

П. Н. МАТВЕЕВ

# РАСЧЕТ СВАРНЫХ СУДОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ



ОБЪЕДИНЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
ЛЕНИНГРАД 1936 МОСКВА

1938  
ПРОБЛЕМЫ

~~2745/112~~

~~3~~

ПРОВЕРКА

ХИЛГНБ 1949



ПУБЛИЧНАЯ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ  
БИБЛИОТЕКА СССР

9363  $\frac{14}{60}$

$\frac{\Delta}{1800g}$

## Предисловие

Настоящая книга, выпускаемая по инициативе **Центрального заочного индустриального института**, имеет целью познакомить читателей с основными положениями расчета сварных судовых конструкций и их проектирования; но в виду того, что расчет соединений конструкции нельзя без ущерба для понимания вопроса излагать изолированно от расчета целых конструкций, то изложению методов расчета сварных соединений предшествует краткое рассмотрение в главе I самых общих приемов расчета судна с указанием источников, по которым читатель может более детально ознакомиться с вопросом.

Книга рассчитана, вообще говоря, на читателя, знакомого с судостроением и основами строительной механики и архитектуры корабля, но так как пользование ею предназначено и для читателя не инженера-кораблестроителя, а инженера-сварщика, работающего в судостроительной промышленности и желающего ознакомиться с методами расчета и проектирования сварных судовых соединений, то предлагаемый материал излагается в форме возможно доступной и для неспециалиста-кораблестроителя.

Приступая к чтению последующих глав книги, читатель должен предварительно ознакомиться с общими курсами по технологии сварочного дела <sup>1</sup> и по расчетам основных сварных соединений <sup>2</sup> — такая последовательность рекомендуется из тех соображений, что в данном труде излагаются главным образом специальные сведения о судовых конструкциях и их сварных соединениях, общие же вопросы затрагиваются лишь в объеме, необходимом для более ясного изложения специальных вопросов.

В главах II и III даются основные сведения о механических качествах сварных швов, употребляемых в судостроении, и об явлениях усадки.

В главе IV рассматриваются архитектура сварных судовых соединений и основные приемы расчета их.

---

<sup>1</sup> М. К. Гусельщиков. Общий курс сварочного дела изд. 1935 г.

<sup>2</sup> Н. О. Окерблом. Проектирование сварных конструкций и методическое письмо к курсу.

Глава V посвящена вопросам норм напряжений и деформации, и, наконец, в главе VI приводятся сведения о современных наиболее характерных для сварных соединений судовых конструкциях и постройках судов. В этой главе затрагиваются и вопросы экономического эффекта от применения сварки вместо клепки.

В конце книги помещен список литературы.

---

## ГЛАВА I

### КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ НАБОРА СУДОВ <sup>1</sup>

Набор судна состоит из ряда поперечных (шпангоутов 1, бимсов 2—см. рис. 1) и продольных связей (стрингеров 3, вертикального киля 4 и др.), соединенных между собой кницами 5 или другими соединительными конструкциями. Эти связи составляют остов корпуса судна. Оболочкой служат так называемые наружные днищевая 6 и бортовая 7 обшивки и настил палуб 8.

Для усиления жесткости конструкции и для обеспечения пловучести при аварии (пробоины корпуса), а иногда и прямо по архитектурным соображениям, на известном расстоянии друг от друга ставятся поперечные и продольные переборки 13.

Для сохранения пловучести при повреждении наружной, днищевой обшивки корпуса, равно как и для размещения водяного балласта, а иногда жидкого топлива, питательной, пресной воды, устраивается второе, внутреннее дно 9.

Между этим внутренним и наружным днищами ставится ряд поперечных флор со сплошной 10 или бракетной стенкой 11 и междудонный лист 12. Во втором разделе

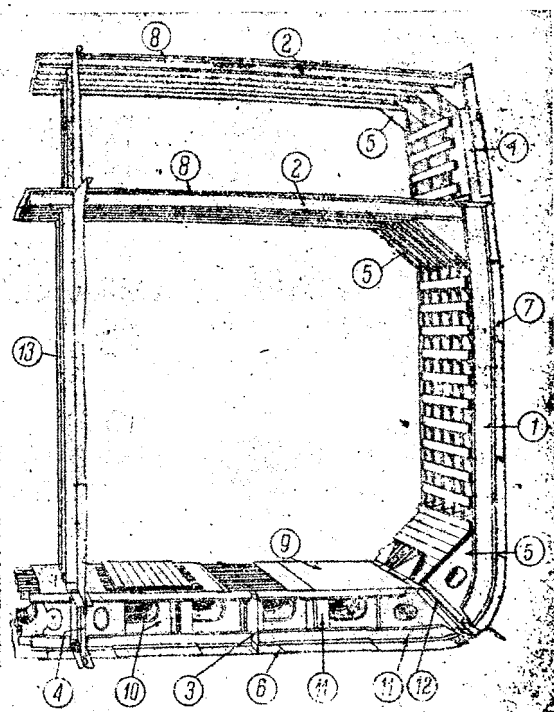


Рис. 1.

<sup>1</sup> В настоящей главе дается лишь краткое описание главнейших систем набора; для подробного знакомства с этим вопросом рекомендуется просмотреть соответствующие главы курсов корабельной архитектуры (например А. П. Шершова. Устройство и теория корабля. Ч. I и др.)

этой главы подробно разбираются внешние силы, действующие на корпус и его отдельные связи—это дает возможность выяснить роль этих связей в крепости судна и способ назначения их прочных размеров: здесь же разберем основные конструктивные схемы набора судов, принятые в настоящее время в судостроении.

По признаку распределения поперечных и продольных связей различают системы набора: поперечную, продольную и смешанную.

Поперечная система набора предусматривает распределение основных связей набора поперек судна.

Продольные связи не являются основными при этой системе набора, а служат только для перевязки поперечных. Продольная крепость судна обеспечивается главным образом наружной обшивкой и настилом палуб.

Системы поперечного набора показаны на рис. 1. По этой системе строятся преимущественно грузовые суда—как морские, так и речные.

Поперечные переборки здесь могут быть поставлены на больших расстояниях друг от друга. Это позволяет иметь большие вме-

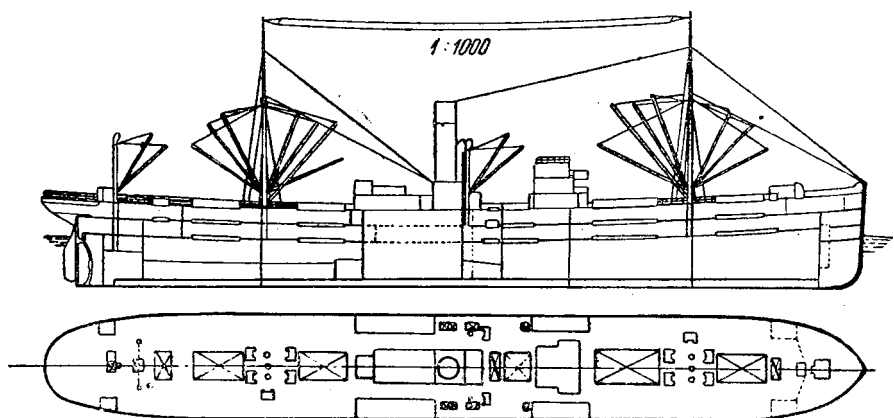


Рис. 2.

стительные трюмы, удобные для погрузки и разгрузки (см. рис. 2—продольный разрез судна, построенного по поперечной системе).

Шпангоутные рамки по длине судна берутся повсюду либо однообразного профиля—современная, наиболее распространенная конструкция, либо чередуются с более сильными: через 4—6 шпаций ставятся рамные шпангоуты значительно усиленного профиля, с бортовыми стрингерами, поддерживающими промежуточные шпангоуты.

В смысле лучшего использования кубатуры трюмов—первой системе следует отдать предпочтение.

В настоящее время рамные шпангоуты ставятся только как местное усиление набора, а именно — в машинном и котельном отделениях и в носовой оконечности судна.

*Продольная система набора.* Главные связи набора идут в продольном направлении, в близком расстоянии друг от друга. Данная

система набора требует большого количества поперечных переборок, служащих основными опорами этих продольных связей.

Особенность расположения поперечных переборок ограничивает применение этой системы на грузовых судах. Широкое применение продольная система находит в военном судостроении, так как при относительно малом весе обеспечивает большую продольную крепость и жесткость корпуса судна.

*Смешанная система набора.*<sup>1</sup> Эта система набора нашла широкое применение при постройке наливных судов, а в последнее время и при постройке транспортных, грузовых судов. При этой системе выгодно используются преимущества продольной системы набора в смысле повышения продольной крепости судна, и в то же время остаются в силе положительные стороны поперечной системы в отношении сохранения вместимости судна и повышения поперечной крепости последнего.

Смешанная система набора имеет большие разновидности. Различают так называемую „продольную“ систему, или систему „Ишервуда“ (рис. 3) по имени английского инженера, взявшего патент на эту систему. Здесь по палубе, днищу и бортам ставятся продольные балки, опирающиеся на прочные рамные шпангоуты и поперечные переборки.

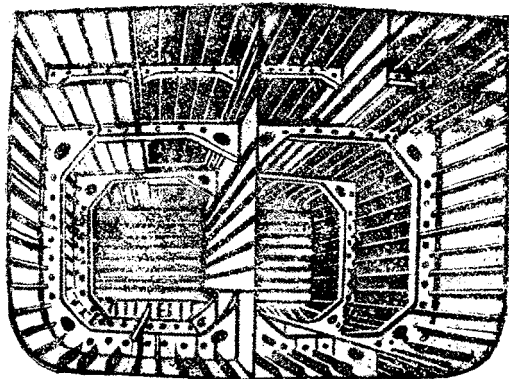


Рис. 3.

Кроме того встречается система набора, в которой при продольных балках по палубе и днищу по бортам сохраняется поперечная система набора. Эта система, известная под названием „системы Миллера“, имеет преимущество перед сплошной „продольной“, так как обеспечивает в большей мере крепость борта судна при навалах и проще в смысле сборки судна (см. рис. 4).

### Основные расчеты крепости судна

Судно, как плавающее тело, находится в равновесии под влиянием собственного веса и сил поддержания воды. На волнении, при качке, присоединяются силы инерции массы судна и силы сопротивления воды. Рассматривая корпус судна как свободную балку под действием указанных выше систем сил, можно определить величины изгибающих моментов и перерезывающих сил в различных сечениях по длине судна, а затем величины напряжений и деформаций. Подобный расчет называется *расчетом продольной крепости судна*.

<sup>1</sup> В литературе часто эту систему набора называют *продольной* системой набора. Такое определение нельзя считать правильным.

Расчет напряжений и деформаций поперечных креплений судна по усилиям, действующим в плоскостях поперечных сечений, называется *расчетом поперечной крепости судна*.

Вычисление результатов действия давления воды, грузов и иных сил, действующих в ограниченных районах, относится к определению местной крепости судна; сюда же относятся расчеты подкреплений, фундаментов и проч.

Мы остановимся на перечисленных выше основных расчетах крепости судна и разберем каждый отдельно.

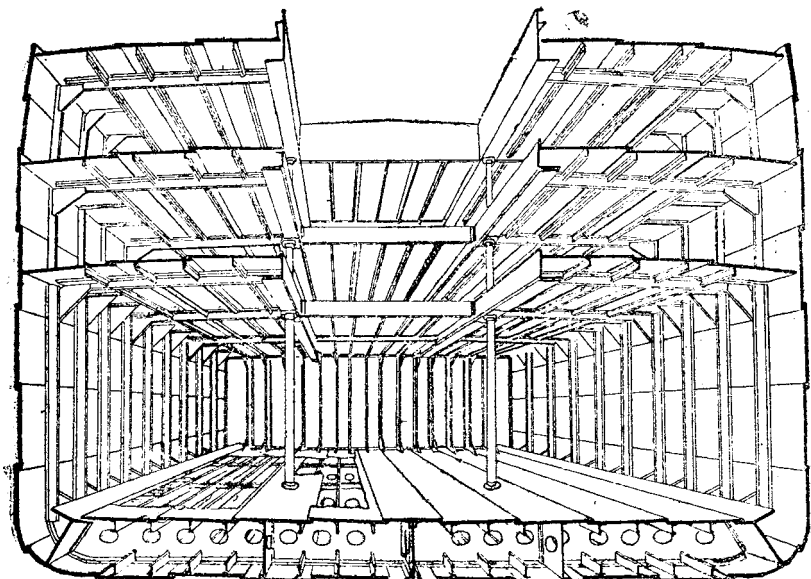


Рис. 4.

**Расчет продольной крепости судна.** Для производства расчета продольной крепости судна надо прежде всего выяснить внешние силы, действующие на судно, рассматриваемое в данном случае как свободная балка.

Для этого удобно рассмотреть судно в двух его состояниях: на тихой воде и на волнении. Если мы вычислим изгибающие моменты и перерезывающие силы на тихой воде, то для получения таковых величин на волнении нам представится необходимым только вычислить дополнительные величины изгибающих моментов и перерезывающих сил, которые появятся в результате изменения поверхности воды, обращения ее в волновую поверхность, наличия новых сил в виде сил сопротивления воды и сил инерции массы судна, и затем сложить эти дополнительные усилия с теми, которые мы имели на тихой воде; в итоге мы получим величины усилий (изгибающих моментов и перерезывающих сил), действующих в любом сечении судна на волнении.

Расчет на тихой воде является расчетом статическим; расчет на волнении, когда мы принимаем во внимание силы инерции массы



судна и в отдельных случаях гидродинамическое давление воды, является расчетом динамическим.

Во многих случаях практики ограничиваются и при учете влияния качки статическим расчетом внешних сил, действующих на судно, т. е. пренебрегают как силами сопротивления воды, так и силами инерции массы судна. В этом случае весь расчет сводится к определению внешних сил, действующих на судно на тихой воде, и тех дополнительных сил, которые появляются в результате только изменения поверхности воды, т. е. появления волнового профиля. Этот прием расчета известен под названием „постановки судна на волну“ и, по имени впервые применившего его, „способом Рида“.

Нетрудно убедиться в том, что всякое судно, если оно может попасть на волну, т. е. является морским или озерным судном (в отдельных случаях в устьях рек или на больших водных поверхностях последних можно также встретить волну), то оно будет подвергаться наибольшим внешним усилиям именно тогда, когда будет на волне, а потому расчет продольной крепости этих судов должен быть произведен с учетом дополнительных сил на волнении.

Расчет усилий, действующих на судно на тихой воде, приводится к определению весов судна и сил поддержания и их распределению по длине судна.

Вес судна составят: веса корпуса и снабжения, веса механизмов и грузы.

В свою очередь все эти веса можно разбить на три категории: 1) распределенные по всей длине судна, 2) распределенные на отдельных участках и, наконец, 3) сосредоточенные.

Имея в виду возможность без большой погрешности для окончательных результатов заменять сосредоточенные или частично распределенные веса весами, распределенными на больших участках судна, следует этим возможно широко пользоваться при построении кривой весов, т. е. диаграммы распределения весов судна по длине его.

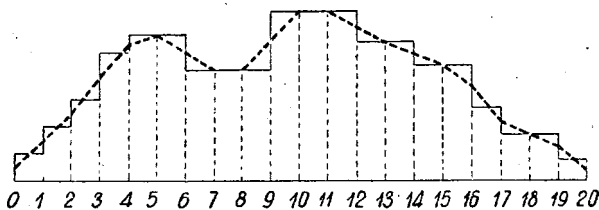


Рис. 5.

На рис. 5 показана кривая весов, где все веса представлены распределенными либо по всей длине, либо на отдельных участках. Кривая весов, имеющая весьма фигурный профиль, в целях удобства последующего интегрирования изображается ступенчатой или многоугольной кривой с ординатами  $y$ . Число ступеней или ординат для грузовых морских судов обычно берется равным 20.

При построении кривой веса наибольшие трудности встречаются в отношении собственно веса корпуса. Вместе с тем однако установлено, что вес корпуса судна составляет обычно около 25—30% всего веса морского грузового судна, что позволяет упростить технику построения весов корпуса, воспользовавшись каким-либо приближенным приемом. Один из таких приемов рекомендован английским инженером Байльсом и заключается в следующем: длина

судна делится на три участка, в районе которых изменение весов принимается по закону прямой линии.

Конечные ординаты имеют значения, указанные на рис. 6. Здесь

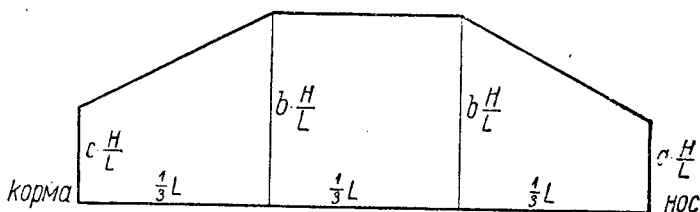


Рис. 6.

$H$  — вес корпуса в тоннах;  $L$  — длина судна в метрах,  $a$ ,  $b$  и  $c$  — коэффициенты, зависящие от типа судна.

Между этими коэффициентами существует зависимость:

$$a + 4b + c = 6;$$

для обычного грузового судна

$$a = 0,566; b = 1,195; c = 0,653.$$

Второй группой являются силы поддержаний, входящие в систему сил, действующих на судно на тихой воде; закон распределения этих сил по длине судна представляется кривой, ординаты которой равны площадям поперечных сечений судна, вычисленным по уровень грузовой ватерлинии (площадям шпангоутов); кривая эта носит специальное название „строевой по шпангоутам“.

Из условия статического равновесия, между площадями, ограниченными кривой весов и кривой сил поддержания, должна быть

определенная зависимость, а именно: по величине эти площади должны быть друг другу равны (при условии построения их в одном и том же масштабе или по приведении их к одному и тому же масштабу) и центры тяжести их должны быть на одном и том же расстоянии от оконечностей.

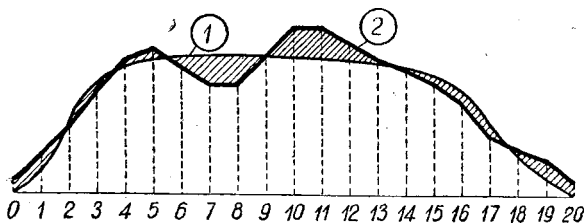


Рис. 7.

Налагая одну кривую на другую и алгебраически складывая ординаты, мы получим кривую нагрузки судна по длине его (рис. 7).

Следует отметить, что нагрузка судна на тихой воде вычисляется нами как разность весьма близких величин; поэтому очень небольшие изменения каждой из них могут очень сильно сказаться на результатах. Необходимо особенно внимательно подходить к

вопросу распределения переменных грузов по длине судна, считается при этом с наиболее неблагоприятными (из числа возможных при разумной эксплуатации судна) комбинациями их расположения.

Из курса „Сопротивление материалов“ известно:

$$q = -\frac{d^4 y}{dx^4} EI,$$

где  $q$  — нагрузка на одну погонную единицу длины.

Интегрируя это выражение, имеем

$$Q = -\frac{d^3 y}{dx^3} EI \text{ (перерезывающие силы);}$$

$$M = -\frac{d^2 y}{dx^2} EI \text{ (изгибающие моменты).}$$

Таким образом, для определения перерезывающих сил и изгибающих моментов в любом сечении судна следует кривую нагрузки проинтегрировать два раза (рис. 8).

Тот же результат будет получен при двукратном интегрировании в отдельности кривой весов и кривой сил под-

держания с последующим вычитанием соответствующих ординат одной кривой из другой.

Интегрирование площадей кривых можно вести, пользуясь правилом трапеции и располагая все расчеты в таблице.

*Статический расчет изгибающих моментов и перерезывающих сил на волне (способ Рида).* Сущность этого способа, как уже выше отмечалось, заключается в отыскании положения судна на заданной волне и вычислении соответствующих изгибающих моментов и перерезывающих сил только от изменения поверхности воды и, следовательно, от перераспределения сил поддержания по длине судна. Вычисленные таким образом моменты и перерезывающие силы складываются соответственно с моментами и перерезывающими силами на тихой воде, и полученные суммарные величины принимаются за расчетные.

Существует несколько способов „постановки судна на волну“. Приведем один из них.

На продольный разрез судна наносится профиль волны (трохоидальный или синусоидальный) насколько возможно ближе к истинному взаимному расположению судна и волны (рис. 9).

На корпусе судна отмечаются соответствующие положения точек волн, измеряются ординаты волновой ватерлинии и соответственно

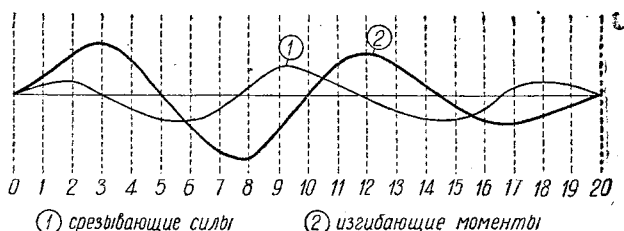


Рис. 8.

отмечаются ординаты по грузовой ватерлинии. Это продельвается по длине судна на ряде равноудаленных шпангоутов (всю длину судна обычно делят на 20 равных частей). Далее вычисляются площади частей шпангоутов между ординатами волновой и грузовой

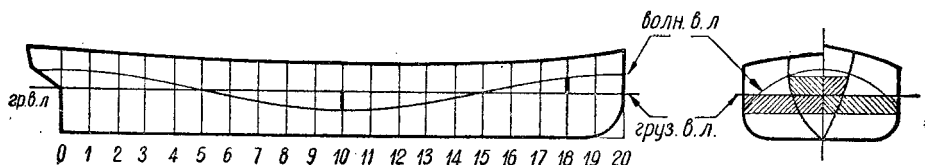


Рис. 9.

ватерлиний и затем вычисляются объемы, входящие и выходящие по всей длине судна; для этого обычно пользуются правилом трапеции.

Откладывая по длине судна от одного из его концов ординаты, соответствующие суммам входящих и выходящих объемов на данной длине судна, получаем кривую перерезывающих сил от волнового профиля.

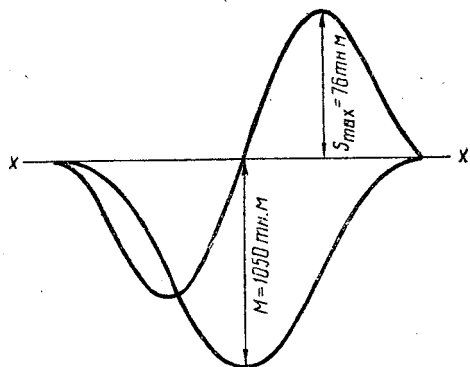


Рис. 10.

Суммируя (интегрируя) площадь кривой перерезывающих сил, получаем кривую изгибающих моментов (рис. 10).

Если на конечном сечении ордината не окажется равной нулю, то вводится поправка на величину момента, отвечающая конечной ординате; эта поправка распределяется по линейному закону по всей длине судна.

Однако, если несхождение велико, следует выяснить приближенный дифферент судна, соответствующий моменту несхождения, пользуясь формулой начальной метацентрической высоты, и повторить весь расчет снова, поставив волну согласно вычисленной поправке.

Все вычисления можно располагать в виде следующей таблицы (см. таблицу 1). Судно следует ставить на подошву и на вершину волны.

*Динамический расчет изгибающих моментов и перерезывающих сил на волне.* При килевой качке судно имеет перемещения вертикальное и вращательное вокруг оси, проходящей через центр тяжести судна.

Можно составить дифференциальные уравнения движения судна (сделав ряд допущений, облегчающих задачу) и найти решения их. Академиком А. Н. Крыловым в 1890 г. были составлены и решены указанные уравнения, позволяющие находить положение судна на данной волне в данный момент времени и вместе с тем величины изгибающих моментов и перерезывающих сил в любом сечении судна. При этом для первого приближения имели место следующие основные допущения: замена гидродинамического давления в точке

Таблица 1

перерезывающих сил и изгибающих моментов от изменения поверхности воды (постановка на волну) <sup>1</sup>  
 Элементы волны: длина судна = 50,68 м; высота = 3,00 м. Судно находится на вершине волны

|                                                                                                | 0     | 1     | 2      | 10     | 18     | 19     | 20               |
|------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|-------|--------|--------|--------|--------|------------------|
| I Шпангоуты; $n=20$                                                                            |       |       |        |        |        |        |                  |
| II Ординаты волнового профиля от оси волны (совпадает с грузовой ватерлинией)                  | -1,50 | -1,44 | -1,30  | +1,50  | -1,30  | -1,44  | -1,50            |
| III Ординаты волновой ватерлинии (с одного борта)                                              | 0     | 0,68  | 1,70   | 4,50   | 1,51   | 0,37   | 0                |
| IV Ординаты грузовой ватерлинии (с одного борта)                                               | 0     | 1,35  | 2,47   | 4,50   | 3,40   | 2,35   | 0                |
| V Сумма III + IV                                                                               | 0     | 2,03  | 4,17   | 9,00   | 4,91   | 2,72   | 0                |
| VI Пронзведение II $\times$ V                                                                  | 0     | -2,92 | -5,42  | +13,50 | -6,38  | -3,92  | 0                |
| VII Поправка $\mp 2\sum_1$                                                                     | -0,21 | -0,21 | -0,21  | -0,21  | -0,21  | -0,21  | -0,21            |
| VIII Исправленные ординаты волнового профиля (II + VII)                                        | -1,71 | -1,65 | -1,51  | +1,29  | -1,51  | -1,65  | -1,71            |
| IX Произведение VIII $\times$ V                                                                | 0     | -3,35 | -6,30  | +11,60 | -7,42  | -4,49  | 0                |
| X Сумма IX, попарно                                                                            | -     | -3,35 | -9,65  | +22,10 | -16,32 | -11,91 | -4,49            |
| XI Сумма X слева                                                                               | 0     | -3,35 | -13,00 | +2,18  | +12,26 | +0,35  | -4,14            |
| XII Сумма XI попарно <sup>2</sup>                                                              | 0     | -3    | -16    | +18    | +41    | +13    | -4               |
| XIII Сумма XII слева <sup>3</sup>                                                              | 0     | -3    | -19    | -659   | -23    | -10    | -14              |
| XIV Ординаты кривой перерезывающих сил $Q = \frac{1}{2} \times \frac{L}{n} \times XI$          | 0     | -4    | -16    | +2     | +16    | +1     | -5 <sup>3</sup>  |
| XV Ординаты кривой изгибающих моментов $M = \frac{1}{2n^2} \times \frac{L^2}{n^2} \times XIII$ | 0     | -5    | -29    | -1060  | -37    | -16    | -22              |
| XVI Поправка $\mp \frac{M_n \times i}{n}$ ( $i=0 \dots n-1, n$ )                               | 0     | +1    | +2     | +10    | +20    | +21    | +22 <sup>4</sup> |
| XVII Исправленные ординаты кривой изгибающих моментов (XV + XVI)                               | 0     | -4    | -27    | -1050  | -17    | +5     | 0                |

<sup>1</sup> Для получения расчетных величин перерезывающих сил и изгибающих моментов следует табличные данные алгебраически сложить с данными расчета срезающих сил и изгибающих моментов на тихой воде.

Расчет производится как для случая "судно на вершине волны", так и для случая "судно на подошве волны".

<sup>2</sup> Суммы округлены до целых чисел.

<sup>3</sup> Около 60% от наиб. срезающей силы.

<sup>4</sup> Около 20% от наиб. изгибающего момента.

гидростатическим, принималось, что судно имеет цилиндрические обводы, направляющей которых является грузовая ватерлиния; замена трохoidalного профиля волны синусoidalным.

Уравнения колебательного движения судна приводились к виду

$$\zeta = A \cos \frac{2\pi t}{\tau} + B \sin \frac{2\pi t}{\tau};$$

$$\theta = \alpha \cos \frac{2\pi t}{\tau} + \beta \sin \frac{2\pi t}{\tau};$$

здесь  $\zeta$  — вертикальные перемещения центра тяжести судна;

$\theta$  — угол поворота вокруг оси, проходящей через ц. т. судна;

$\tau$  — период волны; при этом в уравнение входит период не действительный, а видимый (относительный), меняющийся в зависимости от скорости судна:

$$\tau = \tau_0 \frac{\lambda}{\lambda - v\tau_0};$$

здесь  $\tau_0$  — действительный период волны,  $\lambda$  — длина волны,  $v$  — скорость судна.

Это вызвано принятым при решении задачи представлением, что судно стоит, а волна перемещается вдоль судна.

$A$ ,  $B$ ,  $\alpha$  и  $\beta$  — коэффициенты, определяемые из дифференциальных уравнений, составленных из условия равенства перерезывающих сил и изгибающих моментов на концах судна нулю.

Общее выражение перерезывающих сил в любой точке по длине судна составляется как сумма сил (от оконечности до данной точки), действующих на судно, а именно:

сил от изменения осадки и дифферента

$$-\gamma \cdot y(\zeta + \theta x) dx;$$

сил от изменения с течением времени в данной точке судна волнового профиля

$$\gamma \cdot r \cos 2\pi \left( \frac{x}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right) dx;$$

сил инерции

$$-\frac{Y}{g} (\zeta'' + \theta'' x) dx;$$

сил сопротивления воды

$$-ky(\zeta' + \theta' x) dx.$$

В написанных выше выражениях:

$r \cos 2\pi \left( \frac{x}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right)$  — уравнение волнового профиля;

$\gamma$  — уд. вес воды;

$r$  — половина высоты волны,  $\lambda$  — длина волны,  $\tau$  — видимый период волны,  $t$  — время;

$Y$  — ординаты веса судна (взяты из кривой весов);

$y$  — ординаты грузовой ватерлинии;

$k$  — коэффициент сопротивления;

$g$  — ускорение сил тяжести.

Суммируя эти отдельные силы путем взятия интегралов с переменным пределом, найдем:

$$Q_x = - \int_0^x \gamma y (\zeta + \theta x) dx + \int_0^x \gamma r \cos 2\pi \left( \frac{x}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right) dx - \\ - \int_0^x \frac{Y}{g} (\zeta'' + \theta'' x) dx - \int_0^x k y (\zeta' + \theta' x) dx.$$

$$M_x = - \int_0^x \int_0^x \gamma y (\zeta + \theta x) dx dx + \int_0^x \int_0^x \gamma r \cos 2\pi \left( \frac{x}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right) dx dx - \\ - \int_0^x \int_0^x \frac{Y}{g} (\zeta'' + \theta'' x) dx dx - \int_0^x \int_0^x k y (\zeta' + \theta' x) dx dx + \mathfrak{M}.$$

В последнем выражении  $\mathfrak{M}$  — незначительный дополнительный момент вследствие продольного наклона судна.

При интегрировании в конечных пределах — по всей длине судна —  $Q$  и  $M$  обращаются в нули, и мы получаем дифференциальные уравнения, куда входят первые и вторые производные  $\zeta$  и  $\theta$ . Подставляя частные решения  $\zeta$  и  $\theta$  в написанной выше форме и приравнивая нулю коэффициенты всех членов при  $\cos 2\pi \frac{t}{\tau}$  и  $\sin \frac{2\pi t}{\tau}$ , получим четыре уравнения с четырьмя неизвестными ( $A$ ,  $B$ ,  $\alpha$  и  $\beta$ ), которые и решаем относительно этих неизвестных.

Найденные решения уравнений колебательного движения судна, будучи подставлены в общие уравнения для  $Q_x$  и  $M_x$ , позволят, очевидно, найти перерезывающие силы и изгибающие моменты в любом сечении судна по длине его.

Полученные таким образом  $Q_x$  и  $M_x$  приводятся к форме:

$$Q_x = f \cos \frac{2\pi t}{\tau} + h \sin \frac{2\pi t}{\tau};$$

$$M_x = F \cos \frac{2\pi t}{\tau} + H \sin \frac{2\pi t}{\tau}.$$

Очевидно предельные значения  $Q_x$  и  $M_x$  в каждом данном сечении судна будут:

$$Q_{\max} = \pm \sqrt{f^2 + h^2}; \quad M_{\max} = \pm \sqrt{F^2 + H^2}.$$

Для вычисления полных величин изгибающих моментов и перерезывающих сил нужно, как указано выше, к перерезывающим силам и изгибающим моментам, вычисленным для случая судна на тихой

воде, прибавить полученные величины дополнительных перерезывающих сил и изгибающих моментов:

$$Q_{\max} = Q_0 \pm \sqrt{f^2 + h^2} \quad M_{\max} = M_0 \pm \sqrt{F^2 + H^2}.$$

Все вычисления надлежит вести в табличной форме, при этом интегрирование можно производить, пользуясь приближенным методом интегрирования по правилу трапеции.<sup>1</sup>

Следует отметить, что из уравнений динамического расчета мы легко получим уравнения для случая статического расчета, отбросив все члены, в которые входят первые и вторые производные  $\zeta$  и  $\theta$ , т. е. отбросив все члены, зависящие от сопротивления и сил инерции.

А. П. Фан-дер-Флит,<sup>2</sup> применяя метод А. Н. Крылова, несколько изменил оценку влияния сопротивления воды при качке.

Вместо уподобления сопротивления, встречаемого кораблем при колебательных движениях при килевой качке, сопротивлению колеблющейся внутри жидкости пластинки с осью вращения, лежащей в ее плоскости и совпадающей с одной из осей судна, Фан-дер-Флит рассматривает лишь сопротивление, встречаемое входящей в воду оконечностью судна, пренебрегая сопротивлением поднимающейся части.

Для симметричного судна он дает величину изгибающего момента на миделе (или вернее амплитуду этого момента), нужную для расчета крепости:

$$M = M_e + M_{\omega} + M_i,$$

где  $M_e$  — изгибающий момент в миделевом (среднем) сечении на тихой воде;  $M_{\omega}$  — момент от действия волн;  $M_i$  — момент от вертикальных колебаний и от сил сопротивления.

Входящие в общее выражение изгибающие моменты, каждый в отдельности, определяются следующим образом:

$M_e$  определяется по кривой нагрузке, как указано выше.

$$M_{\omega} = \begin{cases} 0,020 BL^2h & \text{— при перегибе судна на тихой воде} \\ 0,016 BL^2h & \text{— „ прогибе судна на тихой воде} \end{cases}$$

Все это относится к ватерлинии с коэффициентом полноты около 0,86. Для меньших коэффициентов полноты момент может быть уменьшен, например, для коэффициента полноты 0,80 вместо  $0,020 BL^2h$  можно брать  $0,0175 BL^2h$ .

В приведенных формулах  $L$  — длина судна в метрах,  $B$  — ширина в метрах и  $h$  — высота волны в метрах;

$$M_i = 0,30 M_{\omega}.$$

*Эмпирические формулы для определения величины наибольшего изгибающего момента на миделе.* Обычный вид формулы:  $\frac{LD}{K}$ , где  $L$  — длина,  $D$  — водоизмещение судна,  $K$  — коэффициент,

<sup>1</sup> См. „Дополнение“ к курсу „Строительная механика корабля“ И. Г. Бубнов, под редакцией проф. П. Ф. Папковича, 1930.

<sup>2</sup> А. П. Фан-дер-Флит. Теория корабля. Ч. III, 1916 г. К. П. Боклевский. Новые идеи проф. А. П. Фан-дер-Флита по вопросу о продольной крепости морских судов. Журн. „Водный транспорт“ № 4 1926 г.



значение которого для обычных морских грузовых судов берется равным 35.

Величина наибольшей перерезывающей силы определяется по формуле  $\frac{D}{K'}$  где  $K'$  — около 8—9.

Для величины изгибающих моментов только на тихой воде берется коэффициент  $K$  для морских грузовых судов около 75 (следует отметить, что этот коэффициент колеблется в весьма широких пределах, завися от типа судна, рода и характера распределения грузов).

*Выбор расчетной длины волны.* Наиболее неблагоприятной длиной волны, дающей наибольший изгибающий момент, является волна, близкая по длине продольному размеру судна.

Теоретические исследования А. П. Фан-дер-Флита над симметричным судном привели к выводу, что длина, равная приблизительно 1,10 длины судна, будет наиболее неблагоприятной. Но в виду того, что наибольший изгибающий момент при этой волне отличается не более чем на 5% от такового на волне, равной длине судна, — исследователь пришел к выводу о целесообразности в таких случаях при расчетах принимать длину волны равной длине судна. Обычно так и делается.

Если же по условиям плавания нельзя встретить волну, равную по длине продольному размеру судна, а лишь равную какой-либо части его длины, то расчет ведется на волну данной фактической длины, и, следовательно, профиль волны укладывается по длине судна более чем один раз. При этом, однако, не следует упустить из виду возможность постановки судна под некоторым углом к гребням волн, что совершенно может изменить величину изгибающего момента в сторону его увеличения.

В качестве примера приведем расчет изгибающего момента для типичного судна Великих озер США, произведенный Л. Хэнзеном.<sup>1</sup>

Нормальный расчет для этого судна длиной 600 фут. (183 м), произведенный постановкой на две волны длиной 300 фут. (91,5 м) и высотой 20 фут. (6,1 м), дал 90.000 т фут. (27.500 т м). Напряжения — в палубе 4 т/дм.<sup>2</sup> (620 кг/см.<sup>2</sup>), в днище 3,52 т/дм.<sup>2</sup> (546 кг/см.<sup>2</sup>).

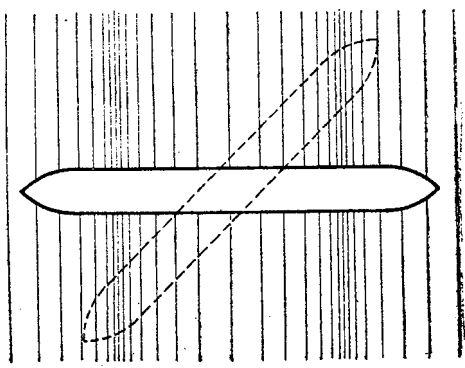


Рис. 11.

При расчете же в условиях изменения курса на 45° (см. рис. 11) длина волнового профиля, нанесенного на судно, равна  $300\sqrt{2} = 424$  фут., что очевидно соответствует случаю расчета при длине волны в 424 фут. (129,5 м) и при прежней высоте в 20 фут. (6,1 м). При этом был получен изгибающий момент в 264 000 т фут.

<sup>1</sup> L. Hansen („Mar. Eng. a. Sh. Age“ 1930).

2. П. Н. Матвеев. — Расчет сварн. суд. констр.

(80.600 тм) и соответственно напряжения— в палубе 11,72 т/дм.<sup>2</sup> (1820 кг/см<sup>2</sup>) и в днище 10,30 т/дм.<sup>2</sup> (1595 кг/см<sup>2</sup>).

*Длина и высота волн.* Волны, встречающиеся в морях и океанах, не имеют вполне правильного профиля; тем не менее принято считать за таковой— трохоидальный профиль, соответственно принятой теории волнового движения.

В различных морях встречаются различные по своим характеристикам (длине, высоте и периоду) волны. Обычные штормовые океанские волны имеют длину 90—100 м с периодом 6—9 сек. В Атлантическом океане наблюдаются волны длиной до 150—250 м.

Произведенные в последнее время наблюдения, так же как и сделанные ранее, указывают на то, что с увеличением длины волны уменьшается отношение высоты ее к длине.

Обработка Циммерманом (в 1913 г.) результатов наблюдений, сделанных разными авторами в разное время, показывает, что при длине волны около 20 м

$$\frac{h}{\lambda} = \sim \frac{1}{12},$$

где  $h$ — высота волны,  $\lambda$ — ее длина; при длине волны около 80 м

$$\frac{h}{\lambda} = \sim \frac{1}{18}$$

и при длине волны около 140 м

$$\frac{h}{\lambda} = \sim \frac{1}{20}.$$

Согласно трохоидальной теории волн между длиной, периодом и скоростью распространения волн существует зависимость:

$$\lambda = \frac{2\pi}{g} v^2; T = \sqrt{\frac{2\pi\lambda}{g}} = \sim 0,8 \sqrt{\lambda};$$

здесь  $\lambda$ — длина в метрах;  $T$ — время в секундах и  $v$ — скорость в метрах в секунду.

*Понятие об эквивалентном брусе и расчете его.* Рассматривая судно как свободную балку, мы применяем при расчете обычные методы расчета балок, а именно: пользуясь методом сечений, находим величины изгибающих моментов и перерезывающих сил в любом сечении по длине судна и затем, найдя теоретические элементы сечения (момент инерции, момент сопротивления), определяем соответствующие напряжения.

Корпус судна представляет полу балку сложной конструкции. Отдельные элементы корпуса, входящие в состав сечений, не в равной мере участвуют в восприятии продольных усилий. Это происходит либо по причине слабой связи их с остальными элементами корпуса (незначительное протяжение по длине судна и т. д.), либо по причине неустойчивости при нагрузке сжимающими усилиями или наличия начальной кривизны при растягивающей нагрузке (например, листы обшивки с начальной кривизной, когда только контур

их, прилегающий к набору, сохраняет прямолинейное очертание и потому несет полную нагрузку).

Вследствие этого при расчете теоретических элементов сечения корпуса нельзя вводить в расчет все связи, которые попадают в сечение, а надо находить эквивалентное сечение, которое позволило бы определить истинное распределение напряжений в отдельных элементах корпуса судна.

Все, что было сказано относительно напряжений, в полной мере относится к вопросу определения деформаций судна (например, стрелок прогиба при продольном изгибе судна).

Расчет продольной крепости и жесткости судна сводится, таким образом, к расчету эквивалентного бруса.

В силу изложенного, все расчеты эквивалентного бруса носят несколько условный характер; но при достаточно подробном учете всех обстоятельств и особенностей конструкций, этот расчет может дать достаточную для практических целей картину распределения напряжений, их величину, а также величину деформаций судна.

Вычисление напряжений в элементах сечения эквивалентного бруса производится рядом последовательных приближений.

В первом приближении в сечение эквивалентного бруса вводятся все попадающие в разрез связи с полным сечением, за исключением лишь тех, которые заведомо не могут принять участия в восприятии продольных усилий, например связей, стыки которых недостаточно прочны для передачи усилий, могущих быть воспринятыми целой связью; не учитываются также связи короткие, например элементы надстроек длиной  $0,1L$  и менее, и т. п. ( $L$  — длина судна).

При вычислении элементов профиля эквивалентного бруса можно брать сразу группу связей и назначить центр тяжести данной группы приближенно. При этом, однако, надо следить, чтобы приближенность определения центра тяжести не отразилась в значительной мере на точности результатов, — другими словами, надо, чтобы допущенная погрешность лежала в практически установленных пределах — порядка  $2-3\%$ . Например, с общим центром тяжести можно зачесть группы: площадь настила палубы со стрингерным угольником, или междудонный лист и стрингера с угольниками и т. д. При развитых сечениях можно все сечение разбить на ряд горизонтальных поясов и каждый пояс зачислять с общим центром тяжести, определенным приближенно. Рекомендуется не выписывать более трех значащих цифр. С этой целью в графах, при табличном ведении расчета, следует писать цифры, деленные на 100, 1000 и т. д. или же, что еще лучше, записывать все площади в кв. сантиметрах, а плечи — в метрах; тогда момент инерции будет вычислен в кв. сантиметрах на кв. метр ( $см^2 \cdot м^2$ ), а момент сопротивления в кв. сантиметрах на метр ( $см^2 \cdot м$ ).

Если изгибающий момент, получаемый в тоннах на метр ( $т \cdot м$ ), разделить на момент сопротивления в кв. сантиметрах на метр ( $см^2 \cdot м$ ), то получим напряжения в тоннах на  $1 см^2$ . Чтобы перейти к напряжениям в килограммах на кв. сантиметр ( $кг/см^2$ ), придется полученное число умножить на 1000.

Схема расчета, обычно применяемая для сечений балок, применяется также в настоящем случае расчета теоретических элементов эквивалентного бруса.

Во втором и последующих приближениях мы стремимся учесть фактическое распределение напряжений в пластинах, входящих в состав сечения, и в других связях.

Условие сохранения плоских сечений при изгибе эквивалентного бруса обуславливает одинаковые перемещения элементов его, равноудаленных от нейтральной оси. Напряжения при этом должны быть равны относительному удлинению (сжатию) рассматриваемого элемента, умноженному на  $E$ . Если фактическое напряжение отвечает указанному условию, то первое приближение является уже точным; если же в отдельных элементах эквивалентного бруса этого не наблюдается, а именно: напряжения не равны произведению относительного удлинения (сжатия) на  $E$ , а между перемещениями и напряжениями существует зависимость вида

$$U = \frac{\sigma \cdot a}{\varphi E},$$

где  $U$  — перемещение,  $\sigma$  — напряжение,  $a$  — длина элемента вдоль судна,  $\varphi$  — переменный коэффициент менее единицы, то первое приближение уже недостаточно.

При одном и том же перемещении равноудаленных элементов от оси напряжения в них могут оказаться различными.

Коэффициент  $\varphi$  носит название „редукционного“ коэффициента.

Для учета этого перераспределения напряжений, площади соответствующих элементов могут быть умножены на эти редуцированные коэффициенты и, таким образом, только частично войти в состав эквивалентного бруса.

Этим совершенно условным приемом мы приводим все сечение эквивалентного бруса к такому виду, при котором во всех его элементах между напряжением и деформацией существует постоянная, одинаковая зависимость, отвечающая закону Гука.

Путем последовательных приближений можно достигнуть близкого совпадения усилий на данном участке сечения по расчету его, соответствующему зачетной в сечении эквивалентного бруса площади, с фактическим, который может быть воспринят данным элементом сечения. Это позволит определить величину наибольших напряжений в элементах корпуса судна.

Элементы эквивалентного бруса, например, сжатые пластины обшивки, настил палуб и т. п. — при достижении напряжения определенной величины, так называемого критического напряжения, теряют плоскую форму, выпучиваются, а вследствие этого напряжения по кромке, лежащей в плоскости поперечного сечения эквивалентного бруса, распределяются неравномерно; у опорного контура (у продольных жестких связей) они максимальные, а в середине — минимальные.

Для редуцирования сжатых элементов эквивалентного бруса при расчете последующих приближений можно брать величину редуцированного коэффициента равной отношению критического, эйлерова напряжения к напряжению, полученному по формуле

$$\sigma = \frac{M}{W},$$

где  $M$  — изгибающий момент, а  $W$  — расчетный момент сопротивления сечения эквивалентного бруса — конечно, если это отношение меньше единицы.

Распределение напряжений по кромкам, лежащим в плоскости сечения (при условии одинаковости перемещений всех точек кромки) разобрано в работе П. А. Соколова „О напряжениях в сжатых пластинах после потери устойчивости“ (изд. НИССа 1932 г.).

Попытка решить этот вопрос теоретически была впервые сделана проф. П. Ф. Папковичем в 1919 г. в его работе „К вопросу о выпучивании плоских прямоугольных пластин, сжимаемых усилиями, превосходящими их эйлерову нагрузку“.

При исследовании вопроса о распределении сжимающих напряжений вдоль кромок пластины найдено, что с увеличением нагрузки неравномерность распределения напряжений возрастает: максимальные напряжения получаются на концах опертых кромок пластины. Эти максимальные напряжения вычислены для различных отношений сторон пластин  $a/b$  и величины  $K$ , определяемой из уравнения

$$K = \frac{P}{P_k},$$

где  $p$  — среднее сжимающее напряжение и  $p_k$  — эйлерово, критическое напряжение для пластин, опертых на жесткий прямоугольный контур с данным отношением сторон  $\frac{a}{b}$ .<sup>1</sup> Ниже в таблице 2 приведены эти максимальные напряжения в виде произведения некоторых коэффициентов на  $p_k$ . Усилия предполагаются приложенными по стороне  $b$  в направлении, параллельном стороне  $a$ .

Таблица 2

|        | $K=2$     | $K=3$      | $K=5$      | $K=10$     | Примечание                                   |
|--------|-----------|------------|------------|------------|----------------------------------------------|
| $b=a$  | 3,1 $p_k$ | 5,6 $p_k$  | 11,5 $p_k$ | 27,4 $p_k$ | Коэффициенты при $p_k$ округлены до десятых. |
| $b=2a$ | 4,5 $p_k$ | 8,8 $p_k$  | 18,1 $p_k$ | 42,1 $p_k$ |                                              |
| $b=3a$ | 5,7 $p_k$ | 10,6 $p_k$ | 21,9 $p_k$ | 52,2 $p_k$ |                                              |

Для использования приведенных данных при вычислении редуцированных коэффициентов  $\varphi$  пластин, входящих в состав эквивалент-

<sup>1</sup> Для прямоугольной пластины, опертой на жесткий контур,

$$P_k = \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{t}{b}\right)^3 m.$$

Значения  $m$ :

$$\begin{aligned} 0 \leq \frac{a}{b} < \sqrt{2} & \quad m = \left(\frac{b}{a} + \frac{a}{b}\right)^2 \\ \sqrt{2} \leq \frac{a}{b} < \sqrt{6} & \quad m = \left(\frac{2b}{a} + \frac{a}{2b}\right)^2 \\ \sqrt{6} \leq \frac{a}{b} < \sqrt{12} & \quad m = \left(\frac{3b}{a} + \frac{a}{3b}\right)^2 \end{aligned}$$

ного бруса, при расчете его в последующих приближениях, следует воспользоваться выражением

$$\varphi = \frac{K p_{\kappa}}{p_{\text{эс}}},$$

где  $K$  — коэффициент величины среднего сжимающего напряжения;  $\varphi$  — искомый редуцированный коэффициент;  $p_{\text{эс}}$  — максимальное напряжение у концов кромки пластины, т. е. применительно к эквивалентному брусу — это напряжение в жестких продольных связях, образующих опорный контур рассматриваемой пластины, величина которого может быть принята равной полученной в предыдущем (первоначальном) расчете эквивалентного бруса.

Это выражение мы легко получим из приведенного ранее  $U = \frac{\sigma a}{\varphi E}$  путем подстановки:

$$\frac{U}{a} E = p_{\text{эс}} \text{ и } \sigma = K \cdot p_{\kappa};$$

получим:

$$\varphi = \frac{K p_{\kappa}}{p_{\text{эс}}}.$$

Если  $p_{\text{эс}}$  представить в виде произведений  $K' p_{\kappa}$ , как это сделано в таблице, то

$$\varphi = \frac{K}{K'}.$$

Для данного  $p_{\text{эс}} = K' \cdot p_{\kappa}$  и отношения  $\frac{b}{a}$  из таблицы можно найти соответствующее  $K$ , а из выражения  $\varphi = \frac{K p_{\kappa}}{p_{\text{эс}}}$  найти  $\varphi$ .

Желающих более подробно изучить вопрос о редуцированных коэффициентах пластин мы отсылаем к работам П. Ф. Папковича, опубликованным в „Морском Сборнике“ 1920 г., а также в трудах НИССа (выпуск 7).

Элементы сечения эквивалентного бруса, подвергающегося *растяжению*, целиком подчиняются закону пропорциональности:  $U = \frac{a\sigma}{E}$ .

Иная зависимость, а именно  $U = \frac{a\sigma}{\varphi E}$  (с редуцированным коэффициентом), возможна только при наличии начальной кривизны (строительной, при сборке, или образовавшейся под влиянием поперечной нагрузки).

При рассмотрении устойчивости листов, как пластин, опертых на контур, следует убедиться в том, что контур, осуществляемый набором (бимсами в случае палубного настила), достаточно жесток.

В случае, например поперечных бимсов, для осуществления

вполне жесткого контура следует иметь момент инерции их профиля таким, чтобы было выполнено неравенство. <sup>1</sup>

$$J > \frac{1}{26,6} l^4 \left( \frac{t}{a} \right)^3;$$

здесь  $l$  — пролет бимса,  $t$  — толщина палубного настила,  $a$  — расстояние между бимсами.

*Эмпирическая формула для вычисления момента сопротивления эквивалентного бруса как критерия крепости.* В международной конвенции о грузовой марке, <sup>2</sup> подписанной в Лондоне 5/VII 1930 г., указанный критерий крепости формулирован следующим образом:

„Требования по отношению к материалу корпуса судна, к которому применяется приведенный ниже критерий: корпус должен быть построен из мартееновской стали, имеющей временное сопротивление 41—50 кг/мм<sup>2</sup> при относительном удлинении не менее 16% на образце длиной в 200 мм“.

„*Определения.* Расчетной палубой является верхняя палуба, составляющая верхний пояс поперечного сечения прочной части корпуса и входящая в состав продольных связей на половине длины в средней части судна.

Высота борта до расчетной палубы  $D_s$  определяется как высота в метрах, измеренная посредине длины судна от верхней кромки киля до верхней кромки бимса расчетной палубы у борта.

Осадка  $d$  определяется как расстояние в метрах, измеренное от верхней кромки киля до центра круга грузовой марки.

Момент сопротивления поперечного сечения, который является указанным выше стандартом крепости, выражается через  $\frac{I}{y}$ , где  $I$  — момент инерции миделевого сечения относительно нейтральной оси, а  $y$  — расстояние, измеренное от нейтральной оси до верхней кромки бимса расчетной палубы у борта.

Этот момент сопротивления вычисляется по сечению, где имеются вырезы (например грузовые люки); никаких вычетов на дыры для заклепок не делается. Площади измеряются в кв. миллиметрах, а расстояние — в метрах.

Ниже расчетной палубы в расчет принимаются все продольные, непрерывно идущие связи, кроме тех продольных подпалубных балок, которые служат только для поддержки набора.

Выше расчетной палубы принимаются в расчет только стрингерный угольник и выступающая часть ширстрека“.

*Эмпирическая формула для расчета момента сопротивления поперечного сечения прочной части корпуса, при выполнении указанных выше условий, выражается следующим образом:*

$$W = f \cdot d \cdot B \text{ см}^3,$$

где  $f$  — коэффициент, значения которого даны в следующей таблице

<sup>1</sup> И. Г. Бубнов. Строительная механика корабля.

<sup>2</sup> „Международная конвенция о грузовой марке“. НКВод 1932 г.

в зависимости от длины судна  $L$ ;  $B$ —ширина судна в метрах;  
 $d$ —осадка в метрах.

Таблица 3

| $L$    | $f$    | $L$    | $f$    |
|--------|--------|--------|--------|
| 30,48  | 3 810  | 109,73 | 19 896 |
| 36,58  | 4 233  | 115,82 | 21 801 |
| 42,67  | 4 974  | 121,92 | 23 705 |
| 48,77  | 5 795  | 128,02 | 25 717 |
| 54,86  | 6 667  | 134,11 | 27 728 |
| 60,96  | 7 620  | 140,21 | 29 951 |
| 67,06  | 8 890  | 146,30 | 32 067 |
| 73,15  | 10 160 | 152,40 | 34 396 |
| 79,25  | 11 535 | 158,50 | 36 725 |
| 85,34  | 13 123 | 164,59 | 39 053 |
| 91,44  | 14 710 | 170,69 | 41 487 |
| 97,54  | 16 298 | 176,78 | 44 027 |
| 103,63 | 18 097 | 182,88 | 46 567 |

Для промежуточных длин значение  $f$  определяется интерполяцией. Приведенная эмпирическая формула применяется, когда длина  $L$  не превосходит 182,88 м, когда  $B$  лежит в пределах от  $\frac{L}{10} + 1,52$  до  $\frac{L}{10} + 6,10$  (и то и другое включительно) и  $\frac{L}{D_s}$  — в пределах от 10 до 13,5 (и то и другое включительно).

Приведенный выше международный критерий крепости, выраженный величиной момента сопротивления сечения эквивалентного бруса, следует рассматривать только как ориентировочный и рассчитанный на нормальное грузовое судно, идущее под нормальной нагрузкой. Само собой понятно, что применение этого критерия крепости ни в какой мере не может заменить расчет продольной крепости с индивидуальным для данного судна учетом особенностей распределения нагрузки и элементов его конструкции, входящих в эквивалентный брус.

Надобность в таком именно подходе к оценке продольной крепости судна подтверждается рядом наблюдений над плавающими судами. Так, например, главный сюрвейер Английского Ллойда — Монтгомери в докладе, прочитанном на собрании японского общества морских инженеров в 1934 г., посвященном вопросу расчета продольной крепости, приходит к выводу о необходимости такого индивидуального подхода к расчету, основываясь главным образом на ряде аварийных случаев с судами, имевшими в силу тех или иных причин необычное распределение грузов.

*Оценка жесткости корпуса и определение стрелки прогиба судна*  
 Общее выражение:

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M$$

или

$$E \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{I}$$



После двойного интегрирования имеем:

$$Ey = \int_0^x \int_0^x \frac{M}{I} dx dx + C_1 x + C_2.$$

Так как при  $x=0$  и  $x=L$  —  $y$  равняется 0, то

$$C_2 = 0 \text{ и } C_1 = \frac{\int_0^L \int_0^x \frac{M}{I} dx dx}{L};$$

подставляя, имеем:

$$Ey = \int_0^x \int_0^x \frac{M}{I} dx dx - \frac{x \int_0^L \int_0^x \frac{M}{I} dx dx}{L},$$

откуда находим величину прогиба судна.

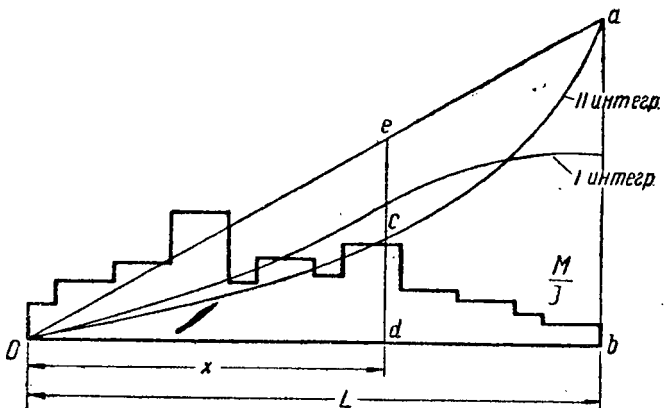


Рис. 12.

Вычисление может быть произведено графически.

Строим кривую  $\frac{M}{I}$  (см. рис. 12):

$$\int_0^L \int_0^x \frac{M}{I} dx dx = ab,$$

тогда

$$Ey = \int_0^x \int_0^x \frac{M}{I} dx dx - \frac{x ab}{L}$$

$$\frac{\overline{ed}}{x} = \frac{\overline{ab}}{L},$$

откуда

$$\frac{x \overline{ab}}{L} = \overline{ed}$$

$$\int_0^x \int_0^x \frac{M}{I} dx dx = \bar{c}\bar{d};$$

и

$$E_y = \bar{c}\bar{d} - \bar{e}\bar{d} = \bar{c}\bar{e}.$$

Расчет поперечной крепости судна производится в условиях его спокойного состояния (на тихой воде) и в условиях боковой качки. Поперечный набор должен обеспечить судну неизменяемость формы и служить жесткой опорой для его оболочки — наружной обшивки.

Общий прием расчета заключается:

- 1) в определении сил, действующих на элемент судна, выделенный двумя поперечными сечениями, и
- 2) в вычислении напряжений и деформаций, возникающих в поперечном наборе выделенного участка.

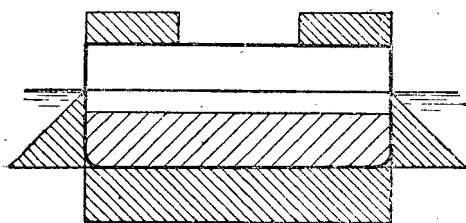


Рис. 13.

словливающие равновесие в случае отсутствия равенства на этом участке сил веса и сил поддержания.

Далее, предполагая узлы шпангоутной рамки несмещаемыми, что в данном случае вполне допустимо, — вопрос определения прочных размеров поперечного набора сведем к расчету рамки под перечисленной выше нагрузкой и при неподвижных узлах.

Во время качки судна произойдет перераспределение сил от давления воды и появятся силы инерции массы груза и корпуса.

Если пренебречь весом конструкции и силы инерции принять относящимися к массе груза, то можно считать, что для случая положения судна, показанного на рис. 14,

сила, стремящаяся исказить шпангоутную рамку, будет равна реакции у палубы от бортового давления воды.

В наиболее тяжелых условиях находится корпус при перевозке грузов большого удельного веса (руды), а также жидких, наливных грузов.

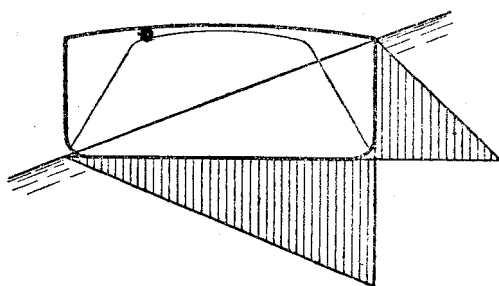


Рис. 14.

В последнем случае силы инерции массы груза оказывают давление на рамку по ее периметру; при расчете крепости на это обстоятельство следует обращать особое внимание.

Для усиления поперечной крепости рудовозов и наливных судов по длине судна ставится ряд поперечных переборок и рамных шпангоутов; система так называемого смешанного набора оказывает здесь большую услугу.

Расчет рамок набора представляет задачу раскрытия их статической неопределенности.

Для этого обычно пользуются: 1) методом уравнивания деформаций или усилий и 2) методом потенциальной энергии (началом наименьшей работы).

*Метод уравниваний деформаций и усилий.* Если все узловые точки рамки неподвижны, то, рассекая последнюю на отдельные стержни так, чтобы опорами этих стержней стали узловые точки рамки, нужно применять метод уравнивания деформаций или усилий для раскрытия полученной при этом статической неопределенности.

Если за основные статически неопределимые величины принять моменты в опорных сечениях, то в каждой узловой точке придется приравнять все углы поворота отдельных стержней, сходящихся в этой точке. Это даст для каждой такой точки системы  $n-1$  уравнения, если  $n$  есть число отдельных стержней, подходящих к данной точке. Кроме того, для этого же узла нужно выписать одно уравнение статики, связывающее между собою опорные моменты всех стержней, подходящих к этому узлу.

Таким образом, при таком выборе статически неопределимых величин получаем для каждой из узловых точек системы по  $n$  уравнений, где  $n$  есть число сходящихся в ней отдельных стержней.

Число неизвестных величин сократится, если за основные статически неопределимые величины принять углы поворота в узловых точках. В каждой узловой точке все подходящие к ней стержни поворачиваются на один и тот же угол. Поэтому при таком выборе неизвестных число их равно вообще числу узловых точек системы, поворачивающихся различно, и для определения их достаточно для каждой такой точки писать по одному уравнению статики. Составление уравнений значительно упрощается вследствие симметрии конструкции.

*Метод потенциальной энергии.* Устойчивые упругие деформации соответствуют такому значению внутренних сил, при котором потенциальная энергия становится минимальной (теорема Дирихле).

Минимум потенциальной энергии характеризуется тем, что производная ее по данной обобщенной силе будет равна нулю. Таким образом получаем для каждой искомой силы одно дополнительное уравнение. Эти уравнения вместе с уравнениями статики позволяют найти лишние неизвестные силы.

Метод, указанный выше, был найден Менамбреа в 1857 г. и носит название „начала наименьшей работы“.

В системах с лишними связями, как указывает на то „начало“, силы распределяются таким образом, что удовлетворяют минимальной энергии, требующейся на деформацию при данной нагрузке. Поэтому начало наименьшей работы раньше называлось „принципом наименьшего действия“.

В более общей форме это начало выражено теоремой Кастельяно (1857 г.), а именно: „производная от потенциальной энергии по какой-нибудь обобщенной силе равна соответствующему перемещению этой силы“.

При рассмотрении лишних неизвестных в опорных сечениях, где нет перемещения сил, теорема Кастельяно обращается в начало наименьшей работы. Под обобщенной силой понимается либо одна сила, либо система сил, либо пара, производящая работу на данном, соответствующем силе, перемещении.

При расчете рамных конструкций, для раскрытия статической неопределенности их, обычно учитывают только деформацию изгиба и пренебрегают осевым сжатием или растяжением, а также и касательными напряжениями.

Поэтому потенциальная энергия системы выражается через  $M$ , (изгибающий момент).

Переходя к вопросу расчета *отдельных конструкций* корпуса судна, нужно остановиться на особенностях их в смысле предъявляемых к ним требований.

В корпусе судна есть ряд конструкций, работа которых происходит только в исключительных, аварийных случаях. К этому классу конструкций следует отнести так называемые аварийные переборки, настил второго дна и его набор.

Такое назначение названных конструкций учитывается при определении их размеров: последние должны быть установлены с таким расчетом, чтобы работа конструкций была обеспечена даже при таком их состоянии после аварии, которое потребует для них капитального восстановительного ремонта. Другими словами, конструкции, будучи напряжены до предела текучести материала и получив остаточные деформации, в то же время должны все же продолжать выполнять свою основную задачу.

Подойти с расчетом к таким конструкциям не всегда возможно, поэтому приходится прибегать к эксперименту.

Особенно необходимо это в конструкциях клепаных, так как работа заклепок, работа швов с подчеканкой их кромок может быть выявлена только из опыта.

В практике постройки морского транспортного флота опыту отводится большое место. Систематическое наблюдение за плавающими судами, проверка на опыте принятых конструкций в ряде случаев вводит здоровый корректив в дело расчета конструкций судна.

Сам по себе расчет только тогда может быть признан рациональным, когда он ведется с учетом всех особенностей данного материала, т. е. когда все выводы расчета относятся к реальному, а не идеальному материалу.

С течением времени, с постепенным усвоением методики расчета тел в состоянии упруго-пластическом, результаты расчетов приблизятся к данным опыта, но пока нам необходимо хоть бы отчетливо представлять себе все обстоятельства работы реального материала и должным образом оценивать результаты расчетов, построенных на предположении идеальности упругого тела.

В 1915 г. английский денартамент торговли в секции по наблюдению за безопасностью плавания организовал в большом масштабе опыты над конструкцией переборок.

С этой целью был сделан опытный отсек судна в натуральную величину. Размеры отсека в плане были  $25 \times 7$  фут., ( $7,6 \times 2,1$  м), высотой около 33 фут (10,1 м). Стенки отсека представляли элементы переборок со стойками разнообразной конструкции. По высоте отсек разграничивался платформами, отвечающими на действительном судне—палубам.

Испытания производились наливом водой с напором выше палубы до 15 фут. (4,6 м), причем исключительное внимание было уделено вопросу водонепроницаемости стенок отсека, которая и служила основным критерием оценки конструкции; упругой и остаточной деформациям не придавалось большого значения.

Общая стрелка прогиба (упругая и остаточная) достигала весьма большой величины, порядка  $\frac{1}{60}$  пролета. Тем не менее, конструкция принималась удовлетворительной, поскольку она отвечала своему основному назначению—быть практически водонепроницаемой.

После тщательной обработки результатов опыта, отбора наиболее рациональных конструкций стоек были разработаны таблицы профилей стоек и толщин листов, а также и нормы их клепки для судовых переборок. Эти таблицы вошли затем в правила постройки судов всех иностранных классификационных обществ. Приняты они также и в правилах Регистра СССР.

В конструкции корпуса судна мы встречаем переборки, ограничивающие отсеки, заполняемые либо водой, либо жидким грузом (пример наливных судов). Условия работы этих переборок совершенно отличны от только что рассмотренных. Здесь приходится строго наблюдать за водо- и нефтенепроницаемостью.

Кроме того должна быть сохранена архитектурная форма переборки—они не должны иметь остаточных деформаций или в крайнем случае последние должны быть весьма небольших размеров.

При оценке прочности стоек подобных переборок главным критерием является их жесткость, обеспечивающая надежность клепанных соединений и чеканку швов.

В рассмотренных случаях мы видим, что способ соединения элементов конструкции решающим образом сказывается на выборе размеров ее деталей. Отсюда мы можем прийти к заключению, что клепка, как способ соединения отдельных частей, требует специальных форм конструкции.

Свершено очевидно, что введение сварки, как способа соединения отдельных частей, должно сопровождаться и соответствующим изменением конструктивных форм.

При переходе к сварным конструкциям нельзя ограничиваться простой заменой одного вида соединения другим, т. е. только подысканием соединений, эквивалентных друг другу, необходимо наряду с этим находить и соответствующие новые рациональные формы конструкции. В качестве примера можно привести хотя бы такую деталь, как кнехты. Обычная конструкция—литые кнехты с плитой, укрепленной болтами к фундаменту в корпусе судна. При переходе к сварной конструкции становится уже нерациональным повторять прежнюю конструкцию с основными ее деталями—трубчатыми кнехтами и плитой, а можно ограничиться только трубчатыми кнехтами и, пропустив таковые через палубу, непосредственно приварить их по месту к фундаменту. Узловые соединения, осуществляемые при

клепке обычно кницами, при сварке могут быть реализованы непосредственным соединением друг с другом без помощи книц и т. д.

Подробно о подобных конструкциях, а также и о формах конструкции самого корпуса сказано ниже в главе VI, посвященной типовым конструкциям сварных судов.

Обращаясь к вопросу расчета сварных соединений, следует подробно остановиться на теоретических и экспериментальных данных, касающихся основных видов этих соединений, и, обобщив, их, вынести предложение в виде методов расчета типовых сварных соединений (этот вопрос разбирается в следующей главе).

Что же касается сварных судовых корпусов вообще, то методика расчета их остается та же, что и при конструкциях клепаных (т. е. та, которую мы в самых общих чертах разобрали выше). Существенным отличием от расчета клепаных конструкций является, с одной стороны, специальный расчет самих соединений, о чем будет сказано ниже, и с другой — нормативная сторона расчета; о последней будет сказано в главе о допускаемых напряжениях и нормах расчетов.

## ГЛАВА II

### ОПЫТНЫЕ ДАННЫЕ О МЕХАНИЧЕСКИХ КАЧЕСТВАХ СВАРНЫХ ШВОВ И СОЕДИНЕНИЙ, УПОТРЕБЛЯЕМЫХ В СУДОСТРОЕНИИ

При конструкции корпуса судна приходится соединять между собой листы и фасонные профили. Это осуществляется главным образом так называемыми стыковыми и валиковыми (угловыми) швами.

Не останавливаясь на деталях этих швов, отметим основные их особенности.

Стыковой шов представляет шов, осуществляемый проваркой приложенных в стык с небольшим зазором листов или фасонных профилей. В зависимости от толщины свариваемых частей производится та или иная разделка шва, преследующая цель лучшего провара.

Валиковый шов употребляется для проварки по торцам листов, накладываемых один на другой, для тавровых (крестовых) соединений листов и для других аналогичных соединений.

Наплавленный металл по своим механическим качествам обычно отличается от основного металла соединяемых частей.

Применение специальных покрытых электродов устраняет эту разницу, но экономические условия не позволяют пока широко применять в судостроении эти специальные сорта электродов — приходится употреблять так называемые голые, не покрытые электроды или электроды с меловой обмазкой, обуславливающие очевидно разницу в механических качествах наплавленного и основного металлов.

Для того чтобы составить себе ясное представление о крепости швов, необходимо знать и механические качества материала и законы распределения напряжений в этих швах. При одних и тех же механических качествах металла шва, но при различных конструкциях последнего можно получить совершенно различные результаты его работы.

В швах, где напряжения распределяются равномерно, механические свойства становятся решающим фактором в вопросе оценки прочности шва.

Так, например, стыковые швы как раз отвечают поставленным условиям, и здесь при известном постоянстве механических качеств

наплавленного металла мы встречаемся с более или менее постоянными данными сопротивления швов.

Совсем другое имеет место в швах валиковых (угловых): здесь при постоянстве механических качеств мы встречаемся с весьма сложным напряженным состоянием из-за формы самого соединения, и потому в данном случае уже форма шва является решающим фактором при оценке сопротивления шва.

*Стыковые соединения.* Архитектура этих соединений обычно такая: для листов толщиной в 5 мм и менее стыковое соединение производится без скоса кромок, с зазором между кромками до 2 мм; при толщине листов более 5 мм применяется V-образное соединение, при толщинах свыше 10 мм — X-образное соединение.

Угол раскрытия шва при V- и X-образных соединениях берется в 60—70°.

При расположении шва перпендикулярно к направлению действующего усилия, в сечении по шву мы встретимся с нормальными напряжениями, и если пренебречь местными усадочными напряжениями, практически равномерно распределенными по сечению, то расчетная формула для такого шва будет

$$\sigma = \frac{P}{h},$$

где  $P$  — усилие на погонный сантиметр длины шва,  $h$  — расчетная высота шва,  $\sigma$  — нормальное напряжение.

Исходя из механических свойств наплавленного металла, его временного сопротивления, мы можем назначить допускаемое напряжение и, следовательно, оценить крепость шва.

При расположении шва под углом к направлению действующего усилия, в сечении по шву мы встретимся с нормальными и касательными напряжениями, по совокупности действия которых и должна быть оценена крепость шва. При этом последняя будет обусловлена механическими качествами наплавленного металла, его природою, приближающей его к хрупким или пластичным материалам.

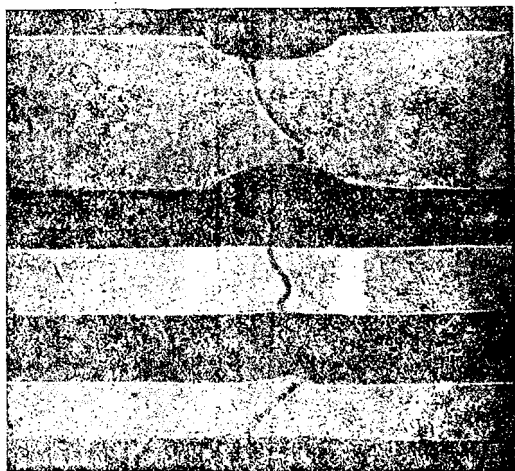




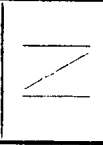
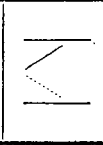

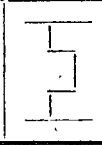
Рис. 15.

Если материал шва пластичен (например при сварке электродами с толстой обмазкой), то он наиболее чувствителен к касательным напряжениям, и, следовательно, расположение шва под углом к направлению действия силы будет во всяком случае невыгодно (на рис. 15 показан разрыв образца, сваренного покрытыми электродами).

Если материал шва хрупок (например при сварке голыми электродами), то наклон шва к направлению действия силы может благоприятно отразиться на работе соединения, так как для хрупкого материала опасными являются нормальные напряжения, достигающие максимальной величины при шве, нормальном к направлению действия силы.

Опыты, проведенные в электросварочной лаборатории Всеукраинской академии наук (ВУАН), показали, что из фигурных стыков косой стык является самым простым и прочным. В таблице дана относительная прочность стыков разной формы. При этом все косые и ломаной формы швы должны были бы быть приблизительно в 1,5 раза прочнее обыкновенного стыкового шва.

Таблица 4

|                                                     |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |                                                                                   |
|-----------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|
|                                                     |  |  |  |  |  |  |
| Относительная прочность по разрывной силе . . . . . | 1,0                                                                               | 1,23                                                                              | 1,29                                                                              | 1,20                                                                              | 0,92                                                                              | 1,04                                                                              |
| Характер разрушения                                 | Разрыв шва                                                                        | Разрыв шва и листа                                                                | Разрыв листа                                                                      | Разрыв шва и листа                                                                | Разрыв поперечных швов и листа                                                    |                                                                                   |
| Относительная длина шва . . . . .                   | 1,0                                                                               | 1,7                                                                               | 1,7                                                                               | 1,7                                                                               | 1,8                                                                               | 1,8                                                                               |

Для выяснения самого выгодного угла наклона стыка электро-сварочная лаборатория ВУАН произвела серию опытов на разрыв косых стыков с разным уклоном шва. Оказалось, что при угле наклона около  $55^\circ$  стык имел одинаковую прочность с листом.<sup>1</sup>

Материал сварного шва по своим механическим качествам приближается к хрупкому металлу. Поэтому разрыв можно ожидать в первую очередь по площадкам главных напряжений, что при косом шве должно привести к ступенчатым надрывам (см. рис. 16).

По сравнению с поперечным швом шов наклонный будет иметь ряд дополнительных площадок разрыва  $ab$   $a'b'$ , увеличивающих общее сопротивление разрыву всего шва.

*Механические свойства наплавленного металла.* Наплавленный металл, как было уже отмечено, обладает свойствами хрупкого металла. Ниже приведены диаграммы результа-

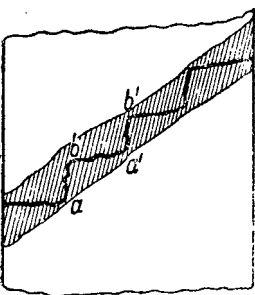


Рис. 16.

тов испытания образцов из листа, сваренного встык; образцы взяты на различных расстояниях от центра шва, причем они вырезались параллельно шву. Данные заимствованы из опытов над

<sup>1</sup> Пат. о. Козловскін, Київ 1932.



сваркой сосудов высокого давления. <sup>1</sup> Толщина листа  $2\frac{5}{8}$  дм. (~67 мм) (рис. 17).

При помощи специального изготовления электродов и обложки их можно получить наплавленный материал механических качеств, близких или совпадающих с таковыми основного металла, а иногда и более пластичный, чем основной металл.

Наши „Единые нормы строительного проектирования“ 1931 г. предусматривают наплавленный металл следующих механических качеств: временное сопротивление на растяжение не менее  $3000 \text{ кг/см}^2$ , временное сопротивление на срезывание не менее  $2400 \text{ кг/см}^2$  и относительное удлинение при разрыве не менее  $10\%$ .

*Соединения, осуществляемые валиковыми (угловыми) швами.* Различаются швы лобовые и боковые (фланговые); первые направлены перпендикулярно действующей силе, вторые—ей параллельны.

Как уже отмечалось, крепость шва в последнем случае обуславливается не только механическими качествами его, но зависит и от формы самого шва. Распределение напряжений по сечению шва весьма сложно, причем здесь, как увидим ниже, имеются налицо значительные концентрации напряжений.

*Лобовой шов* наиболее удобен как для теоретического, так и для опытного исследования, так как напряженное состояние в этом случае может быть принято соответствующим плоскому напряженному состоянию.

Тем не менее, теоретические исследования представляют большие трудности.

В настоящее время имеется несколько приближенных решений, однако значительно расходящихся с данными опыта. Одной из первых работ была работа Гельцера (Goelzer) „La résistance des joints soudure“, опубликованная в журнале „Le Génie Civil“ за 1928 г. В журн. „Journ. of the Amer. Welding Society“ № 4 за 1930 г. была опубликована работа Биббера; наконец в журнале „Der Bauingenieur“ за 1932 г. помещена работа Ольсона (Olsson) и его же работа (являющаяся развитием первоначальной) в журнале „Die Elektroschweißung“, Juli 1933. У нас этот вопрос разбирался проф. Николаевым.

Трудность задачи заключается в том, что необходимо знать пограничные условия работы шва, считаясь с деформациями и напряжениями основного металла, соприкасающегося со швом.

Для разрешения вопроса приходится обратиться к опыту. То обстоятельство, что данная задача может быть рассматриваема как задача плоского напряженного состояния, позволяет широко использовать оптический метод определения напряженного состояния. Проф. Дюстен (Dustin) в своем докладе Амстердамскому конгрессу по сопротивлению материалов (в 1928 г.) указал, что в лаборатории Брюс-

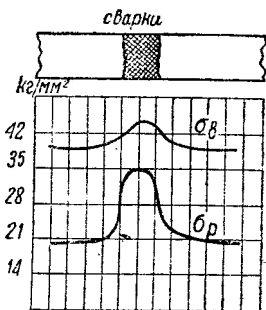


Рис. 17.

<sup>1</sup> McLean Jasper. „Design of Pressure Vessels“ — „Power“ July 24, 1928, p. 165.

сельского университета были поставлены подобные опыты. Далее проф. Кокером (Cocker) были опубликованы в 1930 г. данные испытания оптическим методом двух моделей. Первая из этих моделей соответствует соединению на ординарной стыковой планке, без проварки стыка, вторая — соединению внакрой с высадкой и двусторонней проваркой кромок.<sup>1</sup> Ниже на рис. 18 для первой модели показаны

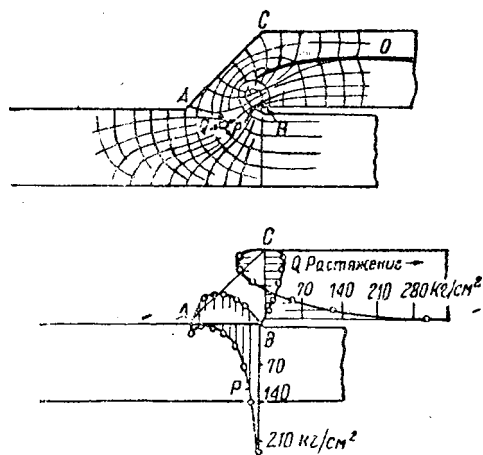


Рис. 18.

линии распределения главных напряжений — так называемые изостаты, а также главных напряжений в сечениях шва, примыкающих к основному металлу по катетам сечения шва.

Однако нужно отметить, что по условиям изготовления моделей для производства опыта оптическим методом требуется однородность металла основного и наплавленного, чего в действительности, конечно, не бывает; поэтому к результатам указанных опытов следует относиться с известной осторожностью.

В механической лаборатории ЛГУ в 1932 г. Прокофьевой-

Михайловской был проведен ряд работ по исследованию оптическим методом напряженного состояния лобовых швов. Испытанию подвергалась серия плоских моделей из целлулоида, соответствующих

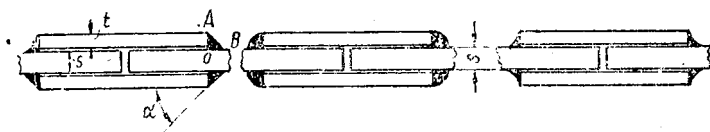


Рис. 19.

сварным соединениям лобовыми швами с двумя накладками. Исследованию подлежали, главным образом, вопросы:

1) изменяется ли распределение напряжений при изменении величины накладок соединения;

2) какова наиболее выгодная форма свободной поверхности наплавленного металла (изменение угла  $\alpha$  и очертания поверхности  $AB$  см. рис. 19).

Кроме того удалось осветить вопрос и получить ряд выводов о распределении напряжений при зональных переходах модели за предел текучести.

*Общие выводы опытов.* Экспериментальные данные позволили оценить модели с точки зрения максимальных касательных напряжений.

<sup>1</sup> Proceed. of the Inst. of Mechan. Engin. March, 1930.

Рассматривались так называемые зоны первичных напряжений, представляющие грушевидные напряженные зоны, которые возникают по концам основной прорези, т. е. в области точки  $O$  (см. рис. 19), далее зоны вторичных напряжений — в области точки  $B$  и, наконец, область около той же точки  $O$ , но направленная в сторону накладок (третичные напряжения).

Называя через  $W_1$  отношение максимальных касательных напряжений в рассматриваемой зоне к максимальному касательному напряжению в месте, достаточно удаленном от места соединения, автор исследований дает следующие таблицы.

Таблица 5

| $\text{ctg } \alpha$ | $W_1$ |
|----------------------|-------|
| $1/2$                | 4,2   |
| $3/4$                | 3,5   |
| 1,0                  | 3,4   |
| $5/4$                | 2,3   |
| $3/2$                | 2,2   |
| 2                    | 1,7   |

Область напряжений около точки  $O$  (в сторону шва) дана в табл. 5.

Числа  $W_1$  для различных форм свободной поверхности наплавленного металла получились: для усиленного шва — 2,9, для нормального,  $\text{ctg } \alpha = 1$  — 3,4, для облегченного — 3,7, для выпукло-вогнутых — 2,2. В усиленном шве радиус свободной поверхности наварки выбран равным  $t$ , толщине накладки. Облегченный шов характеризуется вогнутой свободной поверхностью с тем же радиусом.

Примечание. Ожидаемые по теоретическим предпосылкам весьма большие напряжения у точки  $O$  не выявились вследствие малости тех зон, в которых они концентрируются.

Область напряжений около точки  $B$  дана в табл. 6.

Таблица 6

| $\text{ctg } \alpha$ | $W_2$ |
|----------------------|-------|
| $1/2$                | 2,5   |
| $3/4$                | 2,1   |
| 1,0                  | 1,8   |
| $5/4$                | 1,3   |
| 2                    | 1,1   |

Числа  $W_2$  для различных форм свободной поверхности шва получились:

для усиленного шва — 2,2; для нормального,  $\text{ctg } \alpha = 1$  — 1,8;

для облегченного шва — 2,0;

для выпукло-вогнутого — 1,3.

Полное выравнивание напряжений по ширине накладок наблюдалось на протяжении средней части длины накладок, если последняя была равна по крайней мере  $6\delta$ , где  $\delta$  — толщина соединяемых частей.<sup>1</sup> Приведенные нами крат-

кие данные результатов оптического метода исследования шва показывают, что этот метод весьма ценен для выяснения в наглядной форме характера распределения напряжений и относительной выгоды той или иной архитектурной формы шва.

Однако, будучи основан на допущении однородности металла соединения, указанный метод не может дать исчерпывающих данных для расчета.

Ниже мы приводим ряд исследований над сварными образцами с целью показать характер напряженного состояния и величины напряжений в сечениях, какими они получаются в образцах, сваренных обычным способом.

<sup>1</sup> „Автогенная сварка“. Вып. IV. Ленинград, 1933 г.

Мы остановимся на крестообразном соединении и соединении с накладками.

Опытное исследование напряженного состояния крестообразного соединения, соответствующего сварке лобовым швом двух пересекающихся плоскостей, было произведено в Германии (рис. 20).<sup>1</sup>

- I — нормальное напряжение по „опасному сечению“;
- II — главное напряжение по катетам;
- III — касательное напряжение по катетам;
- IV — нормальное напряжение по катетам.

Примечания 1. Все напряжения выражены в числах, представляющих отношение данных напряжений к среднему нормальному напряжению по катету (область IV), принятому равным 1.

2. Главные нормальные напряжения, показанные в области II, относятся к площадкам, направленным под углом к катетам.

Дюстэн в своей лаборатории путем тщательного наблюдения за напряжением, деформацией и разрывом шва, а также проведением большого числа систематических испытаний, протекавших в условиях самого строгого контроля, пришел к следующему выводу относительно крепости лобового шва.

Основываясь на окончательной форме излома, вообще говоря весьма типичной, а именно: сварка ломается сразу без предварительной заметной деформации и притом так, как если бы полное усилие было распределено равномерно по всему опасному сечению, он заключает, что прочность

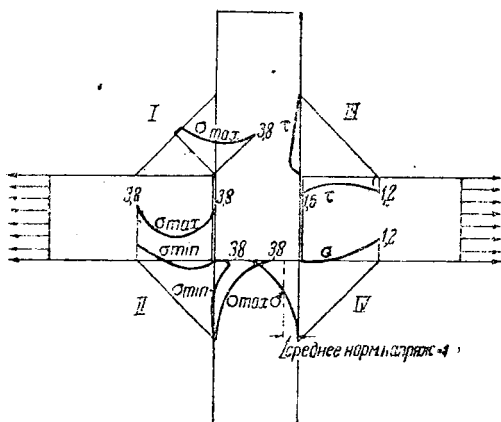


Рис. 20.

шва должна быть пропорциональна длине его и высоте, которая в свою очередь пропорциональна толщине листа.

Если выводы Дюстэна правильны, то оказывается возможным вычислить прочность поперечных сварных швов по их размерам.

Опыты Дюстэна дали результаты, которые приведены в табл. 7.<sup>2</sup>

Таблица 7

|                                                                                           |      |      |      |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|------|------|------|
| Высота шва в мм . .                                                                       | 5    | 10   | 15   |
| Врем. сопротивл. шва в кг/мм <sup>2</sup> , отнесенное к площади „опасного“ сечения шва . | 41,5 | 39,3 | 37,4 |

<sup>1</sup> Staat. Mat. Prüf. Amt in Dahlem („Die Elektroschweissung“ 1933, April).

<sup>2</sup> „Автогенная сварка“. Вып. IV. Ленинград, 1933 г., стр. 171.

Электроды, употребленные Дюстэном, давали временное сопротивление металла сварки в среднем  $39,8 \text{ кг/мм}^2$  (максим.  $42 \text{ кг/см}^2$  и миним.  $27 \text{ кг/мм}^2$ ).

*Боковые фланговые швы.* Эти швы представляют еще большие, нежели лобовые, трудности для исследования. Здесь мы не имеем плоского напряженного состояния, поэтому и оптический метод в данном случае неприменим.

Остановимся на некоторых приближенных теоретических и экспериментальных исследованиях этого рода соединения.

В своем теоретическом исследовании Ховгард<sup>1</sup> разбирает на напряженное состояние только в пределах упругости и для двух случаев: 1) усиления целого листа накладкой и 2) соединения листов накладками. Он считает, что изгибающие моменты отсутствуют, т. е. что окружающая конструкция обуславливает отсутствие изгиба соединения. Основным допущением является принятие того, что средний сдвиг листа и накладок относительно друг друга в каждом сечении по длине конструкции пропорционален касательным напряжениям в сечении по сварному шву (это допущение подтверждается рядом опытных данных).

Сопоставляя среднее, относительное перемещение основного листа и накладок с относительным удлинением листа и накладок, автор находит, что касательное напряжение по шву в любой точке по длине его выразится—для 1-го случая:

$$q_x = \frac{P \cdot Sh \, mx}{m \mu E Ch \, mL};$$

здесь

$$m = \sqrt{\frac{\alpha(A+a)}{a A \mu E}};$$

встречающиеся в этих и следующих выражениях буквы имеют значения:

- $L$  —  $OD$  (см. рис. 21),
- $A$  — поперечное сечение листа,
- $a$  — " " " накладки,
- $\alpha$  — сечение по сварке на ед. длины,
- $p_i$  — среднее напряжение растяжения в листе или накладке в сечении с абсциссой  $x$ ,
- $\mu q_x$  — среднее параллельное оси  $xx$  смещение поперечного сечения накладки в точке  $x$  относительно поперечного сечения листа,

<sup>1</sup> Hovgard, Z. f. A. M. M. 1931. Heft. 5. Этот же вопрос разбирался проф. С. А. Даниловым—Доклад III Всесоюзн. съезду по сварке.

$q_x$  — касательные напряжения в шве в точке  $x$ .

Примечание.  $\mu$  — число, установленное опытом. Опыты проф. Смиса в Питсбурге показали, что значение  $\mu$  колеблется в пределах  $11,0 \times 10^{-7}$  —  $14,5 \times 10^{-7}$ . Эти же опыты подтвердили теоретические выводы Ховгарда

$p$  — напряжение вне соединения, в листе.

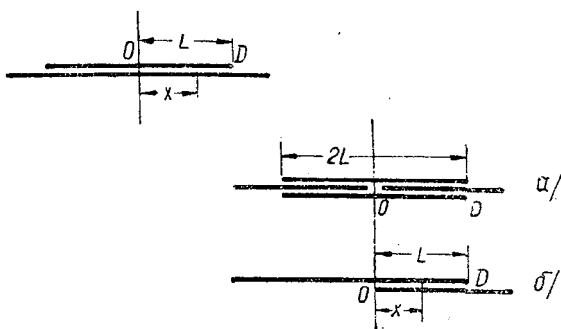


Рис. 21.

Для второго случая соединения листов закон распределения касательных напряжений  $q_x$  автор определяет следующей формулой:

$$q_x = \frac{p_1 Ch mx + p_2 Ch m(L-x)}{m E \mu Sh mL}$$

Здесь

$$p_1 = \frac{P}{A} \quad \text{и} \quad p_2 = \frac{P}{a}$$

Примечание. Для теоретических исследований схема соединения, указанная на фиг. 21а, может быть заменена схемой 21б, при условии соответствующего утолщения шва и накладки и допущении, что окружающие конструкции обеспечат отсутствие влияния изгиба на соединение.

Для крайних точек  $X=0$  и  $X=L$  — соответственно будем иметь:

$$q_0 = \frac{p_1 + p_2 Ch mL}{m \cdot E \mu Sh mL}; \quad q_2 = \frac{p_2 + p_1 Ch mL}{m \cdot E \mu Sh mL}$$

Исследование, произведенное Габером (Gaber) над тремя фланговыми швами длиной 30, 60 и 90 мм, также показало неравномерное распределение скальвающих по шву напряжений: наибольшее напряжение — по концам, наименьшее — в середине длины шва.

Чем длиннее шов или выше нагрузка на соединение, тем большая неравномерность распределения напряжений имеется налицо.

Изложенное выше подтверждают приведенные диаграммы распределения касательных напряжений при различных длинах швов и нагрузках (см. рис. 22).

При среднем напряжении, соответствующем

$$\tau = \frac{P}{4al} = 700 \text{ кг/см}^2,$$

имеет место следующее соотношение напряжений по концам и в середине к средним расчетным напряжениям:

Таблица 8

| Длина швов $l$ в мм | Отношения          |
|---------------------|--------------------|
| 30                  | 1,27 : 0,89 : 1,15 |
| 60                  | 1,82 : 0,68 : 1,50 |
| 90                  | 1,79 : 0,69 : 1,62 |

Резкая зависимость среднего напряжения шва на срез от его длины обнаруживается при испытании, доведенном до разрыва образцов. Так шов длиной 30—60—90 мм дал при высоте  $a=7$  мм временное сопротивление 42,2—35,2—27,3 кг/см<sup>2</sup>.

Дюстэн в 1926—27 гг., исследуя в своей лаборатории в Брюссельском университете боковые швы, пришел к выводу что, как

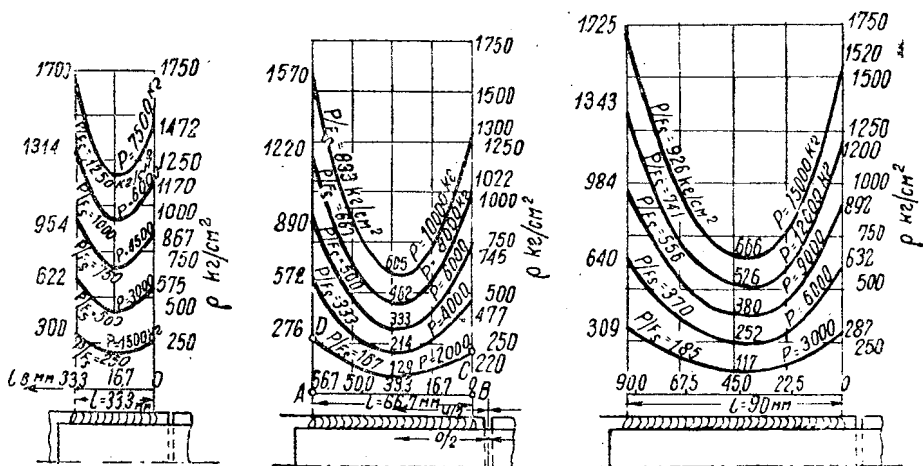


Рис. 22.

общее правило, эти швы ломаются в плоскости срезывания под действием напряжений, неравномерно распределенных по плоскости их минимального (опасного) сечения. Боковые (фланговые) швы— в отличие от лобовых—позволяют наблюдать развитие деформаций и постепенное появление трещин. Замечается, что разрыв наступает сначала в крайних точках (оконечностях) шва, и далее трещины развиваются с обоих концов, превращаясь в одну общую трещину. Можно усмотреть, что появление наружной общей трещины происходит тогда, когда уже весь шов изломан, и что этот излом идет изнутри наружу. Многочисленные испытания Дюстэна, произведенные им еще в 1925 г., показали, что сопротивление на срез металла сварки равнялось в среднем 28,6 кг/мм<sup>2</sup>. Образцы Дюстэна были сварены электродом, наплавленный материал которого давал

временное сопротивление 39,8 кг/мм<sup>2</sup> (в среднем), максим. 42 кг/мм и миним. 37 кг/мм<sup>2</sup>.

По опытам Дюстэна над разрушением боковых (фланговых) швов различной длины при сечении шва в виде равнобедренного прямоугольного треугольника можно отметить следующие величины разрушающей нагрузки, отнесенной на 1 кв. мм опасного сечения шва:

|           |       |      |          |    |         |
|-----------|-------|------|----------|----|---------|
| длина шва | 20 мм | ок.  | 29,7 кг  | -- | 21,4 кг |
| "         | "     | 30 " | " 29,4 " | —  | —       |
| "         | "     | 40 " | " 30 "   | —  | 20,2 кг |

Примечания 1. Концы швов обрублены. Интересно влияние обработки концов швов. Дюстэн отмечает, что швы с необработанными концами прочнее на 25% и более швов с фрезерованными концами; это объясняется тем, что необработанные концы действуют как два очень коротких лобовых шва, обладающих сами по себе значительной прочностью.

2. Большие значения относятся к толщинам листов в 5 мм, меньшие — в 15 мм.

Изложенный в предыдущих главах исследовательский материал лишь в известной мере освещает с теоретической и практической точек зрения напряженное состояние сварных швов при их статической нагрузке.

Тем не менее сведения о распределении напряжений по сечению шва, которые мы можем почерпнуть из ряда работ по данному вопросу, имеют весьма большое значение для расчета сварных соединений.

При статически переменной нагрузке, при явлениях усталости металла знание характера распределения напряжений по сечению шва позволяет дать должную оценку явлениям разрушения шва при такой нагрузке и принять меры к тому, чтобы устанавливаемые нормы напряжений в достаточной мере ограждали конструкции от опасности их разрушения.

### ГЛАВА III

## ЯВЛЕНИЯ УСАДКИ. УСАДОЧНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И МЕРЫ УСТРАНЕНИЯ ИХ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ЦЕЛЯХ ОСЛАБЛЕНИЯ УСАДОЧНЫХ ЯВЛЕНИЙ

Процесс сварки всегда сопровождается явлениями усадки; эти явления можно ослабить, но совершенно устранить их нельзя.

Усадка происходит как со стороны основного металла, так и наплавленного. Нагретый во время процесса сварки основной металл стремится расширяться, температура его нагрева весьма высокая, но участок этого высокого нагрева невелик; расширение его встречает сопротивление со стороны окружающего холодного металла, вследствие чего нагретый металл утолщается или, если толщина его вообще невелика, то выпучивается. Наступающее вслед за нагревом охлаждение вызывает обратно сокращение размеров, — усадку нагретого участка, но за отсутствием свободы перемещения из-за того же окружающего его холодного металла и потери с понижением температуры способности к пластическим деформациям



усадка вызывает в нем напряжения растяжения. В свою очередь наплавленный металл, заполнивший объем между кромками основного металла, по остывании также сокращается в объеме, и в результате усадки в нем также появляются растягивающие напряжения. Характер и величина общей усадки, вызванной нагревом и охлаждением, зависит от разделки шва, его длины, времени и последовательности процесса сварки, силы тока и рода электродов.

Схематически явление усадки при процессе сварки Лотман изображает, как показано на рис. 23.

Зона нагрева (зона расширения) и зона охлаждения (зона сжатия) в расстоянии друг от друга  $a$  создают усадочный момент. Так как величина усадки тем больше, чем больше степень охлаждения металла, то величина усадочного момента будет тем больше, чем медленнее будет идти процесс сварки.

В то время как размер усадки вследствие нагрева листа вряд ли можно определить путем вычислений из-за многих побочных обстоятельств, которые на нее влияют, величина усадки наплавленного металла может быть теоретически определена.

Обе причины, обуславливающие явление усадки, создают ее главным образом в направлении поперечном, т. е. перпендикулярном к направлению шва; в меньшей степени явление усадки наблюдается в продольном направлении, и, наконец меньше всего усадки получается по направлению, перпендикулярному к плоскости соединяемых частей—в данном случае листов.

С внешней стороны явление усадки сопровождается короблением.

Большой практический интерес представляет выяснение всех обстоятельств, вызывающих усадку и влияющих на характер распределения и величину усадочных напряжений.

В виду этого многими авторами производились опыты и наблюдения над конструкциями с целью дать на основе полученных результатов не только качественную, но и количественную оценку явления усадки.

Приведем несколько работ, проделанных в этом направлении.

Лотман описывает ряд опытов, поставленных для определения зависимости между длиной шва и шириной его зазора при сварке листов встык.

Два свободно лежащих листа шириной в 500 мм сваривались непрерывным швом встык. Во время процесса сварки по мере заварки шва на длинах 100, 200, 300 и т. д. миллиметров отсчитывалась величина усадки в двух пунктах, а именно: в начале и в конце сварного шва, т. е. там, где сварка была начата и окончена. Средние величины полученных значений давали величину средней усадки. Результаты опыта, полученные при толщине листов в 5 мм и зазоре между листами в 5 мм, показаны на рис. 24. Из диаграмм видно, что при ведении сварки непрерывно от одного

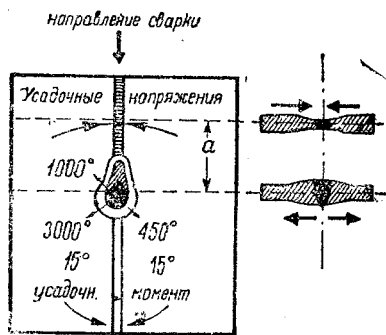


Рис. 23.

конца до другого, величина усадки все время возрастала. Опыт этот лишний раз подчеркивает нецелесообразность такого ведения процесса сварки.

Инженеры Рейнхольд (Reinhold) и Хеллер (Heller), исследуя явления усадки сварного листа, представили результаты опытов

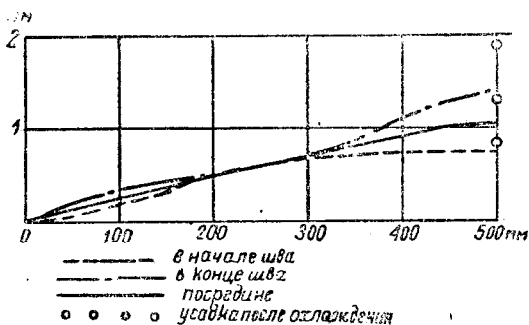


Рис. 24.

Лотмана в несколько ином виде, чем это было сделано им самим, а именно: связали величины усадок с площадью поперечного сечения шва. В таком виде представленные результаты оказались вполне согласованными с результатами их собственных наблюдений: величины усадок швов встык увеличиваются пропорционально (следуя линейному закону) площади поперечного сечения шва; при одной

и той же площади поперечного сечения величины усадок обратно пропорциональны толщинам соединяемых листов.

Далее упомянутые авторы пришли к выводу, что при одной и той же площади поперечного сечения величина поперечной усадки при *валиковых* швах не зависит от толщины соединяемых листов.

Переходя к *напряжениям*, остановимся на опытах, проведенных Лотманом над полностью закрепленными листами во время сварки их встык и над частично закрепленными листами. Под закреплением здесь понимается ограничение свободы перемещения в направлении, перпендикулярном к направлению шва.

В первом опыте два стальных листа в 10 мм толщины, размера 1000 × 500 мм каждый, прочно приваривались крайними поперечными кромками к плите. Зазор между листами при V-образной разделке шва для соединения их встык был оставлен в 5 мм. В соответствии с ранее полученными данными величина усадки должна была быть около 2 мм; измеренные при этом опыте напряжения подтвердили результаты прежних опытов. При 2000 мм между кромками, закрепленными на плите, напряжения оказались, как и следовало ожидать, около 2000 кг/см<sup>2</sup> (напряжения были получены в 1800 кг/см<sup>2</sup>).

Предыдущие опыты показали, что величина усадки зависит лишь в незначительной степени от толщины листов, поэтому при подобных стыковых соединениях листов с жестко закрепленными кромками следует ожидать перехода напряжений за предел текучести при расстояниях между заделками менее 2000 мм.

Эти выводы подтверждаются на практике. Известно, какие трудности представляет вварка заплат в отверстия в листах из толстой стали, когда условия сварки такие же, как и в приведенном опыте с жестко заделанными кромками листов.

Интересна картина распределения напряжений в листах, свариваемых встык, но при условии свободного перемещения их; о ней можно судить на основании следующих наблюдений.

При сварке встык двух листов, положенных свободно, можно заметить в середине шва некоторую выпучину, а измерением напряжений обнаружить здесь наличие сжимающих напряжений, тогда как в начале шва, а иногда в конце его—наличие растягивающих напряжений.

Остановимся на вопросе о напряжениях, возникающих при усадке валиковых швов. Наиболее существенными являются напряжения, возникающие от продольной усадки, т. е. от усадки вдоль шва; обычно эти напряжения складываются с общими напряжениями от нагрузки.

Судя по величинам усадок, наблюдаемых при проварке в продольном направлении, можно ожидать весьма больших напряжений, что и подтверждается опытом.

Граф<sup>1</sup> опубликовал один из таких опытов со сварной крестовиной, сваренной четырьмя продольными валиковыми швами. Длина крестовины была 220 мм. Измерения, произведенные между крайними точками по длине крестовины до и после сварки, показали, что усадка имела место в размере 0,20 и 0,13 мм по краям и в 0,125 мм в середине. Если принять  $E = 2 \cdot 10^6$ , то соответствующие указанным усадкам напряжения будут: 1820 кг/см<sup>2</sup>, 1180 кг/см<sup>2</sup> и 1140 кг/см<sup>2</sup>.

Исследования, произведенные Рейнхольдом и Хеллером над сварным мостом в Дрездене, показали, что наибольшие напряжения от усадки в поясах мостовых балок достигают величин порядка 1100 кг/см<sup>2</sup>. Авторы высказали соображения, что пластические деформации, неизбежно вызываемые появлением этих местных усадочных напряжений, помогут выравнить напряженное состояние и ослабить влияние этих местных перенапряжений.

Следствием усадки являются: укорочение конструкции, ее коробление и остаточные в ней напряжения. Серьезного значения укорочение конструкции не имеет и, путем своевременного его учета, связанные с ним последствия могут быть совершенно устранены. Коробление и остаточные напряжения, особенно последние, могут вызвать весьма неприятные явления.

Как было выше отмечено, совершенно устранить последствия усадки нельзя, а можно их лишь в той или иной мере ослабить—сделать практически несущественными. Основным фактором в этом вопросе являются порядок и техника выполнения самого процесса сварки, причем лучшей гарантией ослабления усадочного напряжения являются: соответствующие изменения направлений швов, благоприятные условия выполнения работы (напр. в мастерских) и, наконец, что самое существенное—обеспечение максимальной подвижности свариваемых частей.

Мы видели, что закрепление концов свариваемых частей ведет к чрезвычайно большим усадочным напряжениям. В практических условиях, конечно, нельзя обойтись без удержания свариваемых частей на месте, и приходится наблюдать лишь за тем, чтобы напряжения не были чрезмерны.

В судостроении при сборке применяют сборочные болты и прихватки; в последнее время в случае целиком сварных судов совер-

<sup>1</sup> Graf. Aus Dauerversuchen mit Lichtbogenschweissung. „Die Bautechnik“. 1932, Heft 49.

шенно устраняется применение сборочных болтов. Так при постройке целиком сварного вспомогательного судна военного флота США, водоизмещением около 300 т, при длине 118 футов (37,0 м), ширине 26 футов (7,9 м) и осадке 5 футов 3 дм. (1,6 м),<sup>1</sup> не применялись сборочные болты, а всюду ставились прихватки, притом более сильные, чем обычно применяемые. Размеры прихватки были: длина 25 мм, ширина шва 3 мм; ставились они на расстоянии 300 мм друг от друга. Опыт применения таких прихваток, по свидетельству авторов Валина и Шеда, оказался очень удачным.

Роль прихваток в процессе сварки весьма существенна,—способность их сопротивляться срезу определяет до известной степени тот максимум усадочных напряжений, который можно иметь в данной сварной конструкции.

Срез прихваток при перегрузке неизбежно вызывает смещение частей конструкции, что благотворно отражается на величине усадочных напряжений, но вызывает изменение формы конструкции, ее деформацию. Считаясь с этим, приходится менять последовательность ведения процессов сварки, чтобы результаты смещений были обратных знаков и таким образом взаимно компенсировались.

В качестве примера порядка ведения процессов сварки можно привести их основные положения, принятые при сварке упомянутого небольшого американского вспомогательного судна.

*Первое:* по крайней мере одна из двух свариваемых частей должна иметь возможность перемещаться во время усадки; часть конструкции считается способной перемещаться, когда удерживающая ее сила не больше прочности самой прихватки.

Это условие, вообще говоря, выполняемо, если сварка начинается, например, на миделе у киля и продолжается в нос и корму и кверху. Далее, для того чтобы ослабить эффект усадки, выражающийся в смещении отдельных частей и стремлении корпуса изогнуться,—необходимо, чтобы часть, примерно  $\frac{1}{3}$  по длине судна, в середине сваривалась снизу вверх, а остальные части обратно—сверху вниз.

*Второе:* пазы и стыки наружной обшивки должны быть сварены и отдельные части набора приварены друг к другу раньше, чем наружная обшивка будет приварена к набору, при этом приварка продольных связей набора должна быть сделана вперед. Чтобы ограничить эффект усадки, сварка, начатая по какому-нибудь поперечному шпангоуту, должна быть закончена без перерывов.

*Третье:* сборка должна идти впереди сварки с таким расчетом, чтобы части конструкции, прилегающие к месту сварки, были на месте и могли предохранить свариваемую часть от коробления.

*Четвертое:* сварка отдельных частей должна начинаться там, где ожидается наибольшая усадка, и продолжаться так, чтобы конец сварки пришелся на место, где ожидается наименьшая усадка.

---

<sup>1</sup> Designing for Arc Welding—second Lincoln Arc Weld. Prize Competition Papers. P. II 1933.

## АРХИТЕКТУРА СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ В СУДОВЫХ КОНСТРУКЦИЯХ И ОСНОВНЫЕ ПРИЕМЫ ИХ РАСЧЕТА

Ниже приводим основные типы сварных соединений, регламентированные правилами Регистра СССР для судовых конструкций (рис. 25).

### А. Стыковое соединение

1. Стыковое соединение для листов, толщиной в 5 мм и менее, допускается без скосов свариваемых кромок, с зазором между кромками до 2 мм и усилением до 1 мм с каждой стороны. При

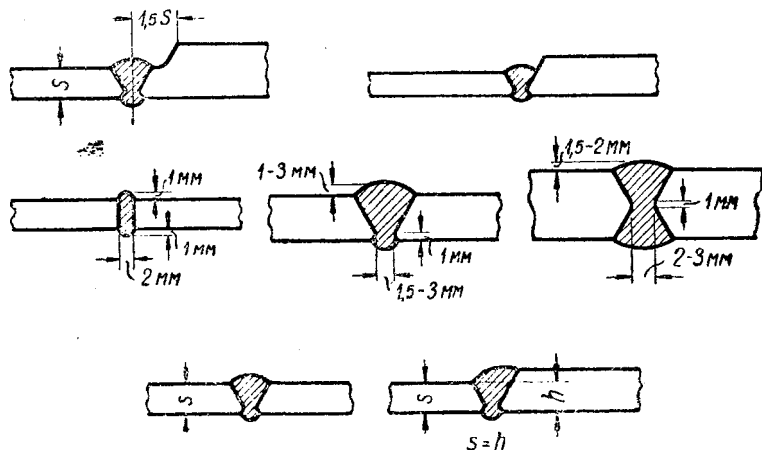


Рис. 25.

толщине листов более 5 мм применяется V-образный (односторонний) шов, а при толщинах выше 10 мм рекомендуется X-образный (двухсторонний) шов.

Угол раскрытия шва берется для V- и X-образных швов не менее 60°.

Зазор у вершины V-образного шва должен быть от 1,5 до 3 мм, у середины X-образного шва — от 2 до 3 мм в зависимости от толщины листа. Кромки скосов не должны быть острыми, а должны иметь заплечик (притупление) высотой не менее 1 мм.

Швы без скосов и V-образные, в зависимости от толщины свариваемых листов, угла раскрытия и назначения свариваемых частей, должны иметь усиления, выступающие над поверхностью листа на высоту, равную 15—20% толщины наиболее тонкого из свариваемых листов; с другой стороны должна быть сделана подварка, несколько выступающая над поверхностью листа.

При X-образном шве усиление должно быть с каждой стороны высотой от 10 до 15% толщины наиболее тонкого из свариваемых листов.

## Б. Соединение на планках

Планки (накладки) при стыковом соединении могут быть длинными, с расположением вдоль всего шва, или короткими, перекрывающими отдельные участки шва.

Ширина длинных накладок и ширина коротких берется не менее 10-кратной толщины накладки; длина коротких накладок должна быть около 2,5-кратной ширины их; толщина накладок берется не менее  $0,7S$  и не более толщины  $S$  наиболее тонкого из соединяемых листов (но не более 12 мм).

## В. Соединение внакрой

Соединение внакрой должно иметь перекрой шириной не менее  $2S + 25$  мм, где  $S$  — толщина более тонкого свариваемого листа. При соединении внакрой по отношению к действующим усилиям валиковые швы соединения могут быть как швами лобовыми (торцовыми), так и боковыми (фланговыми).

В зависимости от требуемой прочности валиковые швы бывают нормальные, усиленные и легкие.

В нормальном валиковом шве ширина шва (размер катета сечения шва) равна толщине более тонкого из соединяемых листов или частей, а высота шва (размер перпендикуляра, опущенного из угла шва на гипотенузу) составляет 0,7 толщины более тонкого листа. Усиленный валиковый шов имеет ширину и высоту, равные толщине более тонкого соединяемого листа.

Легкий шов имеет ширину, равную 0,5 толщины более тонкого листа, и высоту, равную 0,35 толщины более тонкого листа.

Легкие швы шириной менее 5 мм применяются только как вспомогательный способ для уплотнения или взамен чеканки и в расчет прочности соединения не вводятся.

## Г. Тавровое соединение

Тавровые соединения допускаются без обработки и с обработкой кромок, причем в последнем случае соединение может быть с односторонним или двусторонним скосом, с зазором между свариваемыми поверхностями в 3—5 мм. При тавровом соединении без обработки кромок допускается зазор не более 1,5 мм (рис. 26).

Тавровые соединения могут свариваться сплошными или прерывистыми валиковыми швами, нормальными, усиленными и легкими, с одной или с двух сторон.

Проварки могут быть шахматными или цепными.

Шагом проварки считается расстояние между серединами двух ближайших проварок, независимо от способа их расположения.

### ОСНОВНЫЕ ПРИЕМЫ РАСЧЕТА РАЗЛИЧНЫХ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Особенностью каждого сварного соединения является наличие в сварном шве связанных с самим процессом его образования внутренних напряжений, являющихся в результате усадки.

Учесть наперед величину этих напряжений весьма трудно, так как целый ряд факторов влияет на их образование. В виду этого

представляется целесообразным учитывать наличие этих напряжений так же, как мы это делаем при наличии неучитываемых расчетов внешних сил — путем уменьшения допускаемых напряжений.

Сюда же следует отнести и качество работы как фактор, косвенно проявляющийся в развитии усадочных напряжений и непосредственно сказывающийся, например, когда имеет место непровар.

Кстати следует отметить, что явление непровара наблюдается очень часто; по свидетельству Е. О. Патона при осмотре разорванных опытных образцов им наблюдались непровары в коротких, шпоночных прерывистых швах на протяжении до 40% их длины.

Рассматривая сварные швы как элементы, архитектурно связанные с основными частями конструкции, мы можем оценить их напряженное состояние, допуская однородность механических качеств как на-

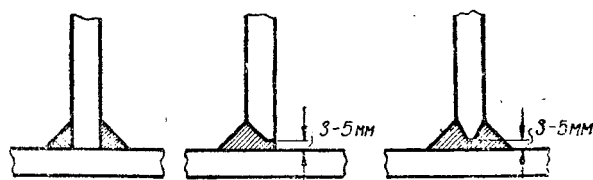


Рис. 26.

плавленного, так и основного металлов. В большинстве случаев, когда напряжения нигде не переходят за предел текучести, можно принять однородную работу наплавленного и основного металлов как вполне вероятное допущение. Это допущение позволяет оценить порядок основных напряжений в элементах шва и учесть в подлежащих случаях влияние архитектурной формы самого соединения, играющей здесь большую роль.

Тем не менее и при указанном допущении не всегда представляется возможным применить прием расчета, вполне учитывающий все особенности архитектурной формы шва. В таких случаях, пользуясь упрощенным расчетом, — хотя бы расчетом по средним напряжениям, — целесообразно ввести в расчетные формулы коэффициенты, учитывающие неравномерность напряжений.

Наконец, если имеется налицо разница в механических качествах наплавленного шва и основного металла, которая при данном диапазоне напряжений может существенно сказаться на результатах оценки крепости соединения, то это обстоятельство должно быть особо отмечено учетом специальных упругих свойств наплавленного металла, путем ли проверки крепости материала согласно гипотезам прочности, отвечающим природе материала шва, или более грубо — путем простого изменения допускаемых напряжений.

Из вышеизложенного следует такая общая схема расчета сварного соединения:

1) при допущении однородности наплавленного металла с основным учитывается, по возможности, его напряженное состояние, зависящее от архитектурной формы соединения.

2) Допускаемые напряжения подбираются с учетом: наличия внутренних напряжений, непровара, различия в механических свойствах основного и наплавленного металлов.

## ШВЫ В СОЕДИНЕНИЯХ МОЖНО РАЗБИТЬ НА СЛЕДУЮЩИЕ ОСНОВНЫЕ ГРУППЫ:

### А. Валиковые швы

1. *Лобовые швы*: а) в крестовых или тавровых соединениях, б) в соединениях в накрой или с накладками.
2. *Боковые (фланговые) швы*: а) в соединениях внакрой или с накладками, б) в тавровых соединениях.

### Б. Стыковые швы:

1. *Швы перпендикулярные* к направлению усилий.
2. *Швы параллельные* направлению действующих усилий.

### РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ ПО СЕЧЕНИЯМ ШВА

В плоскостях  $oa$  сечений шва, проходящих через ось его  $00$  (см. рис. 27), наиболее равномерно распределены напряжения в швах

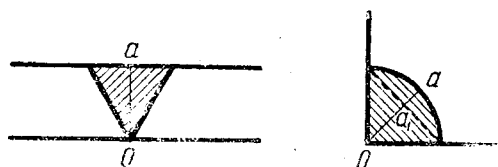


Рис. 27.

стыковых; в валиковых швах, как мы видели выше, распределение напряжений весьма неравномерно как по длине шва, так и по расчетной высоте его сечения  $oa_1$  (см. рис. 27). Поэтому в соединениях встык мы можем, с большей вероятностью притти к на-

пряжениям, близким к истинным, пользуясь расчетными формулами вида

$$p = \frac{P}{lh}, \quad (I)$$

где  $P$ —усилие,  $l$  и  $h$ , соответственно, длина и расчетная высота ( $oa_1$ ) шва;  $p$ —напряжение нормальное или касательное.

В случае сложного напряженного состояния, допуская наличие плоской его формы, мы можем оценивать его по величине главных нормальных или касательных напряжений, а именно по формулам:

$$\sigma = \frac{\sigma_x}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2}; \quad \tau = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2}. \quad (II)$$

В отношении валиковых швов, принимая во внимание сказанное о неравномерности напряжений по сечению, можем воспользоваться теми же формулами (I) и (II), введя в них коэффициенты, учитывающие указанную неравномерность, а именно:

$$p = K_1 \frac{P}{\Sigma lh} \quad (I')$$



или

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= K_{II} \left( \frac{\sigma}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2} \right) \\ \tau &= K_{III} \left( \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2} \right) \end{aligned} \right\} \quad (II)$$

Предлагаемый прием расчета с введением коэффициентов неравномерности по нашему мнению ближе подходит к существу явления. Обычно же применяется расчет, построенный на основе равномерного распределения напряжения по рассматриваемому сечению шва. Такой прием расчета требует для учета особенностей архитектуры шва, а следовательно его напряженного состояния, либо изменения допусковых напряжений, либо применения искусственных схем распределения усилий по сечению шва.

В виду приближенности, вообще, метода оценки напряжений в сварных швах, можно принять условную схему расчета сечения валикового шва, а именно: во всех случаях за расчетное сечение принимать так называемое „опасное“ сечение, т. е. сечение по биссектрисе угла разделки шва ( $oa$  — см. рис. 27), за расчетную высоту которого принимаем  $oa_1 = h$ .

За длину  $l$  валикового шва следует принимать длину шва за вычетом концевых непровара и кратера (не менее 10 мм).

Возвращаясь к вопросу о коэффициенте  $K_1$ , надо сказать, что последний зависит от формы шва и, вообще говоря, не может быть величиной постоянной.

Гааз (Haas), обрабатывая результаты многочисленных опытов, приводит ряд эмпирических формул для расчета валиковых швов. Если их представить в виде формул (I) — так как Гааз рассматривает простые напряженные состояния — то получатся следующие выражения коэффициента  $K_1$ :

1. Лобовый шов в крестовом соединении —

$$K_1 = \sqrt{2}.$$

2. Фланговый (боковой) шов — в соединении с двумя накладками —

$$K_1 = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\sigma_n}{2\sigma_{ш} + 5400}}};$$

здесь

$$\sigma_n = \frac{P}{s \cdot b} \text{ и } \sigma_{ш} = \frac{P}{4hl}.$$

3. Лобовой шов в соединениях внакрой —

$$K_1 = 1 + \left( \frac{s}{u + 3a} \right)^2.$$

Значения букв показаны на эскизе (рис. 28),  $h$  — перекрой,  $a$  — ширина шва.

Если воспользоваться некоторыми средними данными для вели-

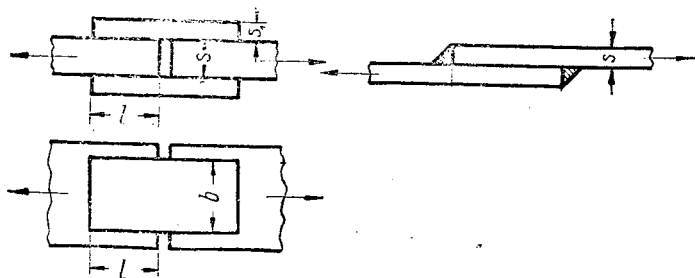


Рис. 28.

чин, входящих в эмпирические формулы Гааза, и представить все в табличной форме, получим:

Таблица 9

|                                                             | $K_{\Gamma}$ |
|-------------------------------------------------------------|--------------|
| 1. Лобовой шов в крестовом соединении . . . . .             | 1,4          |
| 2. Фланговый шов <sup>1</sup> . . . . .                     | 1,03—1,22    |
| 3. Лобовой шов в соединениях внакрой <sup>2</sup> . . . . . | 1,03         |

Все формулы Гааза составлены, как известно, по результатам, полученным при *разрыве* соединений.

На основании приведенных данных можно остановиться на следующих значениях коэффициентов  $K$ , имея в виду весьма приближенный характер определения их и наличие, в пределах упругих деформаций, большой неравномерности распределения напряжений.

Таблица 10

| Род шва                                                                                            | $K$<br>не менее | Расчетные формулы |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------|-------------------|
| 1. Лобовые швы в крестовых и тавровых соединениях . . . . .                                        | 1,50            | (I') или (II')    |
| 2. Лобовые швы в соединениях внакрой и с накладками . . . . .                                      | 1,10            | (I')              |
| 3. Боковые швы прерывистые . . . . .                                                               | 1,25            | (I')              |
| 4. Боковые швы непрерывные в соединениях поясков со стенкой в балках со сплошной стенкой . . . . . | 1,00            | (I') или (II')    |

<sup>1</sup> По данным, заимствованным из таблицы Гааза, для  $l/a$ , равном от 4,5 до 22, здесь  $l$  — длина проварки шва,  $a$  — ширина его.

<sup>2</sup> и принято равным  $2S + 25$  мм (по нормам Р. СССР);  $S = 10$  мм;  $h = 0,7S$ .

## ПРИЕМЫ РАСЧЕТА ШВОВ, ПРИНЯТЫЕ В НАСТОЯЩЕЕ ВРЕМЯ В ПРАКТИКЕ ГРАЖДАНСКОГО СТРОИТЕЛЬСТВА

Согласно „Техническим условиям и нормам на проектирование промышленных зданий“<sup>1</sup> все сварные соединения рассчитываются на прочность по следующей основной формуле:

$$P = F \cdot [n], \text{ где } F = m \cdot l;$$

здесь  $P$  — усилие, воспринимаемое данным швом,  $F$  — рабочая (расчетная) площадь сечения шва;  $m$  — высота расчетного сечения шва;  $l$  — расчетная длина шва, равная его полной действительной длине за вычетом 10 мм (на кратер и непровар);  $[n]$  — допускаемое для шва напряжение (это напряжение берется по ОСТ 4539, табл. 7 и 8; при этом, однако, предусматривается уменьшение напряжения пропорционально уменьшению временного сопротивления шва).

По отношению к отдельным видам швов основная формула видоизменяется следующим образом.

Расчет *стыковых* швов в зависимости от характера действия усилия производится по формулам

$$P = m \cdot l \cdot [n] \text{ или } P = m \cdot l \cdot [t];$$

здесь  $l$  — расчетная длина шва;  $m$  — расчетная высота, равная наименьшей толщине свариваемых частей;  $[n]$  — допускаемое напряжение материала шва на растяжение или сжатие;  $[t]$  — допускаемое напряжение материала шва на срез.

Расчет *валиковых* (угловых) швов:

а) Фланговые швы длиной не свыше  $25h$ , где  $h$  — ширина шва, рассчитываются на срез по формуле

$$P = ml [t] = 0,7hl [t].$$

Фланговые длинные швы рассчитываются по формуле

$$P = 0,7hl [t] \cdot C;$$

здесь  $C$  — коэффициент уменьшения допускаемого напряжения. Этот коэффициент изменяется от 1,0 при отношении длины шва к ширине, равной 25, до 0,67 при отношении длины шва по ширине, равной 75.

б) Лобовые швы рассчитываются на растяжение или сжатие по формуле

$$P = 0,7h \cdot l [n].$$

в) При совместной работе одновременно фланговых и лобовых швов расчет всех швов производится по допускаемому напряжению на срез.

В цитируемых нормах и правилах расчета не приводится отдельных указаний о расчете лобовых швов в тавровых и крестовых соединениях.

<sup>1</sup> Металлические конструкции и сооружения НКТП. Главстройпром, изд. ОНТИ 1934 г.

Нельзя согласиться с тем, что расчет этих соединений должен быть одинаков с расчетом, например, соединения внакрой или с накладками, осуществляемыми теми же лобовыми швами.

Как мы видели выше, в крестовых и тавровых соединениях наблюдается значительная неравномерность напряжений по сечению шва; поэтому при равенстве расчетных сечений этого рода швы будут выдерживать меньшую нагрузку, чем швы внакрой, и, конечно, меньшую, чем стыковые швы. Это подтверждается опытами на разрыв. Интересно отметить, что в правилах Германского Ллойда и предусматриваются отдельные нормы для испытания на разрыв образцов—одного крестового, другого сваренного встык. Для первого образца разрывное усилие должно быть не менее вычисляемого по формуле

$$P \geq 2F \cdot 28;$$

для второго — по формуле

$$P \geq F \cdot 37;$$

здесь  $F$  площадь расчетного сечения шва.

Сравнивая оба эти выражения, мы видим, что в крестовом соединении расчетное напряжение понижено примерно в 1,32 раза по сравнению со стыковым.

Поэтому, если исходить из того, что механические качества наплавленного материала в обоих случаях одинаковы, что весьма вероятно, то понижение расчетных напряжений следует объяснить главным образом особенностью архитектуры соединений.

#### ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТА УЗЛОВЫХ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ БАЛОК (БИМСОВ СО ШПАНГОУТАМИ, СТОЕК ПО КОНЦАМ И Т. П.), ПЕРЕДАЮЩИХ ТОЛЬКО ОПОРНЫЕ ПАРЫ

Если мы имеем две балки, соединенные под углом таким образом, что усилия по швам соединения при изменении угла между осями балок изменяются по линейному закону (это допущение предусматривает большую жесткость и следовательно недеформируемость балок в месте соединения), то в случае свободного перемещения концов балок центр тяжести сечения по швам, соединяющим рассматриваемые балки, будет центром вращения соединения, т. е. любое усилие, создаваемое элементом шва, будет пропорционально расстоянию этого элемента до центра.

Условие равновесия данного сечения по шву в узле, т. е. равенство нулю всех усилий сопротивления шва изменению угла, составляемого осями балок (их касательными к другим линиям):

$$\int_0^S \tau d\omega = 0, \quad (1)$$

$$\int_0^S r \tau d\omega = M, \quad (2)$$

где  $S$ —периметр шва соединения,  $\tau$ —среднее напряжение в шве на данном участке соединения.

По условию  $\tau = mr$ , где  $r$  — расстояние относительно центра вращения. Подставляя выражение  $\tau$  в интеграл (1), имеем

$$\int_0^S m r d\omega = 0$$

или

$$m \int_0^S r d\omega = 0,$$

что возможно только при условии  $\int_0^S r d\omega = 0$ , т. е. когда центр вращения совпадает с центром тяжести сечения по сварному соединению.

Если в соединении имеется точка, заведомо не смещающаяся в пространстве (фиксированная, неподвижная), то следует принять, что в этой точке имеется бесконечно большая площадь шва (что сопротивление ее не ограничено), и тогда центр тяжести всего рассматриваемого сечения шва в соединении<sup>1</sup> очевидно будет находиться в этой точке, которая и будет, согласно изложенному выше, центром вращения.

Для расчета соединения можно рассуждать следующим образом:

$$M = \int_0^S \tau r d\omega; \quad \tau = mr;$$

подставляя, имеем:

$$M = \int_0^S m r^2 d\omega = m \int_0^S r^2 d\omega = m I_p,$$

$$\tau = \frac{\tau_0 r}{r_0} = mr,$$

отсюда

$$m = \frac{\tau_0}{r_0},$$

и, наконец,

$$\tau_0 = \frac{M r_0}{I_p}; \quad (III)$$

здесь  $\tau_0$  — среднее напряжение наиболее удаленного элемента шва, на расстоянии  $r_0$  от центра тяжести, а следовательно и наибольшее из средних напряжений шва соединения.

Полученное  $\tau_0$ , умноженное на  $h \cdot l$ , где  $h$  — высота „опасного“ сечения шва, представит усилие элемента шва длиной  $l$  см, направленное перпендикулярно к радиусу, соединяющему данный элемент

<sup>1</sup> Под сечением шва в соединении предполагается сечение, которым одна данная балка совершенно отсекается от другой, т. е. имеется в виду сечение по шву в момент разрушения соединения.

с центром тяжести сечения. Это направление, как правило, не будет совпадать с направлениями, идущими вдоль или поперек данного шва, рассматриваемого в сечении, что является обстоятельством, затрудняющим оценку работы этого шва; поэтому для валиковых швов, лежащих в плоскости узлового соединения,  $\tau_0 h$  можно разложить на направление вдоль оси шва и ему перпендикулярное. Первая составляющая даст усилие на 1 см шва, соответствующее работе шва, как флангового; вторая составляющая даст усилие, соответствующее работе шва, как лобового.

Для валиковых же швов, расположенных в плоскостях, перпендикулярных к плоскости узлового соединения и работающих поэтому в условиях, ближе всего подходящих к условиям работы

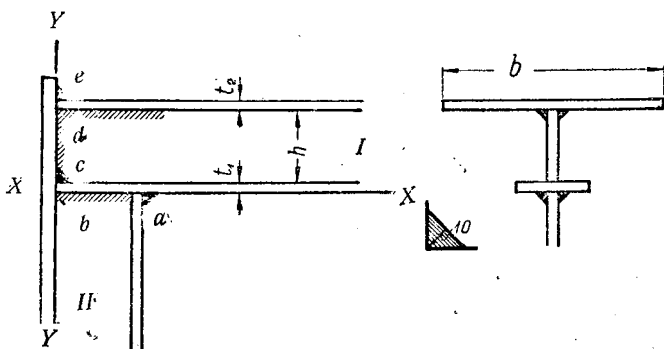


Рис. 29.  $b = 300 \times 10$ , малый поясск =  $75 \times 10$ .  
 $t_1 = t_2 = 10$  мм,  $h = 150$  мм.

лобовых швов, можно пренебречь отклонением направления усилия на 1 пог. см шва  $\tau_0 h$  от основных направлений усилий в лобовом шве (т. е. направлений, параллельных его катетам) и рассматривать  $\tau_0$  как величину пропорциональную расчетному напряжению, которое следует взять равным

$$p = \sigma = K\tau_0,$$

где  $K$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжения соответственно роду лобового шва (см. выше).

Необходимо отметить, что все вышеизложенное предусматривает наличие конструкций, достаточных для создания предполагаемых реактивных воздействий на мысленно выделенную сечением балку.

Если этого нет, то необходимо учесть особенность реактивных воздействий, способность их создавать тот или иной род воздействия и соответственно этому изменить ход расчета.

*Пример:* пусть имеется крепление, показанное на рис. 29.

Требуется рассчитать возможную величину опорной пары.

Выделим мысленно балку  $I$  по осям  $XX$  и  $YY$ , предполагая разрыв швов:  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  и  $e$ .

Воспользуемся указанной выше схемой расчета:

1) предположим, что конструкция достаточно жестка для создания реактивных воздействий на выделенную указанным сечением балку  $I$ .

Площади швов по „опасным“ сечениям:

|                        |                                    |
|------------------------|------------------------------------|
| Шов <i>e</i> . . . . . | $30 \times 1 = 30$ см <sup>2</sup> |
| „ <i>d</i> . . . . .   | $2 \times 15 \times 1 = 30$ „      |
| „ <i>c</i> . . . . .   | $6,5 \times 1 = 6,5$ „             |
| „ <i>b</i> . . . . .   | $2 \times 15 \times 1 = 30$ „      |
| „ <i>a</i> . . . . .   | $7,5 \times 1 = 7,5$ „             |

104 см<sup>2</sup>

Момент площадей относи-  
тельно оси *XX*

|                        |                       |
|------------------------|-----------------------|
| Шов <i>e</i> . . . . . | $30 \times 17 = 510$  |
| „ <i>d</i> . . . . .   | $30 \times 8,5 = 255$ |
| „ <i>c</i> . . . . .   | $6,5 \times 1 = 6,5$  |
| „ <i>b</i> . . . . .   | $30 \times 0 = 0$     |
| „ <i>a</i> . . . . .   | $7,5 \times 0 = 0$    |

771,5

$$y_0 = \frac{771,5}{104} = 7,4 \text{ см}$$

Момент инерции  
относительно оси,  
параллельной *XX* и  
проходящей через  
центр тяжести:

|                          |
|--------------------------|
| $30 \times 9,6^2 = 2760$ |
| $30 \times 1,1^2 = 36$   |
| $6,5 \times 6,4^2 = 266$ |
| $30 \times 7,4^2 = 1640$ |
| $7,5 \times 7,4^2 = 410$ |

5112

Момент площадей относи-  
тельно оси *YY*:

|                        |                       |
|------------------------|-----------------------|
| Шов <i>e</i> . . . . . | $30 \times 0 = 0$     |
| „ <i>d</i> . . . . .   | $30 \times 0 = 0$     |
| „ <i>c</i> . . . . .   | $6,5 \times 0 = 0$    |
| „ <i>b</i> . . . . .   | $30 \times 7,5 = 225$ |
| „ <i>a</i> . . . . .   | $7,5 \times 16 = 120$ |

345

$$x_0 = \frac{345}{104} = 3,3 \text{ см}$$

Момент инерции  
относительно оси,  
параллельной *YY* и  
проходящей через  
центр тяжести:

|                            |
|----------------------------|
| $30 \times 3,3^2 = 326$    |
| $30 \times 3,3^2 = 326$    |
| $6,5 \times 3,3^2 = 71$    |
| $30 \times 4,2^2 = 530$    |
| $7,5 \times 12,7^2 = 1210$ |

2463

$$I_p = I_x + I_y = 7575 \text{ см}^4.$$

Наиболее напряжен будет шов *a*, как наиболее удаленный от центра тяжести сечения:

$$r_a = \sqrt{7,4^2 + (16 - 3,3)^2} = 14,7 \text{ см}.$$

Так как, согласно изложенному выше, мы условились усилие на 1 пог. см шва —  $\tau_0 h$  рассматривать как усилие, направленное для данного лобового шва параллельно одному из его катетов, то, пользуясь формулой

$$p = K_1 \frac{P}{lh},$$

куда подставим вместо  $K_1$  — 1,5, вместо  $P$  —  $\tau_0 h$  и вместо  $l$  — 1 см, получим

$$p = \sigma = 1,5 \tau_0;$$

$\sigma$  не должно быть более  $R_z$ , где  $R_z$  — допускаемое напряжение на растяжение (или сжатие), смотря по тому, как прилагается пара.

Допуская для  $R_s$  значение  $1400 \text{ кг/см}^2$ , получим:

$$\tau_a = \frac{1400}{1,5} = 933 \text{ кг/см}^2$$

и

$$M = \frac{\tau_0 I_p}{r_0} = \frac{933 \cdot 7575}{14,7} = 480\,000 \text{ кгсм} = 4,8 \text{ тм.}$$

2) Предположим, что конструкция по оси  $YU$  не жестка и может создавать реактивные воздействия, только направленные параллельно оси  $YU$ .

В этом случае, принимая распределение напряжений в швах также по закону прямой линии, за ось вращения можем принять точку на оси  $OX$ , в расстоянии от начала координат, равном  $x_0$ , отсюда

$$I_p = I_y = 2463 \text{ см}^4;$$

$$r_0 = 12,7 \text{ см};$$

$$\tau_0 = 933 \text{ кг/см}^2;$$

$$M = \frac{I_p \tau_0}{r_0} = \frac{2463 \cdot 933}{12,7} = 181\,000 \text{ кгсм} = 1,8 \text{ тм.}$$

Формулой (III) можно пользоваться при расчетах узловых соединений, передающих моменты (нагруженных только опорными парами).

Полный расчет узлового соединения должен предусматривать и нагрузку от срезающих сил (опорных реакций) соединяемых балок.

*Балки со сплошной стенкой.* Балки со сплошной стенкой находят в судостроении широкое применение (например, для бимсов и шпангоутов).

Применение сварки вместо клепки упрощает архитектуру этих балок, так как соединительные уголки становятся излишними; форма сварных балок представляет сочетание вертикальных и горизонтальных листов.

Для облегчения расчетов теоретических элементов таких балок возможно пользоваться приближенными формулами, примерный вывод которых дан ниже.

Возьмем общий случай составной сварной балки, профиль которой схематически показан на рис. 30, где заштрихованная часть будет представлять симметричный профиль, т. е. состоящий из стенки площадью  $f$  и двух поясков, каждый площадью  $\omega$ . Общую площадь большего пояска назовем  $\Omega + \omega$ . Ось  $xx$  проведем на половине высоты  $h$ :

$$I_{xx} = \frac{\omega h^2}{2} + \frac{f h^2}{12} + \frac{\Omega h^2}{4}.$$



Ордината центра тяжести профиля

$$y = \frac{\Omega h}{2(\Omega + 2\omega + f)};$$

$$I_0 = \frac{\omega h^2}{2} + \frac{f h^2}{12} + \frac{\Omega h^2}{4} - \frac{\Omega^2 h^2}{4(\Omega + 2\omega + f)}$$

Введем отношения

$$d = \frac{\omega}{f} \text{ и } d_1 = \frac{\Omega}{f};$$

тогда при  $f = h\delta$ , где  $\delta$  — толщина стенки профиля,

$$y = \frac{0,5 h}{1 + \frac{2d+1}{d_1}};$$

$$I_0 = h^3 \delta \left\{ 0,083 + 0,5d + 0,25 \frac{2d+1}{1 + \frac{2d+1}{d_1}} \right\}.$$

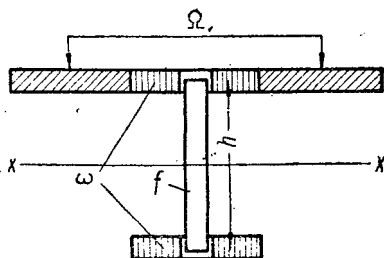


Рис. 30.

Расстояние (наибольшее) крайнего волокна от нейтральной оси

$$a = 0,5 h + y + 0,5 t = hm + 0,5 t.$$

Расстояние (наименьшее) крайнего волокна от нейтральной оси

$$b = h(1 - m) + 0,5 t$$

здесь  $t$  — толщина свободного пояска, площадь которого обозначена через  $\omega$ .

$$m = 0,5 + \frac{0,5}{1 + \frac{2d+1}{d_1}}.$$

Обозначая  $\left\{ 0,083 + 0,5 d + 0,25 \frac{2d+1}{1 + \frac{2d+1}{d_1}} \right\}$  буквой  $n$ ,

получим

$$I_0 = h^3 \delta n.$$

Наименьший момент сопротивления

$$W_0 = \frac{h^3 \delta n}{a}$$

или, пренебрегая в выражении  $a$  членом  $0,5 t$  из-за его малости,

$$W_0 = \frac{h^3 \delta n}{m}.$$

Ниже в таблицах даны значения  $n$ ,  $m$  и отношения  $n/m$  для некоторых значений  $d$  и  $d_1$ .

Таблица 11  
Коэффициенты  $n$

| $d \backslash d_1$ | 0     | 0,5   | 1     | 5     | 10    | $\infty$ |
|--------------------|-------|-------|-------|-------|-------|----------|
| 0                  | 0,083 | 0,166 | 0,208 | 0,291 | 0,310 | 0,333    |
| 0,2                | 0,183 | 0,275 | 0,294 | 0,456 | 0,490 | 0,533    |
| 0,4                | 0,283 | 0,381 | 0,444 | 0,614 | 0,674 | 0,733    |
| 0,6                | 0,383 | 0,485 | 0,555 | 0,765 | 0,834 | 0,933    |
| 0,8                | 0,483 | 0,588 | 0,664 | 0,910 | 0,999 | 1,133    |
| 1,0                | 0,583 | 0,690 | 0,771 | 1,052 | 1,161 | 1,333    |

Таблица 12  
Коэффициенты  $m$

| $d \backslash d_1$ | 0    | 0,5   | 1     | 5     | 10    | $\infty$ |
|--------------------|------|-------|-------|-------|-------|----------|
| 0                  | 0,50 | 0,666 | 0,750 | 0,916 | 0,955 | 1,00     |
| 0,2                | 0,50 | 0,631 | 0,733 | 0,890 | 0,938 | 1,00     |
| 0,4                | 0,50 | 0,608 | 0,678 | 0,867 | 0,93  | 1,00     |
| 0,6                | 0,50 | 0,592 | 0,656 | 0,847 | 0,910 | 1,00     |
| 0,8                | 0,50 | 0,580 | 0,639 | 0,829 | 0,897 | 1,00     |
| 1,0                | 0,50 | 0,571 | 0,625 | 0,813 | 0,885 | 1,00     |

Таблица 13  
Коэффициенты  $n/m$

| $d \backslash d_1$ | 0     | 0,5   | 1     | 5     | 10    | $\infty$ |
|--------------------|-------|-------|-------|-------|-------|----------|
| 0                  | 0,176 | 0,249 | 0,277 | 0,318 | 0,325 | 0,333    |
| 0,2                | 1,366 | 0,435 | 0,401 | 0,512 | 0,523 | 0,533    |
| 0,4                | 0,586 | 0,627 | 0,655 | 0,708 | 0,730 | 0,733    |
| 0,6                | 0,766 | 0,819 | 0,847 | 0,903 | 0,917 | 0,933    |
| 0,8                | 0,966 | 1,015 | 1,040 | 1,096 | 1,115 | 1,133    |
| 1,0                | 1,166 | 1,209 | 1,235 | 1,295 | 1,315 | 1,333    |

Поясок обшивки, засчитываемый в профиль балки. Если перекрытия осуществляются балками, расположенными на одинаковом расстоянии друг от друга, то ширина пояска обшивки, вводимого в расчет профиля балки, берется обыкновенно равной расстоянию между балками. Но могут быть случаи, когда этого сделать нельзя,

так как развивающиеся в пояске сжимающие напряжения могут быть более критических, эйлеровых напряжений.

Для определения той части пластины, которую в этом последнем случае можно будет ввести в расчет, т. е. для определения редуccionного коэффициента пластины, можно поступить следующим образом.

В первом приближении можно принять площадь пояска обшивки равной площади свободного пояска, т. е. принять  $d_1 = 0$  (см. приближенные формулы теоретических элементов профиля). Затем определить нормальные напряжения от изгиба; в этом случае из-за симметрии они одинаковы как в свободном пояске, так и в пояске обшивки. Пусть это будут напряжения  $p_{жс}$ .

Рассматривая эти напряжения как максимальные по контуру пластины перекрытия (этот контур осуществляется балками перекрытия), редуccionный коэффициент пластины определим из выражения

$$\varphi = \frac{K p_{жс}}{p_{жс}} = \frac{K}{K^1}$$

как это указано на стр. 22.

Площадь, которую следует ввести, будет поэтому равна

$$\varphi b' t',$$

где  $b'$  — вся ширина пояска, равная расстоянию между балками  $t'$  — толщина обшивки.

Если воспользоваться приближенными формулами для расчета теоретических элементов профиля, то следует написать

$$\Omega + \omega = \varphi b' t';$$

$$\frac{\Omega}{f} = d_1 = \frac{\varphi b' t' - \omega}{f}.$$

Теоретические элементы профиля, вычисленные при данном  $d_1$ , позволят определить вновь напряжение в пояске обшивки. Если эти напряжения, будучи умноженными на редуccionный коэффициент  $\varphi$ , окажутся отличными от средних напряжений, отвечающих вновь полученным максимальным напряжениям, то задачу придется повторить, т. е. взять из таблицы 2-й значения  $K$  и  $K^1$ , вновь подсчитать  $\varphi$  и т. д., пока не будет достигнута достаточная близость значений средних напряжений.

Поясним изложенное на примере (см. рис. 31):

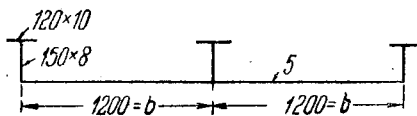


Рис. 31.

$$d = \frac{\omega}{f} = 1.$$

В первом приближении  $d_1 = 0$ ; отсюда

$$W_0 = h^2 \delta \frac{n}{m} = 15^2 \cdot 0,8 \frac{n}{m} \text{ см}^3$$

для обшивки и свободного пояска.

Пусть при этом напряжение равно 2000 атм. (как в обшивке, так, следовательно, и в свободном пояске).

Эйлеровы напряжения для обшивки определим как для пластины с большим отношением сторон  $a'/b'$  для этого случая

$$p_k = \frac{4 \cdot \pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left( \frac{t'}{b'} \right)^2 = 127 \text{ атм.}$$

Мы считаем, что сжимающие усилия приложены по стороне „ $b'$ “ в направлении стороны „ $a'$ “.

$K'$  из выражения  $p_{жс} = K' \cdot p_k$  будет равно 15,75 при  $p_{жс} = 2000$ .

По таблице 2-й возьмем значение  $K$  для вычисленного  $K' = 15,75$  при  $a/b = 1$ , так как при достаточно длинной полосе обшивки (отношение  $a'/b'$  велико) она при потере устойчивости разбивается на квадратные поля.

Значение  $K$  будет 6,34, отсюда  $\varphi = \frac{K}{K'} = \frac{6,34}{15,75} = 0,40$ .

Определим величины моментов сопротивления по приближенным формулам (см. страницу 57).

$$d_1 = \frac{Q}{f} = \frac{\varphi \cdot b' t' - \omega}{f} = \frac{0,40 \cdot 120 \cdot 0,5 - 12}{12} = 1,0.$$

Тогда для  $d_1 = 1$  и  $d = 1$ , для обшивки  $W = h^2 \delta \frac{n}{1-m}$ , а для свободного пояска  $W_0 = h^2 \delta \frac{n}{m}$ , если величинами  $t$  и  $t'$  пренебречь в выражениях расстояний крайних волокон от нейтральной оси.

Если напряжение в свободном пояске будет = 2000 атм., то соответствующее напряжение в обшивке будет  $2000 \frac{1-m}{m} = 2000 \frac{1-0,625}{0,625} = 1200$  атм. или  $9,45 p_k$ .

Среднее напряжение в обшивке будет  $1200 \cdot \varphi = 1200 \cdot 0,40 = 480$  атм., или  $3,78 p_k$ . По таблице 2-й максимальному напряжению  $K' p_k = 9,45 p_k$  соответствует среднее напряжение  $4,32 p_k$ , большее  $3,78 p_k$ .

Прделаем второе приближение. Вычислим  $\varphi = \frac{K}{K'} = \frac{4,32}{9,45} = 0,46$

$$d_1 = \frac{0,46 \cdot 120 \cdot 0,5 - 12}{12} = 1,33 \text{ (} d = 1 \text{ попрежнему).}$$

Напряжение в обшивке  $2000 \cdot \frac{1-m}{m} = 2000 \frac{1-0,64}{0,64} = 1125$  атм., или  $8,85 p_k$ ; среднее напряжение  $1125 \cdot \varphi = 1125 \cdot 0,46 = 518$  атм., или  $4,07 p_k$ . Среднее напряжение по таблице 2-й для максимального напряжения  $8,85 p_k$  будет  $4,11 p_k$ , близкое к  $4,07 p_k$ .

В силу этого останавливаемся на редуccionном коэффициенте для обшивки, равном  $\varphi = 0,46$ .<sup>1</sup>

Для соединения поясков со стенкой применяется сплошной или прерывистый шов. В случае сплошного шва его можно рассматривать как элемент стенки и расчет его произвести соответственно как элемента стенки; при этом за приведенную толщину стенки в месте шва можно считать сумму высот боковых (фланговых) швов, крепящих поясок к стенке.

В случае прерывистого шва расчет может быть произведен только на срез отдельного шва по формуле

$$p = K \frac{P}{\Sigma lh};$$

$K$  для флангового шва берем равным не менее 1,25, принимая во внимание неравномерность распределения касательных напряжений в районе шва.

Исследования, произведенные над балками с прерывистым швом, подтверждают это.

Далее  $P$  определяем как разность между нормальными усилиями до и после места наплавки короткого шва и можем, как известно, выразить ее следующей формулой:

$$P = \frac{QtS'}{I};$$

здесь  $Q$  — перерезывающая сила в месте рассматриваемого шва;  $t$  — длина шага шва;  $S'$  — статический момент пояска относительно нейтральной оси;  $I$  — момент инерции всего сечения.

Если подставим в выражение для  $p$ , получим

$$p = K \frac{QtS'}{I \Sigma lh};$$

в свою очередь

$$\Sigma lh = 2lh$$

в случае цепного шва, одинакового с каждой стороны стенки;

$$\Sigma lh = lh$$

в случае шахматного шва.

<sup>1</sup> П. Ф. Папкович (проф.). О ширине эквивалентного пояска обшивки перекрытия, принимающего участие в изгибе ее набора.

П. В. Маттес (инж.). О рациональном профиле сварных стоек перекрытия. Труды ВНИТОСС, том I, вып. I, 1934 г.

## НОРМЫ НАПРЯЖЕНИЙ И ДЕФОРМАЦИЙ

Для оценки результатов расчета и выбора размеров конструкции необходимо установить нормы напряжений и деформаций.

Нормы напряжений обязательны для обеспечения крепости конструкции; нормы деформаций — для обеспечения надлежащих архитектурных форм и требуемых условий работы проектируемого сооружения. На практике однако не всегда удается удовлетворить одновременно этим двум критериям расчета, понимая под этим удовлетворением одновременное достижение предельных норм для каждого отдельно взятого критерия; в таких случаях отдается преимущество одному из них. Мы можем например принять нормы напряжений за критерий крепости сооружения в смысле обеспеченности последнего от разрушения *материала*, из которого оно построено. Поэтому и все наше внимание в этом случае сосредоточивается на свойствах материала, его механических качествах. О деформации же мы будем здесь говорить как об явлениях изменения *формы* сооружения и расценивать их только как таковые, не связывая этот вопрос с напряжениями путем каких-либо искусственных изменений норм последних. В процессе изменения формы могут иметь место и упругое и упруго-пластичное состояния со свойственными им величинами напряжений, но, имея в виду критерий жесткости, следует расценивать только результат изменений внешних форм сооружения, а именно величину, характер их — постоянный или временный, т. е. так называемые остаточные и упругие изменения форм, которые, будучи заданы, конечно, определяют и выбор норм для напряжений.

Механические свойства материала, употребляемого для постройки судов, мы расцениваем с точки зрения способности его к пластическим деформациям.

Невозможность расценить и наперед учесть величины всех внешних воздействий, которым подвергается судно во время эксплуатации, заставляет обеспечить работу отдельных связей или пластин таким образом, чтобы они, восприняв нагрузку, превышающую предел, соответствующий упругим деформациям, и следовательно деформируясь дальше, могли, не разрушаясь, передать излишнюю нагрузку на соседние связи. При наличии в корпусе судна весьма большого числа статически неопределимых конструкций, такая задача или разгрузка является вполне возможной.

Резкие изменения сечений, вырезы и разные отверстия создают места концентрации напряжений, которые могут служить началом образования местных надрывов и трещин; поэтому здесь чрезвычайно ценна способность материала разгрузить, выравнить эти напряжения, т. е. его способность к пластическим деформациям.

Механические качества материала определяют, главным образом, на основании испытаний образцов на разрыв.

Данные этих испытаний, однако, соответствуют лишь тому напряженному состоянию, при котором они получены, т. е. линейному напряженному состоянию.

По мере изменения напряженного состояния того же самого материала механические качества его, главным образом в отношении

способности к пластическим деформациям, резко меняются. Это обстоятельство необходимо всякий раз учитывать, если не количественно, то хотя бы качественно.

Интересно отметить опыт, описанный Биреттом.<sup>1</sup> При испытании на изгиб балки на двух опорах двумя симметрично приложенными силами, по середине между силами и на внешней кромке растянутой части сечения, т. е. в месте, где отсутствуют перерезывающие силы, производились измерения продольных удлинений волокон балки (см. рис. 32 и 33).

Результаты измерения представлены кривой 2 на графике рисунка. Аналогичные измерения произведены были в том же поперечном сечении в непосредственной близости к нейтральной оси, но также в растянутой части профиля (см. кривую 1).

Сопоставляя соответствующие диаграммы, мы видим существенное различие в их показателях, а именно: пластические характеристики обнаруживаются элементом снаружи сечения в большей степени, чем вблизи нейтральной оси.

Обе кривые построены по расчетным напряжениям,

отложенным на оси ординат. По оси абсцисс отложены относительные удлинения. Внизу рисунка показаны две кривые, построенные по действительным напряжениям, — одна из них 4 относится к изгибу, другая 5 — к обыкновенному растяжению.

Для оценки механических качеств материала применяется, как было сказано выше, способ испытания образцов на разрыв.

В требованиях, предъявляемых Регистром СССР при постройке морских судов к судостроительной стали, предусматривается, кроме испытания образцов на разрыв, еще испытание их на загиб в холодном и закаленном состояниях; в виду выборочного характера этих испытаний устанавливается особый порядок их проведения.

От групп одной плавки сортовой или листовой стали, общим весом не свыше 25 т (при количестве отдельных единиц не более 50), берутся: для испытания на разрыв по одному образцу и для испытания на загиб в холодном и закаленном состояниях — по два от каждой группы сортовой стали и по одному от каждого листа.

Все образцы стали, подлежащей фланцеванию в холодном состоянии, испытываются на загиб только в холодном состоянии. Требования к испытываемым образцам сведены в таблицу.

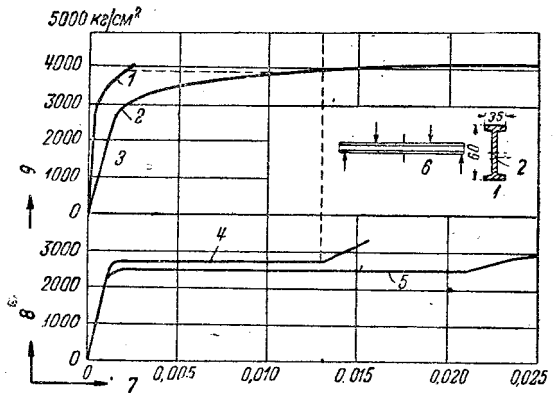


Рис. 32 и 33.

<sup>1</sup> Bierett, Zur Klärung der mechanischen Grundlagen des Dauerbruchs geschw. Konstr. „Die Elektroschweißung“ 1933. Heft 2.

Таблица 14

| Назначение материала                                                            | Врем. со-противлен. разрыву кг/мм <sup>2</sup> | Удлинение в % при толщине в мм |    |    |    |           | Диаметр оправки, вокруг которой производится загиб на 180° |
|---------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------|--------------------------------|----|----|----|-----------|------------------------------------------------------------|
|                                                                                 |                                                | 4                              | 5  | 6  | 7  | 8 и более |                                                            |
| Обыкновенная судостроит. сталь                                                  | 42—50                                          | 14                             | 16 | 18 | 19 | 20        | Тройная толщина образца                                    |
| Судостроит. сталь, предназначенная для фланцевания в холодном состоянии . . . . | 41—47                                          | 14                             | 16 | 18 | 19 | 20        | То же                                                      |

Примечание. Длина образца предусматривается в 200 мм при отношении для плоского образца  $\frac{l}{\sqrt{F}}$  от 6 до 9.

Существенной характеристикой механических качеств материала является его *выносливость при переменной нагрузке*. Это свойство называется *усталостью* металла.

Впервые на него, как на механическое качество материала, было указано Годкинсоном (1837 г.) и затем Джемсом Томсоном (1848 г.); после этого до 1860 г. этому явлению не уделялось внимания. В 1860—61 г. Вильям Ферберн произвел ряд испытаний над балками из сварочного железа под пульсирующей нагрузкой. Начало же систематическим исследованиям явления было положено Велером (Wöhler) в 1870 г. Классические опыты были им произведены над образцами из сварочного железа и стали.

В этих опытах освещено влияние алгебраической разности предельных напряжений—амплитуды и максимальных значений напряжений (а также их рода), причем впервые обнаружено, что величина амплитуды напряжений имеет большее значение, чем абсолютное значение максимума или минимума напряжений: отмечено также, что величина безопасной амплитуды напряжений уменьшается с возрастанием верхнего предела напряжений. Работа, начатая Велером в Германии, уже не прерывалась, ее продолжал ряд выдающихся исследователей. Среди них следует отметить Баушингера (1881 г.); им было установлено понятие о так называемом „естественном“ пределе упругости, внутри которого укладываются максимум и минимум безопасных напряжений усталости. Этот естественный предел упругости не связан с тем ее пределом, который мы наблюдали при статическом исследовании образцов на разрыв.

Продолжая в этом направлении работу Баушингера, Бэрстоу (1910 г.) формулировал выводы своего предшественника следующим образом: верхний предел упругости при растяжении и сжатии может быть перемещен при циклическом изменении напряжений; вместе с тем смещается и низший предел, но не на ту же непременно величину.



Амплитуда этих двух крайних напряжений упругой зоны по величине соответствует максимальной амплитуде напряжений, которые могут повторно создаваться в образце—независимо от числа нагрузок—без опасности его разрушения.

Проверяя это положение экспериментально, Бэрстоу установил, что на диаграмме  $\frac{\sigma}{\epsilon}$ , записываемой после ряда циклов нагрузок, наблюдаются петли, аналогичные петлям кривой гистерезиса. В случае, когда среднее напряжение цикла, соответствующее алгебраической полусумме крайних напряжений, равно нулю,—остаточных удлинений в образцах под этой циклической нагрузкой не наблюдалось.

При пульсирующей нагрузке, т. е. при среднем напряжении цикла, не равном нулю, наблюдалось остаточное удлинение в образцах независимо от того, изменялась нагрузка в безопасных или небезопасных пределах.

Для определения пределов безопасных циклических напряжений при знакопеременной нагрузке Бэрстоу откладывал по оси абсцисс ширины петлю, а по оси ординат величины предельных напряжений, и получал линейную зависимость между этими величинами; пересечение прямой линии, представляющей эту зависимость, с осью ординат определяло величину предельных безопасных напряжений цикла.

Исследования Гауфа, произведенные над медными образцами, подтверждают независимость предела усталости материала от предела пропорциональности, определяемого при статической нагрузке образца. Испытанный образец имел предел усталости, вовсе не имея предела пропорциональности при статической нагрузке.

Сущность явления разрушения металла при усталости заключается, повидимому, в прогрессивном развитии трещин, начавшихся где-либо в местах концентрации напряжений.

Характерен вид излома при разрушении от усталости: часть сечения обычно представляет гладкую поверхность, остальная—зернистую, наблюдаемую при разрыве образцов.

Имея в виду эту природу явления, можно сказать, что пластичный материал представит известные выгоды по сравнению с хрупким вследствие своей способности выравнивать местные напряжения, т. е. устранять перенапряжения, могущие послужить к образованию микроскопических трещин в металле.

В 1913 г. Хэйгом было обращено внимание на влияние среды на предел усталости материала.

В 1926 г. Мэк Адам установил значительные понижения предела усталости (т. е. способности материала противостоять неопределенно большому числу циклов напряжений) при испытании образцов, погруженных в воду, притом не только соленую, но даже и пресную.

При ближайшем изучении этого явления обнаружилось влияние в данном случае коррозии металла. Наблюдаемые под микроскопом оспины ржавчины при переменной нагрузке принимали более развитые формы и глубину, чем в случае параллельного испытания образца, просто погруженного в среду, способствующую развитию коррозии.

Предел усталости металла, подвергнутого коррозии, ниже предела усталости металла, свободного от коррозии; особенно сильно

понижается он при переменной нагрузке и одновременно идущей коррозионном процессе; в последнем случае предел усталости может понизиться в три раза.

Разрушение от усталости можно чаще наблюдать в машинных частях, где так называемая знакопеременная нагрузка, т. е. на грузка одинаковая по величине, но противоположная по знаку, — встречается часто. В металлических конструкциях, в частности в судовых, с этим явлением приходится встречаться реже, так как здесь чаще имеет место переменная нагрузка одного знака, когда верхний предел безопасной амплитуды напряжений может быть даже выше предела текучести.

Со времени Велера рядом исследователей делались попытки найти зависимость между обычными характеристиками механических качеств материала и его пределом усталости. До сих пор, однако не найдено такой зависимости, которая с достаточной полнотой разрешала бы поставленную задачу.

Гауф предложил обобщенную формулу зависимостей, даваемых различными авторами.

Следует сказать, что элементы предела усталости большинством исследователей связываются с временным сопротивлением материала, а не с пределом пропорциональности (или текучести).

Из опытов над образцами из меди ясно, что предел выносливости не может быть в прямой зависимости от предела пропорциональности (или текучести).

Приведем формулу Гауфа

$$\beta = \beta_r \left\{ 1 - \left( \frac{M}{\sigma_b} \right)^x \right\},$$

где

$\beta$  — амплитуда — алгебраическая разность предельных напряжений цикла;

$\beta_r$  — предельная амплитуда при знакопеременной нагрузке (когда среднее напряжение цикла равно 0);

$M$  — среднее напряжение цикла — алгебраическая полусумма пределов напряжений;

$\sigma_b$  — временное сопротивление материала;

$x$  — показатель, зависящий от рода материала.

Некоторые материалы в большей мере следуют параболическому закону  $x = 2$ ; другие, наоборот, — линейному  $x = 1$ .

Гауф предлагает пользоваться линейным законом, который отвечает большему запасу прочности и ближе подходит к обычной стали.

Отношение предельного напряжения при знакопеременной нагрузке к временному сопротивлению для обычных употребляемых в судостроении сортов стали колеблется в узких пределах от 0,40 до 0,55.

Если остановиться на отношении 0,45 и принять линейную форму зависимости в формуле Гауфа, то можно, как это предложил П. Ф. Папкович, написать формулу, связывающую предельные напряжения цикла с временным сопротивлением материала, в виде:

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_b}{1,60 - 0,60 \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}}$$

Предельные касательные напряжения составляют около 50—60% от предельных нормальных напряжений.

С развитием сварки внимание исследователей обратилось на испытание сварных соединений на усталость. Полученные результаты, однако, превзошли ожидания, — дефекты неоднородности наплавленного металла должны были лишь до некоторой степени понизить предел усталости швов по сравнению с таковым для основного металла, результаты же опытов дали весьма низкие показатели предела усталости особенно там, где применялись валиковые швы.

Последующие исследования напряженного состояния швов и изучение законов распределения напряжений позволили дать должную оценку этому явлению, вызванному большой концентрацией напряжений в валиковых швах.

Наиболее устойчивые результаты получились при испытании на усталость стыковых соединений благодаря более равномерному распределению напряжений по сечению шва.

Одними из первых опытов, произведенных над образцами, сваренными встык X-образным швом, были опыты Английского Ллойда в 1918 г. Было установлено, что предел выносливости при знакопеременной нагрузке сварного соединения — не менее  $10,2 \text{ кг/мм}^2$  — тогда как для таких же образцов из основного металла —  $16,5 \text{ кг/мм}^2$ .

В 1925/26 г. исследования усталости сварных образцов производились Дюстэном. Им было установлено, что предел усталости для сварных швов, выполненных электродами высокого качества, может быть принят равным половине предела текучести.

В 1927 г. были повторены эти опыты. Образцы изготовлялись по образцу, предложенному Английским Ллойдом, сущность которого заключается в следующем: на планке толщиной в 20 мм делалась борозда; получившееся углубление затем заваривалось; далее планка переворачивалась, делалось углубление, которое в свою очередь заваривалось. В результате получалась широкая X-образная сварка. Сваренная планка разрезалась на квадратные бруски размерами  $20 \times 20 \text{ мм}$ , которые обтачивались до требуемого диаметра.

Результаты, достигнутые этими испытаниями, приведены в таблице.

Таблица 15

| Напряжение в крайних волокнах $\text{кг/мм}^2$ | Число циклов до излома | Напряжение в крайних волокнах $\text{кг/мм}^2$ | Число циклов до излома |
|------------------------------------------------|------------------------|------------------------------------------------|------------------------|
| 20                                             | 360 000                | 18                                             | 715 000                |
| 20                                             | 160 800                | 16                                             | 2 344 600              |
| 20                                             | 422 000                | 16                                             | 2 312 500              |
| 18                                             | 668 000                | 16                                             | 8 243 000              |
| 18                                             | 1 120 000              | 15                                             | $\infty$               |

Следует, однако отметить, что эти результаты были получены при покрытых электродах высокого качества.

Биретт отмечает, что для соединений встык при различных электродах предел усталости при напряжениях, меняющихся от нуля до некоторого максимума, колеблется от 14,5 до 17,5 кг/мм<sup>2</sup>.

Если предположить, что для сварного соединения соотношение между пределом усталости при знакопеременной нагрузке и нагрузке с низшим пределом, равным нулю, то же, что и для основного металла, т. е. 1 к 1,35, то можно принять пределы усталости при знакопеременной нагрузке меняющимися от 11 до 13 кг/мм<sup>2</sup> (примерно от 0,27 до 0,32 временного сопротивления).

На основании испытаний на усталость сварных соединений встык Дженингс (см. А. П. Филиппов „Прочность электросварных соединений“) устанавливает, что предел усталости сварных соединений встык (произведенных голыми электродами) можно грубо принять равным 0,33 временного сопротивления на растяжение.

Для основного металла, как было отмечено выше, это отношение около 0,40—0,55.

Таким образом представляется возможным сделать вывод, что предел усталости при знакопеременной нагрузке (среднее напряжение равно 0) стыковых соединений с нормальной разделкой шва при сварке голыми электродами будет примерно в два раза меньше такового для основного металла.

Если металл сварного шва работает на срез, есть основание предполагать, что его предел усталости будет составлять около 50% такового в случае работы на растяжение (этого взгляда придерживается Дюстэн).

Подтверждение сказанного находим в некоторых опытных данных, например у Графа<sup>1</sup> соединения с накладками при боковых (фланговых) швах разрушались при числе циклов около 1,5—2,0·10<sup>6</sup> при напряжении в шве  $P=6-11$  кг/мм<sup>2</sup>, при этом род нагрузки был пульсирующим от 0,5 кг/мм до максимума. Если принять коэффициент перехода к знакопеременной нагрузке в 1,35, то получим пределы усталости 4,5—8,5 кг/мм<sup>2</sup> (надо иметь в виду, что значительные колебания результатов объяснялись разницей в архитектуре соединений: длинные и короткие швы, разные расстояния между кромками соединяемых частей).

*Допускаемые напряжения.* Правильное назначение допускаемых напряжений в материале конструкции требует знания как внешних сил, действующих на сооружение, так и степени достоверности их действия, частоты их приложения, а также и того, будут ли эти силы постоянно действовать или они прикладываются к сооружению только временно, случайно; необходимо знать напряженное состояние материала и, наконец, механические качества его. Если материал, идущий на постройку, будет иметь практически одни и те же механические качества для какого-нибудь определенного напряженного состояния (например, как это принято, одинаковые механические качества для линейно-напряженного состояния, отвечающего состоянию образца при испытаниях на разрыв), то в конструкции его механические качества будут меняться в зависимости от его напряженного состояния.

<sup>1</sup> Graff. Die Bautechnik. 1932. Heft 49.

Если материал будет работать в условиях, например, объемного напряженного состояния и при этом будет растягиваться, то по своим механическим качествам он окажется ближе к хрупким материалам, чем это можно было бы определить по данным обычного испытания образца на разрыв.

Таким образом, допускаемые напряжения тесно связаны с условиями и схемой расчета. Обобщение их на ряд конструктивных расчетов вносит в дело расчета элемент условности и в некоторых случаях приводит к абсурдным результатам.

Конструктор должен иметь достаточную свободу выбора расчетных допускаемых напряжений и назначать их, учитывая все особенности данного расчета, работы данной детали в конструкции, имея при этом в виду, как основную базу расчета, механические качества материала и их изменения в зависимости от условий работы детали.

Корпус судна представляет особо сложную конструкцию, где можно встретить самые разнообразные условия работы отдельных частей, самые разнообразные формы воздействия внешних усилий, поэтому все вышеизложенные моменты должны быть строго учтены при расчетах судовых конструкций. Огульное применение каких-нибудь норм допускаемых напряжений только на основании определенных обычным способом механических качеств материала (например, напряжения на растяжение, сжатие, срез) совершенно исключается.

Из практики применения обычных расчетных схем корпуса судна можно дать некоторые указания относительно выбора допускаемых напряжений, а также их числовых величин, имея в виду материал определенных качеств.

Напряжения могут быть *постоянные* и *случайные*, могут быть *неизменные*; т. е. производимые каким-либо постоянным усилием, и *переменные*; последние по характеру изменения величины бывают статически переменными, когда период изменения напряжений значительно больше собственного периода колебания рассматриваемой части конструкции, и динамическими, если период близок к периоду собственных колебаний или нагрузка носит характер ударной.

Наконец, в зависимости от области распространения в конструкции, напряжения могут быть: *общими*, т. е. распространенными на большие части конструкции, например на всю палубу, днище, как на крайние элементы эквивалентного бруса; *местными*, т. е. охватывающими только отдельные ограниченные участки, например в районе вырезов, в районе заклепочных отверстий, в местах резких изменений профиля эквивалентного бруса и т. п.

Механические качества материала, определяемые при обыкновенном испытании образца на разрыв, обычно принимаются в основу расчета, при этом критическое напряжение, соответствующее пределу текучести, принимается за исходную величину для назначения допускаемых нормальных напряжений.

Для случайных, временных напряжений материала допускается приближение к этому пределу и даже переход за него. В качестве средней нормы для общих, но случайных напряжений принимается 80% от предела текучести.

Для постоянных общих нормальных напряжений, когда с одной стороны повышается вероятность стечения неблагоприятных обстоятельств, а с другой—увеличивается значение последствий перенапряжения материала, рекомендуется понижать величину допускаемого напряжения до 60% от предела текучести.

При совместном действии случайных и постоянных нагрузок сумма их напряжений не должна быть выше определенной максимальной нормы.

Продолжая эту нормировку в отношении сварных швов, можно было бы целиком ее сохранить, если бы механические качества наплавленного металла были тождественными с таковыми для основного металла. Но наплавленный металл имеет иной характер: он приближается к хрупким металлам, поэтому его предел текучести не может быть взят за исходную норму. В данном случае следует поступать так: *уменьшать напряжения для наплавленного металла по сравнению с основным в отношении величин временного сопротивления обоих металлов*,—например, если наименьшее временное сопротивление наплавленного металла принимается на растяжение и сжатие равным  $3000 \text{ кг/см}^2$ , то в соответствии с этим допускаемые нормальные напряжения можно брать уменьшенными в отношении  $\frac{3000}{4200} = 0,7$ , считая наименьшую величину временного сопротивления основного металла в  $4200 \text{ кг/см}^2$  (см. выше нормы Р. СССР).

Все вышеизложенное относилось к статически постоянной нагрузке; но в условиях работы корпуса судна приходится встречаться со статически переменной нагрузкой, например при качке на волне.

Мы уже указали на возможность нахождения таких предельных напряжений—пределов усталости, не переходя которые можно неопределенное число раз нагружать материал переменной нагрузкой без опасения его разрушить. Весь вопрос заключается в том, нужно ли непременно обеспечить себя указанными пределами напряжений, рассчитанными на неопределенно большое число перемен (циклов), или же можно ограничиться каким-либо определенным числом этих перемен (циклов), каким-либо максимумом, которого по всей вероятности данное судно в данных условиях плавания никогда не достигнет. Принимая однако во внимание условность расчетов вообще, а также неучет во многих случаях всех местных напряжений, целесообразнее назначать напряжения, исходя из условий возможности их повторения неограниченное число раз.

Но правильнее было бы вскрыть истинную картину явления как со стороны рода и частоты внешней нагрузки, так и со стороны вероятных предельных ее значений и на основании имеющихся данных подойти к назначению допускаемых границ напряжений. Мы видели, что при статически переменной нагрузке существенным фактором является одно из граничных напряжений и амплитуда последних. Для определения предельных напряжений, соответствующих различным действиям переменных нагрузок, можно пользоваться графиком, показанным на рис. 34. J

По оси абсцисс здесь отложены значения минимальных нормальных напряжений, а по оси ординат—максимальных нормальных напряжений для различных циклов переменных нагрузок; при этом величины напряжений выражены в долях временного сопротивления. Линия  $A'CD$  проведена под углом в  $45^\circ$  к оси абсцисс и определяет значения минимальных напряжений цикла. Линия  $ABC$  определяет значения максимальных напряжений. Мы принимаем, что верхним пределом максимальных напряжений цикла является предел текучести материала, поэтому линия  $BC$  проведена параллельно оси абсцисс, и ее ординаты равны величине предела текучести.

В приводимом графике принят линейный закон изменения предела усталости. Значение этого предела при знакопеременной нагрузке  $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$  принято равным  $0,45 \sigma_b$ .

Многоугольник  $OABC$  отвечает основному материалу, а вписанный внутри многоугольник  $o'a'b'c'$  отвечает наплавленному материалу; здесь предел усталости для нормальных напряжений при знакопеременной нагрузке ( $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$ ) уменьшен вдвое. Временное сопротивление принято равным  $0,75 \sigma_b$  ( $\sigma_b$  — временное сопротивление основного металла).

Для определения предела усталости металла шва, наплавленного голым электродом, можно воспользоваться формулой, аналогичной формуле, составленной для основного металла (см. стр. 66):

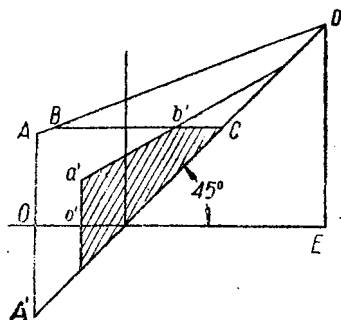


Рис. 34.

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma'_b}{2,2 - 1,2 \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}}$$

Логически развивая высказанное нами положение об учете напряжений только с точки зрения сохранения целостности материала конструкции, ее крепости, а не сохранения форм, вопрос *устойчивости* не надо связывать с вопросом назначения напряжения, а следует рассматривать его самостоятельно, как вопрос сохранения формы сооружения. Если в качестве критерия оценки устойчивости конструкции мы пользуемся напряжениями, то в данном случае они являются только средством для этой оценки.

Эйлеровы, или критические напряжения позволяют судить, насколько мы далеки от потери формы, свойственной рассматриваемой нами конструкции, и оценить последствия этой потери, которые могут привести либо к катастрофе, если это будет потерявшая свою устойчивость колонна (пилерс), когда она поддерживает вышележащее сооружение (палубу), либо (при наличии статически неопределимой системы) к перераспределению напряжений, например, как это мы видели при рассмотрении работы пластин (за пределами эйлеровой нагрузки), входящих в состав эквивалентного бруса.

Поэтому эйлеровы напряжения колонны, при которых наступает потеря устойчивости, следует рассматривать по отношению к напряжениям, обуславливающим целостность металла конструкции, как разрушающие напряжения (временное сопротивление).

**Нормы деформации.** Разработанных норм допускаемых деформаций мы не имеем. С развитием экспериментальных исследований построенных судов и отбора тех из них, которые показали себя вполне пригодными для эксплуатации, эти нормы будут постепенно вырабатываться. При проектировании в ряде случаев представляется возможным пользоваться оценкой деформации судна в целом или отдельных его деталей для сравнительной оценки данного проекта с прототипом.

В качестве ориентировочных норм можно пока привести следующие:

прогиб судна — отношение стрелки прогиба к длине судна —  $1/750$ — $1/1000$ ;

прогиб стоек водонепроницаемых переборок —  $1/300$ ;

прогиб балок переборок водяных цистерн —  $1/500$ ;

то же для жидкого топлива —  $1/750$ — $1/1000$ ;

прогиб бимсов —  $1/500$ .

### НЕКОТОРЫЕ ДАННЫЕ О ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЯХ И СОРТАХ СТАЛИ, ЗАИМСТВОВАННЫЕ ИЗ „ЕДИНЫХ НОРМ СТРОИТЕЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ“ (2-е издание)

#### Выдержки из ОСТ-4539

а) Допускаемые напряжения основные и производные для транспортных, гидротехнических, промышленных и гражданских сооружений.

Таблицы 1 и 2

| Напряжения<br>Материал                                             | Прокатный |                       |                      |
|--------------------------------------------------------------------|-----------|-----------------------|----------------------|
|                                                                    | Сталь 3   | Сталь 5<br>повышенная | Сталь<br>специальная |
| I. Основные (нормальные) $кг/см^2$                                 |           |                       |                      |
| 1) При действии основных нагрузок . . .                            | 1 400     | 1 750                 | 2 100                |
| 2) При совместном действии основных и случайных нагрузок . . . . . | 1 700     | 2 100                 | 2 500                |
| II. Производные (скалывающие) $кг/см^2$                            |           |                       |                      |
| 1) При действии основных нагрузок . . .                            | 1 050     | 1 300                 | 1 570                |
| 2) При совместном действии основных и случайных нагрузок . . . . . | 1 270     | 1 570                 | 1 880                |



Таблица 5

|                              | Временное<br>сопротивле-<br>ние<br>кг/мм <sup>2</sup> | Предел<br>текучести<br>кг/мм <sup>2</sup> | Модуль<br>упругости<br>кг/см <sup>2</sup> |
|------------------------------|-------------------------------------------------------|-------------------------------------------|-------------------------------------------|
| Сталь 3 . . . . .            | 38—45                                                 | 23                                        | 2 100 000                                 |
| Сталь 5 повышенная . . . . . | 50—60                                                 | 30                                        | 2 100 000                                 |
| Сталь специальная . . . . .  | 48—62                                                 | 36                                        | 2 100 000                                 |

Приведенные выше основные допускаемые напряжения относятся к так называемым сооружениям второго класса. Для сооружений первого класса (монументальных) они понижаются на 10%; для третьего класса—повышаются на 10%.

Расчетные допускаемые напряжения указаны в „Единых нормах строительного проектирования“ ОСТ-4539.

... ж. Сварные металлические конструкции и сооружения.

1. При применении дуговой электросварки для соединения частей металлических конструкций устанавливаются следующие допускаемые напряжения:

а) при расчете сварного шва допускаемые напряжения для материала шва принимаются по таблице 7;

б) при действии на сооружение регулярной вибрационной нагрузки, вызывающей перемену знака (например фундаменты под машины), допускаемые напряжения для материала сварных швов независимо от учета динамического коэффициента надлежит принимать по таблице 8.

Таблица 7

| Род напряжений          | При дей-<br>ствии основ-<br>ных нагру-<br>зок<br>кг/см <sup>2</sup> | При совме-<br>стном дей-<br>ствии всех<br>нагрузок<br>кг/см <sup>2</sup> |
|-------------------------|---------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|
| 1. Сжатие . . . . .     | 1 000                                                               | 1 200                                                                    |
| 2. Растяжение . . . . . | 900                                                                 | 1 100                                                                    |
| 3. Срезывание . . . . . | 720                                                                 | 870                                                                      |

Таблица 8

| Род напряжения          | При дей-<br>ствии основ-<br>ных нагру-<br>зок<br>кг/см <sup>2</sup> | При совме-<br>стном дей-<br>ствии всех<br>нагрузок<br>кг/см <sup>2</sup> |
|-------------------------|---------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|
| 1. Сжатие . . . . .     | 670                                                                 | 800                                                                      |
| 2. Растяжение . . . . . | 600                                                                 | 730                                                                      |
| 3. Срезывание . . . . . | 480                                                                 | 680                                                                      |

в) При применении потолочной сварки, при действии как статической, так и вибрационной нагрузки, допускаемые напряжения для материала сварных швов надлежит назначать согласно таблице 8.

2. При допущении напряжений, приведенных в таблицах 7 и 8, материал сварного шва (наплавленный металл) должен обладать нижеследующими качествами:

- а) временное сопротивление на растяжение —  $3000 \text{ кг/см}^2$ ;
- б) временное сопротивление на срезывание —  $2400 \text{ кг/см}^2$ ;
- в) относительное удлинение (при растяжении)  $i = 10\%$ .

3. Если временное сопротивление  $R$  растяжению сварки (наплавленного металла) не удовлетворяет требованиям п. б., но во всяком случае не меньше  $2500 \text{ кг/см}^2$ , то допускаемые напряжения на сварку изменяются в отношении  $\frac{R_1}{R}$ , где  $R = 3000 \text{ кг/см}^2$ , а  $R_1$  — определенное для данной сварки временное сопротивление растяжению нормальных контрольных образцов (см. ОСТ-2406).

Сварка, дающая временное сопротивление растяжению, меньше  $2500 \text{ кг/см}^2$ , считается неудовлетворительной и не допускается для соединения частей металлических конструкций.

4. Испытание сварных соединений швов и образцов из наплавленного металла надлежит производить согласно ОСТ-2406 (в случае испытания на разрыв).

5. Расчет сварных соединений и швов надлежит производить:

- а) соединения встык — на растяжение, сжатие или изгиб;
- б) фланговые швы — на срезывание;
- в) лобовые швы — на растяжение, сжатие или изгиб;
- г) пробочные соединения — на срезывание.

#### ГЕРМАНСКИЕ НОРМЫ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ДЛЯ СВАРНЫХ ШВОВ В ГРАЖДАНСКИХ СООРУЖЕНИЯХ

Особенностью этих норм является то, что допускаемые напряжения для каждого вида нагрузки и рода шва составляют некоторую долю от соответствующего допускаемого напряжения для основного металла свариваемой конструкции.

| Типы швов | Род нагрузки            | Допускаемое напряжение | Примечание                                                         |
|-----------|-------------------------|------------------------|--------------------------------------------------------------------|
| Стыковые  | Растяжение              | $0,75 R_z$             | $R_z$ — допускаемое напряжение для основного металла на растяжение |
|           | Изгиб при растяжении    | $0,75$ "               |                                                                    |
|           | Сжатие                  | $0,85$ "               |                                                                    |
|           | Изгиб при сжатии        | $0,85$ "               |                                                                    |
| Валиковые | Срез                    | $0,65$ "               |                                                                    |
|           | Для всех видов нагрузок | $0,65$ "               |                                                                    |

#### НОРМЫ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ БРИТАНСКОГО ИНСТИТУТА СТАНДАРТОВ 1934 ГОДА<sup>1</sup>

... (а). Сварка встык. Максимальные допускаемые напряжения в стыковых швах нормальных размеров не должны превосходить

<sup>1</sup> British Standard specification for Metal arc welding as applied to steel structures. March 1934.

указанных ниже % от максимальных допускаемых напряжений для основного металла.

При растяжении и срезе . . . . . 85%  
 При сжатии . . . . . 100%

(б). Валиковые швы. Максимальные допускаемые напряжения в валиковых швах не должны превосходить следующих величин: для лобовых швов 6 т на кв. дм., или 930 кг на кв. см. Для боковых швов 5 т на кв. дм. или 775 кг на кв. см.

Примечания. 1. За расчетную высоту валикового шва принимается 0,707 его наименьшей ширины. Никакое превышение этой высоты в расчет не принимается.

2. Нормы предусматривают применение покрытых электродов. Механические качества наплавленного металла должны быть:

Временное сопротивление не менее 28 т на кв. дм., или 43 кг на кв. мм. Удлинение при разрыве для образца длиной в 3,54 его диаметра должно быть не менее 20% . . . . .

Вследствие особых условий работы отдельных деталей судового корпуса, о чем подробно было сказано выше, нормы ОСТ-4539 и германские и английские нормы для гражданских сооружений не могут быть целиком применены к расчету корпуса судна.

#### НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ „ПРАВИЛ И НОРМ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА РАСЧЕТОВ ПРОЧНОСТИ КОНСТРУКЦИИ КОРПУСА“

Научно-технического комитета УВМС РККА <sup>1</sup>

„Общие нормы допускаемых напряжений для расчета прочности сварных соединений“

Таблица IV

| Характер действия нагрузки | Характер работы шва         |                                                                          |                                                                        |
|----------------------------|-----------------------------|--------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------|
|                            | Характер изменения нагрузки | Растяжение, сжатие, изгиб                                                | Сдвиг                                                                  |
| Постоянная                 | Неизменная                  | $\sigma_d = 1100$                                                        | $\tau_d = 900$                                                         |
|                            | Статически-переменная       | $\sigma'_d = 270 \left( 3 + \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \right)$ | $\tau'_d = 220 \left( 3 + \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \right)$ |
| Случайная                  | Неизменная                  | $\sigma''_d = \text{от } \sigma_d \text{ до } 1,5 \sigma_d$              | $\tau''_d = \text{от } \tau_d \text{ до } 1,5 \tau_d$                  |
|                            | Статически-переменная       | $\sigma'''_d = \text{от } \sigma'_d \text{ до } 1,5 \sigma'_d$           | $\tau'''_d = \text{от } \tau'_d \text{ до } 1,5 \tau'_d$               |

Примечание. При составлении таблицы принято: временное сопротивление сварного металла, отнесенное к расчетному сечению шва, работающего на растяжение, равным  $\sigma_b = 3000 \text{ кг/см}^2$ ; временное сопротивление сварного металла, отнесенное к расчетному сечению шва, работающего на сдвиг, равным  $\tau_b = 2400 \text{ кг/см}^2$ .

<sup>1</sup> Ю. Шиманский и В. Першин. Расчет подкреплений под палубные артиллерийские установки 1932 г. Подробное изложение правил на стр. 160 — 168 указанной книги.

## ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ СВАРНЫХ КОРПУСОВ И ОСОБЕННОСТИ ИХ ПОСТРОЙКИ. КЛАССИФИКАЦИОННЫЕ ПРАВИЛА

Первое целиком сварное судно было построено в Англии. Судно это, под названием „Фуллагар“, имело длину 150 фут. (45,8 м), ширину 23 фут. 9 дм. (7,2 м) и осадку 11 фут. 6 дм. (3,5 м), было спущено на воду в 1920 г. Судно имело высший класс Английского Ллойда, однако, в виду новизны дела обычный четырехгодичный срок классификационных осмотров был заменен сперва одногодичным, а потом двухгодичным. Оно прекрасно зарекомендовало себя в эксплуатации, совершило переход через Атлантический океан и в настоящее время совершает рейсы у берегов Колумбии. Несмотря на удачный опыт сварка не получила тотчас же широкого применения. В последнее время в Англии можно отметить лишь единичные случаи постройки крупных целиком сварных судов. К числу таких судов относится судно „Петер Кампбелл“, предназначенное для перевозки керосина и легких нефтепродуктов наливом на Великих озерах и каналах в Канаде. Размеры его: длина — 179 фут. (54,6 м), ширина — 34 фут. (10,4 м), высота борта — 15 фут. (4,6 м). При осадке в 12 фут. 6 дм. (3,8 м) грузоподъемность его равна 1720 т. Судно имеет класс Британской корпорации. Построено оно по „продольной“ системе. Продольные балки из угольников вертикальной полкой приварены к наружной обшивке. Длина угольников бралась точно равной длине отсека между переборками. Концы угольников плотно пригонялись к листам обшивки поперечных переборок и приваривались, причем с одной стороны переборки угольник непосредственно пригонялся к листу, а с другой для этой цели заводилась прокладка для обеспечения плотного прилегания, и все затем приваривалось.

Вес судна получился на 19,5% менее клепаного тех же размеров. Для того чтобы клепаное судно было той же грузоподъемности, оно должно было бы быть больших размеров. Экономия в работе в этом случае из-за применения сварки определялась в 20,6%. На рис. 35 показаны поперечное сечение судна и детали крепления концов продольных балок.

В апреле 1935 г. был спущен на воду танкер „Moira“ самых больших размеров из числа построенных в Англии. Место постройки — завод Сван Хунтер в Волзенде, владелец судна — одна норвежская судоходная компания. Размеры судна следующие: длина 245 фут. (74,8 м). Ширина — 42 фут. 2 дм. (12,85 м), высота борта — 18 фут. (5,5 м). Грузоподъемность судна при осадке 16 фут. 4 $\frac{1}{2}$  дм. (4,98 м) — 2240 т.

На этом судне принята оригинальная конструкция поперечных и продольных переборок: листы обшивки имеют корытообразную форму, что заменяет стойки. Часть диаметральной переборки такой конструкции показана на рис. 36.

Пазы и стыки наружной обшивки сварены встык за исключением скулового пояса, сваренного внакрой с бортовой обшивкой.

Общий вид танкера показан на рис. 37.

Интересно отметить, что оба эти судна „Петер Кампбелл“ и „Моига“ сварены покрытыми электродами фирмы „Квази Арк“.

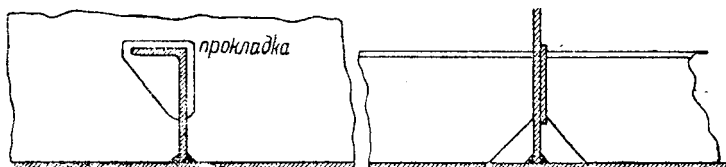
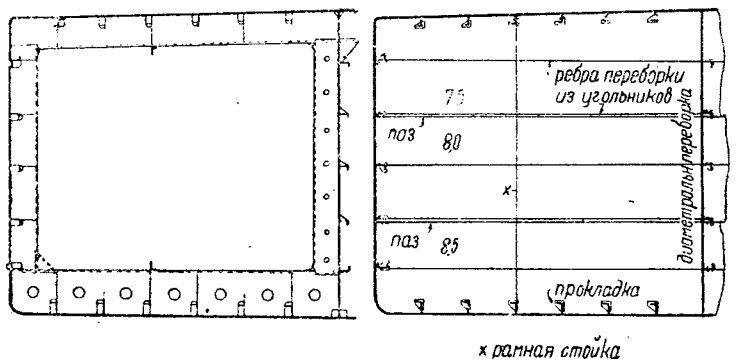


Рис. 35.

В Англии, как общее правило, сварка не производится голыми электродами.

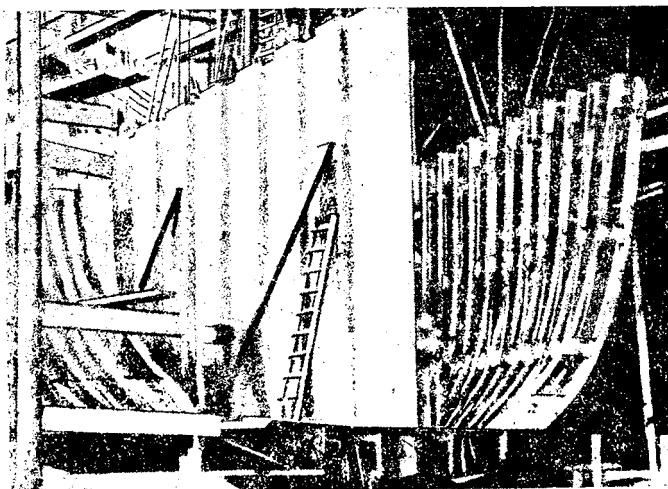


Рис. 36.

Строительство сварных судов США ограничивается преимущественно судами малых размеров: наливными, угольными, баржами и другими подобными им судами. Размеры этих судов по длине коле-

блются от 50 фут. (15,25 м) до максимальной длины в 201 фут. (61,4 м) (наливное судно).

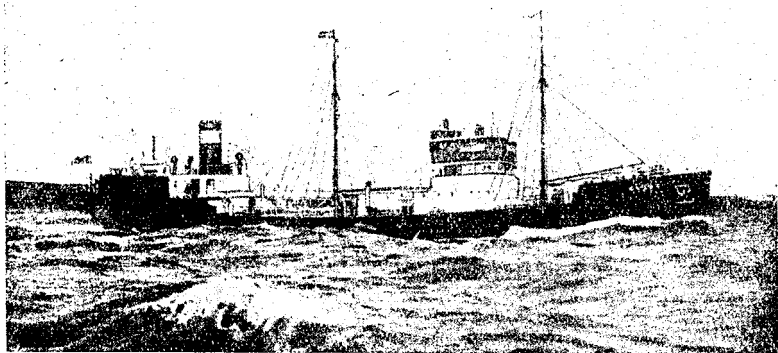


Рис. 37.

Можно отметить несколько типов конструкций этих судов, отличных от обычных клепаных, выработанных на основе тех возможностей в конструктивном оформлении, которые предоставляет сварка. Обществом сухих доков в Нью-Йорке широко применяется решетчатая форма конструкции набора.

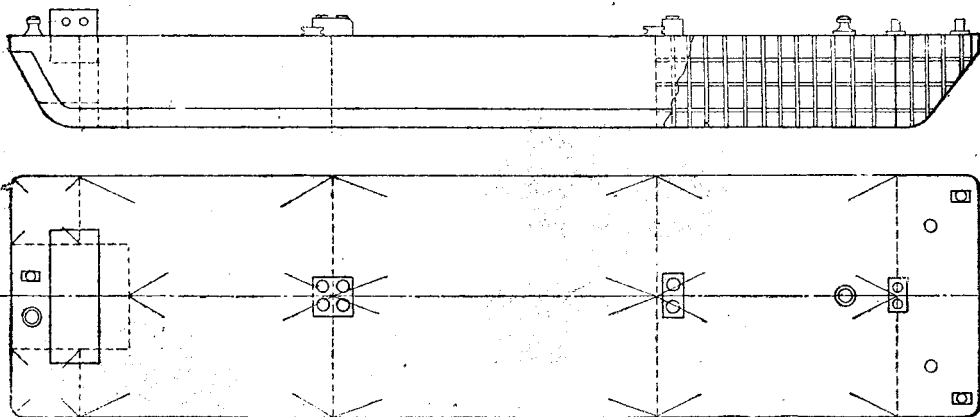


Рис. 38.

Основные особенности сварных судов этого типа наглядно показаны на рис. 38 (боковой вид, план и сечение); кроме того на фотографии (рис. 39) показана такая баржа в постройке.

Известен тип конструкции под названием „коробчатой системы Холибрука“; один из типов этой конструкции—наливная баржа, построенная федеральной компанией судостроения и доков в Нью-

Джерсей, размерами 175 фут. (53,4 м) × 36 фут. (11,0 м) × 12 фут. 7 дм. (3,85 м), показана на рис. 40.

Особенностью этого рода конструкций является применение к ним коробчатых профилей вместо листов обшивки. Эти профили соединяются полками с промежуточной полосой и свариваются двойным швом. Поперечные шпангоуты укладываются поверх коробок на сравнительно больших расстояниях друг от друга.

Общество сухих доков в Нью-Йорке разработало аналогичный тип с чередующимися коробками; здесь также вместо листов обшивки применяются коробки, которые свариваются своими полками, но сами коробки своими стенками поставлены в разные стороны. На рис. 41 показано миделевое сечение одного из судов этого рода.

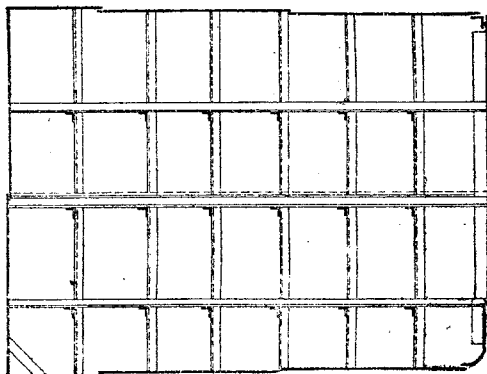


Рис. 38.

Это — самоходное судно размерами 185 фут. (56,5 м) × 43 фут. (13,1 м) × 16 фут. (4,9 м), водоизмещением 1660 т. Для постройки

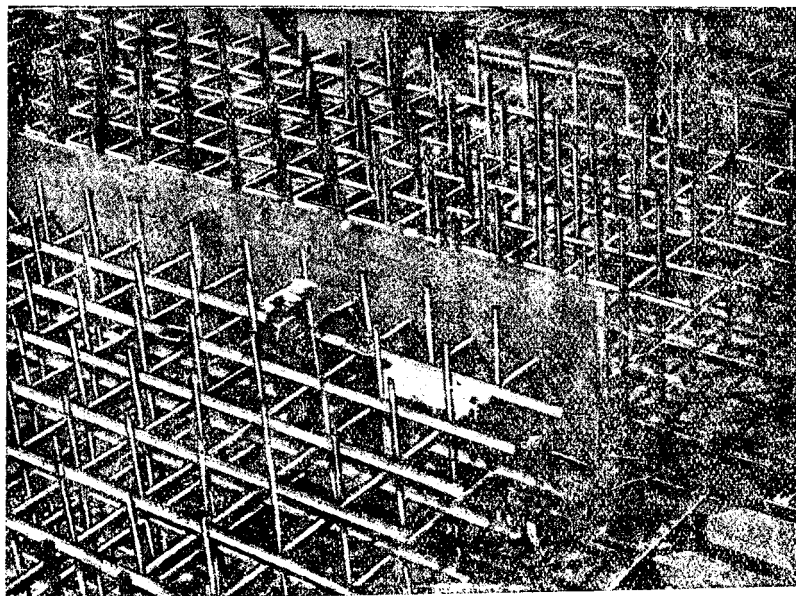


Рис. 39.

его употреблялись коробки длиной до 60 фут. (18 м). Они соединялись меж собой по полкам внакрой, с величиной перекрытия около  $\frac{1}{8}$  дм. (30 мм). Судно двухвинтовое снабжено двигателями

общей мощностью в 350 *HP*, позволяющими развивать скорость до 10 узлов.

Судостроительная компания в Честере приобрела известность постройкой наибольшего по своим размерам электросварного судна

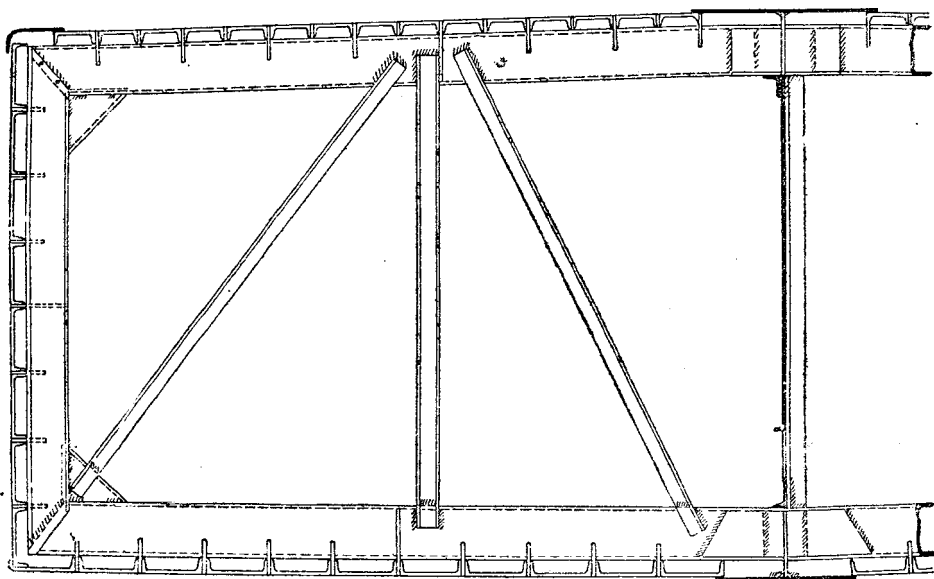


Рис. 40.

в США, размер которого 201 фут. 2 дм. (61,4 м)  $\times$  34 фут. (10,4 м)  $\times$  12 фут. (3,7 м). Судно имеет дизель, электрическую установку и носит название „Уайт Флеш“. Двухлетняя служба его подтвердила хорошие качества сварных судов. Эта же фирма только что за-

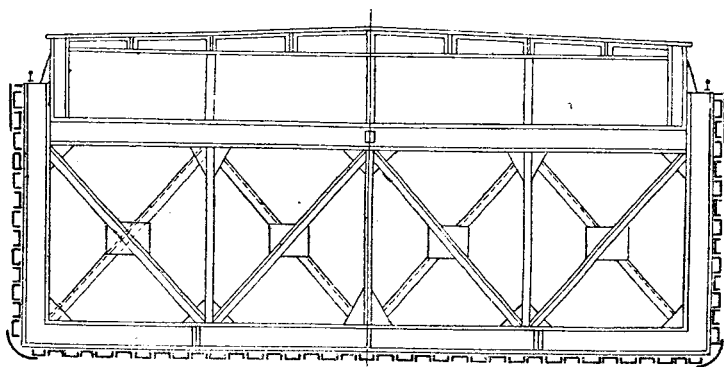


Рис. 41.

кончила постройкой большую целиком сварную наливную баржу „№ 23“. Конструкция этой баржи своеобразна и отличается от ранее описанных; на рис. 42 показаны ее особенности.



Здесь применена „продольная“ система набора. Продольные балки из коробчатой стали приварены сплошным двусторонним валиковым швом. Это сделано было по желанию владельцев, опасавшихся при применении прерывистого шва коррозии, трудности очистки неприваренных участков и возможного загрязнения грузов. Баржа предназначена для перевозки разнообразных родов нефтепродуктов. Все

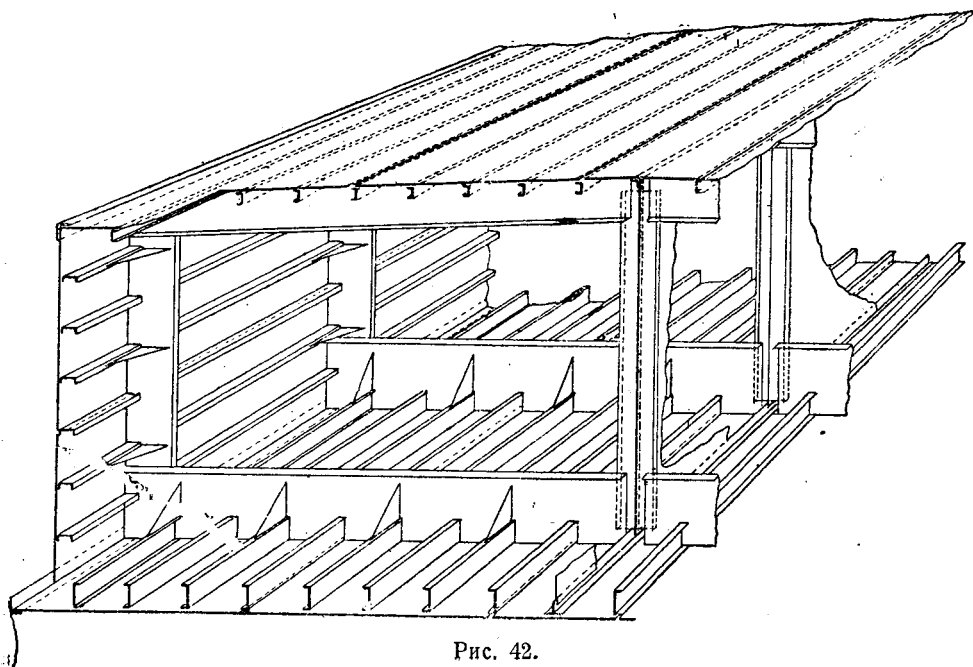


Рис. 42.

пазовые и стыковые соединения листов наружной обшивки осуществлены „встык“, при этом пазы листов поставлены по полкам продольных балок. Сборка судна производилась без применения каких-либо сборных болтов, а исключительно при помощи прихваток, приварок коротких угольников и т. п. Много внимания уделено организации работ с таким расчетом, чтобы возможно большая часть их производилась в цеху.

Следует отметить, что при постройке применялась дуговая сварка с защитной газовой оболочкой—как в случае сварки в нижнем положении, так и в случае вертикальной и потолочной сварок. Применение этого процесса дало высокие показатели крепости швов.

Экономические показатели постройки были таковы: уменьшение в весе по сравнению с судном тех же размеров, но клепаным, на 11%; стоимость же постройки оказалась несколько выше. Это объясняется отчасти применением сплошных швов по всем продольным и поперечным балкам.

В США сварка применяется и в военном флоте. Постройка целиком сварных судов, однако, ограничивается судами малых размеров, преимущественно вспомогательного характера. В последнем Линкольновском сборнике приведено подробное описание

постройки одного вспомогательного судна водоизмещением около 300 т.<sup>1</sup>  $L = 118$  фут. (37 м);  $B = 26$  фут. (7,9 м).

Судно было построено в 1931 г. в Калифорнии на одной из военных судостроительных верфей.

На судне поставлен 240-сильный дизель; скорость хода—10 узлов.

Большое внимание было уделено строителями на выбор конструкции соединений и разработку процессов производства работ.

Судно собиралось без применения сборочных болтов, вследствие чего был выработан особый тип прихваток, названных строителями „ленточными“, длиной около 25 мм с сечением высотой около 3 мм и на расстоянии друг от друга около 300 мм. Опыт применения таких прихваток оказался очень удачным.

Пазы наружной обшивки соединялись внакрой; строители отмечают преимущество такого именно рода соединений главным образом в том, что при них, как показали проведенные ими опыты, наблюдаются усадочные явления в меньшей степени, по сравнению с соединениями встык.

Кроме того, этот род соединений позволяет в процессе работ компенсировать погрешности сборки или результаты усадок путем выравнивания ширины перекроя. От запроектированных размеров перекроя в  $1\frac{1}{2}$  дм. (38 мм) допускалось отклонение до  $\frac{1}{2}$  дм. (12 мм).

При креплении профильной стали к листам широко применялась прерывистая сварка; интересно отметить некоторые конструкции сопряжений продольных балок и поперечных переборок. Здесь применялась система „нарезок“, позволяющая пропускать части конструкции насквозь, не перерезывая их.

Для выяснения экономической стороны дела было уделено внимание учету материала и рабочей силы.

Специально поставленными опытами было установлено, что потеря на остатки электродной проволоки и на разбрызгивание во время самого процесса составят около 25% от веса выдаваемой для работы проволоки (остатки 15%, разбрызгивание—10%). Средний вес наплавленного металла на одного сварщика в день—10,3 фунта (4,7 кг).

По роду сварки количество пог. метров шва распределялось в процентах.

Таблица 16

|                        | На судне | В мастерской | Общее |
|------------------------|----------|--------------|-------|
| Потолочная . . . . .   | 36,5     | 1,9          | 29,2  |
| Вертикальная . . . . . | 21,0     | 0,4          | 16,6  |
| Нижняя . . . . .       | 42,5     | 97,7         | 54,2  |
| Всего . . . . .        | 100      | 100          | 100   |

Вес наплавленного металла, считая с отходом в 25%, определяется в 8108 фунт. (3,7 т); вес основного корпуса сварного судна—244 265 фунт. (110,5 т).

<sup>1</sup> Second Lincoln Arc Weld. Prize Competition Papers. P. II, 1933.

При сравнительном подсчете весов сварного и клепаного вариантов—вес клепаного оказался приблизительно на 10,4% больше; при этом подсчет производился по отношению ко всему весу судна. В части же собственно веса металла корпуса утяжеление клепаного судна определилось в 17%.

Сравнительная стоимость сварного и клепаного судов, исчисленная по отдельным статьям (причем в каждой статье предусматриваются: стоимость рабочей силы, накладные расходы и стоимость материала), приводится в таблице в американских долларах.

Таблица 17

| Статьи                                                                        | Сварное судно | Клепаное судно |
|-------------------------------------------------------------------------------|---------------|----------------|
| 1. Плазовые работы . . . . .                                                  | 5 178,00      | 6 370,00       |
| 2. Подготовка материала . . . . .                                             | 1 227,87      | 1 436,00       |
| 3. Обработка и сборка стального корпуса . . . . .                             | 28 474,15     | 42 890,00      |
| 4. Сварка (или клепка) . . . . .                                              | 11 884,75     | 11 425,00      |
| 5. Подготовка (очистка) перед сваркой . . . . .                               | 509,73        |                |
| 6. Прочие расходы, за исключением относящихся к машинным установкам . . . . . | 61 606,39     | 61 606,29      |
| 7. Сумма по корпусу . . . . .                                                 | 108 880,89    | 123 637,29     |
| 8. Машинные установки, за исключением двигателей . . . . .                    | 18 860,51     | 18 860,51      |
| 9. Общая сумма, за исключением стоимости двигателей                           | 127 741,40    | 142 497,80     |

Таким образом экономия в первоначальной стоимости постройки сварного судна (за исключением стоимости машинной установки) определялась примерно в 10%.

Наиболее широкое применение электросварки мы встречаем в Германии в области военного судостроения. В 1923 г. впервые сварка была применена при постройке крейсера „Эмден“. Удачный опыт послужил началом широкого использования электросварки при постройке целого ряда военных судов.

В отдельных деталях экономия в весе достигала 20%, в целом—8—10%, что для крейсера водоизмещением в 6000 т давало экономию в весе 250—300 т. Эту экономию можно было использовать для усиления мощности механизмов и артиллерии.

Эффект применения электросварки можно проследить по характеристикам крейсеров, построенных в разное время.

Все крейсера имели одно и то же водоизмещение—6000 т; по мощности механизмов, как это видно из нижеследующей

таблицы, они возрастали по мере, очевидно, возрастающей экономики весов от применения электросварки.

Таблица 18

| Название    | Год постройки | Водоизмещение в т | Мощность механизмов в л. с. |
|-------------|---------------|-------------------|-----------------------------|
| Эмден . . . | 1925          | 6000              | 46 400                      |
| Кенигсберг  | 1927          | 6000              | 65 000                      |
| Лейпциг . . | 1929          | 6000              | 72 000                      |

Судя по литературным данным, сварка вводилась постепенно, причем введение сопровождалось значительной исследовательской работой, опытным определением крепости и надежности различных видов соединений. Значительное число этих экспериментальных исследований приводилось в докладах Лотмана, Бурхарда и др. На некоторые из них нами были уже сделаны ссылки при изложении вопросов, связанных с усадочными явлениями и др.

Первоначально сваривались переборки. Здесь удачно использовалась возможность отказаться от полков, прилегающих к обшивке, и в то же время допускать ширину внутреннего пояса, не одинаковую по длине пролета, т. е. конструировать стойки как балки равной прочности.

Вслед за переборками стали варить нижние палубы, затем стыки наружной обшивки и на последних уже судах — пазы наружной обшивки, т. е. практически подошли уже целиком к сварным судам.

Одновременно сварка стала применяться и в коммерческом судостроении. Фирма „Дейтче Верке“ в 1926 г. приступила к постройке опытных сварных лихтеров размерами около  $40 \times 8,2 \times 4,85$  м для перевозки нефтепродуктов.

Сопровождая работу большим количеством экспериментальных исследований, фирма добилась большого успеха, — суда почти целиком сварные (клепаными были только стрингерный палубный угольник и килевой пояс) оказались вполне надежными в эксплуатации. Некоторая предубежденность в отношении применения продольных швов (опыты с образцами, имевшими продольные швы, показали ненадежность таких соединений при напряжениях в основном металле, превосходящих предел текучести) заставила строителей широко применить стыковые швы.

Наружная обшивка и палуба этих лихтеров были набраны из *поперечных* листов шириной 1,5 м; при этом стыки всех листов в средней части судна располагались в одной шпации, как это можно видеть на рис. 43.

Стыки листов, соединенные V-образным швом, располагались на полке угольника шпангоута. На рис. 44 показана продольная перегородка лихтера, сваренная в мастерской до постановки ее на место.

Мировой кризис свел почти на-нет заграничное судостроение, и это отразилось на дальнейшем развитии сварных судовых конструк-

ций. В обзорном докладе Адама,<sup>1</sup> посвящённом вопросу „сварки в судовых конструкциях“, отводится уже значительное место не описанию построенных судов, а проектам таких судов, к постройке которых из-за депрессии в судостроении не приступлено.

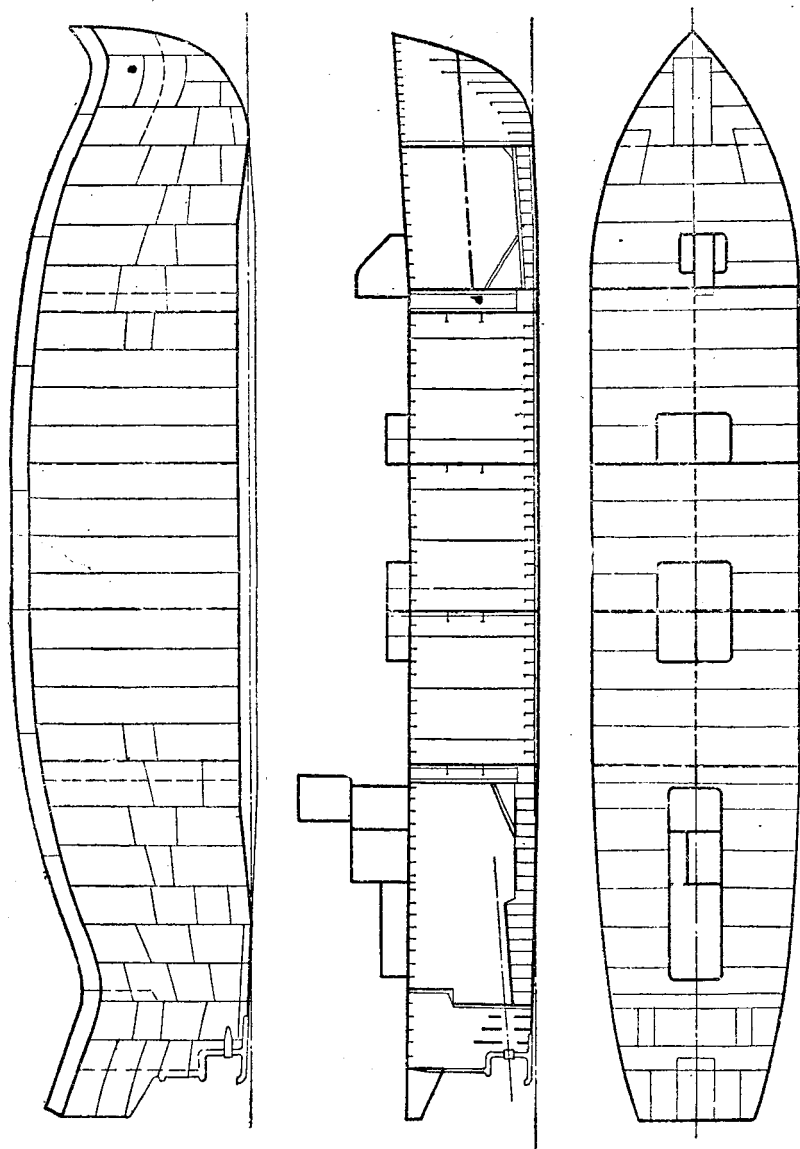


Рис. 43.

Мидель, взятый из проекта, составленного Ваалем и Джоном, показан на рис. 45. Размеры судна 299 фут. 4 дм. (91,2 м)×42 фут.

<sup>1</sup> J. L. Adam „Electric Arc Welding in Ship Construction“ April 1933. Tr. of Inst. of Eng. and Shipb. in Scotland.

(12,8 м) × 17 фут. 7 дм. (5,4 м); водоизмещение — 3900 т при осадке 13 фут. 1 дм. (4 м).

Согласно отметкам на миделе отдельные конструкции выполняются следующим образом: киль (1) укладывается на место и сва-

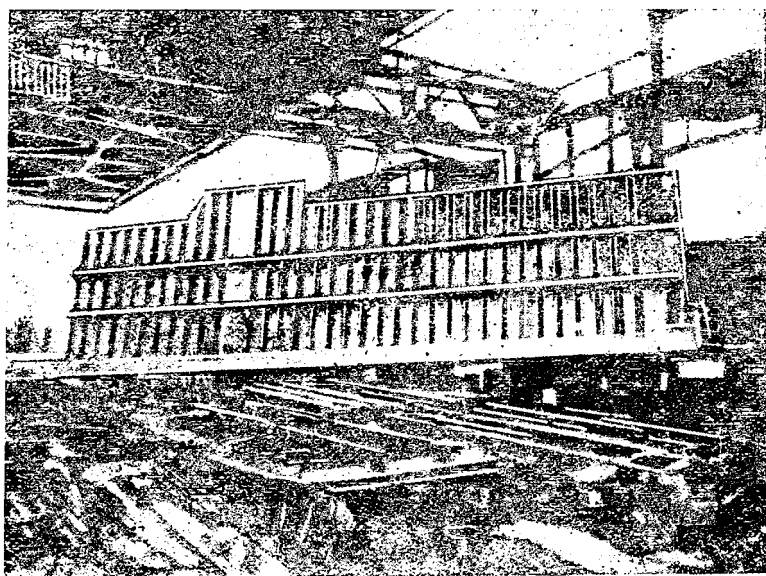


Рис. 44.

ривается по стыкам; днищевая обшивка (2) набирается поперечно между килем и скуловым поясом; по четыре днищевых листа свариваются вместе и доставляются в таком виде на место; скуловой пояс (3) собирается и сваривается по стыкам.

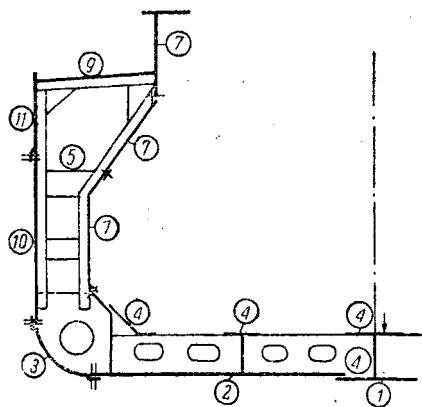


Рис. 45.

Лист вертикального киля с двенадцатью полуфлорами, днищевым стрингером и средним накладным листом, перепущенным на 3 дм. по другую сторону диаметральной плоскости, а также с листами у борта, свариваются целиком в мастерской и в готовом виде ставятся на место (4).

Таким же образом, за исключением лишь листа вертикального киля, сваривается и ставится на место симметрично расположенная другая половина днищевых набора. По установке флоры этой половины

привариваются к вертикальному килю и свариваются вместе с частями накладного листа вертикального киля.

Каждая секция (5) поперечного набора (кроме бимсов) сваривается в мастерской и ставится на место.

Лист палубного стрингера (9) вместе с бимсами предварительно сваривается и затем ставится на место.

Бортовая обшивка (10) от скулы до ширстрека поперечно и по четыре листа, сваренных в мастерской, ставятся на место.

Ширстрек (11) сваривается по стыкам. После того как требуемая сварка всех собранных частей произведена, приступают к клепке указанных на миделе пазов (ширстрека и др.).

Интересна деталь днищевой конструкции грузового судна, указанная в другом проекте, приведенном в том же докладе. Согласно проекту скуловая кница, междудонный лист и часть флора и настила внутреннего дна собираются и свариваются вместе и затем ставятся на место, соединяясь с флором и шпангоутом сваркой или клепкой; при этом предусматривается сборка этой детали на участке длиной в 4 шпации (5 скуловых книц).

Подробности конструкции видны на рис. 46. Одна фирма изготовила предварительно, в виде опыта, эту конструкцию; исследования, произведенные над этой опытной конструкцией, и привели к той, которая указана на рис. 47.

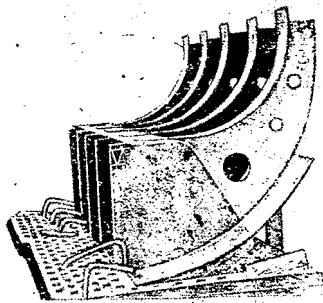


Рис. 46.

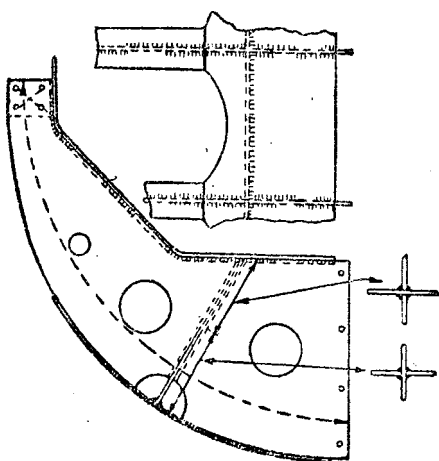


Рис. 47.

ставляет большие удобства при сборке и последующей сварке деталей.

У нас в СССР сварка внедряется в судостроение. Мы имеем целиком сварные речные суда (буксиры), ряд вспомогательных судов (катера, шаланды, баржи). Описание отдельных построек, а также

проектов сварных судов, разработанных Речсудопроектотом и другими проектирующими организациями, приведено в журнале „Судостроение“ (1932—35 г.). На рис. 48 показана целиком сварная речная наливная баржа грузоподъемностью в 6000 т, построенная Мордовщинским Судомостовым заводом в 1935 г. Баржа эта одна из величайших в мире сварных баржей, ее размеры: длина 137,2 м, ширина—

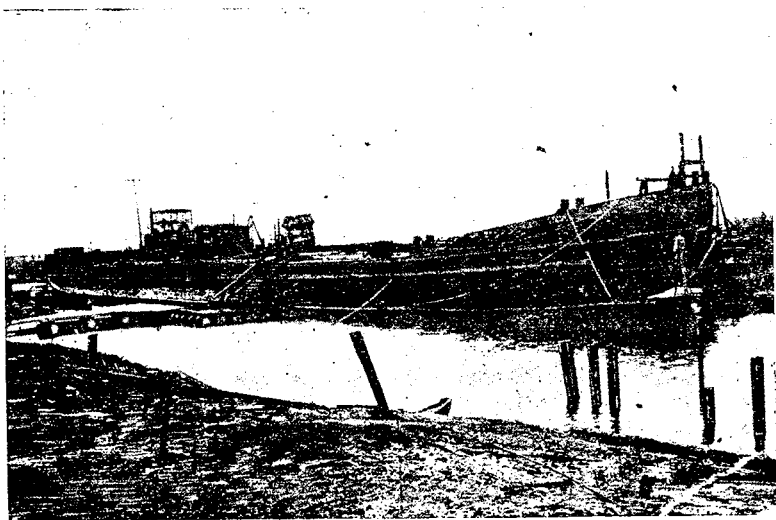


Рис. 48.

19,0 м и высота борта—3,35 м. В настоящее время ведется большая подготовительная работа по постройке целиком сварных морских судов; с этой целью целый ряд опытов по выявлению особенностей сварных конструкций ставится НИССом и печатается в трудах его (например испытание сварных переборок и др.).

### **Классификационные общества и их правила**

Классификационные организации: Английский Ллойд, бюро Веритас и др. издали в разное время в дополнение к своим основным правилам правила, касающиеся сварных судов.

У нас Регистром СССР изданы также специальные правила по этому вопросу (последнее издание 1933 г.). Особенностью всех изданных правил по наблюдению за постройкой и классификационному наблюдению является то, что они не составлены для объектов чисто сварных конструкций, а являются пока лишь дополнением к основным правилам и содержат указания о переходе от клепаных соединений к сварным. Объясняется это конечно тем, что опыта и материала пока недостаточно, поэтому иной подход пока представляет затруднения. Текст правил Регистра СССР частично приводился выше.

Подробный текст правил Регистра СССР и других различных классификационных обществ приведен в работе М. К. Гусельщикова „Сварка в судостроении и котлостроении“ (издание „Регистра“, 1933 г.).



## ЛИТЕРАТУРА (основная)

### Глава I

- „Дополнение“ к курсу „Строительная механика корабля“ И. Г. Бубнова, под редакцией проф. П. Ф. Папковича 1930 г.  
А. П. Фан-дер-Флит. Теория корабля, ч. III, 1916 г.  
К. П. Боклевский. Новые идеи проф. А. П. Фан-дер-Флита по вопросу о продольной крепости морских судов.  
Журн. „Водный транспорт“ № 4 1926 г.  
П. Ф. Папкович. Строительная механика корабля.  
Чч. I и II, изд. Ленингр. корабл. института 1929 и 1931 г.

### Главы II — VI

- Н. О. Окерблом. Проектирование сварных конструкций. Изд. 1934 г.  
Е. О. Патон и Б. Н. Горбунов. Расчет и проектирование электросварных конструкций в строительной промышленности. 1933 г.  
Труды I Всесоюзной научно-исследовательской конференции по сварке под редакцией проф. Г. А. Николаева. 1934 г.  
„Автогенная сварка“, вып. IV—„О лабораторных исследованиях сварных соединений“. 1933.  
Вологдин и Татур. Исследование электросварных соединений, применяемых при постройке паровых котлов. 1929.  
Справочник „Сварочное дело“, чч. I, II и III под редакцией инж. М. К. Гусельщикова.  
А. П. Филиппов. Прочность электросварных соединений. 1933.  
С. А. Данилов. Распределение напряжений в электросварных швах. „Автогенное дело“ 1930 г., № 9 и № 10 и 1931 г., № 1. „Электросварка на водном транспорте“, сборник статей под редакцией инж. М. К. Гусельщикова, 1932.  
М. К. Гусельщиков. Сварка в котлостроении и судостроении 1933 г.  
Статьи из иностранной периодической литературы, указанные в выносках текста, взяты из журналов:  
„Die Elektroschl. weissung“.  
„Journal of the American Welding Society“.  
„Die Fautechnik“.  
„Der Bauingenieur“.  
„V. D. J.“  
„Schiffbau“.  
„Werft, Reederel und Hafen“.  
„The Shipbuilder“  
„Transactions of the Institution of Engineers and Shipbuilders in Scotland“.  
„Le Genie Civil“.  
„Z. f. A. M. M.“.

## ОГЛАВЛЕНИЕ.

|                                                                                                                                                                             | Стр. |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| Предисловие . . . . .                                                                                                                                                       | 3    |
| Глава I. Конструктивные схемы набора судов . . . . .                                                                                                                        | 5    |
| Глава II. Опытные данные о механических качествах сварных швов и соединений, употребляемых в судостроении . . . . .                                                         | 30   |
| Глава III. Явления усадки Усадочные напряжения и меры устранения их. Общие сведения о технологических процессах, применяемых в целях ослабления усадочных явлений . . . . . | 40   |
| Глава IV. Архитектура сварных соединений в судовых конструкциях и основные приемы их расчета . . . . .                                                                      | 45   |
| Глава V. Нормы напряжений и деформаций . . . . .                                                                                                                            | 62   |
| Глава VI. Типовые конструкции сварных корпусов и особенности их постройки. Классификационные правила . . . . .                                                              | 76   |
| Литература . . . . .                                                                                                                                                        | 89   |



Отв. редактор *П. И. Ивашкевич*

Техн. редактор *Р. Г. Финкельштейн*

---

Лепгорлит № 21490. Тираж 3000.—5¼ л. Тип. зн. 65 000 в 1 п. л. Форм. бум. 62×98  
 Сдано в набор 5/II 1936 г. Авторск. 6,5 л. Подписано к печати 29/X 1936 г.

Вино-литография им. т. Чудова, Ленинград. Лештуков, 13.

Зак. № 246.

Цена 3 руб.

Д  
18002