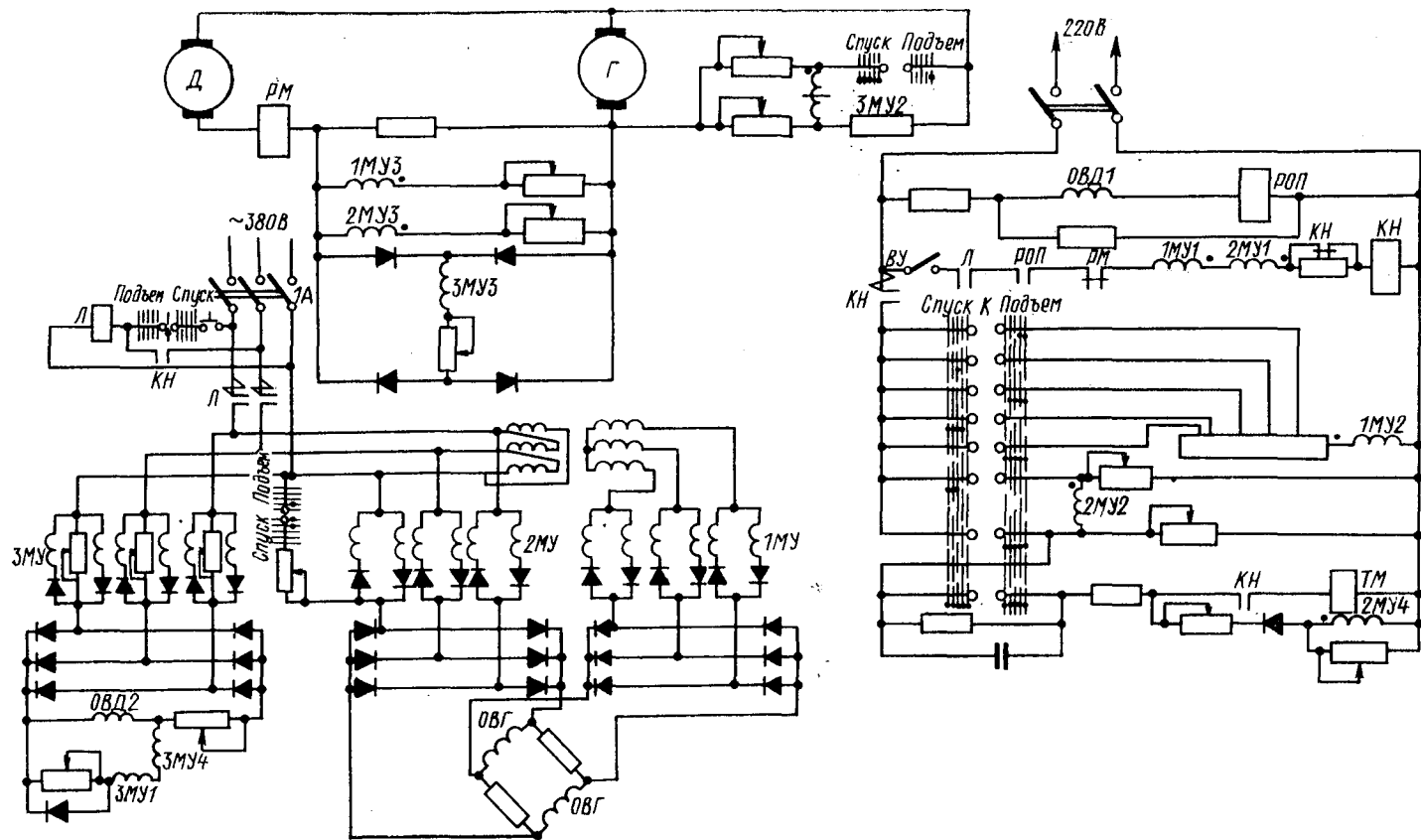


Рис. V.13. Схема управления грузовой лебедки по системе Г—Д.

командоконтроллера (кривые 1—5 для подъема, кривые 1'—5' для спуска), приведены на рис. V.14 [35]. В состав электропривода входят: генератор *Г*, электродвигатель *Д*, магнитные усилители *1МУ*—*3МУ*, линейный контактор *Л*, командоконтроллер *К*, контактор *КН*, реле защиты *РОП* и *РМ*, катушка тормоза *ТМ*. Частота вращения двигателя регулируется изменением подводимого напряжения путем управления током возбуждения генератора и изменением поля

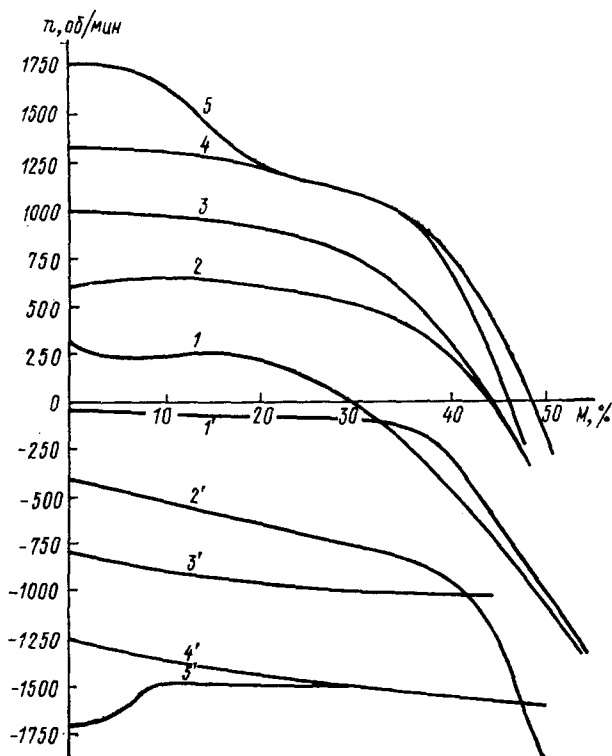


Рис. V.14. Механические характеристики привода, выполненного по системе Г—Д.

исполнительного двигателя. Диапазон регулирования частоты вращения обеспечивается в пределах 1 : 20. Узел возбуждения генератора собран на основе двух трехфазных магнитных усилителей с вынесенными выпрямителями, соединенными в реверсивную схему. Нагрузка усилителей включена по мостовой схеме. Ток в обмотке возбуждения генератора *ОВГ* равен разности токов выхода магнитных усилителей *1МУ* и *2МУ*. Характеристики «вход—выход» магнитных усилителей *1МУ* и *2МУ* показаны на рис. V.15 (кривые 1 и 2 соответственно).

Для получения необходимых механических характеристик рабочие обмотки магнитного усилителя *2МУ* шунтируются в одной

фазе активным сопротивлением на положениях 1 и 2 спуска и положении 2 подъема (кривая 3 на рис. V.15). На положениях 1—4 подъема ток усилителя $2МУ$ минимален, так как магнитодвижущая сила обмотки управления направлена согласно с магнитодвижущей силой обмотки смещения. Регулирование происходит путем изменения тока управления усилителя $1МУ$. Обмотка $1МУ3$ осуществляет жесткую положительную обратную связь по току главной цепи, что увеличивает жесткость механических характеристик и позволяет расширить диапазон регулирования. Обмотка $2МУ3$ осуществляет жесткую отрицательную обратную связь по току якоря

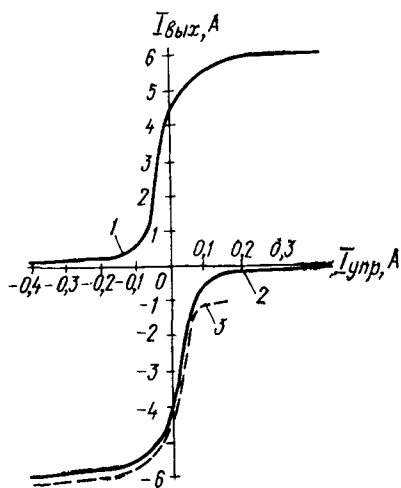


Рис. V.15. Характеристики «вход—выход» магнитных усилителей.

с задержкой, обусловленной нелинейностью выходной характеристики усилителя $2МУ$. Это позволяет снизить ток возбуждения генератора до значения, соответствующего режиму стопорения. На положении 5 командоконтроллера при подъеме и спуске груза схема обеспечивает автоматическое увеличение скорости перемещения малых грузов и гака без груза. Регулирование частоты вращения здесь осуществляется изменением возбуждения двигателя. Полуобмотки возбуждения двигателя получают раздельное питание: $ОВД1$ питается от сети постоянного тока, $ОВД2$ — от усилителя $3МУ$, который и управляет возбуждением двигателя. Соотношение сил обмоток $3МУ2$ и $3МУ3$ позволяет ослабить поле двигателя в диапазоне моментов от нуля до 30%.

Обмотка $2МУ4$, включенная через добавочное сопротивление и обратный диод параллельно обмотке тормоза, обеспечивает интенсивное электрическое торможение до остановки одновременно с наложением тормоза. Для стабилизации системы при малых нагрузках на положении 5 спуска вводится гибкая обратная связь по току возбуждения двигателя, состоящая из обмоток $3МУ1$ и $3МУ4$ и диода, зашунтированного высокоомным сопротивлением. Реле $РОП$, $РМ$ и контактор $Л$ обеспечивают соответственно защиту от обрыва поля, максимальную и нулевую защиту.

5. Схема управления тиристорного электропривода

На рис. V.16 приведена схема управления электроприводом, выполненная по системе ТП—Д. В состав электропривода входят: электродвигатель $Д$ с электромеханическим тормозом $МТ$; тиристорный преобразователь $ТП$; система управления преобразовате-

лем, включающая генераторы импульсов $ГИ1$ и $ГИ2$ и фазовращающие мосты $ФМ1$ и $ФМ2$, командоаппарат $К$, аппаратура управления и защиты.

Рассматриваемая система позволяет получить жесткие механические характеристики электропривода, что повышает производительность подъемных кранов благодаря снижению времени полного цикла в результате сокращения времени посадки груза [22].

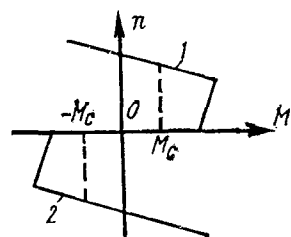


Рис. V.17. Статические характеристики электропривода, включенного по системе ТП—Д.

Статические характеристики АЭП при подъеме (кривая 1) и спуске (кривая 2) показаны на рис. V.17. Такая форма характеристик обусловлена требованием поддержания постоянства ускорения в процессе пуска, реверса и торможения. Пуск, ход, реверс и торможение обеспечиваются изменением подводимого к якору двигателя напряжения. Процесс торможения механизмов и спуск груза осуществляются с рекуперацией энергии в сеть, что облегчает работу механического тормоза. Изменение подводимого напряжения достигается регулированием угла зажигания тиристоров.

Генераторы импульсов $ГИ1$ и $ГИ2$ формируют импульсы в зависимости от сигналов, поступающих с фазовращающих мостов $ФМ1$ и $ФМ2$.

В цепь управления фазовращающего моста $ФМ$ (рис. V.18) вводятся обратные связи по току и напряжению, что и обеспечивает заданную форму механических характеристик. Отрицательная

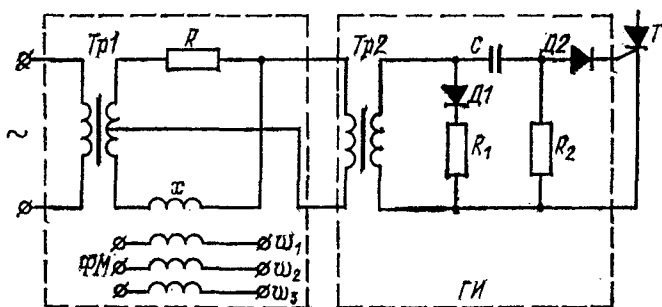


Рис. V.18. Схема фазовращающего моста и генератора импульсов.

обратная связь по току (обмотка w_3) с отсечкой служит для ограничения тока двигателя при недопустимой статической нагрузке. Отрицательная обратная связь по напряжению двигателя (обмотка w_2) служит для повышения жесткости и линейности механических характеристик в области номинальных нагрузок. Положительная обратная связь по напряжению (обмотка w_1) формирует характеристики двигателя в области стопорного тока. В схеме (см. рис. V.16) предусмотрена защита от обрыва поля (реле $РОП$),

максимальная и нулевая защиты (реле PM и контактор L), защита, предотвращающая свободное падение груза в случае потери двигателем питающего напряжения или исчезновения возбуждения (контактор KI).

§ 42. Расчет электропривода грузовой лебедки

1. Предварительные замечания

Метод расчета электропривода лебедки выбирают в зависимости от режима ее работы. Характерными режимами для лебедок являются кратковременный и повторно-кратковременный. В кратковременном режиме работают шлюпочные и траловые лебедки. Расчет электропривода в этом случае не вызывает затруднений. Мощность устанавливается по номинальным значениям подъемной силы и скорости выбирания шкентеля. В повторно-кратковременном режиме работают грузовые лебедки и краны. Для них характерно наличие четырех рабочих стадий за время цикла, связанных с преодолением следующих моментов сопротивления на валу двигателя: M_1 — при подъеме груза, M_2 — при опускании груза; M_3 — при подъеме гака без груза и M_4 — при опускании гака без груза. Мощность электродвигателя грузовой лебедки рассчитывают в зависимости от поставленных условий. Если передаточный механизм лебедки выбран и заданы номинальная грузоподъемность и скорость подъема, расчет ведут по заданной грузоподъемности. В процессе эскизного проектирования обычно задается производительность лебедки, необходимо определить мощность двигателя и выбрать скорость подъема номинального груза. В обоих случаях пользуются методом двух приближений. В первом приближении определяют мощность двигателя и выбирают его по каталогу, во втором приближении выбранный двигатель проверяют по условиям заданной производительности и нагрева.

2. Расчет электропривода по заданной грузоподъемности

Расчет электропривода по заданной грузоподъемности в первом приближении начинают с определения момента на валу двигателя. Момент электродвигателя зависит от силы тяжести поднимаемого груза и определяется следующим выражением:

$$M = \frac{GR_6}{i\eta_{\text{мех}}}, \quad (\text{V.17})$$

где G — сила тяжести груза, Н; R_6 — радиус барабана, м; i — передаточное число; $\eta_{\text{мех}}$ — к. п. д. механической передачи.

При опускании груза

$$M' = \frac{GR_6}{i} \eta'_{\text{мех}} = \frac{GR_6}{i} \left(2 - \frac{1}{\eta_{\text{мех}}} \right), \quad (\text{V.18})$$

где $\eta'_{\text{мех}}$ — к. п. д. передачи при опускании груза.

На основании полученных выражений можно построить механическую характеристику привода. Для промежуточных значений момента учитывается переменное значение к. п. д. согласно кривым, показанным на рис. V.19. Определение промежуточных значений момента на валу двигателя можно выполнить, пользуясь следующими выражениями: для подъема

$$m = m_c(1 - m_0) + m_0; \quad (V.19)$$

для спуска

$$m = \frac{m_c \eta^2}{1 - m_0} - m_0, \quad (V.20)$$

где m — момент на валу двигателя в долях номинального момента; $m_c = G/G_n$ — сила тяжести груза в долях номинальной; η — к. п. д. механизма при номинальной нагрузке; m_0 — момент холостого хода привода в долях номинального момента.

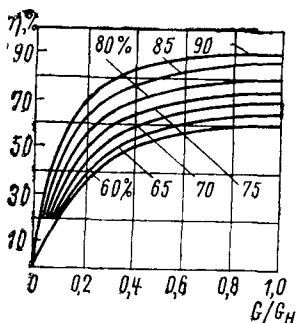


Рис. V.19. Кривые зависимости к. п. д. от силы тяжести груза.

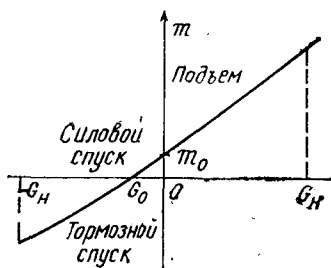


Рис. V.20. Нагрузочная характеристика лебедки.

Момент холостого хода обычно принимают равным 0,1—0,2. Тогда момент на валу двигателя при подъеме груза, составляющего 0,5 номинального, получим по выражению (V.19): $m = 0,5(1 - 0,2) + 0,2 = 0,6$. Следовательно, момент на валу двигателя составляет 0,6 номинального, а сила тяжести поднимаемого груза — 0,5. По выражению (V.20) момент на валу двигателя при опускании того же груза и $\eta = 0,8$ равен $m = \frac{0,5 \cdot 0,8^2}{1 - 0,2} - 0,2 = 0,2$, а при опускании полного груза $m = \frac{1 \cdot 0,8^2}{1 - 0,2} - 0,2 = 0,6$.

Момент m можно определять, пользуясь методом разделения постоянных и переменных потерь, предложенным Казанцевым и Прессом и основанным на том, что потери в передачах делятся на постоянные, не зависящие от нагрузки, и переменные, пропорциональные передаваемому моменту. Используя этот метод, момент на валу двигателя получим из следующего выражения:

$$m = k + (1 \pm D) m_c, \quad (V.21)$$

где

$$k = \frac{a}{d} D; \quad D = (1 \pm d)^q - 1.$$

В случае подъема груза D и d положительны, а при спуске — отрицательны; q — число звеньев передачи. Для роликовых и шариковых подшипников $a=0,02$, для подшипников скользящего трения $a=0,03 \div 0,04$, $d=0,03 \div 0,04$.

Для сравнительной оценки методов определим момент на валу двигателя при подъеме груза $m_c=0,5$. Полагая $q=2$ и взяв среднее значение параметров a и d , а именно $a=0,035$ и $d=0,035$, применительно к кинематической схеме лебедки, изображенной на рис. V.5, будем иметь

$$D = (1 + 0,035)^2 - 1 = 1,07 - 1 = 0,07;$$

$$k = \frac{0,035}{0,035} 0,07 = 0,07.$$

Подставляя эти значения в выражение (V.21), получим

$$m = 0,07 + (1 + 0,07) 0,5 = 0,605.$$

Сравнивая оба расчета, можно убедиться в их практической равноценности.

На рис. V.20 показана зависимость момента на валу двигателя от силы тяжести груза при подъеме и спуске. Исходными данными для расчета являются номинальная грузоподъемность, номинальная скорость подъема номинального груза, передаточное число, диаметр барабана, к. п. д. передачи, число циклов в час и высота подъема. Мощность двигателя определяют предварительно, исходя из заданных номинальных значений грузоподъемности и скорости подъема, по формуле

$$P = \frac{G_n V_n}{\eta_{\text{мех}}}. \quad (\text{V.22})$$

Номинальная частота вращения двигателя равна

$$n_n = \frac{i V_n}{2\pi R_6}, \quad (\text{V.23})$$

а номинальный момент

$$M_n = \frac{G_n R_6}{i \eta_{\text{мех}}}. \quad (\text{V.24})$$

В этих формулах V_n — скорость подъема номинального груза, м/с; G_n — сила тяжести номинального груза, Н; R_6 — радиус барабана, м.

На основании полученных выражений по каталогу выбирают двигатель: для напряженного режима работы ПВ=40%, а для легкого ПВ=25%. Обычно применяют крановый двигатель водозащитного исполнения.

Для определения эквивалентного момента в ходе расчета второго приближения строят нагрузочную диаграмму в соответствии с рабочим циклом лебедки. Для построения диаграммы вычисляют моменты и промежутки времени.

Продолжительность выбирания слабины шкентеля равна

$$t_1 = t_{p1} + t_{уст1} + t_{т1}, \quad (V.25)$$

где t_{p1} , $t_{т1}$ — время разгона и торможения; $t_{уст1}$ — время установившегося движения.

Время разгона определяется условиями пуска. Исходя из допустимой величины пускового тока, равной 1,5—2,75 номинального значения, для двигателей постоянного тока выбирают соответствующее значение пускового момента m_n . Для короткозамкнутых асинхронных двигателей значение пускового момента определяется типом двигателя.

Момент переключения обычно принимают равным $m_{пер} = 0,8 \div 1$. Избыточный момент приближенно равен $m_{изб1} = \frac{m_n + m_{пер}}{2} - m_c$, а время разгона определяют по формуле

$$t_{p1} = \frac{c \cdot 2\pi J n_{x.г}}{M_n m_{изб1}}, \quad (V.26)$$

где $c = 1,3 \div 1,7$ — коэффициент, учитывающий момент инерции привода; J — момент инерции двигателя; $n_{x.г}$ — частота вращения двигателя, соответствующая моменту при подъеме гака без груза.

Частота вращения двигателя может быть определена по данным каталога или по уравнению движущих сил $n = n_0(1 - bm)^x$, где $m = 0,1 \div 0,2$.

В случае работы на искусственной характеристике $n_{x.г} = (2 \div 3)n_n$. Время торможения приближенно принимают равным $t_{т} = 0,5 t_p$. Время установившегося движения определяют по формуле

$$t_{уст} = \frac{L_1 - s_n}{V_{x.г}}, \quad (V.27)$$

где L_1 — длина выбираемой слабины шкентеля ($L_1 = 2 \div 3$ м); $V_{x.г} = \frac{2\pi n_{x.г} R_6}{i}$ — скорость выбирания слабины шкентеля, м/с; $s_n = 0,75 V_{x.г} t_p$.

Продолжительность подъема груза на высоту H

$$t_2 = t_{p2} + t_{уст2} + t_{т2}, \quad (V.28)$$

где

$$t_{p2} = \frac{c \cdot 2\pi J n_{н.г}}{M_n m_{изб2}} + 0,975 \frac{G_n V_{н.г}^2}{n_{н.г} M_n m_{изб2} \eta_n}; \quad (V.29)$$

$$t_{уст2} = \frac{H}{V_{н.г}} - 0,5 t_{p2}; \quad t_{т2} \approx 0.$$

Время подачи груза

$$t_3 = t_{p3} + t_{уст3} + t_{т3}, \quad (V.30)$$

где

$$t_{p3} \approx t_{p1}; \quad t_{т3} = 0,75 t_{p3}; \quad t_{уст3} = \frac{L_3}{V_{н.п}} - 0,75 t_{p3}.$$

Величина L_3 зависит от ширины судна и лежит в пределах 8—15 м; если известна длина стрелы $l_{ст}$, то $L_3 = l_{ст} (3 \div 4)$.

Время спуска груза

$$t_4 = t_{p4} + t_{уст4} + t_{т4}, \quad (V.31)$$

где

$$t_{p4} = \frac{c \cdot 2\pi J n_{с.г}}{M_H m_{изб4}} + \frac{0,975 G_H V_{с.г}^2}{n_{с.г} M_H m_{изб4} \eta_H};$$

$$m_{изб4} = \frac{m_H + m_{пер}}{2} + m_{с};$$

$n_{с.г}$ — частота вращения двигателя при спуске груза (в зависимости от схемы управления $n_{с.г}$ лежит в пределах от 1 до 2). Для продолжительности травления слабины шкентеля справедливо выражение (V.25).

Время подъема гака без груза

$$t_5 = t_{p5} + t_{уст5} + t_{т5}, \quad (V.32)$$

где

$$t_{p5} \approx t_{p1}, \quad t_{т5} = 0,5 t_{p5}, \quad t_{уст5} = \frac{H}{V_{х.г}} - 0,75 t_{p5}.$$

Время передачи гака без груза

$$t_6 = t_{p6} + t_{уст6} + t_{т6}, \quad (V.33)$$

где

$$t_{p6} \approx t_{p1}; \quad t_{т6} = 0,5 t_{p6}; \quad t_{уст6} = \frac{L_3}{V_{х.г}} - 0,75 t_{p6}.$$

Время спуска гака без груза

$$t_7 = t_{p7} + t_{уст7} + t_{т7}, \quad (V.34)$$

где

$$t_{p7} \approx t_{p1}; \quad t_{т7} \approx 0,5 t_{p7}; \quad t_{уст7} \approx \frac{H}{V_{х.г}} - 0,75 t_{p7}.$$

Тогда

$$t_{\Sigma} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7. \quad (V.35)$$

Продолжительность цикла $t_{ц} = 3600/Z$.

Расчетная продолжительность включения

$$ПВ_{рас} \% = \frac{t_{\Sigma}}{t_{ц}} \cdot 100. \quad (V.36)$$

Приближенно можно считать, что у двигателей постоянного тока и у асинхронных с фазным ротором в период пуска момент и ток останутся неизменными и равными среднему значению момента и тока. Эквивалентный момент $M_{э}$ определяется в соответствии с нагрузочной диаграммой. Полученное значение эквивалентного момента должно быть приведено к значению момента при повторно-кратковременном режиме, соответствующем каталожному значению продолжительности включения $ПВ_{кат} \%$: $M_{э.п} =$

$$= M_{э} \sqrt{\frac{ПВ_{рас} \%}{ПВ_{кат} \%}}.$$

Если $M_{э.п} \leq M_{н.кат}$, расчет двигателя заканчивают. Проверив по условиям нагрева двигатель переменного тока с короткозамкнутым ротором, необходимо перейти от значения момента к значениям тока и определить эквивалентный ток. Более точный результат дает метод эквивалентных потерь.

3. Расчет электропривода по заданной производительности

Расчет привода по заданной производительности начинают в первом приближении с определения средней грузоподъемности

$$G_{ср} = \alpha G_{н}. \quad (V.37)$$

Значение α колеблется в пределах 0,3—0,8 и зависит от рода груза. Для сыпучих грузов и грузов с малой плотностью принимают нижний предел $\alpha = 0,3$; для железа, машин и других так называемых генеральных грузов $\alpha = 0,8$.

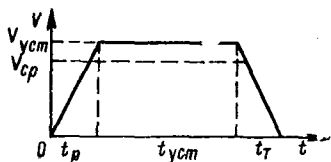


Рис. V.21. Зависимость $V=f(t)$.

Число циклов в час при заданной производительности A будет равно

$$Z = \frac{A}{\alpha G_{н}}. \quad (V.38)$$

Соответственно продолжительность одного цикла

$$t_{ц} = \frac{3600}{Z} \quad (V.39)$$

и суммарное рабочее время за цикл (приблизленно)

$$t_{\Sigma} = (0,4 \div 0,6) t_{ц}. \quad (V.40)$$

С другой стороны, суммарное рабочее время

$$t_{\Sigma} \approx \frac{H}{V_{ср.г}} + \frac{S}{V_{ср.х.г}}, \quad (V.41)$$

где $V_{ср.г}$ — средняя скорость подъема груза; $V_{ср.х.г}$ — средняя скорость гака без груза; S — суммарная высота подъема и спуска при работе лебедки с гаком без груза, а также высота спуска груза.

В случае работы двумя стрелами $S = 2L_1 + 2L_3 + 3H$, при работе одной стрелой $S = 2L_1 + 3H$. Средняя скорость подъема груза

$$V_{ср.г} = \frac{H}{t_p + t_{ycm} + t_r}. \quad (V.42)$$

Полагая, что изменение скорости за время разгона и торможения (рис. V.21) носит прямолинейный характер, получим

$$t_{уст} = \frac{H - V_{уст.г} \frac{t_p + t_r}{2}}{V_{уст.г}} = \frac{H - S_n}{V_{уст.г}}. \quad (V.43)$$

Подставив значение $t_{уст}$ из выражения (V.43) в выражение (V.42), получим

$$V_{ср.г} = \frac{V_{уст.г} H}{V_{уст.г} (t_p + t_r) + H - \frac{V_{уст.г}}{2} (t_p + t_r)} = \frac{V_{уст.г}}{1 + \frac{V_{уст.г}}{H} \frac{t_p + t_r}{2}};$$

$$V_{ср.г} = \frac{V_{уст.г}}{1 + \frac{S_n}{H}} = \frac{V_{уст.г}}{1 + C_1}, \quad (V.44)$$

где

$$C_1 = S_n / H. \quad (V.45)$$

Тогда установившаяся скорость подъема будет равна

$$V_{уст.г} = V_{ср.г} (1 + C_1). \quad (V.46)$$

Коэффициент C_1 из выражения (V.45) характеризует отношение пути за время разгона и торможения к высоте подъема. В зависимости от высоты подъема C_1 лежит в пределах 0,08—0,12. Нижний предел соответствует высоте подъема 12 м, верхний — 8 м.

Если принять, что $k = V_{уст.х.г} / V_{уст.г}$, то, рассуждая аналогично предыдущему, можно написать

$$V_{ср.х.г} = \frac{V_{уст.х.г}}{1 + C_2} = k \frac{V_{уст.г}}{1 + C_2},$$

где $C_2 = S_{п1} / H$. Взяв отношение C_2 / C_1 , получим

$$\frac{C_2}{C_1} = \frac{S_{п1}}{S_n} = \frac{V_{уст.х.г} \frac{t_{п1} + t_{т1}}{2}}{V_{уст.г} \frac{t_p + t_r}{2}} \approx k \frac{t_{п1}}{t_p};$$

$$\frac{t_{п1}}{t_p} \approx k \frac{M_n - M_r}{M_n - M_{х.г}} = k\gamma; \quad \gamma = \frac{M_n - M_r}{M_n - M_{х.г}}. \quad (V.47)$$

Тогда

$$\frac{C_2}{C_1} = k^2 \gamma; \quad C_2 = C_1 \gamma k^2. \quad (V.48)$$

Подставив полученные значения $V_{ср.г}$ и $V_{ср.х.г}$ в выражение (V.41), получим

$$t_{\Sigma} \approx \frac{H}{V_{ср.г}} + \frac{S}{V_{ср.х.г}} = \frac{(1 + C_1) H}{V_{уст.г}} + \frac{S (1 + C_2)}{k V_{уст.г}}.$$

Решая это выражение относительно $V_{\text{уст.г}}$, будем иметь

$$\begin{aligned} V_{\text{уст.г}} &= \frac{(1 + C_1) H}{t_{\Sigma}} + \frac{S (1 + C_2)}{k t_{\Sigma}} = \\ &= \frac{kH (1 + C_1) + S (1 + C_2)}{k t_{\Sigma}}. \end{aligned} \quad (\text{V.49})$$

Определив установившуюся скорость за цикл, найдем мощность двигателя

$$P = \frac{\alpha G_{\text{н}} V_{\text{уст.г}}}{\eta_{\text{мех}}}. \quad (\text{V.50})$$

Из выражения (V.50) видно, что мощность двигателя пропорциональна установившейся скорости подъема груза. Последняя, в свою очередь, как видно из выражения (V.49), при прочих неизменных данных зависит от величины k , характеризующей отношение скорости подъема и спуска гака без груза к скорости подъема груза. Таким образом, для получения одной и той же производительности лебедки номинальная мощность АД должна быть больше мощности двигателя постоянного тока.

Расчет второго приближения ведется так же, как и при определении мощности двигателя по заданной грузоподъемности.

Указатель литературы

1. Алексеева Н. А., Андреев Г. И., Морговский Ю. Я. Тиристор-ные регулируемые электроприводы постоянного тока. М., «Энергия», 1970.
2. Асинхронный электропривод с тиристорными коммутаторами. М., «Энергия», 1970. Авт.: Л. П. Петров, В. А. Ладензон, М. П. Обуховский, Р. Г. Подзол.
3. Басин А. М. Ходкость и управляемость судов. М., «Транспорт», 1968.
4. Берг А. И. Кибернетику на службу коммунизму. Сб. статей. М.—Л., Госэнергоиздат, 1961.
5. Бруевич Н. Г. Надежность, долговечность, точность.— В кн.: «О надежности сложных технических систем». М., «Советское радио», 1966.
6. Вавилов А. А. Частотные методы расчета нелинейных систем. Л., «Энергия», 1970.
7. Васильев Д. В., Михайлов В. А., Норневский Б. И. Автоматизация судовых установок. Л., «Судостроение», 1965.
8. Васильев Д. В., Михайлов В. А., Норневский Б. И. Примеры и задачи по расчету судовых автоматизированных систем. Л., «Судостроение», 1973.
9. Вешеневский С. Н. Характеристики двигателей в электроприводе. М., «Энергия», 1967.
10. Войткунский Я. И., Першиц Р. Я., Титов И. А. Справочник по теории корабля. Л., «Судостроение», 1973.
11. Касьянов В. Т. Асинхронные машины при переменной частоте.— «Электричество», 1949, № 2, с. 38—47.
12. Каталог. Судовое электрооборудование палубных механизмов. ЦИНТИ-ПРИБОРЭЛЕКТРОПРОМ. 5880.
13. Коган Б. Я. Электронные моделирующие устройства и их применение для исследования систем автоматического регулирования. М., Физматгиз. 1963.
14. Лебедев А. Н. Применение аналоговых вычислительных устройств в судовых системах автоматического управления. Л., «Судостроение», 1970.
15. Михайлов В. А., Норневский Б. И. Автоматизация судовых электрических станций. Л., «Судостроение», 1966.
16. Михайлов В. А., Рукавишников С. Б., Фрейдзон И. Р. Электродвижение судов и электропривод судовых механизмов. Л., «Судостроение», 1965.
17. Ницай В. Е. Расчет динамических режимов судовых автоматизированных электрических приводов. Л., «Судостроение», 1970.
18. Петров И. И., Мейстель А. М. Специальные режимы работы асинхронного электропривода. М., «Энергия», 1968.
19. Полонский В. И. Судовые электроприводы. М.—Л., «Морской транспорт», 1952.
20. Правила классификации и постройки морских судов Регистра СССР. Л., «Морской транспорт», 1970.

21. Современная теория системы. Под ред. К. Т. Мондеса. М., «Наука», 1970.
22. Тихонов В. В. Электроприводы органов управления судами. Л., «Судостроение», 1969.
23. Туганов М. С. Бесконтактный судовой электропривод. Л., «Судостроение», 1972.
24. Федяевский К. К., Соболев Г. В. Управляемость корабля. Л., Судпромгиз, 1963.
25. Фрейдзон И. Р. Судовые электромеханизмы. Л., Судпромгиз, 1958.
26. Фрейдзон И. Р. Судовые автоматизированные электроприводы и системы. Л., «Судостроение», 1967.
27. Фрейдзон И. Р. Исследование авторулевого с помощью электронно-вычислительной машины.— «Электричество», 1960, № 7, с. 20—25.
28. Фрейдзон И. Р. Математическое моделирование систем автоматического управления на судах. Л., «Судостроение», 1970.
29. Фрейдзон И. Р., Бренев В. Ф., Архангельский Е. В. Вопросы математического моделирования системы электроприводов с генератором суммарной мощности для исследования устойчивости.— «Электричество», 1964, № 3, с. 65—71.
30. Фрейдзон И. Р., Зубарев Ю. Я. Проектирование оптимальных судовых систем управления с использованием ЭВМ.— «Электричество», 1967, № 1, с. 33—37.
31. Фрейдзон И. Р., Филиппов Л. Г. Математические модели в судовых обучающих комплексах. Л., «Судостроение», 1972.
32. Цыпкин Я. З. Основы теории обучающих систем. М., «Наука», 1970.
33. Чиликин М. Г. Общий курс электропривода. М., «Энергия», 1967.
34. Шенон К. Работы по теории информации и кибернетика. М., ИЛ, 1963.
35. Яуре А. Г., Богословский А. П., Певзнер Е. М. Электроприводы судовых грузоподъемных механизмов. Л., «Судостроение», 1971.

оглавление

Предисловие к первому изданию	3
Предисловие ко второму изданию	4
Введение	5

Глава I

Общие вопросы работы судовых автоматизированных электроприводов и систем

§ 1. Основные понятия о судовых управляющих комплексах	9
1. Постановка задачи (9). 2. Структурная схема уровней автоматизации управления (11). 3. Назначение и основные требования, предъявляемые к системам, входящим в состав УК (13). 4. Вопросы построения управляющих комплексов (15). 5. Основные проблемы, возникающие при построении управляющих комплексов на базе ЦВМ (18).	
§ 2. Особенности статических характеристик и конструктивного исполнения судовых автоматизированных электроприводов и систем	20
1. Предварительные замечания (20). 2. Особенности конструктивного исполнения (20). 3. Бесконтактные элементы управления (24). 4. Электродвигатели постоянного тока (28). 5. Система генератор — двигатель (31). 6. Электродвигатели переменного тока (32). 7. Расчет механических характеристик асинхронного двигателя (36). 8. Пример расчета характеристик асинхронного двигателя (37). 9. Характеристики асинхронного двигателя при длительном отклонении напряжения (39). 10. Условия устойчивости вращающегося привода при длительном снижении напряжения (40). 11. Условия устойчивости при пуске (41). 12. Бесконтактный электропривод (42).	
§ 3. Основания к выбору оптимальной характеристики автоматизированного электропривода	45
1. Постановка задачи (45). 2. Уравнение движения в установившемся режиме (47). 3. Выбор оптимальной характеристики двигателя в уста-	

новившемся режиме (49). 4. Выбор оптимальной механической характеристики двигателя в случае аналитического задания характеристик (50). 5. Определение параметра x оптимальной механической характеристики двигателя при фиксированном скольжении S_n (53). 6. Выбор оптимальной механической характеристики двигателя в случае аналитического задания характеристик (55). 7. Зависимость функционала Ψ от некоторых параметров объекта управления (55). 8. Выбор оптимальной механической характеристики двигателя в случае графического задания характеристик (56). 9. Определение оптимальной характеристики двигателя с помощью графиков (57). 10. Машинное проектирование автоматизированных электроприводов (59).

- § 4. Переходные процессы в судовых автоматизированных электроприводах постоянного тока 61
1. Постановка задачи (61). 2. Передаточная функция двигателя постоянного тока (64). 3. Передаточная функция ЭМУ и системы Г—Д (64).
- § 5. Переходные процессы в судовых автоматизированных электроприводах переменного тока 66
1. Постановка задачи (66). 2. Аналитические методы исследования (67). 3. Приближенные методы исследования (69). 4. Передаточная функция двухфазного АД (72). 5. Приближенный метод оценки переходных процессов (74). 6. Исследование с помощью моделирования (76).
- § 6. Вопросы устойчивости работы систем автоматизированных электроприводов переменного тока 79
1. Постановка задачи (79). 2. Основные уравнения переходных процессов электропривода при колебании напряжения (81). 3. Уравнения переходного процесса при колебании напряжения, вызванном пуском двигателя (82). 4. Уравнение переходного процесса при колебании напряжения, вызванном коротким замыканием (83). 5. Пуск электропривода и устойчивость работы системы (84). 6. Расчет устойчивости работы системы электроприводов (88).
- § 7. Исследование аварийных ситуаций и послеаварийных режимов работы системы электроприводов с помощью АВМ 90
1. Постановка задачи (90). 2. Математическая модель генератора (91). 3. Математическое моделирование электропривода (94). 4. Моделирование коммутационной аппаратуры (96). 5. Моделирование аварийных ситуаций и послеаварийных режимов работы системы электроприводов (96). 6. Пример исследования на модели (98).
- § 8. Вопросы эффективности автоматизации судовых систем и анализ их надежности 101
1. Постановка задачи (101). 2. Эффективность автоматизации (101). 3. Анализ надежности (103). 4. Показатели надежности (104). 5. Метод

- анализа надежности (105). 6. Оценка надежности невосстанавливаемых систем (106). 7. Оценка надежности восстанавливаемых систем (110). 8. Пример оценки надежности восстанавливаемой системы (111).

Г л а в а II

Автоматизированный электропривод и управляющие комплексы вспомогательных механизмов энергетических установок и судовых систем

- § 9. Вопросы комплексной автоматизации управления вспомогательными механизмами энергетических установок и судовых систем 112
1. Постановка задачи (112). 2. Алгоритмы управления (114). 3. Структура управляющего комплекса (116). 4. Вопросы конструктивного построения управляющего комплекса (118).
- § 10. Объекты управления 118
1. Предварительные замечания (118). 2. Классификация вспомогательных механизмов (120). 3. Основные характеристики судовых систем (121). 4. Объемные насосы (122). 5. Лопастные центробежные насосы (125). 6. Вентиляторы, воздуходувки, компрессоры (127).
- § 11. Автоматизированный электропривод 129
1. Предварительные замечания (129). 2. Регулирование производительности насосов и вентиляторов при постоянной частоте вращения (130). 3. Регулирование производительности изменением частоты вращения электродвигателя насоса (131). 4. Регулирование частоты вращения и вопросы устойчивости (132). 5. Пример расчета устойчивости работы насоса при колебаниях напряжения (133). 6. Определение мощности и типа электродвигателя (134). 7. Пример расчета по выбору двигателя к насосу (135). 8. Способы пуска автоматизированных электроприводов с двигателем постоянного тока (137). 9. Способы пуска электроприводов с короткозамкнутым двигателем (137). 10. Схемы управления электроприводами регулирующих органов (138). 11. Типовые схемы автоматического управления электроприводами насосов и вентиляторов (140).
- § 12. Основные элементы управляющего комплекса 143
1. Предварительные замечания (143). 2. Типовые логические элементы и усилители (144). 3. Источники информации (147).
- § 13. Системы обработки и представления информации 149
1. Предварительные замечания (149). 2. Функциональная схема и элементы системы (149).
- § 14. Контрольные и испытательные системы 151
1. Предварительные замечания (151). Автоматический централизованный контроль параметров управляющего комплекса (152). 3. Автоматизированный схемный контроль управляющих систем (153).

- § 15. Основания к расчету и построению управляющих систем 155
 1. Постановка задачи (155). 2. Основные этапы построения конечных автоматов (156). 3. Формальная запись алгоритма (158). 4. Методы минимизации структуры логической сети управления (161). 5. Построение функциональной схемы (165).
- § 16. Некоторые соображения к выбору управляющих машин 167
 1. Постановка задачи (167). 2. Вопросы построения управляющих систем с вычислительными машинами (167). 3. О выборе управляющей машины (169).
- § 17. Некоторые методы оценки и повышения надежности систем управления 172
 1. Постановка задачи (172). 2. Методы оценки надежности (173). 3. Методы повышения структурной надежности (175). 4. Методы повышения эксплуатационной надежности (178).
- § 18. Пример построения и анализа надежности системы управления резервными насосами 179
 1. Постановка задачи (179). 2. Алгоритм и функциональная схема пуска и остановки резервных насосов (179). 3. Составление и минимизация уравнений системы (181). 4. Построение функциональной схемы (184). 5. Анализ и повышение надежности системы управления насосами (185).

Глава III

Автоматизированные электроприводы и системы управления курсом судна

- § 19. Основные вопросы построения управляющего комплекса судовождения . 189
 1. Постановка задачи (189). 2. Структура управляющего комплекса (190). 3. Вопросы конструктивного построения управляющего комплекса (193). 4. Структура автоматизированного электропривода руля и систем автоматического управления курсом судна (193).
- § 20. Объекты управления 195
 1. Постановка задачи и основные требования (195). 2. Руль как объект управления (198). 3. Уравнение сил, действующих на руль (199). 4. Уравнение моментов на баллере руля (200). 5. Судно как объект управления (203). 6. Общие уравнения движения судна (206). 7. Уравнения движения судна при стабилизации на курсе и тихой воде (208). 8. Уравнения движения судна при стабилизации на курсе и регулярном волнении (210). 9. Передаточные функции судна по управляющему и возмущающему воздействиям (211). 10. Уравнения движения судна при маневрировании на большие углы (213).
- § 21. Основные элементы рулевого автоматизированного электропривода . . 215
 1. Предварительные замечания (215). 2. Передаточный механизм с механической передачей (215). 3. Передаточный механизм с гидравлической

передачей (217). 4. Гидравлическая машина с насосом регулируемой производительности (220). 5. Уравнение сил и моментов рулевой гидравлической машины (222). 6. Передаточная функция рулевой гидравлической машины с насосом регулируемой производительности (224). 7. Гидравлическая рулевая машина с насосом постоянной производительности (229). 8. Гидравлические рулевые машины вращательного действия (230). 9. Усилители (231). 10. Преобразующие элементы (236). 11. Корректирующие элементы (238).	
§ 22. Системы дистанционного и следящего управления электроприводом рулевого устройства	243
1. Предварительные замечания (243). 2. Основные требования к электроприводу рулевого устройства (245). 3. Система дистанционного управления типа генератор—двигатель (246). 4. Система дистанционного управления релейно-контактного типа (248). 5. Системы следящего управления электромеханическими приводами бесконтактного типа (251). 6. Системы следящего управления с электрогидравлическим приводом (254).	
§ 23. Системы автоматического управления курсом судна	256
1. Предварительные замечания (256). 2. Требования к САУ курсом судна (257). 3. Системы автоматического управления по принципу отклонения (258). 4. Комбинированная и самонастраивающаяся системы автоматического управления курсом судна (262). 5. Оптимальная система автоматического управления курсом судна (264). 6. Системы автоматического управления с универсальным приводом (266). 7. Система автоматического управления курсом судна с электрогидравлическим приводом руля (САУ с ГП) (270). 8. Приборно-конструктивная реализация САУ с ГП (272). 9. Работа САУ с ГП (274). 10. Анализ функционирования САУ с ГП в различных режимах (276). 11. Оценка работы САУ с ГП по результатам натурных испытаний (277). 12. Дискретные САУ курсом судна (279).	
§ 24. Расчет электромеханического привода	281
1. Постановка задачи (281). 2. Аналитический метод выбора оптимальной характеристики и расчета мощности электропривода в установившемся режиме (284). 3. Аналитический метод расчета электропривода в переходных режимах работы (291). 4. Проверка выбранного двигателя по условиям нагрева (294). 5. Проверка выбранного двигателя по допустимому числу включений (297). 6. Численные методы расчета переходных и аварийных режимов работы электропривода (299). 7. Машинное проектирование электропривода рулевого устройства (302). 8. Алгоритм машинного проектирования электропривода рулевого устройства (306). 9. Пример расчета электропривода рулевого устройства (310).	
§ 25. Расчет электрогидропривода	314

1. Предварительные замечания (314). 2. Уравнения движения электрогидропривода (314). 3. Расчет электропривода в статическом режиме (318). 4. Расчет электропривода в переходном режиме (321). 5. Пример расчета (323).
- § 26. Некоторые вопросы синтеза оптимальных систем автоматического управления курсом судна 330
1. Постановка задачи (330). 2. Некоторые подходы к решению задачи синтеза САУ курсом судна (331). 3. Аналитическое конструирование оптимальной САУ курсом судна (334).
- § 27. Исследование качества работы САУ курсом судна с электромеханическим приводом руля и выбор оптимальных значений параметров 339
1. Постановка задачи (339). 2. Функциональная схема САУ курсом судна с электромеханическим приводом руля (340). 3. Уравнения и передаточные функции элементов САУ курсом судна (342). 4. Передаточные функции САУ курсом судна (344). 5. Исследование устойчивости и качества САУ в следящем режиме управления судном (347). 6. Исследование влияния возмущающего воздействия на работу САУ в режиме стабилизации судна на заданном курсе (350). 7. Выбор оптимальных значений параметров САУ методом математического моделирования (351).
- § 28. Вопросы построения оптимальных систем автоматического управления курсом судна с электрогидравлическим приводом 353
1. Постановка задачи (353). 2. Выбор оптимального закона управления, структуры и параметров системы следящего управления рулем по заданным критериям (354). 3. Выбор оптимального закона управления, структуры и параметров САУ курсом судна по заданным критериям (355). 4. Уравнения и передаточные функции элементов САУ курсом судна (357). 5. Передаточные функции САУ курсом судна (359). 6. Пример построения САУ курсом судна (361). 7. Определение оптимальных параметров САУ с помощью математического моделирования на АВМ (369). 8. Построение модели САУ (369). 9. Исследование на АВМ поведения САУ в режиме стабилизации на нерегулярном волнении (373). 10. Исследование САУ в режиме автоматического маневрирования (376).
- § 29. Вопросы анализа неисправностей и повышения надежности систем автоматического управления курсом судна 379
1. Постановка задачи (379). 2. Некоторые методы анализа неисправностей (380). 3. Пример анализа повреждений САУ курсом судна с электрогидроприводом (382). 4. Пример построения системы гидропривода, нечувствительной к отклонениям параметров (385). 5. Пример оценки надежности САУ с электромеханическим приводом (390).

**Автоматизированный электропривод и системы управления
механизмами якорно-швартовых и буксирных устройств**

- § 30. Основные вопросы автоматизации якорно-швартовых и буксирных устройств 393
1. Постановка задачи (393). 2. Структурная схема управляющего якорно-швартового комплекса (399).
- § 31. Объекты управления 401
1. Предварительные замечания (401). 2. Уравнения движения судна при снятии с якоря (401). 3. Уравнения движения судна при швартовке (408). 4. Уравнения движения судна при буксировке (410).
- § 32. Основные элементы автоматизированного электропривода якорно-швартовых и буксирных устройств 411
1. Предварительные замечания (411). 2. Якорно-швартовное устройство (411). 3. Якорные механизмы (413). 4. Швартовые устройства (415). 5. Буксирные устройства (416). 6. Автоматические буксирные лебедки (417).
- § 33. Системы управления электроприводом якорно-швартовых механизмов 419
1. Предварительные замечания (419). 2. Контроллерные схемы управления (420). 3. Релейно-контакторные схемы управления (420). 4. Система дистанционного управления якорным устройством (423).
- § 34. Системы управления электроприводом швартовых механизмов . . . 424
1. Предварительные замечания (424). 2. Система управления электроприводом автоматизированной швартовой лебедки с контролем тягового усилия при помощи взвешивающего устройства (425).
- § 35. Системы управления электроприводом автоматизированной буксирной лебедки 428
1. Предварительные замечания (428). 2. Системы управления электроприводом АБЛ со специальным устройством контроля тягового усилия (428). 3. Система управления тиристорный преобразователь—двигатель (ТП—Д) для управления электроприводом буксирной лебедки (434).
- § 36. Расчет электропривода якорно-швартового механизма 437
1. Постановка задачи и основные требования (437). 2. Расчет электропривода в первом приближении (438). 3. Проверка электродвигателя по условиям нагрева (441). 4. Численный метод расчета электропривода (443). 5. Машинное проектирование (452).
- § 37. Пример расчета электропривода 460
1. Расчет мощности электропривода (460). 2. Проверка соответствия электродвигателя заданным условиям (462). 3. Расчет электропривода в переходном режиме (464). 4. Расчет корректирующих контуров системы управления автоматизированной буксирной лебедки (472).

Автоматизированный электропривод судовых подъемных механизмов

§ 38. Основные вопросы автоматизации судовых подъемных механизмов . . .	475
§ 39. Объекты управления	477
1. Предварительные замечания (477). 2. Типы судовых подъемных механизмов (478). 3. Характеристики подъемных механизмов (480). 4. Выбор оптимальной скорости работы подъемных механизмов (481). 5. Регулирование скорости подъемного механизма (483).	
§ 40. Основные элементы автоматизированного электропривода судовых подъемных механизмов	484
1. Предварительные замечания (484). 2. Конструктивные особенности (484). 3. Передаточные механизмы (485). 4. Характеристики системы тиристорный преобразователь—двигатель (486). 5. Характеристики системы с подчиненным регулированием (487). 6. Характеристики электропривода переменного тока (490). 7. Характеристики частотно-регулируемого привода (491).	
§ 41. Системы управления электроприводом судовых подъемных механизмов	492
1. Предварительные замечания (492). 2. Типовые схемы управления с магнитными контроллерами и вопросы их конструирования (492). 3. Схема управления трехскоростным асинхронным двигателем (494). 4. Схема управления по системе генератор—двигатель (495). 5. Схема управления тиристорного электропривода (498).	
§ 42. Расчет электропривода грузовой лебедки	501
1. Предварительные замечания (501). 2. Расчет электропривода по заданной грузоподъемности (501). 3. Расчет электропривода по заданной производительности (506).	
Указатель литературы	509

578

Исаак Рубинович Фрейдзон

Судовые
автоматизированные
электроприводы
и системы

Редактор *Н. М. Розенгауз*
Художественный редактор *В. А. Пурицкий*
Технический редактор *А. И. Казаков*
Корректоры: *Г. И. Семенова, Н. П. Шипина*
Оформление переплета художника *Ю. Н. Васильева*

Сдано в набор 5 ноября 1973 г. Подписано к печати 1 апреля 1974 г.
М-22365. Формат бумаги 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 3. Печатных
листов 32,5. Учетно-издательских листов 33,5. Издательский № 2781—72.
Тираж 4800 экз. Заказ 2163. Цена 1 руб. 37 коп.

Издательство «Судостроение», 191065, Ленинград, ул. Гоголя, 8.

Ленинградская типография № 4 Союзполиграфпрома при Государствен-
ном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полигра-
фии и книжной торговли, 196126, Ленинград, Ф-126, Социалистическая
ул., 14.

Фрейдзон И. Р.

Ф86 Судовые автоматизированные электроприводы и системы. Л., «Судоостроение», 1974.

520 с.

В книге изложены теоретические основы и методы расчета судовых автоматизированных электроприводов и систем управления. Рассмотрены вопросы оптимального построения, устойчивости работы в аварийных ситуациях и надежности.

Изложены вопросы синтеза законов управления, вопросы экономической и технической эффективности на основе системного подхода.

Особое внимание уделено построению сложных управляющих комплексов с использованием ЭВМ как важнейшей проблеме комплексной автоматизации судов, а также проблеме машинного проектирования судового привода и систем с использованием унифицированных блоков и элементов.

Книга предназначена в качестве учебника для студентов вузов, специализирующихся в области электрооборудования и автоматизации судов, а также может быть полезной аспирантам и инженерам судостроительной промышленности.

Ф $\frac{31804-034}{048(01)-74}$ 52—74

629.12.06+629.12—83]—52

A4

25908