

М. М. ПРУСЛИН

АНАЛИЗ ТИПОВ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ШВЕЙНЫХ МАШИН

★

59-86



1938

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

8



М. М. ПРУСЛИН

Э43

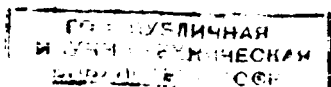
АНАЛИЗ ТИПОВ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ШВЕЙНЫХ МАШИН



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
Москва — 1938 — Ленинград

Книга представляет собой изложение результатов исследований динамических и кинематических свойств основных механизмов в швейных машинах 45, 31, 15, 96 и 111 классов.

Исследования эти имели целью выяснить, какой из указанных типов машины может считаться наиболее пригодным для массового изготовления на наших заводах и для оборудования предприятий швейной промышленности. По изложению книга рассчитана на инженеров-конструкторов швейного машиностроения и на учащихся втузов швейной промышленности.



4583 $\frac{8}{63}$

1

8629

«Стахановское движение — это такое движение рабочих и работниц, которое ставит своей целью преодоление нынешних технических норм, преодоление существующих проектных мощностей, преодоление существующих производственных планов и балансов. Преодоление — потому что они, эти самые нормы, стали уже старыми для наших дней, для наших новых людей. Это движение ломает старые взгляды на технику, ломает старые технические нормы, старые проектные мощности, старые производственные планы и требует создания новых, более высоких технических норм, проектных мощностей, производственных планов» (Сталин, Речь на Первом всесоюзном совещании стахановцев).

Широко развернувшееся стахановское движение наглядно доказало возможность резкого повышения производительности труда за счет применения стахановских методов работы, повышения скоростей машин и улучшения использования оборудования.

По инициативе стахановцев швейной промышленности швейные машины 31 кл. переведены на 2500 об/мин. вместо 2200 об/мин., указанных во всех каталогах и учебниках.

Некоторые специалисты-швейники утверждали, будто бы есть предел повышению скоростей машин, выше которого работать на швейных машинах нельзя.

Это положение опровергли своей практикой стахановцы-швейники, которые полностью используют достигнутую скорость машины 31 кл. в 2500 об/мин., а стахановцы, работающие на ротационных машинах, требуют дальнейшего повышения скорости с 3200 до 3500 об/мин.

На швейных фабриках США применяются высокоскоростные универсальные машины с 4500 об/мин., выпущенные фирмой Зингера в 1934 г.

Насколько важно для швейной промышленности заменить морально износившуюся машину 31 кл. более быстроходной, видно уже из того, что, если взять среднюю скорость установленного машинного парка в швейной промышленности, то окажется, что она не менее чем на 40% ниже скорости быстроходных машин.

Если минимально принять, чисто машинное время в машинной операции равным примерно 20%, то можно сказать, что вследствие только заниженной скорости машин производительность труда наших швейников, работающих на универсальных

небыстроходных машинах, на 10—12% меньше той производительности, которую мы имели бы, если бы средняя скорость универсальных машин была поднята до 4000 об/мин.

В связи со сказанным перед работниками швейной промышленности остро встал вопрос: какой же тип или класс универсальной швейной машины нужно считать наиболее подходящим для массового производства?

Подольский механический завод приступил к производству универсальной машины 96 кл., которая устарела, не отвечает полностью требованиям швейной промышленности, работает на различном ассортименте, а также бесперспективна в смысле модернизации ее. Завод швейных машин треста „Ленодежда“ выпускает машину 61 кл. типа Веллера-Вильсона. Некоторые считают необходимым выпускать машины типа Вилькокса-Гиббса, так как они являются самыми быстроходными.

Такая пестрота мнений указывает на то, что выбор типа универсальной машины для массового изготовления производится на основе субъективных впечатлений и основан только на знакомстве с универсальными машинами без анализа качества машин и без учета возможностей развития и усовершенствования типов и конструкций их.

Все вышесказанное свидетельствует о своевременности и актуальности разрешения вопроса относительно выбора типа высокоскоростной универсальной швейной машины, которая удовлетворяла бы требованиям стахановцев. Для того чтобы определить тип универсальной машины, наиболее пригодной для массового производства, во Всесоюзной научно-исследовательской швейной лаборатории была проведена описываемая в этой книге научно-исследовательская работа при консультации доцента И. В. Сергеевнина, по кинематическому и динамическому исследованию основных механизмов существующих типов универсальных швейных машин.

Результаты этого исследования, а также изучение новейших моделей швейных машин США показывают, что наиболее целесообразно создавать новую универсальную швейную машину по типу машин Веллера-Вильсона, причем наиболее пригодной из них является машина 111 кл.

Данная книга, в которой приведено сравнительное исследование основных механизмов универсальных швейных машин, должна явиться весьма полезным пособием для конструкторов швейного машиностроения, а также для учащихся втузов и техникумов швейной промышленности при изучении указанного вопроса.

Соответственно историческому ходу развития конструкций швейных машин основные типы универсальных швейных машин можно классифицировать по принципу устройства их основных механизмов.

Мы имеем в швейной машине четыре основных механизма:

- 1) нитепритягивательный механизм,
- 2) челночный механизм,
- 3) механизм продвигателя ткани,
- 4) механизм иглы.

Изучение основных типов современных универсальных машин показывает, что игловодительный и продвигательный механизмы имеют во всех машинах почти одинаковую конструкцию, отличаются же машины главным образом по конструкции нитепритягивательного и челночного механизмов. Поэтому все современные универсальные швейные машины можно классифицировать по принципу конструкции нитепритягивательных и челночных механизмов.

По принципу конструкции нитепритягивательных механизмов швейные машины классифицируются следующим образом:

- 1) машины, в которых нитепритягивателем служит непосредственно стержень игловодителя (машины с продольным челноком Гоу и Зингера);
- 2) машины с дуговой нитеподачей (системы Хузе, 15, 16 и 45 кл.);
- 3) машины с нитепритягивателем шарнирно-стержневой конструкции (31 и 96 кл.);
- 4) машины с нитепритягивателем кулисно-стержневой конструкции (Веллера—Вильсона, 61 и 111 кл.);
- 5) машины с равномерно вращающимся нитепритягивателем (типа Вилькокса-Гиббса);
- 6) машины с неравномерно вращающимся нитепритягивателем (системы „Феникс“).

По принципу конструкции челночных механизмов машины классифицируются следующим образом:

- 1) машины с продольным челноком (типа Гоу и Зингера, семейные машины),
- 2) машины с колебательным движением грейфера (31 кл.),
- 3) машины с ротационным вращением грейфера (96 и 61 кл.),
- 4) машины с ротационным вращением грейфера, расположен-

ного в вертикальной плоскости главного вала (111 и 112 кл. типа Веллера—Вильсона),

5) машины с неравномерно вращающимся грейфером.

ПРЕДМЕТ ИЗУЧЕНИЯ

При анализе различных типов швейных машин мы помимо всего прочего учитывали необходимость выбора такого типа машины, который удовлетворял бы требованиям технологии.

Одним из главных требований технологии является повышение числа оборотов машины.

Работа по определению оптимальных скоростей, проведенная во ВНИИШЛ, показала, что 80% всех машинных операций требуют от 3000 до 3500 об/мин. (см. журнал „Швейная промышленность“ № 4—5 за 1935 г., статья Лapidуса).

Поэтому мы не брали для исследования тихоходные машины типа продольно-челночных, а исследовали механизмы следующих машин:

1. Механизмы иглы в машинах 31 и 96 кл. Зингера и 111 и 61 кл. Веллера—Вильсона.

2. Нитепритягивательные механизмы в машинах 31, 96 и 15 кл. и 61 и 111 кл. Веллера—Вильсона.

3. Челночные механизмы в машинах 31 и 45 кл. и 111 кл. Веллера—Вильсона.

4. Продвигатели ткани в машинах 96 и 111 кл. Веллера—Вильсона.

5. Передачи: цепочную в машине 111 кл. Веллера—Вильсона, кривошипно-шатунную и зубчатую в машинах 96 кл.

§ 1. Кинематическое исследование

Механизмы иглы машин 111 и 61^к кл. Веллера — Вильсона, а также 96 и 31 кл. Зингера имеют сходную конструкцию. На рис. 1 мы даем конструктивный чертеж механизма иглы и нитепритягивателя машины 96 кл. Так же устроены нитепритягиватель и механизм иглы и в машине 31 кл.

Механизм иглы приводится в движение от главного вала машины, на конце которого в точке *A* насажен кривошип с противовесом *K*. В точке *B* кривошипа укреплен другой кривошип *B—B₁*.

На палец *B* надет шатун *BC*, передающий движение игловодительному стержню. Последний соединяется с шатуном *BC* в точке *C* посредством шпильки, жестко закрепленной на игловодительном стержне при помощи упорного винта. При вращении главного вала кривошип передает движение шатуну *BC*, который заставляет игловодительный стержень совершать поступательно-возвратное движение. В задней стенке головки машины 31 кл. имеется направляющий паз, проходящий параллельно игловодительному стержню. По этому пазу скользит нижняя часть шатуна *BC*.

Такой паз имеется в машинах тяжелого типа (31 и 45 кл.), так как механизмы иглы этих машин обладают значительным весом.

В машинах 61 и 96 кл., обрабатывающих легкие и средние ткани, игловодительные стержни значительно облегчены и устроены в виде полых цилиндров. В машине 96 кл. укороченный игловодительный стержень скользит в особой литой трубке, вставленной в верхнее отверстие головки машины. Такой трубки нет в машине 61 кл., так как в этой машине игловодительный стержень по длине на 20% меньше игловодительного стержня машины 96 кл.

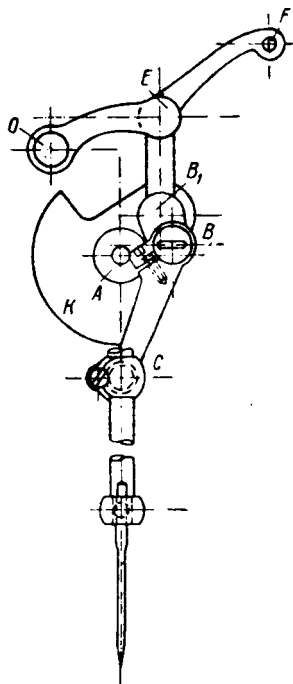


Рис. 1. Механизм иглы и нитепритягивателя машины 96 кл.

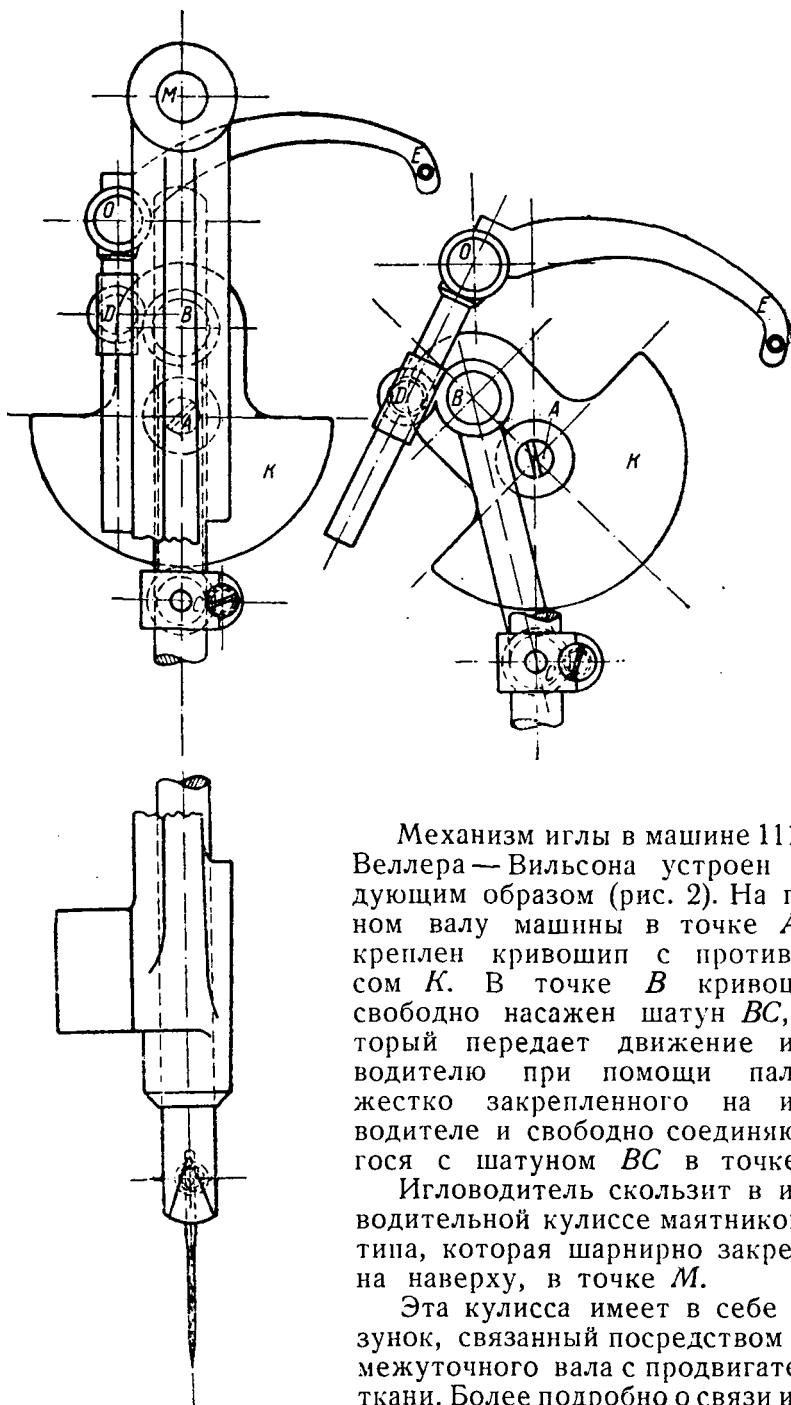


Рис. 2. Механизм иглы и нитепротягивателя машины 111 кл.

Механизм иглы в машине 111 кл. Веллера — Вильсона устроен следующим образом (рис. 2). На главном валу машины в точке *A* закреплен кривошип с противовесом *K*. В точке *B* кривошипа свободно насажен шатун *BC*, который передает движение игловодителю при помощи пальца, жестко закрепленного на игловодителе и свободно соединяющегося с шатуном *BC* в точке *C*.

Игловодитель скользит в игловодительной кулиссе маятникового типа, которая шарнирно закреплена наверху, в точке *M*.

Эта кулисса имеет в себе ползунок, связанный посредством промежуточного вала с продвигателем ткани. Более подробно о связи игловодителя с продвигателем ткани будет сказано ниже, при описании механизмов продвигателей тканей.

Размеры рабочих органов механизмов иглы рассматриваемых машин

Название рабочего органа	Длина (в см)			
	Машина 31 кл.	Машина 96 кл.	Машина 61 кл.	Машина 111 кл.
Шатун <i>BC</i> .	4,77	3,66	4,45	4,45
Радиус кривошипа <i>AB</i> . .	1,8	1,57	1,5	1,68

Для изучения движения рабочих органов механизмов иглы и для кинематических исследований были построены траектории точек *C* и *B* (рис. 3 и 4). Траектория движения точки *C* определяется по методу засечек. За исходное берем такое положение игловодителя, когда игла и весь механизм находятся внизу,

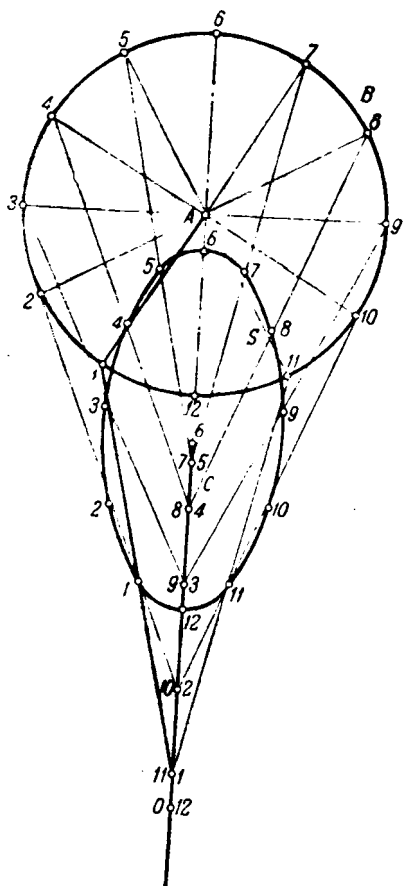


Рис. 3. Схема движений механизма иглы машины 96 кл.

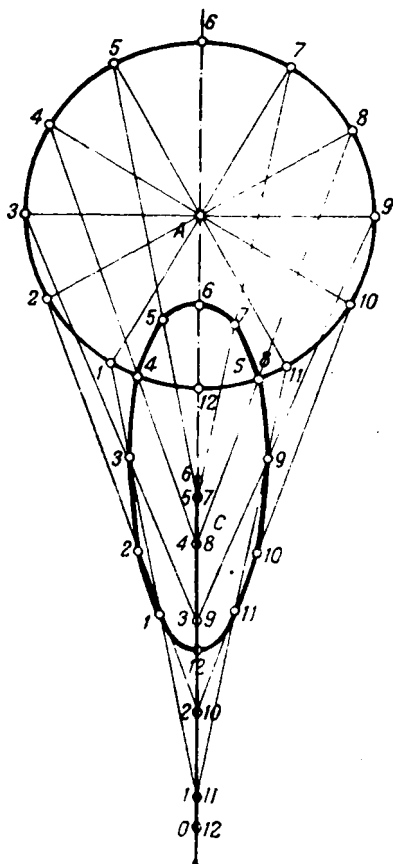


Рис. 4. Схема движений механизма иглы машины 31 кл.

в нижнем мертвом положении. Движение точки B по окружности является равномерным, и траектория его представляется окружностью радиуса AB . Разбиваем эту окружность на 12 равных частей и определяем траекторию точки C , для чего из каждого из 12 положений точки B радиусом BC делаем засечки по линии перемещения точки C .

Таким же образом мы находим траекторию и соответствующие положения точки C для механизмов иглы всех четырех типов машин¹.

Характеристику движений механизмов иглы, зависимость между пройденными путями и временем, а также между скоростью и временем дают диаграммы, представленные на рис. 5 и 6. Эти диаграммы, приводимые здесь в уменьшенном виде, построены на основе следующих данных: $n=2000$ об/мин.², число интервалов — 12.

Время одного оборота вала машины t будет:

$$t = 60 \text{ сек.} : 2000 = 0,03 \text{ сек.}$$

Время, необходимое для прохождения одного интервала, будет в 12 раз меньше, т. е.

$$0,03 \text{ сек.} : 12 = 0,0025 \text{ сек.}$$

На оригинальной диаграмме этот промежуток времени представлен длиной в 20 мм; таким образом каждый миллиметр по оси абсцисс диаграмм соответствует:

$$0,0025 : 20 = 0,000125 \text{ сек/мм} = \frac{1}{8000} \text{ сек/мм.}$$

По оси абсцисс откладываем время t , а по оси ординат откладываем в выбранном масштабе путь S , пройденный точкой C за соответствующий промежуток времени. Для построения диаграммы скоростей точки C берем приращения кривой S (рис. 3 и 4) за каждый интервал времени и откладываем их вверх от средней точки соответствующего интервала оси абсцисс.

Масштаб для V , т. е. скорости, вычисляется по следующей формуле:

$$1 \text{ мм} = \frac{B}{t \cdot C} = \frac{0,033 \cdot 400}{3 \cdot 1} = 4,4 \text{ см/сек.}$$

Окружная скорость точки B , т. е. скорость точки кривошипа, соответствующей месту соединения его с шатуном игловодителя, постоянна и вычисляется по формуле:

$$v = \frac{\pi D n}{60} \quad (1)$$

где D — диаметр кривошипа, находимый измерением.

¹ Кинематическая схема механизмов иглы машин 111 и 61 кл. дана на рисунках 17 и 18.

² 2000 об/мин. не являются пределом для машины 31 кл. Взято 2000 лишь для удобства подсчета масштабов. Различные значения скоростей отдельных точек и сил инерции при повышении скоростей машин определяются при помощи передаточного коэффициента, о чем будет сказано далее.

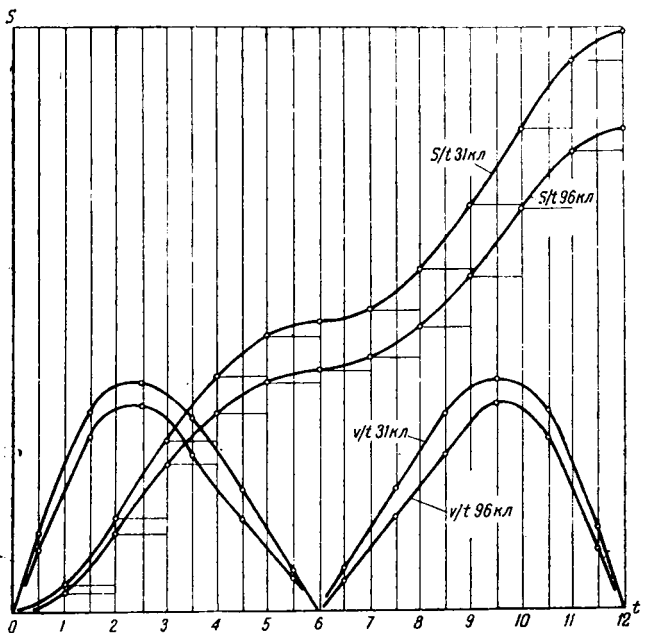


Рис. 5. Диаграмма движений механизмов иглы машин 31 и 96 кл.

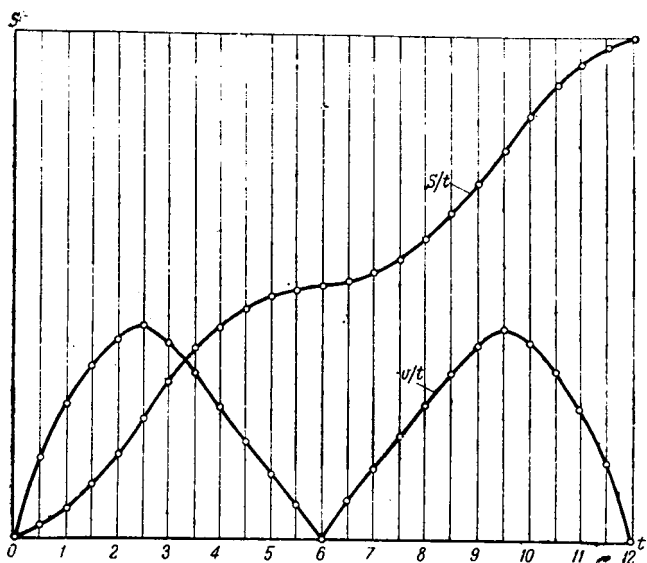


Рис. 6. Диаграмма движения механизма иглы машины 111 кл.

Отсюда:

$$v_B \text{ для машины 31 кл.} = \frac{3,14 \cdot 3,6 \cdot 2000}{60} = 377 \text{ см/сек,}$$

$$v_B \text{ " " 96 " } = \frac{3,14 \cdot 3,14 \cdot 2000}{60} = 329 \text{ см/сек,}$$

$$v_B \text{ " " 111 " } = \frac{3,14 \cdot 3,36 \cdot 2000}{60} = 353 \text{ см/сек,}$$

$$v_B \text{ " " 61 " } = \frac{3,14 \cdot 3 \cdot 2000}{60} = 314 \text{ см/сек.}$$

Скорость точки C для каждого из 12 положений ее, т. е. v_C , находится путем измерения соответствующих отрезков ординат S и последующего умножения их на принятый масштаб. Полученные значения вносятся в табл. 1—4.

Скорость v_s центра тяжести шатуна игловодителя находится следующим образом. Определив точку центра тяжести шатуна, откладываем на чертеже в соответствующем масштабе dS , т. е. расстояние этой точки от точки B во всех 12 положениях. Соединив полученные точки, получаем кривую, близкую к эллипсу. Величины dS и v_s вносим в таблицы 1—4, а скорость центра тяжести шатуна в конце интервала принимаем равной арифметическому среднему из соответствующих значений двух интервалов.

Анализируя кривые скоростей v_c для всех механизмов иглы, мы замечаем, что эти кривые по своему закону изменения близки к синусоиде, и их можно отнести к числу несложных гармонических кривых.

Кривые S/t и v/t наглядно показывают, что наибольшую скорость имеет механизм иглы в машине 31 кл.:

для машины	31 кл.	—	388 см/сек
" "	96 "	—	344 "
" "	111 "	—	334 "
" "	61 "	—	318 "

Наименьшими скоростями обладают игловодители машин Веллера—Вильсона 111 и 61 кл.

§ 2. Аналитическое исследование

Перемещения игловодительного стержня были определены графо-аналитическим методом, причем крайними точками были приняты точки, соответствующие 12 и 6-му положениям для точки C .

Путь S игловодительного стержня оказался равным:

для машины	96 кл.	—	3,16 см
" "	31 "	—	3,75 "
" "	111 "	—	3,3 "
" "	61 "	—	3,0 "

Данные о скоростях, кинетической энергии и силах инерции механизма иглы 61 кл.

Различные положения механизма	Скорость точек (в см/сек)				Приращение энергии $\frac{dE}{dt}$ (в э · см)	Кинетическая энергия механизма (в э · см)			$T_B = \frac{dE}{dS}$ (в э) при				
	v_B	dS_S	v_s			v_c	E_B	E_s	E_c	ΣE	$n = 2000$ об./мин.	$n = 3000$ об./мин.	$n = 3500$ об./мин.
			средняя	в конце интервала									
0	314	0,55	220	220	0	986	46	0	1032	+ 831	-1060	2380	3250
1	314	0,67	268	244	200	986	57	820	1863	+1266	-1612	3630	4940
2	314	0,81	324	296	318	986	83	2060	3129	- 108	+ 138	310	422
3	314	0,77	308	316	308	986	95	1940	3021	- 950	+1210	2720	3700
4	314	0,63	252	280	222	986	75	1010	2071	- 810	+1030	2320	3150
5	314	0,5	200	226	105	986	49	226	1261	- 237	+ 300	675	918
6	314	0,5	200	200	0	986	38	0	1024	+ 237	- 300	675	918
7	314	0,63	252	226	105	986	49	226	1261	+ 810	-1030	2320	3150
8	314	0,77	308	280	222	986	75	1010	2071	+ 950	-1210	2720	3700
9	314	0,81	324	316	308	986	95	1940	3021	+ 108	- 138	310	422
10	314	0,67	268	296	318	986	83	2060	3129	-1266	+1612	3630	4940
11	314	0,55	220	244	200	986	57	820	1863	- 831	+1060	2380	3250
12	314	0,55	220	220	0	986	46	0	1032				

Таблица 2
 Данные о скоростях, кинетической энергии и силах инерции механизма иглы машины 31 кл.

Различные положения механизма	Скорость точек (в см/сек)				Кинетическая энергия механизма (в г · см)				Приращение энергии dE (в г · см)	ТВ (в г) при			
	v_B	dS_s	v_s		E_B	E_s	E_c	ΣE		$n = 2000$ об/мин.	$n = 3000$ об/мин.	$n = 3500$ об/мин.	
			средняя	в конце инт.-вала									v_c
0	377	0,5	200	200	0	960	100	0	1060	+3855	-3920	8800	11 800
1	377	0,9	360	280	260	960	196	3760	4915	+3675	-3740	8400	11 300
2	377	1	400	380	388	960	360	7270	8590	-320	+330	742	1 000
3	377	0,9	360	380	380	960	360	6950	8270	-3470	+3530	8000	10 700
4	377	0,66	262	311	273	960	240	3660	4800	-2756	+2800	6300	8 450
5	377	0,46	184	223	141	960	124	960	2044	-999	+1010	2265	3 220
6	377	0,46	184	184	0	960	85	0	1045	+999	-1010	2265	3 220
7	377	0,66	262	223	141	960	124	960	2044	+2750	-2800	6300	8 450
8	377	0,9	360	311	273	960	240	3600	4794	+3476	-3530	8000	10 700
9	377	1	400	380	380	960	360	6950	8270	+320	-330	742	1 000
10	377	0,9	360	380	388	960	360	7270	8590	-3675	+3740	8400	11 300
11	377	0,5	200	280	260	960	196	3760	4915	-3855	+3920	8800	11 800
12	377		200	200	0	960	100	0	1060				

Данные о скоростях, кинетической энергии и силах инерции механизма иглы машины 96 кл.

Различные положения механизма	Скорость точек (в см/сек)				Кинетическая энергия механизма (в э · см)			Приращение энергии dE (в э · см)	T_B (в э) при				
	v_B	dS_s	v_s		E_B	E_s	E_c		ΣE	$+$	$-$	$+$	
			средняя	в конце интервала				v_c					$n = 2000$ об/мин.
0	329	0,46	184	184	0	349	65	0	415	+ 969	-1180	2660	3600
1	329	0,73	292	236	216	349	103	932	1384	+1518	-1850	4150	5650
2	329	0,87	348	320	344	349	186	2367	2902	- 260	+ 316	710	970
3	329	0,68	272	310	326	349	178	2115	2642	-1246	+1520	3420	4650
4	329	0,57	228	250	216	349	115	932	1396	- 726	+ 886	2000	2700
5	329	0,44	176	202	111	349	75	246	670	- 264	+ 322	730	992
6	329	0,44	176	176	0	349	57	0	406	+264	- 322	730	992
7	329	0,57	228	202	111	349	75	246	670	+ 726	- 886	2000	2700
8	329	0,68	272	250	216	349	115	932	1396	+1246	-1520	3420	4650
9	329	0,87	348	310	326	349	178	2115	2642	+ 260	- 316	710	970
10	329	0,73	292	320	344	349	186	2367	2902	-1518	+1850	4150	5650
11	329	0,46	184	236	216	349	103	932	1384	- 969	+1180	2660	3600
12	329		184	184	0	349	65	0	415				

Таблица 4
 Данные о скоростях, кинетической энергии и силах инерции механизма шель машины III кл.

Различные положения механизма	Скорость точек (в см/сек)				Кинетическая энергия механизма (в г · см ²)				Приращение энергии $\frac{dE}{dt}$ (в г · см ² /мин.)		T_v (в г) при	
	v_B	dS_s	v_s		v_c	E_B	E_s	E_c	ΣE	$n = 2000$ об/мин.	$n = 3000$ об/мин.	$n = 3500$ об/мин.
			средняя	в конце интервала								
0	353	0,6	240	240	0	1246	58	0	1304	-1810	4070	5550
1	353	0,74	296	268	220	1246	72	1572	2890	-2300	5180	7050
2	353	0,87	348	322	334	1246	104	3550	4900	+ 82	212	288
3	353	0,8	320	334	330	1246	112	3460	4818	-1877	4820	6550
4	353	0,66	264	292	225	1246	85	1610	2941	-1251	3220	4370
5	353	0,56	224	242	110	1246	59	385	1690	- 394	1012	1380
6	353	0,56	224	224	0	1246	50	0	1296	+ 394	1012	1380
7	353	0,66	264	242	110	1246	59	385	1690	-1430	3220	4370
8	353	0,8	320	292	225	1246	85	1610	2941	-1877	4820	6550
9	353	0,87	348	334	330	1246	112	3460	4818	+ 82	212	288
10	353	0,74	296	322	334	1246	104	3550	4900	-2010	5180	7050
11	353	0,6	240	268	220	1246	72	1572	2890	+1800	4070	5550
12	353	0,6	240	240	0	1246	58	0	1304	-1586	4070	5550

Также аналитически можно определить перемещения игольного стержня. Величина их будет функцией угла α поворота кривошипа D (рис. 7).

Вычисляем x , т. е. величину перемещения игольного стержня из мертвого положения B в положение B_1 , соответствующую повороту кривошипа на угол α .

Из рассмотрения рис. 7 мы находим:

$$x = AC - AC_1$$

или

$$x = l + r - (l \cos \beta + r \cos \alpha).$$

Эта формула после преобразования принимает следующий вид:

$$x = r(1 - \cos \alpha) + l \left(r - \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \alpha} \right). \quad (2)$$

Разложив последний член формулы по биному Ньютона и отбросив малые величины, получаем:

$$x = r(1 - \cos \alpha) + \frac{r^2}{2l} \sin^2 \alpha. \quad (3)$$

Эта формула представляет собой уравнение движения игловодителя. Например при $\alpha = 90$ получаем:

для машины	31 кл.	$x = 2,15$ см
"	"	96 " $x = 1,9$ "
"	"	111 " $x = 1,95$ "
"	"	61 " $x = 1,76$ "

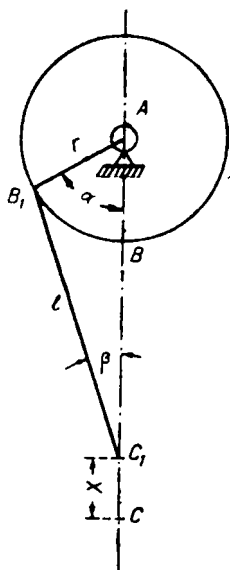


Рис. 7. Схема механизма иглы

§ 3. Определение тангенциальных сил, действующих на палец кривошипа механизма иглы

При движении механизма иглы появляются силы инерции, возникающие при всяком изменении скорости по величине или по направлению. Эти силы зависят от движущихся масс, и поэтому нам необходимо для определения их изучить распределение масс в отдельных органах механизма.

Силы инерции определяются с помощью известного метода динамического приведения движущихся масс.

„Сущность этого метода состоит в том, что массу какого-либо органа механизма условно сосредотачивают в одной или нескольких точках с таким расчетом, чтобы орган в результате подобного преобразования не изменял своих статических или динамических свойств“ (Столяров, Механика машин).

Заменим массу M шатуна BC тремя массами M_C , M_B , M_S (рис. 8), сосредоточенными в точках C , B и в центре тяжести шатуна S . Все эти три точки лежат на одной прямой.

Расстояния от центра тяжести шатуна S до концов его C и B обозначим буквами c и b . Тогда указанную замену можно выразить уравнением:

$$M_C + M_B + M_S = M. \quad (4)$$

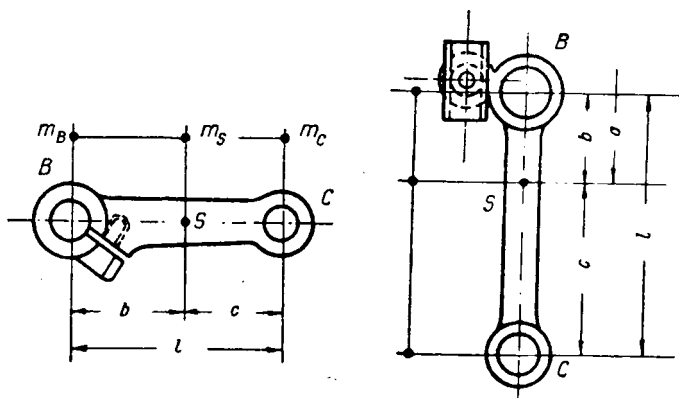


Рис. 8. Разбивка масс шатуна игловодителя

Центр тяжести шатуна при этом сохраняет свое место, т.е.

$$M_C c - M_B b = 0.$$

Второе уравнение выражает собой статическое равновесие масс относительно центра тяжести:

$$M_B b = M_C c. \quad (5)$$

Третье уравнение получается согласно закону сохранения величины момента инерции:

$$M_C c^2 + M_B b^2 = \Theta_S, \quad (6)$$

где Θ_S — момент инерции.

Совместным решением этих уравнений получаем следующие формулы приведения масс;

$$m_B = \frac{\Theta_S}{bl}, \quad (7)$$

$$m_C = \frac{\Theta_S}{cl}, \quad (8)$$

$$m_S = M - \frac{\Theta_S}{cb}. \quad (9)$$

Но в точку C кроме m_C приводится масса поступательно-движущегося иглового стержня со всеми сидящими на нем деталями. Поэтому общая масса в точке C будет:

$$M'_C = m_C + \frac{G}{g}, \quad (10)$$

где G — вес поступательно движущихся частей,
 g — ускорение силы тяжести.

Момент инерции Θ был определен экспериментальным путем; центр тяжести шатуна определялся путем уравновешивания его на ребре призмы (рис. 9), а Θ вычислялся по следующей формуле физического маятника:

$$t = 2\pi \sqrt{\frac{\Theta_0}{Qa}}, \quad (11)$$

где Q — вес детали,
 Θ_0 — момент инерции относительно оси подвеса,
 a — расстояние от оси подвеса до центра тяжести
и t — время одного колебания детали около оси подвеса, измеряемое секундомером.

Момент инерции относительно оси, проходящей через центр тяжести и параллельной оси подвеса, определяется формулой:

$$\Theta_S = \Theta_0 - Ma^2, \quad (12)$$

где Θ_S — искомый момент инерции, а M — масса испытуемой детали.

Результаты проделанных определений сведены в табл. 5.

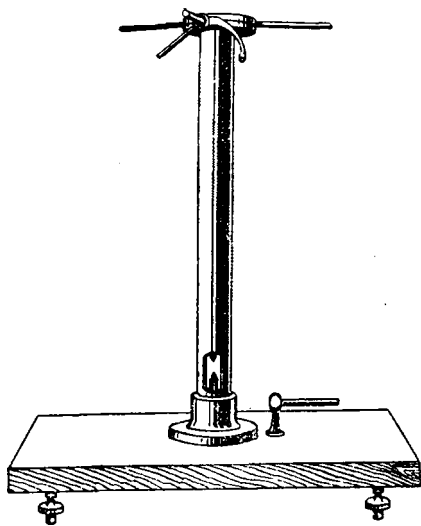


Рис. 9. Определение центра тяжести

Таблица 5

Размеры и веса деталей игловодительных механизмов

Обозначение, размеры и веса деталей	Классы машин			
	31	96	110	61
Q — вес шатуна BC (в г)	26,5	16,3	33,0	33,0
a — расстояние от центра тяжести шатуна до оси подвеса (в см)	3,3	2,3	2,1	2,1
l — длина шатуна BC (в см)	4,77	3,66	4,5	4,5
b — расстояние от центра тяжести до точки B (в см)	1,87	1,76	1,65	1,65
c — расстояние от центра тяжести до точки C (в см)	2,9	1,9	2,8	2,8
t — время одного колебания шатуна (в сек.)	0,43	0,34	0,41	0,41
Q_1 — вес игловодительного стержня со всеми сидящими на нем деталями (в г)	86,5	30	50	28

Определяем момент инерции шатуна игловодителя машины 31 кл.

$$\Theta_a = \frac{Qat^2}{4\pi^2} = \frac{26,5 \cdot 3,3 \cdot 0,43^2}{4 \cdot (3,14)^2} = 0,41 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2.$$

$$\Theta_S = \Theta_O - Ma^2 = 0,41 - \frac{26,5 \cdot 3,3^2}{981} = 0,41 - 0,29 = 0,12 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2.$$

$$m_B = \frac{\Theta_S}{bl} = \frac{0,12}{1,87 \cdot 4,77} = 0,0135 \frac{\text{г} \cdot \text{сек}^2}{\text{см}}.$$

$$m_C = \frac{\Theta_S}{cl} = \frac{0,12}{2,9 \cdot 4,77} = 0,0087 \frac{\text{г} \cdot \text{сек}^2}{\text{см}}.$$

$$m_S = M - \frac{\Theta_S}{bc} = \frac{26,5}{981} - \frac{0,12}{2,9 \cdot 1,87} = 0,027 - 0,022 = 0,005 \frac{\text{г} \cdot \text{сек}^2}{\text{см}}.$$

$$m'_C = m_C + \frac{Q_S}{981} = 0,0087 + 0,088 = 0,0967 \frac{\text{г} \cdot \text{сек}^2}{\text{см}}.$$

Моменты инерции и разбивка масс шатуна иглопроводителей других типов машин следующие:

	96 кл.	111 кл.	61 кл.
Θ_O г · см · сек ²	0,13	0,295	0,295
Θ_S „ „	0,043	0,147	0,147
m_B г · сек ² /см	0,0063	0,102	0,147
m_C „ „	0,0067	0,0118	0,02
m_S „ „	0,0037	0,0019	0,0118
m'_C „ „	0,04	0,0628	0,0409

Определив приведенные массы, переходим к выявлению энергии механизма по формуле:

$$E = \Sigma \frac{mv^2}{2}.$$

Энергия механизма иглы выражается следующим уравнением:

$$E_u = \frac{m_B v_B^2}{2} + \frac{m'_C v_C^2}{2} + \frac{m_S v_S^2}{2}. \quad (13)$$

Для определения энергии соответственно каждому из 12 положений механизма служат табл. 1, 2, 3, 4, показывающие изменение кинетической энергии в течение одного оборота главного вала.

В точке *B* энергия бывает постоянной, так как скорость в этот момент тоже постоянна. Максимум приращения энергии бывает в точке *C*, так как в этот момент значительно влияет вес иглопроводительного стержня.

Поэтому для иглопроводительного механизма машины 31 кл., игольный стержень которого весит 86,5 г, максимальное приращение энергии составляет 3855 г · см.

Для облегченных механизмов иглы машин 96, 111 и 61 кл. Веллера—Вильсона максимальное приращение энергии равно:

для машины	111 кл.	—2010 г · см
„	96 „	—1518 „
„	61 „	—1266 „

Как результат резких колебаний величины энергии наблюдаются неравномерный ход главного вала машины и возникновение ускорений, а следовательно и сил инерции.

Сила инерции, приведенная к пальцу кривошипа и выраженная в единицах кинетической энергии, определяется по уравнению:

$$T = \frac{dE}{dS}. \quad (14)$$

Определяем по табл. 1—4 тангенциальные усилия на пальце кривошипа при всех 12 его положениях.

Приращение энергии (dE) получается путем вычитания из величины кинетической энергии при каком-либо положении кривошипа энергии, соответствующей предыдущему его положению.

Приращение пути кривошипа (dS_B) определяется по формуле:

$$dS_B = \frac{\pi D}{12}. \quad (15)$$

Пользуясь этой формулой, получаем dS_B :

для машины	31 кл.	—0,983	см.
"	"	90 "	—0,822 "
"	"	111 "	—0,875 "
"	"	61 "	—0,785 "

Путем деления различных значений dE на полученные значения dS_B находим тангенциальные силы инерции T_B при 2000, 3000 и 3500 об/мин.

Результаты этих вычислений помещены в табл. 1, 2, 3 и 4.

Все расчеты производились при $n = 2000$ об/мин. Переход к большему или меньшему количеству оборотов связан с увеличением или уменьшением тангенциальных усилий.

Перерасчет тангенциальных усилий при изменении числа оборотов производится на основе следующих соображений. Величина кинетической энергии, а значит и приращение ее растут по закону пропорциональности квадрату числа оборотов. Приращения же пути пальца кривошипа, находящиеся в знаменателе уравнения (15), остаются без изменения. Поэтому тангенциальное усилие T_1 прямо пропорционально квадрату скорости и следовательно изменяется по закону параболы.

Так например при переходе от 2000 к 3000 об/мин. отношение усилий равно $\left(\frac{3000}{2000}\right)^2$ и T_{B1} при 3000 об/мин. для каждого из 12 положений представляет собой результат произведения этой величины, т. е. $\left(\frac{3000}{2000}\right)^2$ на T_B соответствующего положения при 2000 об/мин.

Более наглядную картину изменения тангенциальных усилий при всех 12 положениях кривошипа и при различных скоростях

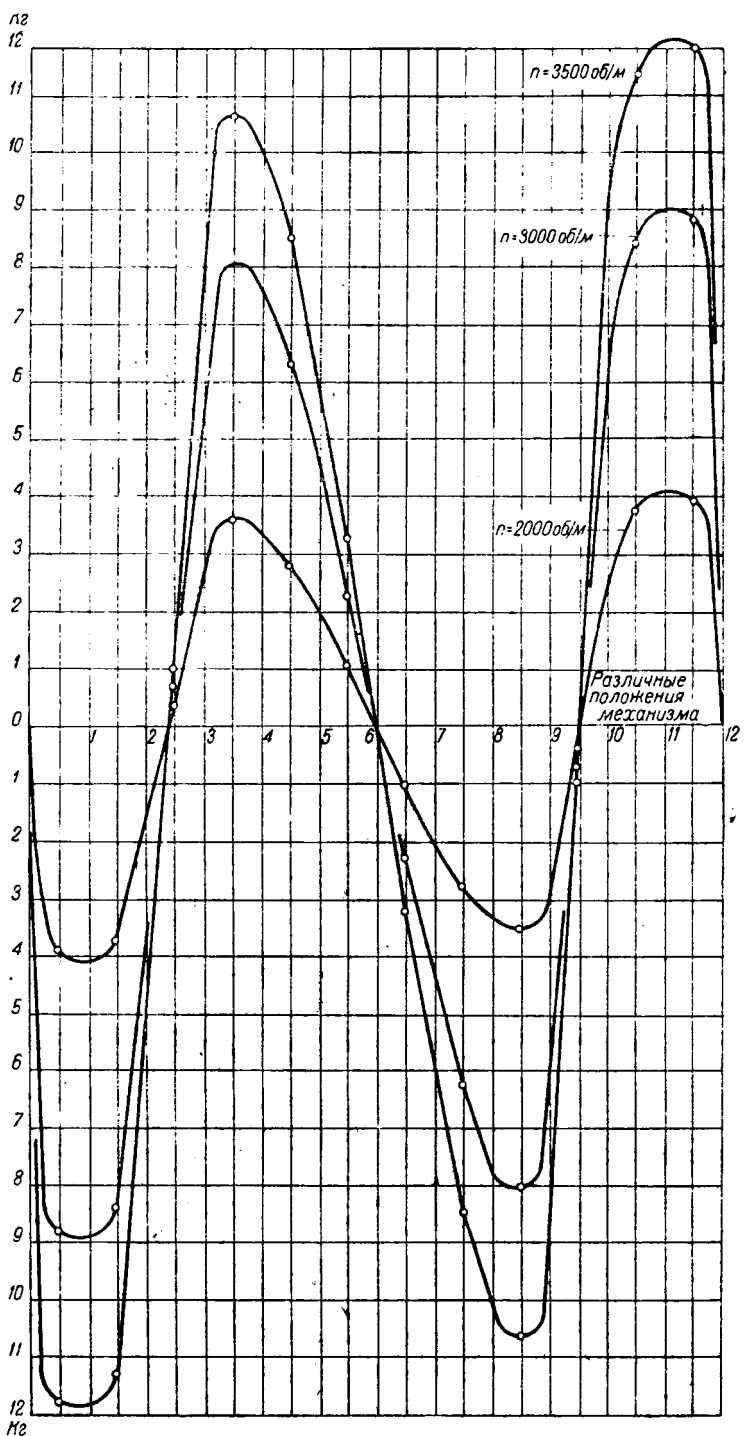


Рис. 10. Диаграмма изменений T_B механизма иглы машины 31 кл.

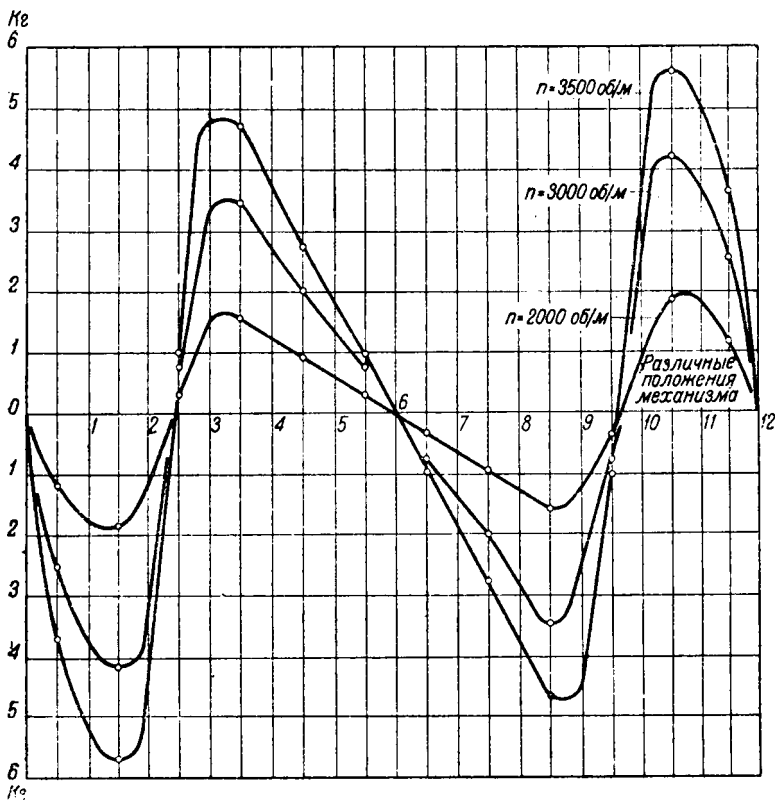


Рис. 11. Диаграмма изменений T_B механизма иглы машины 96-К-2 кл.

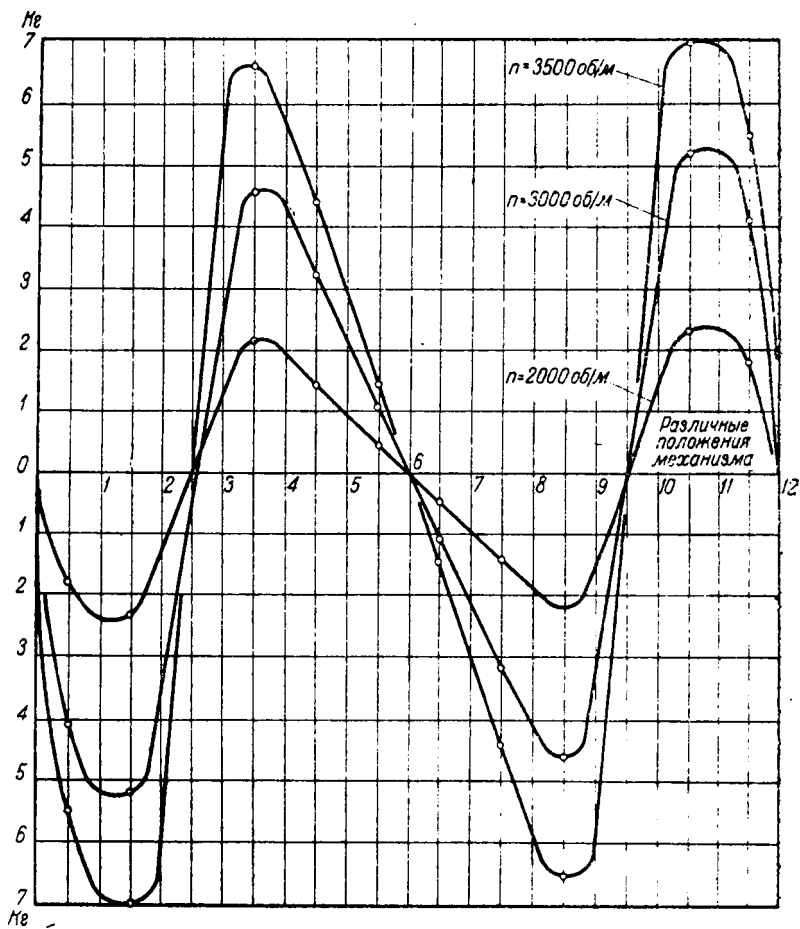


Рис. 12. Диаграмма изменений T_B механизма иглы машины 111 кл.

вращения главного вала машины дают кривые зависимости T_B по времени от количества оборотов при $n=2000, 3000, 3500$ об/мин. для трех типов механизмов иглы (рис. 10, 11, 12).

Отраженные в кривых величины тангенциальных усилий всех механизмов иглы меняют свой знак 4 раза в течение одного оборота вала машины. Особенно резкое изменение T_B по величине и направлению происходит в 12 и 6-м положениях, т. е. когда игловодительный стержень выходит из нижнего или верхнего мертвого положения.

Сравнивая приведенные данные для различных классов машин, видим, что наиболее резкое изменение инерционных усилий по величине и направлению наблюдается в игловодительном механизме машин 31 кл, где T_B при 3500 об/мин. меняет величину от -12 до $+12$ кг.

Полые и укороченные игловодители обуславливают менее резкий переход инерционных усилий от плюса к минусу. Так например при $n=3500$ об/мин. T_B равен:

для машины	96 кл.	5,95 кг
" "	61 "	4,84 "
" "	111 "	7,05 "

Наглядную картину зависимости максимума T_B от числа оборотов главного вала машины дает кривая на рис. 13.

Приведенные кривые показывают резкое увеличение тангенциальных усилий: при увеличении n их ординаты возрастают прямо пропорционально квадрату скоростей, т. е. составляют параболические кривые. Сопоставление приведенных кривых показывает, что в наиболее неблагоприятных условиях в отношении сил инерции находится игловодитель машин 31 кл.

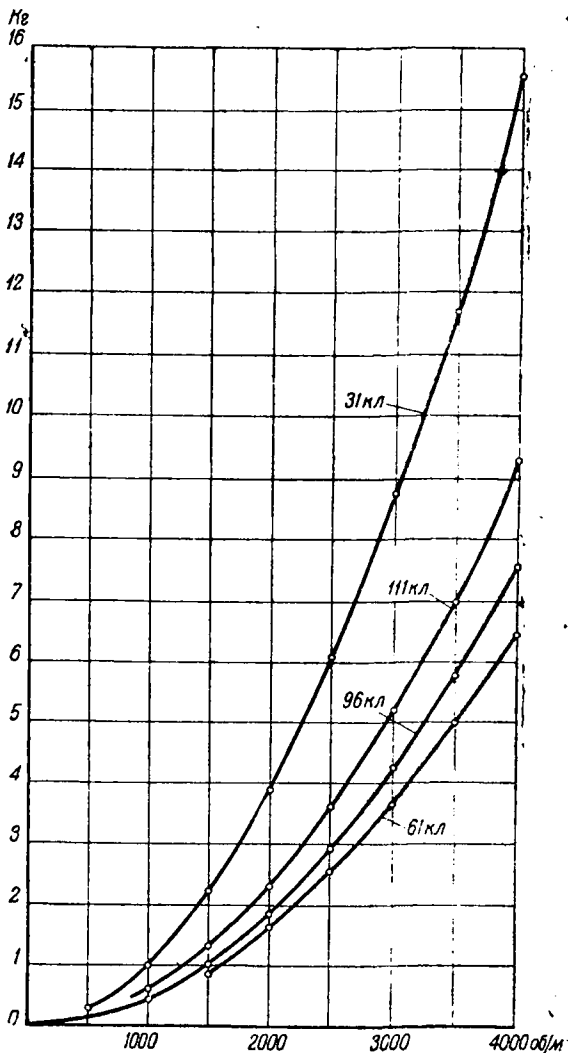


Рис. 13. Диаграмма зависимости T_{\max} от скорости вращения главного вала

II. НИТЕПРЯГИВАТЕЛИ

Для исследования были взяты следующие нитепротягивательные механизмы:

- 1) механизм нитепротягивателя машины 15 кл. типа Хузе,
- 2) механизмы нитепротягивателей машин 31 и 96 кл. шарнирно-стержневой системы,
- 3) механизмы нитепротягивателей машин 111 и 61 кл. кулисно-стержневой системы.

§ 1. Механизм нитепротягивателя машины 15 кл.

На главном валу машины (рис. 14) жестко насажен цилиндрический барабан *K*, который имеет направляющий паз на своей боковой поверхности. Рычаг нитепротягивателя, шарнирно скрепленный в точке *A* с головкой машины, качается по дуге радиуса *AC*. В колене *ABC* рычага нитепротягивателя в точке *B* закреплен ролик, который входит в направляющий паз.

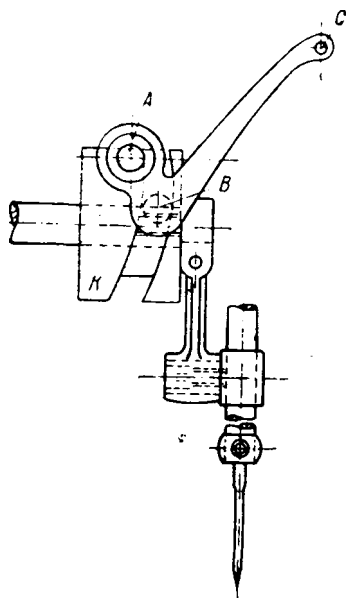
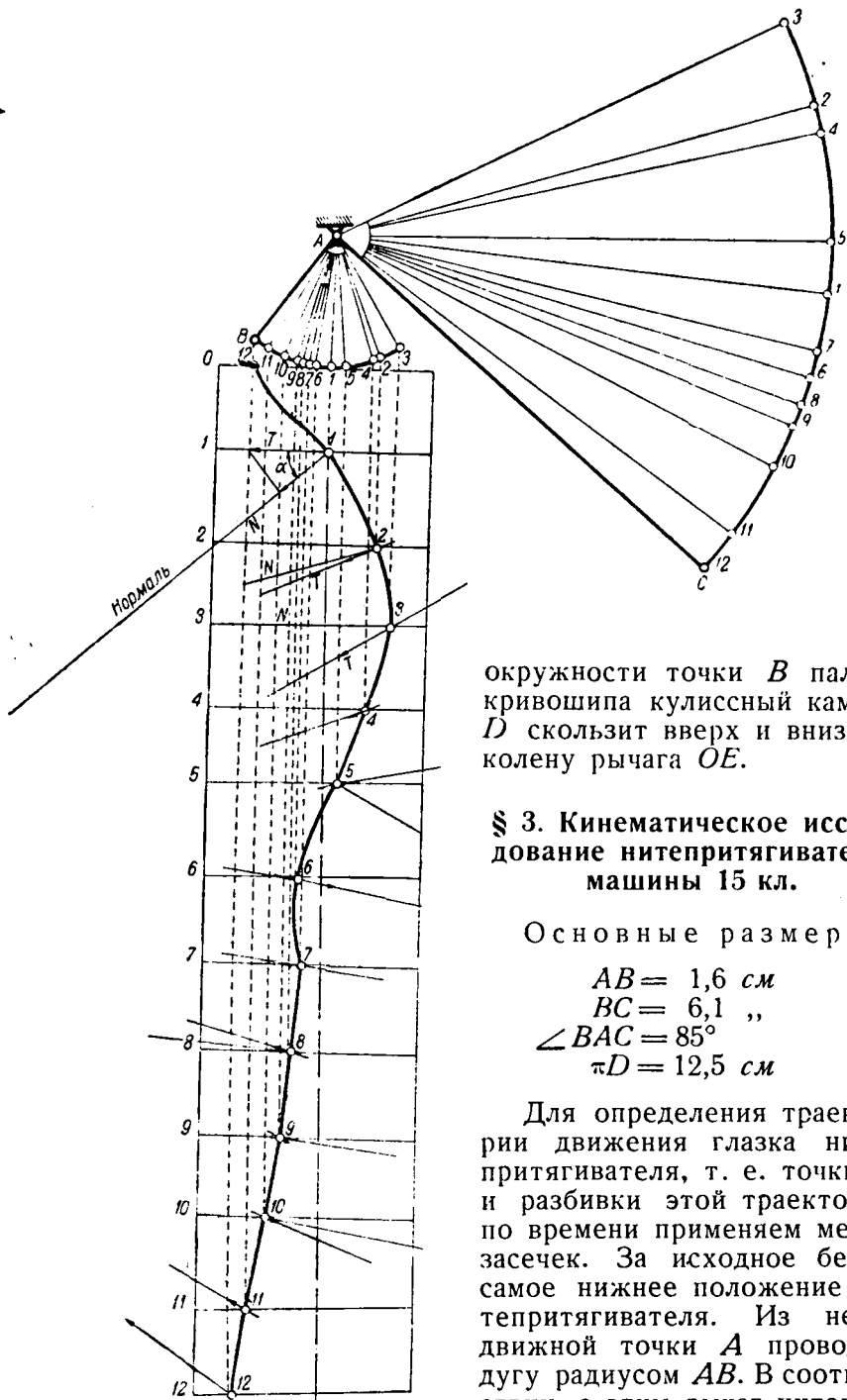


Рис. 14. Нитепротягиватель машины 15 кл.

При движении барабана направляющий паз захватывает ролик, вследствие чего рычагу нитепротягивателя сообщается движение, характер которого определяется формой направляющего паза.

§ 2. Механизм нитепротягивателей машин 111 и 61 кл.

Механизмы нитепротягивателей машин 111 и 61 кл. Веллер—Вильсон имеют одинаковую конструкцию (см. рис. 2). Нитепротягивательный рычаг, шарнирно закрепленный в головке машины в точке *O*, качается по дуге радиуса *OE*. Шатун игловодителя, приводимый в движение пальцем кривошипа *B*, имеет отверстие, куда входит своей цапфой кулисный камень *D*. В кулисный камень *D* входит колесо рычага *OE*. При движении по



окружности точки B пальца кривошипа кулисный камень D скользит вверх и вниз по колену рычага OE .

§ 3. Кинематическое исследование нитепритягивателя машины 15 кл.

Основные размеры:

$$\begin{aligned}
 AB &= 1,6 \text{ см} \\
 BC &= 6,1 \text{ " } \\
 \angle BAC &= 85^\circ \\
 \pi D &= 12,5 \text{ см}
 \end{aligned}$$

Для определения траектории движения глазка нитепритягивателя, т. е. точки C , и разбивки этой траектории по времени применяем метод засечек. За исходное берем самое нижнее положение нитепритягивателя. Из неподвижной точки A проводим дугу радиусом AB . В соответствии с этим рычаг нитепритягивателя опишет дугу радиусом AC (рис. 15).

Рис. 15. Кинематическое исследование нитепритягивателя машины 15 кл.

Для определения всех 12 положений точки C необходимо найти соответствующие положения ролика в направляющем пазу барабана K .

Находим среднюю линию направляющего паза барабана K , для чего снимаем на кальку форму паза и в развернутом виде наносим ее на чертеж.

Положение отдельных точек на дуге радиуса AB определится, если мы из точек, соответствующих 12 положениям направляющего паза барабана, опустим перпендикуляры до пересечения их с дугой радиуса AB . Затем соединяем полученные точки 1, 2, 3... и т. д. с центром A , откуда проводим на дугу радиуса AC линии под углом 85° к AB .

Характеристику пути и скорости глазка нитепритягивателя получаем, построив диаграмму отношений S/t и v/t (рис. 16).

Методика построения подобных диаграмм уже была приведена выше. Масштабы t , s и v такие же, как и для иглопроводителей, n (количество об/мин.) остается во всех случаях постоянным.

Кривые пути на этой диаграмме имеют точки перегиба, соответствующие 3, 6, 7 и 12-му положениям рычага, так как в этих точках нитепритягиватель находится в мертвом положении (рис. 15 и 16). Соответственно и скорость в этих точках равна нулю, так как касательная к кривой S/t в этих точках параллельна оси x .

Это объясняется тем, что паз барабана в точках, соответствующих 3, 6, 7 и 12-му положениям, меняет свое направление, вследствие чего нитепритягиватель также начинает двигаться в обратном направлении.

Данные о получающихся скоростях и ускорениях приведены в табл. 6.

Скорости точек, соответствующих различным положениям механизма, получены измерением ординат по диаграмме и умножением их на соответствующий масштаб.

Затем находим приращение скорости за каждый промежуток времени между двумя положениями (dv), и тогда ускорение определится по формуле:

$$j = \frac{dv}{dt}. \quad (16)$$

Рассматривая указанные диаграмму и табл. 6, мы замечаем резкое увеличение скоростей и ускорений в 3, 6, 7 и 12-м положениях. Например скорость между 12—7-м положениями возрастает от 0 до 1430 $см/сек$. Особенно резко увеличиваются ускорения, что объясняется большим углом наклона касательной к кривой скоростей.

Например ускорение в 12-м положении достигает 658 400 $см/сек^2$ с переменной знака „+“ на знак „—“. Резкое увеличение ускорения также имеем между 11 и 12-м положениями, где оно возрастает от --70 500 $см/сек^2$ до + 658 400 $см/сек^2$.

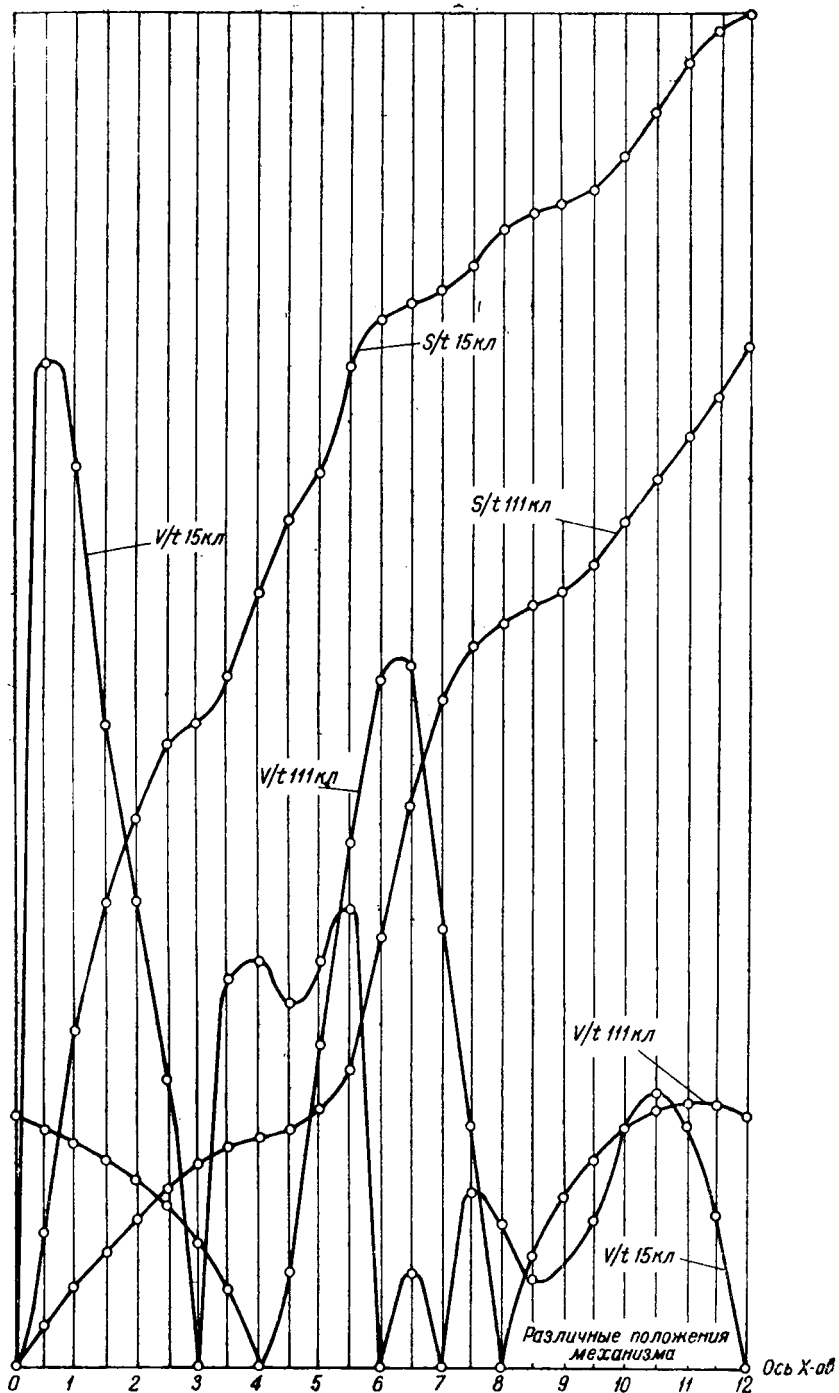


Рис. 16. Диаграмма S/t и v/t для глазка нитепротягивателей машин 15 и 111 кл.

Таблица 6
 Данные о скорости, кинетической энергии и силах инерции нитепротягивателя машины 15 кл.

Различ- ные по- ложения механиз- ма	v_c		$\frac{dv}{dt}$	$j^t = \frac{dv}{dt}$ (в с.м./сек ²)	Угловое ускорение $\varepsilon = \frac{j^t}{r}$ (в $\frac{1}{сек^2}$)	$M_{сп} = \theta \cdot \varepsilon$ (в з. с.м)	$\frac{M_{сп}}{r}$ (в з)	α (в °)	$\cos \alpha$	$N = T \cdot \cos \alpha$ (в з) при		
	(в с.м./сек)									$n = 2000$ об./мин.	$n = 3000$ об./мин.	$n = 3500$ об./мин.
0	1430		1646	$\pm 658\ 400$	107 934	6 800	4 250	36	0,81	3 443	7 747	10 536
1	920		510	- 204 000	33 443	2 106	1 316	42	0,74	974	2 192	2 980
2	410		510	- 204 000	33 400	2 120	1 330	8	0,99	1 318	2 970	4 080
3	560		+970	$\pm 388\ 000$	63 500	4 000	2 500	31	0,86	2 148	4 850	6 600
4	520		40	- 16 000	2 620	165	100	40	0,76	76	158	232
5	656		136	+ 54 400	8 930	563	352	34	0,83	310	698	950
6	132		+788	$\pm 315\ 000$	51 700	3 260	2 040	0	1	2 040	4 600	6 250
7	246		+378	$\pm 151\ 000$	24 800	1 560	975	13	0,97	945	2 160	2 985
8	123		123	- 49 200	8 070	580	320	13	0,97	310	698	950
9	219		96	+ 38 400	6 290	396	250	9	0,98	245	550	750
10	392		173	+ 69 300	11 400	718	450	10	0,98	442	995	1 355
11	216		176	- 70 500	11 600	730	460	22	0,93	428	960	1 310
12	1430		1646	$\pm 658\ 400$	107 934	6 800	4 250	36	0,81	3 443	7 747	10 536

§ 4. Кинематическое исследование нитепритягивателя
 машины 111 кл. Веллера—Вильсона

Кинематическую схему см. на рис. 17.

Основные размеры:

$$AB = 1,68 \text{ см}$$

$$BC = 4,45 \text{ „}$$

$$BD = 1,0 \text{ „}$$

$$OE = 5,0 \text{ см}$$

$$\angle DOE = 100^\circ$$

$$\angle DBC = 95^\circ$$

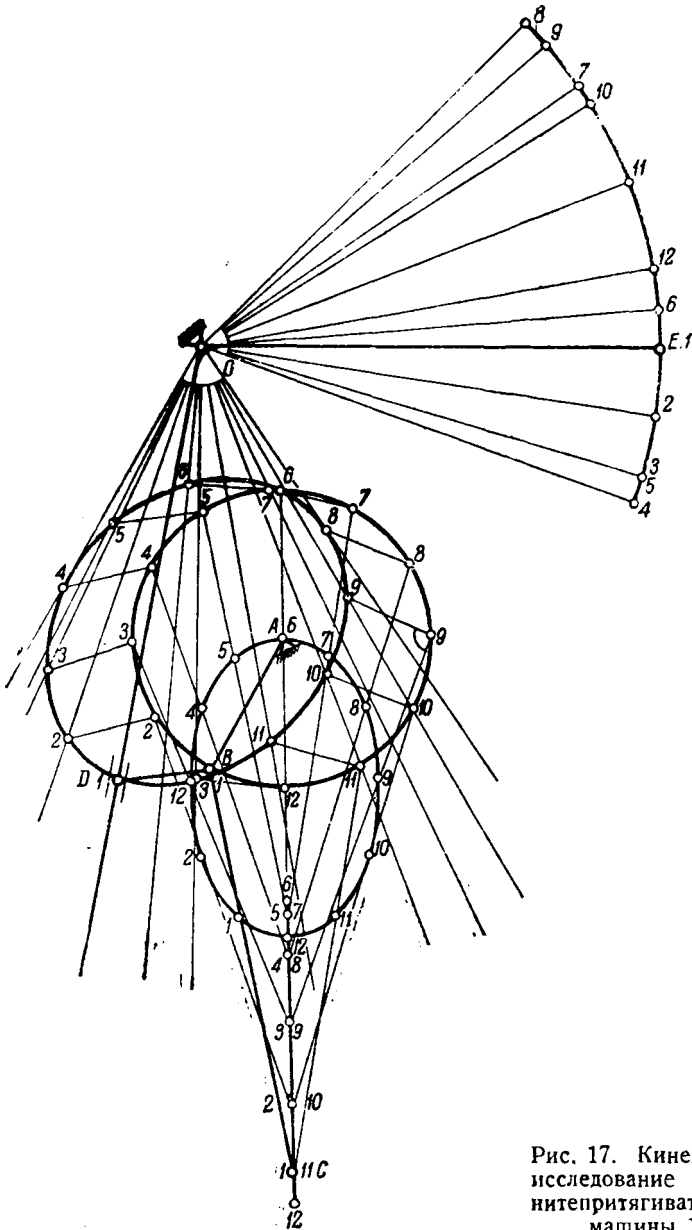


Рис. 17. Кинематическое исследование механизма нитепритягивателя и иглы машины 111 кл.

a — расстояние между точками O и A по горизонтали $= 0,83$ см

b — " " " " по вертикали $= 3,2$ "

Траектории движения различных точек нитепритягивателя машины 111 кл. определяются следующим образом. Радиусом AB проводим окружность, представляющую собой траекторию точки B , и делим ее на 12 равных частей. Из каждого положения точки B делаем засечки радиусом BC на линии перемещения точки C .

Проведя линии из всех 12 положений точки B к линиям BC под углом 95° , длиной равные DB , мы получим траекторию кулисного камня D , похожую на эллипс.

Точку O находим построением на основании размеров a и b . Проводим линию OD через точку D и под углом в 100° к линиям OD проводим линии OE для всех 12 положений. Дуга радиуса OE есть траектория движения глазка нитепритягивателя E .

Из рассмотрения траектории движения глазка нитепритягивателя E видно, что подъем глазка вверх происходит между 4 и 8-м положением, а опускание вниз — между положениями 8-12-м и 1-4-м.

Время одного оборота главного вала разбито на 12 равных промежутков, и поэтому промежутки времени, соответствующие движению точки D между отдельными пунктами эллипса, также равны; следовательно время подъема нитепритягивателя равно $\frac{1}{3}$ и опускание вниз — $\frac{2}{3}$ времени оборота главного вала.

Это подтверждается диаграммой отношений S/t и v/t , построенной в координатных осях диаграммы нитепритягивателя 15 кл. (см. рис. 16).

Из этой диаграммы видно, что в 4 и 8-м положениях касательная к кривой пути параллельна оси x и скорость в этих точках равна нулю, т. е. что мертвое положение нитепритягивателя бывает при 4 и 8-м положениях как это видно из кривой v/t .

Сравнивая кривые S/t и v/t для машин 15 и 111 кл., мы видим, что кривые 111 кл. имеют более плавный характер. Кривая скоростей плавно идет от 8 до 4-го положения и быстро возрастает от 4 до 8-го положения, что соответствует периоду подъема нитепритягивателя, который в это время сдвигает нить с грейфера.

Показатели скорости точки E глазка нитепритягивателя приведены в табл. 7.

Эта таблица также подтверждает, что время подъема глазка нитепритягивателя равно $\frac{1}{3}$ времени оборота главного вала.

Наиболее резкие приращения dv и в соответствии с этим максимальные ускорения мы имеем в 5 и 7-м положениях, т. е. во время подъема глазка нитепритягивателя и начала замедления движения его, а именно: ускорение для 5-го положения равно $+240\,000$ см/сек², а для 7-го положения — $264\,000$ см/сек².

Ускорение меняет свой знак 4 раза в течение одного оборота главного вала, в то время как в машине 15 кл. ускорение

Данные о скорости, кинетической энергии и силах инерции нитепритягивателя машины 111 кл.

Различные положения механизма	v_B	dv	j^t (в см/сек ²)	Угловое ускорение $\varepsilon = \frac{j^t}{r}$ (в 1/сек ²)	$M_{вр} = \theta_0 \varepsilon$ (в г · см)	$P_{сш}$	$N = \frac{M}{\rho}$ при		
	(в см/сек)	$n = 2000$ об/мин.					$n = 3000$ об/мин.	$n = 3500$ об/мин.	
0		40	— 16 000	3 200	233	4,8	49	112	150
1	340	44	— 17 600	3 520	267	4,85	55	124	169
2	296	66	— 26 400	5 280	402	4,55	88	198	270
3	230	120	— 47 600	9 520	724	3,95	184	415	565
4	110 136}	+246	± 98 500	19 710	1 500	3,06	490	1 105	1 500
5	736	600	+ 240 000	48 000	3 640	2,2	1 650	3 700	5 050
6	1 016	280	+ 110 000	22 000	1 670	1,5	1 112	2 500	3 400
7	356}	660	— 264 000	53 000	4 000	1,7	2 360	5 300	7 200
8	150}	+506	± 202 400	40 480	3 077	2,44	1 425	3 200	4 360
9	296	146	+ 58 500	11 700	890	3,2	278	625	850
10	371	74	+ 30 000	6 000	455	3,89	117	263	358
11	384	13	+ 5 200	1 040	79	4,36	18	40	55
12		40	— 16 000	3 200	233	4,8	49	110	150

меняет свой знак 9 раз. Эта резкая перемена знака ускорения вызывает инерционные усилия и проявляется в виде неравномерного хода машины.

§ 5. Кинематическое исследование нитепритягивателя машины 61 кл.

Конструкция механизма нитепритягивателя машины 61 кл. такая же, как и у машины 111 кл. Некоторая разница имеется лишь в размерах отдельных частей механизмов.

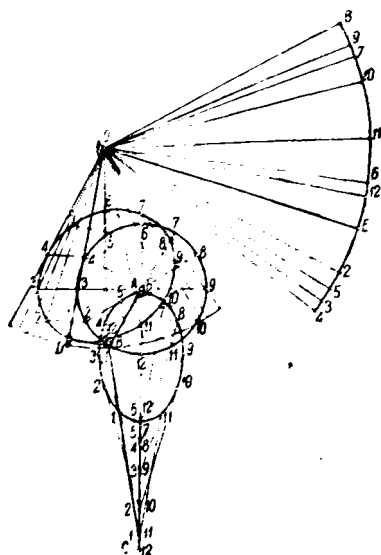
Основные размеры частей:

$$\begin{aligned}
 AB &= 1,5 \text{ см} & \angle DOE &= 80^\circ \\
 BC &= 4,45 \text{ " } & \angle BDC &= 110^\circ \\
 BD &= 0,95 \text{ " } \\
 OE &= 6,15 \text{ " }
 \end{aligned}$$

a — расстояние между точками O и A по горизонтали = 0,9 см
 b — " " " " " " " вертикали = 3,2 "

Построение кинематической схемы ведется по тому же методу, как и для машины 111 кл.

Траектории точек E , D и B имеют такой же характер, как и у нитепритягивателя машины 111 кл. Бóльший размах точки E объясняется бóльшими размерами OE (рис. 18).



Скорость точек нитепритягивателя и механизма иглы находим посредством плана скоростей, который дает не только скалярную, но и векториальную величину. Сравнение этого метода с методом кинематических диаграмм дает возможность проверить их (см. Малышев А. Н., Кинематика механизмов).

Из полюса O проводим окружность радиусом v_B (масштаб $v: 1 \text{ мм} = 3 \text{ см/сек}$).

Согласно первой теореме, приведенной в указанной книге Малышева, проекции скоростей двух точек твердого тела на направление линии, соединяющей эти точки, равны между собой и направлены в одну сторону. Проводим нормаль v_{B_1} к радиусу AB , движение которого направлено по часовой стрелке; v_c параллельна AC (движение поступательное). Величина v_c находится проведением перпендикуляра из конца v_B к направлению скорости v_c .

Скорость точки D определяется по второй теореме, в которой говорится, что картина относительных скоростей точек

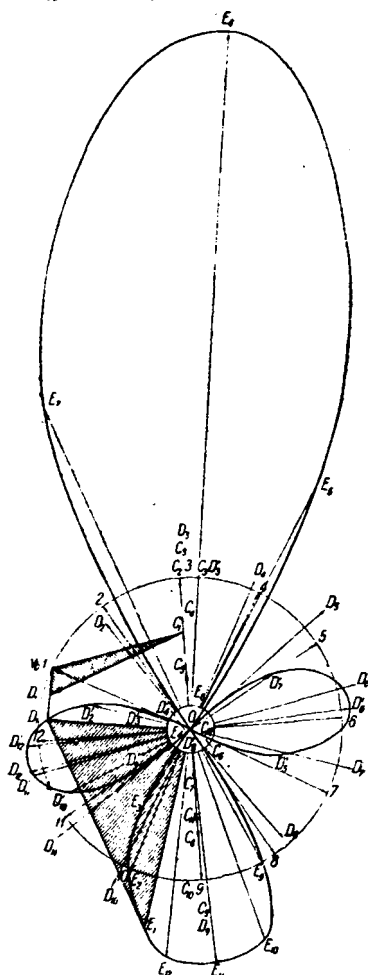


Рис. 18. Кинематическое исследование механизма иглы и нитепритягивателя машины 61 кл.

твердого звена в плане скоростей подобна фигуре звена и повернута относительно нее на угол в 90° .

Треугольник DBC является жестким.

Из точки C проводим перпендикуляр к DC . Из точки b_1 проводим перпендикуляр к DB и получаем треугольник $D_1b_1C_1$, перпендикулярный соответствующему треугольнику на чертеже. Точку D' находим по третьей теореме: „При катании или скольжении одного твердого тела по другому проекции скоростей одноименных точек этих тел по общему нормали к профилям их равны между собой и направлены в одну сторону“. В данном механизме кулисса D скользит внутри цапфы. Из центра O проводим линию, перпендикулярную к OD , а из D' проводим перпендикуляр к DB . Эти линии, пересекаясь, дадут положение точки D' . Скорость точки E находим по второй теореме, принимая треугольник DOE в данный момент за жесткий. Из центра проводим линию, перпендикулярную к OE , а из точки D' — перпендикуляр к мыслимой линии DE . Получаем два жестких треугольника $C_1b_1D_1$ и D_1OE , перпендикулярные к соответствующим треугольникам на кинематической схеме.

Соединяя концы векторов точек E , D и C плавными кривыми, получим годограф скоростей. Скорости точек C находятся на одной прямой, проходящей через полюс O , что является следствием поступательного движения игловодительного стержня.

Годограф скорости точки D' , принадлежащий кулиссе, проходит дважды через полюс O и имеет сходство с восьмеркой. Полученные значения скоростей приведены в табл. 8.

Таблица 8

Данные о движении механизма нитепротягивателя машины б1 кл.

Различные положения механизма	v_E	Средняя	dv	$j^t = \frac{dv}{dt}$	$\epsilon = \frac{j^t}{r}$	$M_{вр} = \Theta_0 \epsilon$ (в $z \cdot c.к$)	ρ	$N = \frac{M}{\rho}$ при		
	(в $с.м/сек$)							(в $с.м/сек^2$)	(в $1/сек^2$)	$n = 2000$ об/мин.
0	475		35	— 14 000	2 280	220	4,4	50	128	153
1	420	445	74	— 29 600	4 800	460	4,45	103	232	316
2	322	371	99	— 39 600	6 420	616	4,18	148	334	454
3	225	272	150	— 60 000	9 740	935	3,54	264	595	810
4	0	122	410	$\pm 164 000$	26 600	2 560	2,8	915	2 060	2 800
5	576	288	720	$\pm 288 000$	46 800	4 500	1,95	2 300	5 180	7 050
6	1440	1008	79	$\pm 31 600$	5 135	493	1,47	335	755	1 025
7	735	1087	719	$\pm 287 000$	46 500	4 460	1,9	2 350	5 300	7 200
8	0	368	± 529	$\pm 210 900$	34 300	3 300	2,44	1 350	3 040	4 140
9	322	161	225	$\pm 90 000$	14 600	1 400	3,17	442	995	1 350
10	450	386	82	$\pm 32 800$	5 330	512	3,74	137	308	420
11	486	468	12	$\pm 4 800$	780	75	4,16	18	40	55
12	475	480	35	— 14 000	2 280	220	4,4	50	128	153

Из этой таблицы видно, что скорости и ускорения точки E глазка нитепритягивателя машины 61 кл. несколько большие, чем у машины 111 кл., что объясняется значительно большим размером рычага нитепритягивателя в машине 61 кл.

Характер приращений dv и ускорений такой же, как и для машины 111 кл.

§ 6. Механизмы нитепритягивателей машин 31 и 96 кл.

Механизмы нитепритягивателей в машинах 31 и 95 кл. имеют одинаковую конструкцию и являются механизмами шарнирно-стержневой системы.

Они состоят из сочленения — звена OE , рычага B_1EF и кривошипа BB_1 (см. рис. 1). На главном валу жестко закреплен кривошип с противовесом K . В точке B кривошипа заклинен другой кривошип BB_1 , на пальце которого с помощью конического винта закрепляется рычаг нитепритягивателя B_1EF . Последний шарнирно соединяется с звеном OE , которое закрепляется шпилькой в теле головки машины, в точке O .

Нитепритягиватель машины 31 кл. отличается от описанного главным образом размерами и весом деталей.

Кроме того рычаг нитепритягивателя в машине 96 кл. посажен на палец B кривошипа AB , а на пальце B_1 кривошипа BB_1 шарнирно закреплен шатун игловодителя. У места соединения со звеном OE рычаг нитепритягивателя имеет выступ для того, чтобы глазок рычага нитепритягивателя во время качания приближался к игловодительному стержню.

§ 7. Кинематическое исследование нитепритягивателей машин 31 и 96 кл.

Построение траектории движения точек нитепритягивательных механизмов проводится методом засечек.

Основные размеры частей нитепритягивательных механизмов (в см):

	В машине 31 кл.	В машине 96 кл.
AB_1	1,6	1,47
B_1E	2,5	2,49
OE	3,0	2,92
EF	3,2	4,0
B_1F	5,2	5,7

a —расстояние между точками O и A по горизонтали

1,85 1,85

b —расстояние между точками O и A по вертикали

2,6 2,6

Движение точки B_1 (рис. 19 и 20) по окружности является равномерным, и поэтому траектория ее представляет собою окружность радиуса AB_1 . Разбиваем эту окружность на 12 равных частей и находим положения точки B_1 , соответствующие всем 12 положениям механизма. Положения точки E

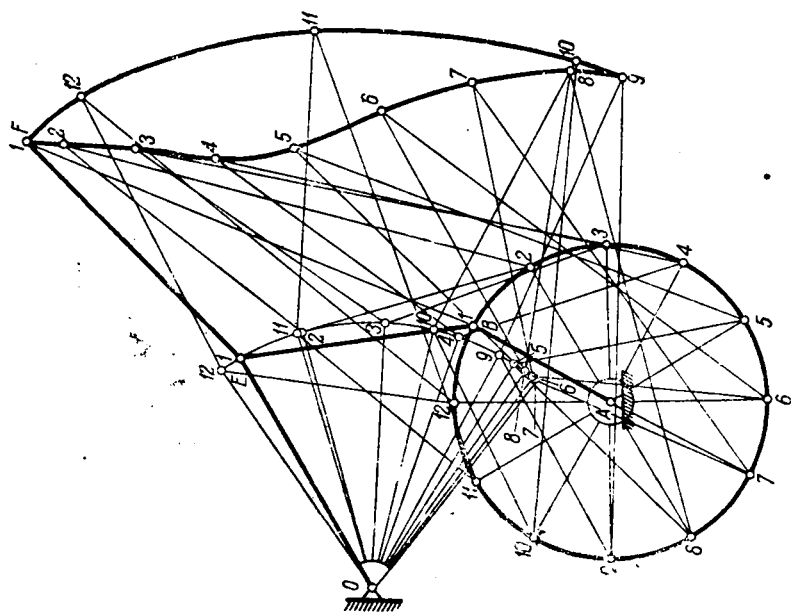


Рис. 19. Кинематическое исследование механизма нитеприятывателя машины 31 кл.

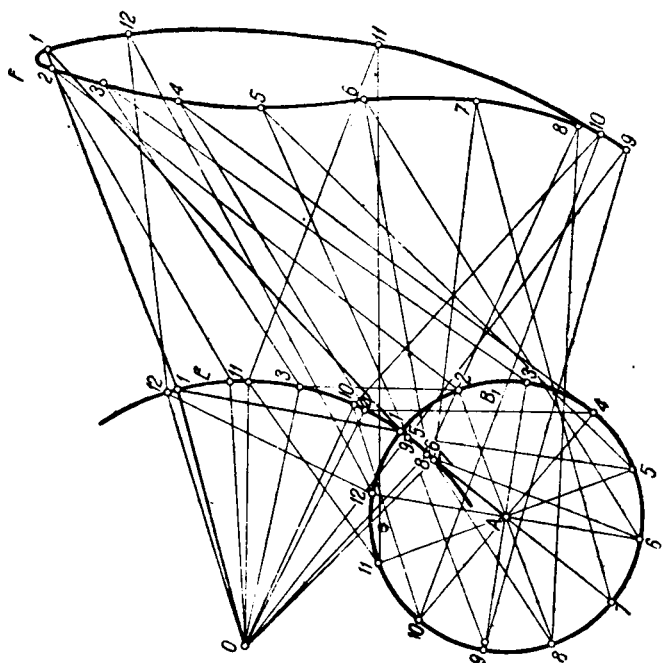


Рис. 20. Кинематическое исследование механизма нитеприятывателя машины 96 кл.

определяются, если мы будем делать засечки из точки B_1 при различных положениях радиусом B, E на дуге радиуса OE . Затем из точек E и B делаем засечки радиусами EF и B_1F и находим таким путем положения точки F глазка нитепритягивателя при всех 12 положениях механизма.

Соединяя засечки, полученные при различных положениях точки F , получаем сложную замкнутую кривую с двумя точками перегиба. По этой кривой неравномерно движется вверх и вниз глазок нитепритягивателя.

Сравнивая траектории глазка нитепритягивателя машин 96 и 31 кл., мы видим, что горизонтальное измерение первой меньше того же измерения второй. Это указывает на то, что нитепритягиватель машины 96 кл. имеет более эластичный ход.

Диаграммы отношений S/t и v/t (рис. 21) для глазка нитепритягивателей машин 31 и 96 кл. построены в одних координатных осях.

Из этих диаграмм видно, что кривая v/t глазка нитепритягивателя является более сложной и свидетельствует, что глазок нитепритягивателя отличается крайне неравномерным ходом, что в свою очередь отражается на динамике этого механизма.

В течение одного оборота главного вала глазок нитепритягивателя F медленно опускается вниз, подавая нить игле для петлеобразования, и затем быстро поднимается вверх для сдерживания нити после петлеобразования. В этот момент скорость значительно возрастает (см. 10 и 11-е положения на диаграмме).

Сопоставляя кривые v_F машин 31 и 96 кл., мы видим, что кривая v_F машины 96 кл. имеет более плавный характер.

Скорости отдельных точек механизмов нитепритягивателей приведены в табл. 9 и 10.

Окружные скорости точки B при различных положениях определяются по формуле:

$$v = \frac{\pi D n}{60}.$$

Скорости других точек находятся по диаграммам (см. рис. 19, 20 и 21).

Сравнивая скорости нитепритягивателей машин 31 и 96 кл., видим, что все точки нитепритягивательного механизма машин 31 кл. имеют большие скорости, чем соответствующие точки в машине 96 кл.

Вследствие этого мы наблюдаем более высокие инерционные усилия в нитепритягивателе машины 31 кл. по сравнению с машиной 96 кл.

§ 8. Динамическое исследование нитепритягивателя машины 15 кл.

Тангенциальные усилия на пальце кривошипа для нитепритягивателей машин 15, 111 и 61 кл. были определены посредством

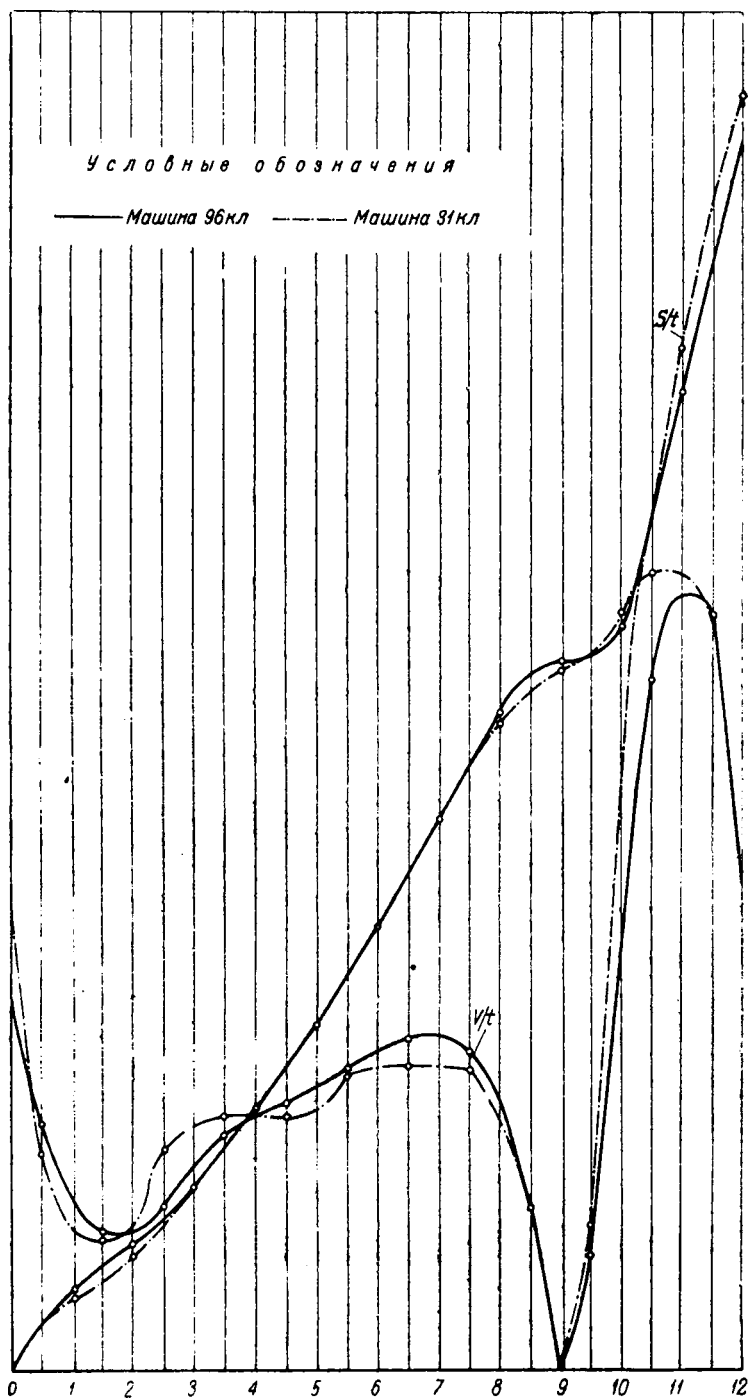


Рис. 21. Диаграмма S/t и v/t для глазка нитепротягивателей машин 31 и 96 кл.

Данные о скорости, кинетической энергии и силах инерции нитертягивателя машины 96 кл.

Различные положения механизма	Скорость точек (в см/сек)				Кинетическая энергия (в г · см)				Приращение энергии dE (в г · см)	ТВ (в г) при						
	v_c ф.т. точки С		v_E		v_F	dS_E	в конце интервала			ΣE	m_B	m_C	m_E	ΣE	$n = 2000$ об/мин.	$n = 3000$ об/мин.
	$v_{в.1}$	dS_c	средняя	в конце интервала			средняя	в конце интервала	m_B							
					$n = 2000$ об/мин.	$n = 3000$ об/мин.				$n = 3500$ об/мин.						
0	308	0,28	112	347	640	0,13	52	200	304	292	88	684	-268	+ 347	780	1060
1	308	0,54	220	166	246	0,6	240	146	304	68	44	416	+223	- 290	650	890
2	308	0,77	308	264	185	0,77	308	274	304	170	165	639	+105	- 136	306	415
3	308	0,77	308	308	320	0,77	308	308	304	230	210	744	-115	+ 150	338	460
4	308	0,53	212	260	360	0,57	228	218	304	165	160	629	-189	+ 245	550	750
5	308	0,33	132	172	400	0,33	132	170	304	72	64	440	- 63	+ 82	185	250
6	308	0,4	160	146	460	0,14	56	94	304	53	20	377	- 13	+ 17	38	52
7	308	0,33	132	146	475	0,14	56	56	304	53	7	361	+ 15	- 20	45	61
8	308	0,29	116	124	374	0,33	132	170	304	37	38	379	+ 99	- 128	288	392
9	308	0,65	260	188	0	0,67	268	200	304	86	88	478	+530	- 687	1545	2093
10	308	1,51	605	432	620	1,13	520	394	304	450	326	1008	+576	- 746	1600	2180
11	308	1,46	583	594	1110	0,87	348	434	304	860	420	1584	-892	+1150	2584	3520
12	308			347	640			200	304	300	88	692				

Данные о движении механизма нитепротягивателя машины 31 кл.
при $n = 2000$ об/мин.

Различные положения механизма	Скорость точек (в см/сек)										
	v_{B_1}	dS_s	v_s		$dS_{c'}$	$v_{c'}$		v_F	dS_E	v_E	
			средняя	в конце интервала		средняя	в конце интервала			средняя	в конце интервала
0	375			268			342	665			260
1	375	0,5	200	256	0,15	60	174	320	0,3	120	222
2	375	0,78	312	346	0,72	288	343	202	0,81	324	346
3	375	0,95	380	379	0,97	398	383	344	0,92	368	370
4	375	0,92	378	335	0,92	368	310	366	0,93	372	314
5	375	0,73	292	236	0,63	252	194	370	0,64	256	184
6	375	0,45	180	148	0,34	136	132	430	0,28	112	126
7	375	0,29	116	106	0,32	128	128	436	0,04	160	108
8	375	0,24	96	128	0,32	128	108	370	0,14	56	92
9	375	0,41	161	242	0,22	88	194	0	0,32	128	223
10	375	0,81	324	454	0,75	300	583	790	0,82	328	492
11	375	1,46	584	460	2,09	865	745	1140	1,64	655	527
12	375	0,84	336	268	1,56	625	342	665	1	400	260

формул угловых ускорений, так как рычаг качается около неподвижной оси.

Тангенциальные ускорения являются первой производной от скорости по времени, т. е.

$$j^t = \frac{dv}{dt}; \quad (17)$$

dv мы находим из кинематических диаграмм. Кроме того dv показаны и в табл. 6. При делении dv для каждого положения механизма на соответствующее значение dt получаем j^i для всех 12 положений.

Знак \pm в 3, 6, 7 и 12-м положениях обозначает переход ускорений из положительных в отрицательные, и наоборот.

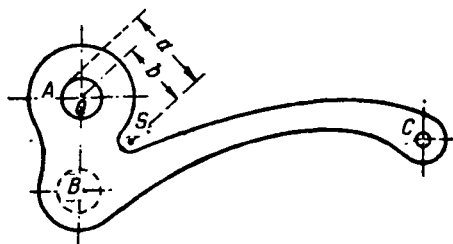


Рис. 22. Рычаг нитепритягивателя машины 15 кл.

Из прикладной механики мы знаем, что для перевода линейного ускорения в угловое применяется формула касательного ускорения для вращательного движения:

$$j^i = \varepsilon R,$$

откуда:

$$\varepsilon = \frac{j^i}{R}, \quad (18)$$

где R — есть расстояние от точки A до C (т. е. размер рычага нитепритягивателя) (рис. 22).

Разделив j^i на величину AC для всех 12 положений, получаем угловые ускорения.

Таблица 6 показывает, что в данном случае имеются значительные угловые ускорения, достигающие $\pm 107\,934 \frac{1}{\text{сек.}^2}$.

Из механики мы знаем, что

$$\varepsilon = \frac{M_{\text{вр}}}{\Theta_0},$$

где Θ_0 — момент инерции в отношении оси вращения,

ε — угловое ускорение.

Отсюда

$$M_{\text{вр}} = \varepsilon \Theta_0. \quad (19)$$

Момент инерции определяется по тому же методу, который был применен в главе о механизмах иглы, принимая во внимание, что:

a — расстояние от точки подвеса до центра тяжести — равно 1,5 см,

b — расстояние от центра рычага до центра тяжести — равно 1,15 см,

t — период колебаний — равен 0,35 сек.

Вес рычага нитепритягивателя $Q = 17$ г.

По формуле (11) находим, что:

$$\Theta_A = 0,079 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2.$$

$$\Theta_0 = \Theta_A - M(a^2 - b^2). \quad (20)$$

$$\Theta_0 = 0,079 - 0,016 = 0,063 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2.$$

Умножая Θ_0 на величину углового ускорения для каждого положения механизма, получим M_{op} для всех 12 положений.

Из механики мы знаем, что $M_{op} = T\rho$ (т. е. равен тангенциальному усилию, помноженному на радиус), отсюда

$$T = \frac{M_{op}}{\rho}, \quad (21)$$

где ρ — расстояние от точки A рычага нитепритягивателя до линии соприкосновения его с пазом барабана, т. е. $\rho = AB$.

В нитепритягивательном механизме машины 15 кл. величина ρ является постоянной. Поэтому T находится делением значения M для всех 12 положений на ρ .

Для определения нормальных усилий нам необходимо знать углы между направлением нормальных и тангенциальных усилий при каждом положении механизма.

В механизме нитепритягивателя машины 15 кл. нормальное усилие не равно тангенциальному, так как тангенциальное усилие направлено перпендикулярно к радиусу (т. е. AB), а нормальное усилие направлено перпендикулярно к пазу барабана.

Нормальное усилие N будет проекцией T на направление нормали, и поэтому

$$N = T \cos \alpha. \quad (22)$$

На рис. 15 в точках пересечения вертикалей, опущенных из всех 12 положений точки B , со средней линией паза барабана проводим линии, соответствующие T , перпендикулярно к AB и линии N , перпендикулярные к линии касательной к средней линии паза барабана.

α измеряется на чертеже, как угол между T и N .

Определяем $\cos \alpha$ и находим нормальные усилия по формуле (22).

Результаты сведены в табл. 6.

При изменении числа оборотов от 2000 до 3500 об/мин. и выше пересчет N производится с помощью коэффициента, равного квадрату отношения скоростей.

Наглядную картину распределения нормальных усилий при $n = 2000, 3000$ и 3500 об/мин. дает диаграмма на рис. 23.

Диаграмма эта говорит о неравномерном распределении нормальных усилий и резких переходах от плюса к минусу в 3, 6, 7 и 12-м положениях. Нормальные усилия возрастают (при $n = 2000$ об/мин.) от $0,076$ кг в 4-м положении до $3,4$ кг в 12-м положении.

Еще более резкую неравномерность нормальных усилий мы имеем при 3500 об/мин. Правда, нитепритягивательный механизм машины 15 кл. никогда не работает при таком числе оборотов, но и при 2000 об/мин. он работает ненормально, так как в течение одного оборота вала нормальные усилия меняют свой знак 9 раз и величина их изменяется от $0,076$ до $3,4$ кг.

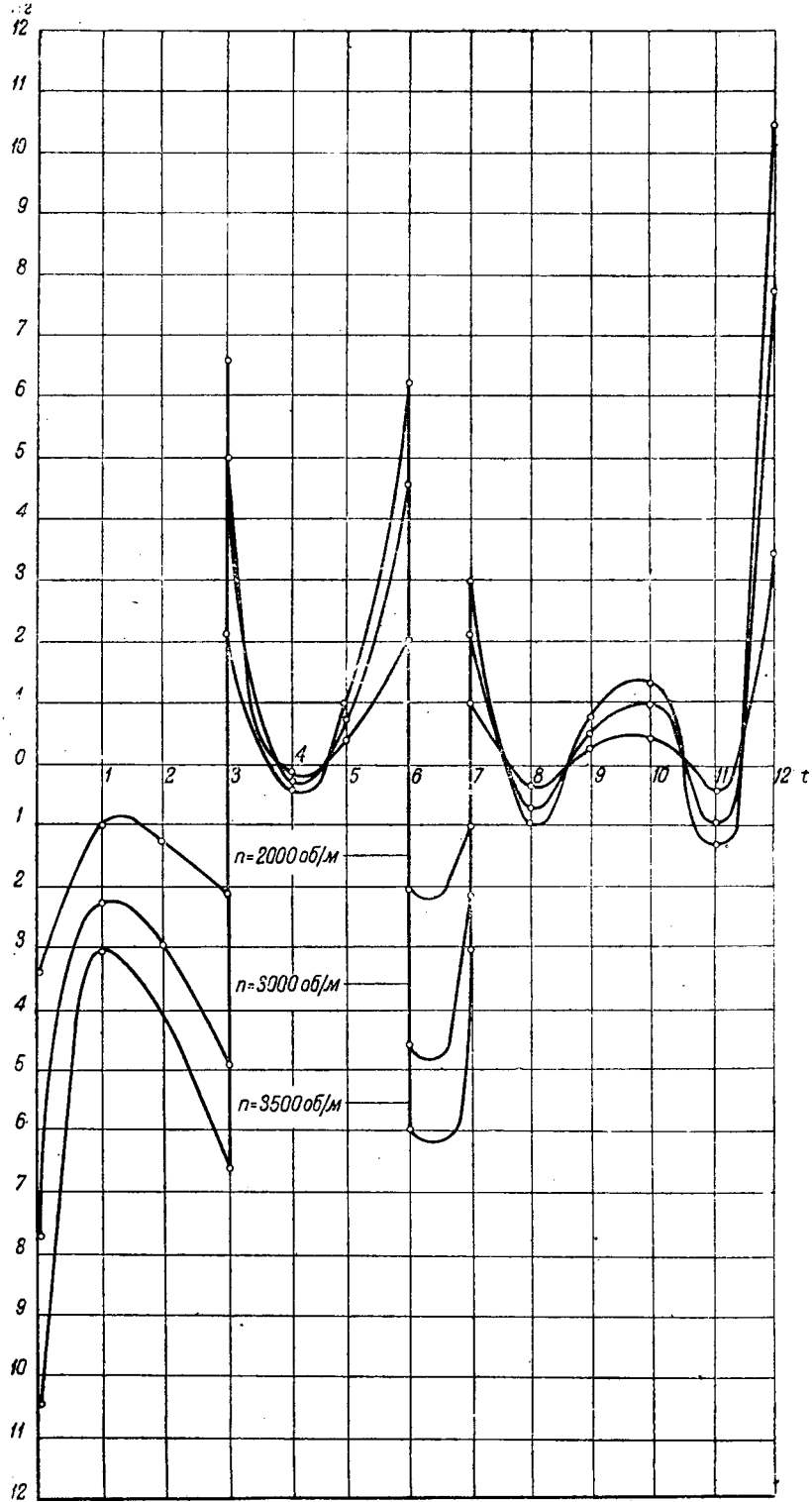


Рис. 23. T нитепротягивателя машины 15 кл.

При рабочей скорости в 2000 об/мин. количество изменений знака в минуту равно 18 000. Вследствие этого является недопустимым работать даже при 2000 об/мин. с нитепритягивателем типа Хузе.

§ 9. Динамическое исследование нитепритягивателей машин 111 и 61 кл.

Динамическое исследование проводится по методу, описанному для механизма нитепритягивателя машины 15 кл.

Рычаг нитепритягивателя совершает качания по дуге вокруг неподвижной точки O , и поэтому инерционные усилия определяются через угловые ускорения.

По формулам (18) и (19) находим линейные и угловые ускорения.

Затем определяем момент инерции рычагов нитепритягивателя машин 111 и 61 кл.

Основные данные:

	Машина 111 кл	Машина 61 кл.
Вес Q (в г)	13,5	13,8
a (в см) (рис. 24).	1,2	1,5
b („ „ „)	0,8	1,1
t — период колебаний (в сек.)	0,46	0,46
Θ_A (в г · см · сек ²)	0,087	0,11
Θ_o („ „ „)	0,076	0,096

По формуле (21) находим M_{op} и переходим к определению нормальных усилий.

ρ в нитепритягивателях машин 111 и 61 кл. представляет собой переменную длины OD рычага нитепритягивателя, который скользит в кулиссном камне D . Поэтому ρ меняется от минимума при подъеме рычага нитепритягивателя до максимума при опускании его (см. рис. 18).

Величины нормальных усилий при различных положениях даны в табл. 7 и 8.

Цифры, приведенные в этих таблицах, показывают, что величины нормальных усилий в механизмах машин 111 и 61 кл. почти совпадают, и максимальное нормальное усилие для машин обоих классов равно 7,2 кг.

Инерционные усилия характеризуются диаграммой рис. 25. На этой диаграмме мы видим значительное увеличение инерционных усилий в период от 4 до 8-го положения, что соответ-

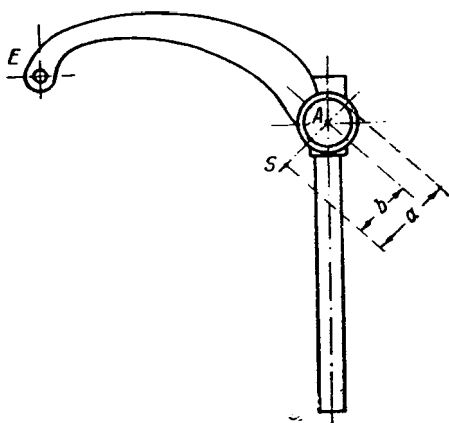


Рис. 24. Рычаг нитепритягивателя машины 111 кл.

ствует моменту подъема нитепротягивателя; в промежутках от 1 до 4-го и от 8 до 12-го положения инерционные усилия незначительны. Инерционные усилия возрастают (при $n=3500$ об/мин.) от 0,055 кг в 11-м положении до 7,2 кг в 7-м положении.

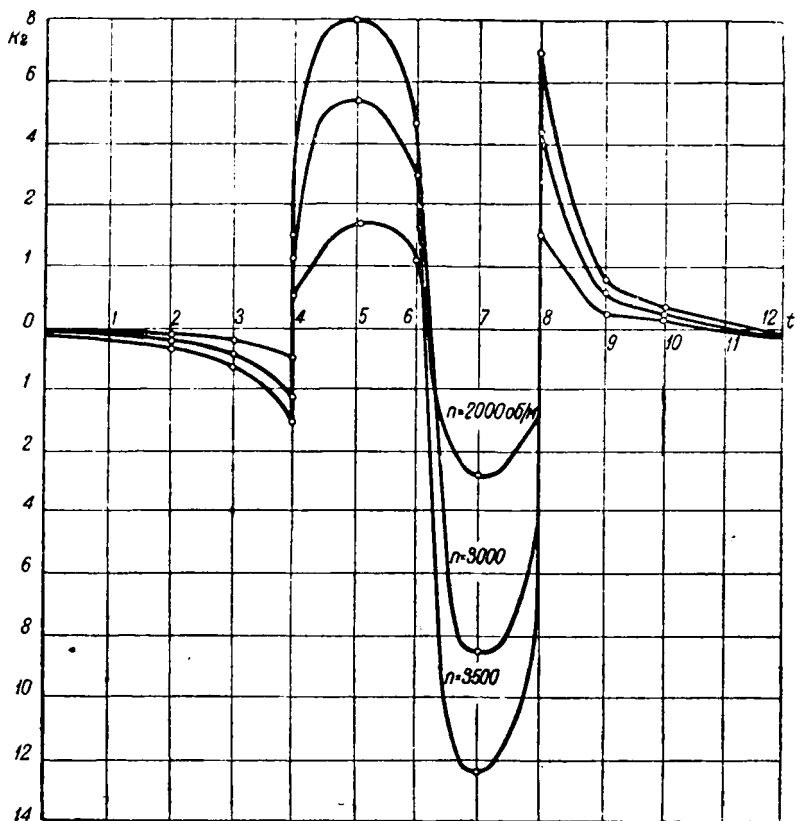


Рис. 25. T нитепротягивателя машины 111 кл.

По сравнению с кривой инерционных усилий нитепротягивателя машины 15 кл. кривая для машины 111 кл. представляется более плавной.

Инерционные усилия нитепротягивателя в машине 111 кл. меняют свой знак в течение одного оборота 4 раза, а в машине 15 кл. — 9 раз.

§ 10. Динамическое исследование нитепротягивателей машин 31 и 96 кл.

Динамическое исследование проводится по методу, описанному при исследовании механизмов иглы.

Определяем момент инерции звена OE (рис. 26).

Основные данные:

	Машина 96 кл.	Машина 31 кл.
a (в см)	1,4	1,4
b („ „)	1,0	1,0
t — период колебаний (в сек.)	0,32	0,32
Вес Q (в г)	19,0	13,8
θ_A , (в г · см · сек ²)	0,068	0,05
θ_{0j} („ „)	0,0495	0,0365

Таким же путем определяем момент инерции рычага нитепритягивателя (рис. 27).

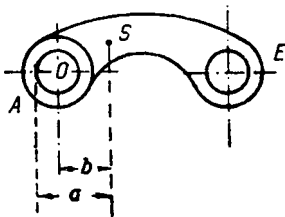


Рис. 26. Звено нитепритягивателя

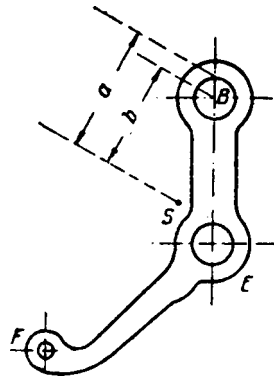


Рис. 27. Рычаг нитепритягивателя машины 31 кл.

Основные данные:

	Машина 96 кл.	Машина 31 кл.
a (в см)	2,5	2,3
b („ „)	2,1	1,9
Вес Q (в г)	11,3	16,3
t — период колебаний (в сек.)	0,39	0,45
θ_0 (в г · см · сек ²)	0,11	0,189
θ_s („ „)	0,038	0,101

Так как центр тяжести рычага нитепритягивателя лежит не на одной прямой с точками B , E и F , то требуется привести массы к четырем точкам: B , E , F и S . Ввиду сложности процесса приведения масс к 4 точкам сначала отыскиваем фиктивную точку C_1 , которая находится на продолжении прямой, идущей от точки B через центр тяжести (см. „Вестник инженеров и техников“ № 9 за 1934 г., статья доцента И. В. Сергеевича).

Построив координатные оси так, чтобы они проходили через центр тяжести S , и предполагая, что масса в этой точке равна O , мы тем самым исключаем приведение масс в этой точке.

Фиктивная точка C_1 находится следующим образом: пользуясь уравнениями (7), (8) и (9) для приведения масс, мы получаем:

$$m_s = M - \frac{\Theta_s}{bc}$$

Если масса в точке S равна нулю, то

$$m_s = M - \frac{\Theta_s}{bc} = 0,$$

а следовательно

$$M = \frac{\Theta_s}{bc} \text{ и } bc = \frac{\Theta_s}{M}. \quad (23)$$

Для рычага нитепритягивателя машины 96 кл. момент инерции $\Theta_s = 0,038 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2$; а вес $Q = 11,3 \text{ г}$; подставляем эти величины в формулу (23) и тогда

$$bc = \frac{0,038 \cdot 981}{11,3} = 3,3 \text{ см.}$$

b — расстояние от точки B до центра тяжести — равно $2,1 \text{ см}$, следовательно расстояние от точки S до фиктивной точки C_1 по прямой, идущей от B через центр тяжести, т. е. c , равно:

$$\frac{3,3}{2,1} = 1,6 \text{ см.}$$

Для машин 31 кл. разбивку масс рычага нитепритягивателя производим по трем точкам. Затем строим кинематические схемы для отыскания dS фиктивной точки C_1 (рис. 28).

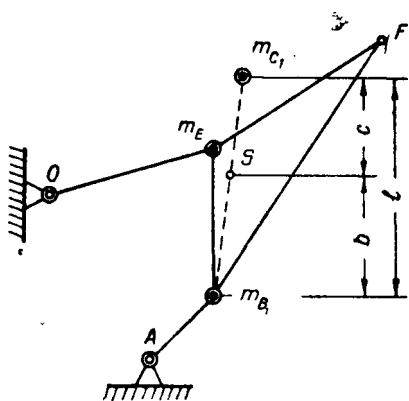


Рис. 29. Разбивка масс нитепритягивателя

Эти схемы показывают траекторию движения центра тяжести S и фиктивной точки C_1 нитепритягивателей. Как видим, более плавной является кривая движения точки S в нитепритягивателе машины 96 кл.

Измеряем dS точки C_1 и, умножая найденные величины на масштаб, определяем скорость фиктивной точки (табл. 11).

Производим разбивку масс нитепритягивателей (рис. 29) по формулам (7) и (8) и получаем (в $\text{г} \cdot \text{сек}^2 \cdot \text{см}$):

	Машина 31 кл.	Машина 96 кл.
m_{C_1}	0,0198	0,00642
m_{B_1}	0,0156	0,00487
m_{B_2}	-0,0188*	—

* Обоснование возможности получения отрицательного значения для массы при разбивке масс дано в статье И. С. Сергеевича («Вестник инженеров и техников»), № 9, 1934 г.).

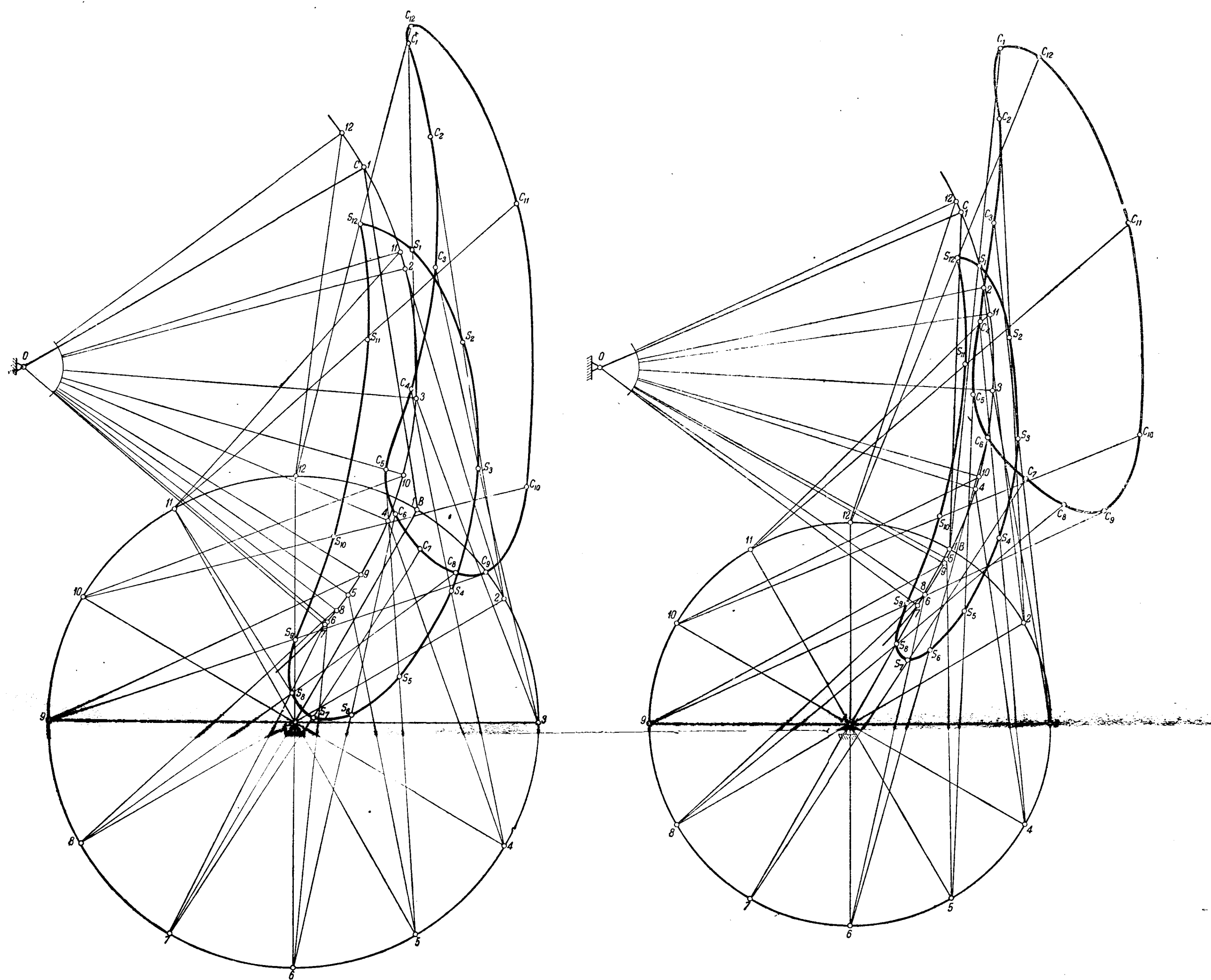


Рис. 28. Кинематическое исследование питепротягивателей машин 31 (справа) и 96 (слева) кл.

Кинетическая энергия и тангенциальные усилия нитепротягивателя 31 кл.

Положение механизма	E (в г · см)					Приращение энергии dE (в г · см)	Тангенциальное усилие на пальце кривошипа (в г)	T _B при	
	E _B	E _{s'}	E _{c'}	E _{F'}	ΣE			n = 3000 об/мин.	n = 3500 об/мин.
0	1090	- 665	1165	185	1775				
1	1090	- 615	300	136	911	- 864	+ 920	2080	2 820
2	1090	-1120	1175	330	1475	+ 564	- 600	1350	1 840
3	1090	-1320	1460	374	1604	+ 129	- 138	310	422
4	1090	-1050	950	312	1302	- 302	+ 325	730	1 000
5	1090	- 522	372	95	1035	- 267	+ 384	865	1 175
6	1090	- 206	173	52	1109	+ 74	- 80	180	245
7	1090	- 105	162	32	1179	+ 70	- 75	168	230
8	1090	- 153	115	24	1076	- 3	+ 32	72	10
9	1090	- 550	374	140	1054	- 22	+ 24	54	74
10	1090	-1040	3360	665	4075	+3021	-3200	7200	9 800
11	1090	-2000	5500	765	5355	+1280	-1360	3062	4 160
12	1090	- 665	1165	185	1775	-3580	+3820	8600	11 700

Масса в точке E будет равна моменту инерции кривошипа OE относительно оси O, деленному на радиус OE, т. е. в нашем случае:

$$\Theta_o = m_E \cdot (OE)^2 \quad (24)$$

или

$$m_E = \frac{\Theta_o}{(OE)^2}$$

Откуда:

Для машины 96 кл.
 $m_E = 0,0043 \text{ г} \cdot \text{сек}^2/\text{см}$

Для машины 31 кл.
 $0,0055 \text{ г} \cdot \text{сек}^2/\text{см}$

Находим кинетическую энергию по формуле $E = \Sigma \frac{mv^2}{2}$

для каждой точки механизма.

Энергия механизма нитепротягивателя будет равна сумме кинетической энергии всех точек механизма, т. е. для машины 96 кл.

$$E = \frac{m_B v_B^2}{2} + \frac{m_E v_E^2}{2} + \frac{m_{c_1} v_{c_1}^2}{2};$$

для машины 31 кл.

(25)

$$E = \frac{m_B v_B^2}{2} + \frac{m_E v_E^2}{2} + \frac{m_c' v_c'^2}{2} - \frac{m_s v_s^2}{2}$$

Как видно из формулы (25), энергия центра тяжести при суммировании кинетической энергии вычитается, так как масса получилась отрицательной.

Определяем dE и находим T по формуле:

$$T = \frac{dE}{dS}.$$

Получаем:

$$dS \text{ для машины 96 кл.} = 0,772 \text{ см.}$$

$$dS \text{ ,, ,, 31 кл.} = 0,94 \text{ см.}$$

Значения кинетической энергии и инерционных усилий приведены в табл. 9 и 11.

Для наглядности приводим также диаграммы тангенциальных усилий (рис. 30 и 31).

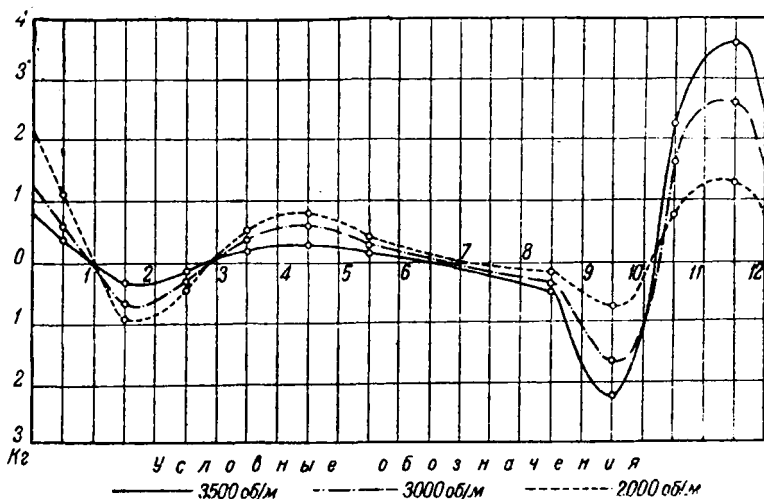


Рис. 30. Тангенциальные усилия нитепритягивателя машины 96 кл.

Эти диаграммы показывают резкое изменение тангенциальных усилий по величине и направлению в промежутке от 9 до 12-го положения, т. е. в период подъема нитепритягивателя, в особенности это относится к нитепритягивателю машины 31 кл., где T меняется от 0,01 до 11,7 кг в течение одного оборота вала (при $n = 3500$ об/мин.). Тангенциальные усилия в этом случае меняют знак плюс на минус в течение одного оборота 7 раз, и следовательно частота перемены знака равна 24 500 в минуту при рабочей скорости в 3500 об/мин.

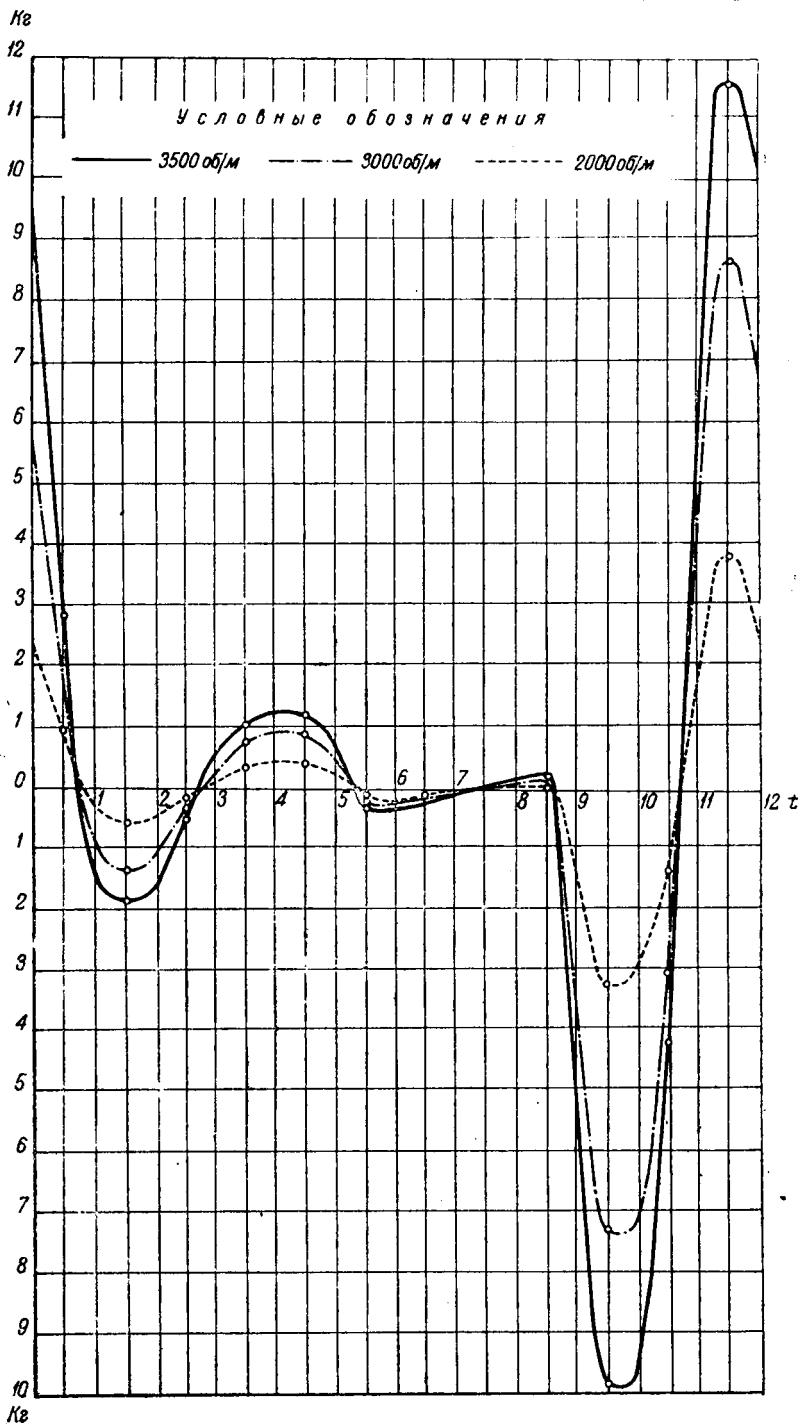


Рис. 31. Тангенциальные усилия нитепротягивателя машины 31 кл.

Более плавные кривые тангенциальных усилий мы имеем в нитепритягивателе машины 96 кл.; максимум инерционных усилий для машины 31 кл. составляет 11,7 кг, а для машины 96 кл.—3,5 кг. Тангенциальные усилия в этом случае также возрастают при подъеме нитепритягивателя, но кривая, отражающая их, протекает более плавно и переходит от плюса к минусу в течение одного оборота вала 5 раз. Соответственно и частота перемены знака равна 17 500 в минуту.

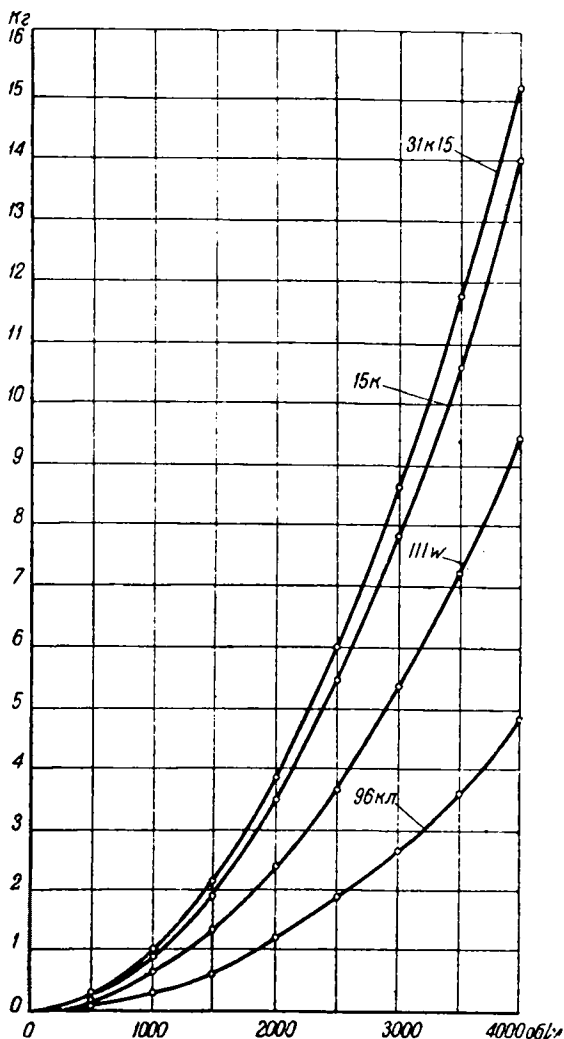


Рис. 32. T_{\max} в зависимости от скорости вращения главного вала для механизмов нитепритягивателей

Для сравнения максимальных тангенциальных усилий разных типов механизмов нитепритягивателей построена специальная диаграмма (рис. 32). Кривые этой диаграммы показывают, что худшие показатели в динамическом отношении дают нитепритягиватели машин 31 и 15 кл. В наиболее же благоприятном положении находятся нитепритягиватели машин 111 и 96 кл.

В наиболее же благоприятном положении находятся нитепритягиватели машин 111 и 96 кл.

В наиболее же благоприятном положении находятся нитепритягиватели машин 111 и 96 кл.

В наиболее же благоприятном положении находятся нитепритягиватели машин 111 и 96 кл.

III. ЧЕЛНОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Для исследования были взяты два типа челночных механизмов: 1) с колебательным движением, применяющийся в машинах 31 и 45 кл., и 2) механизм ротационной машины 111 кл.

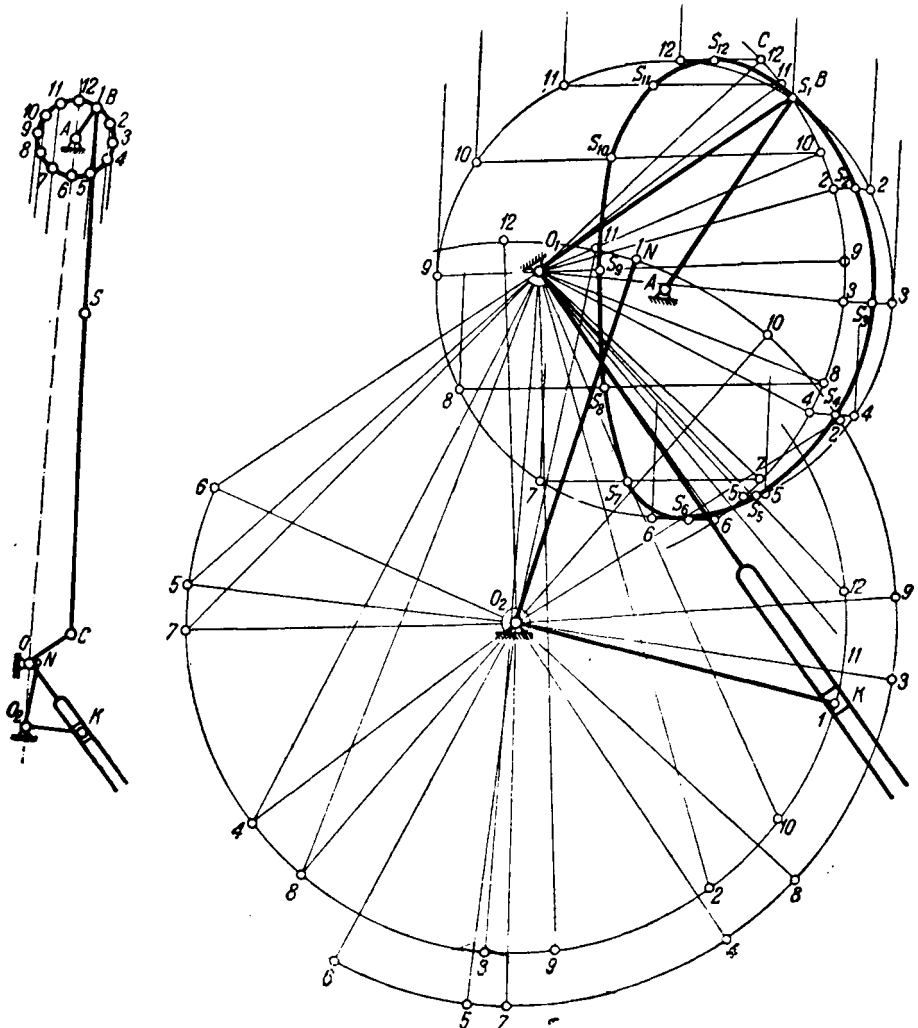


Рис. 33. Кинематическое исследование челночного механизма машины 31 кл.

ЧЕЛНОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ МАШИНЫ 31 КЛ.

Челночный механизм машины 31 кл. приводится в движение от колена AB главного вала при помощи шатуна BC (рис. 33). Шатун BC в нижней своей точке C шарнирно соединен с челночной вилкой, имеющей ось вращения в точке O . В прорезе вилки скользит ползун K , закрепленный на кривошипе OK .

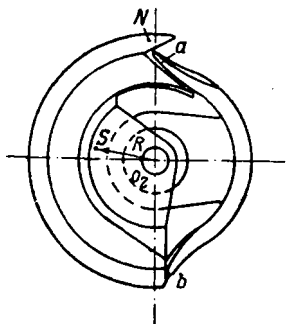


Рис. 34. Челнок машины 31 кл.

На другом конце челночного вала жестко закреплен двигатель челнока, который при вращении вала своими бойками a и b (рис. 34) увлекает грейфер с носиком N , свободно скользящий в направляющих челночного комплекта. За время полного оборота колена вала AB челночный вал совершает одно возвратно-качательное движение.

§ 1. Кинематика механизма челнока

Основные данные:

AB — 1,27	см	AO — 17,25	см
BC — 17,28	„	OO_2 — 2	„
OC — 1,66	„	$\angle COK$ — 91°	
O_2K — 1,66	„	$\angle KO_2N$ — 86°	
O_2N — 2,12	„		

Для определения траекторий движения отдельных точек механизма челнока применяем метод круговых линеек ввиду малого размера частей механизма сравнительно с размером шатуна BC .

Для этого в принятом масштабе проводим окружность радиусом AB и разбиваем ее на 12 равных частей. Из полученных точек 1, 2, 3 и т. д. проводим линии, параллельные звену BC .

Из точки 1 строим в том же масштабе линию OC , параллельную направлению части OC , и, приняв ее за радиус, проводим дугу, которая будет траекторией точки C .

Точки 1, 2, 3, 4, ... 12 на траектории точки C находятся следующим образом. Берем шаблон радиуса BC , построенный в том же масштабе. Основание шаблона прикладываем к линиям, параллельным BC , и на дуге радиуса OC отмечаем точки пересечения дуги с шаблоном. Получив таким образом все 12 точек, соединяем их с соответствующими точками окружности. Траектории точек K и N находятся по методу засечек. Расстояние OO_2 берется в принятом масштабе, а затем из O_2 проводим дуги радиусами O_2K и O_2N . Угол между соответственными положениями этих радиусов должен быть всегда равен 86°.

Различные положения точки S (центра тяжести) находятся на линиях, соединяющих точки траекторий B и C делением их в отношении BS к BC .

Данные о скоростях всех найденных точек приведены в табл. 12.

Таблица 12

Данные о скоростях челночного механизма машины 31 кл.
при $n = 2000$ об/мин.

Различные положения механизма	Скорость точек (в см/сек)										
	v_{B_3}	v_N	$dS_{c'}$	$vS_{c'}$		dS_{κ}	v_{κ}		dS_s	vS_s	
				среднее	в конце интервала		среднее	в конце интервала		в середине интервала	в конце интервала
0	266	0									
1	266	440	0,192	77	75	0,615	246	201	0,467	187	168
2	266	600	0,533	212	233	1,24	496	506	0,605	242	214
3	266	670	0,632	253	253	1,29	516	548	0,635	254	248
4	266	655	0,632	253	243	1,45	580	566	0,664	266	260
5	266	460	0,583	233	156	1,38	552	389	0,648	260	263
6	266	0	0,2	80	104	0,565	226	382	0,41	168	214
7	266	542	0,32	128	190	0,835	334	467	0,44	176	172
8	266	700	0,63	252	256	1,5	600	600	0,535	214	195
9	266	670	0,65	260	256	1,5	600	586	0,65	260	237
10	266	510	0,63	252	220	1,43	572	470	0,62	248	254
11	266	286	0,417	167	120	0,92	368	262	0,47	188	218
12	266	0	0,184	74	75	0,39	156	201	0,374	150	169
12	266	0									168

Характеристику пути и скорости носика челнока дает диаграмма рис. 35.

Эта диаграмма показывает, что точка N движется плавно за исключением крайних положений, так как в эти моменты скорости вследствие возрастания или убывания резко меняют свое направление. Это должно отражаться и на величине инерционных сил.

§ 2. Динамическое исследование механизма челнока

Методика динамического исследования челночного механизма аналогична методике соответствующих исследований игловодительных и нитепротягивательных механизмов. Определяем моменты инерции и производим разбивку масс шатуна, челноч-

ной вилки и челночного вала со всеми сидящими на нем деталями.

Момент инерции шатуна относительно центра тяжести определяется по методу физического маятника (рис. 36).

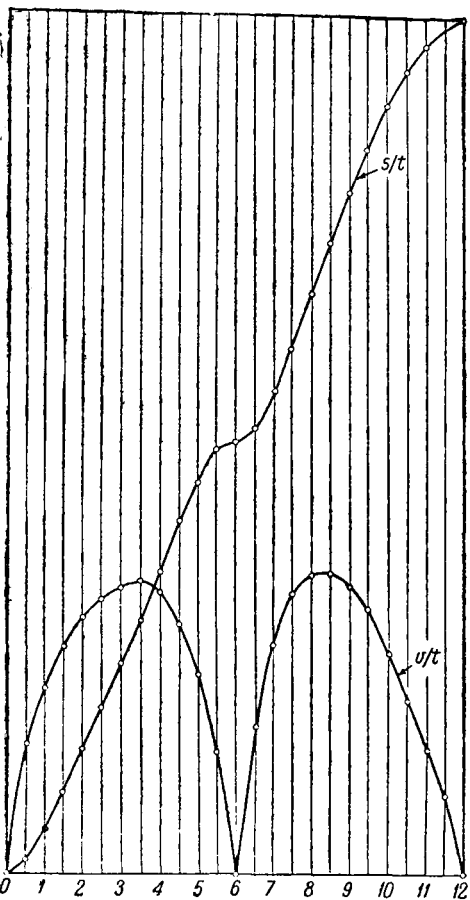


Рис. 35. Диаграмма v/t и S/t челночного механизма машины 31 кл.

Основные данные:

$$\begin{aligned} Q &= 91,5 \text{ г} & t &= 0,73 \text{ сек.} \\ a &= 7,6 \text{ см} & l &= 17,27 \text{ ,,} \\ b &= 6,75 \text{ ,,} & c &= 10,52 \text{ см} \end{aligned}$$

Определив момент инерции относительно оси вращения по формуле (20), получаем:

$$\Theta_O = 9,36 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2.$$

Момент инерции относительно центра тяжести определяем по формуле (12) и получаем:

$$\Theta_S = 3,98 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2.$$

Произведя разбивку масс по формулам (7), (8) и (9), имеем (в $\text{г} \cdot \text{сек}^2/\text{см}$):

$$\begin{aligned} m_B &= 0,034 \\ m_S &= 0,037 \\ m_C &= 0,022 \end{aligned}$$

Масса в точке C равняется m_C плюс приведенная масса челночной вилки OK .

Определяем момент инерции челночной вилки (рис. 37).

Основные данные:

$$\begin{aligned} Q &= 93 \text{ г} & t &= 0,36 \text{ сек.} \\ a &= 1,1 \text{ см} & OC &= 1,66 \text{ см} \\ b &= 0,65 \text{ ,,} \end{aligned}$$

Момент инерции в отношении оси подвеса определяем по формуле (20) и получаем:

$$\Theta_A = 0,355 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2.$$

Определив момент инерции относительно оси качания по формуле (12), имеем:

$$\Theta_O = 0,0260 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2.$$

$$m'C = 0,022 + \frac{0,0260}{(OC)^2} = 0,111 \text{ г} \cdot \text{сек}^2/\text{см}.$$

Момент инерции кривошипа OK (рис. 38) определяется по формулам (20) и (12).

Основные данные:

$$OK = 1,83 \text{ см}$$

$$a = 1,2 \text{ "}$$

$$b = 0,7 \text{ "}$$

$$t = 0,3 \text{ сек.}$$

$$Q = 47 \text{ г}$$

Получаем:

$$\Theta_A = 0,128 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2$$

$$\Theta_O = 0,083 \text{ " "}$$

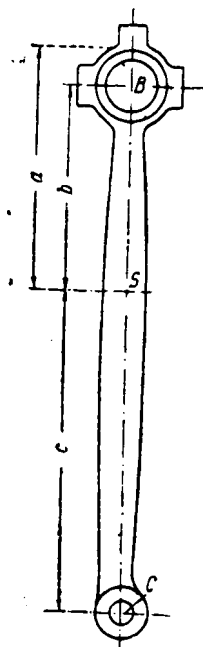


Рис. 36. Шатун челночного механизма машины 31 кл.

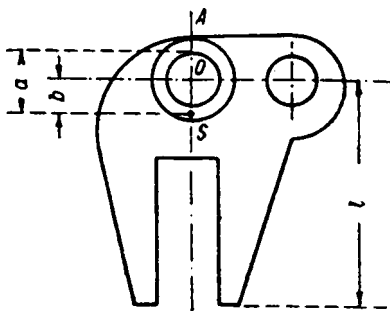


Рис. 37. Вилка челночного механизма машины 31 кл.

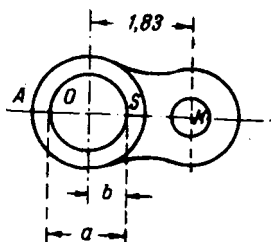


Рис. 38. Кривошип OK челночного механизма машины 31 кл.

Определяем момент инерции вала.

Основные данные:

$$Q = 243 \text{ г}$$

$$l = 33 \text{ см}$$

$$d = 1,1 \text{ "}$$

Момент инерции вала определяем по формуле, применяемой в механике:

$$\Theta_{\text{вала}} = \frac{1}{2}mr^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{243 \cdot 0,55^2}{981} = 0,0378 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2.$$

Для нахождения массы в точке K мы должны найти сначала общий момент инерции:

$$\Theta_o = \Theta_{\text{вала}} + \Theta_{\text{вилк}} + \Theta_{\text{крив}} + \Theta_{\text{трейфера}} \quad (26)$$

Так как челнок получает движения от двигателя грейфера и следовательно $\Theta_{\text{Дви}} = \Theta_{\text{Грейфера}} = 0,0178$, то

$$\Theta_0 = 0,0378 + 0,0178 + 0,0178 + 0,083 = 0,1565 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2.$$

Масса, приведенная к точке K , определяется по формуле (26), что дает:

$$m_k = 0,046 \text{ г} \cdot \text{сек}^2 / \text{см}.$$

Кинетическая энергия челночного механизма определяется по методу, указанному ранее:

$$E_2 = \frac{m_B v_B^2}{2} + \frac{m_S v_S^2}{2} + \frac{m_C v_C^2}{2} + \frac{m_K v_K^2}{2}. \quad (27)$$

Скорости этих точек указаны в табл. 12. v_B является постоянной для всех положений и определяется по формуле (1).

v_N носика челнока получается измерением ординат скоростей диаграмм и умножением их на масштаб скоростей. Скорости точек K и C получаются измерением приращения пути dS . v_S — скорость центра тяжести — получается из построенной траектории точки S .

Кинетическая энергия и тангенциальные усилия определяются по методу, указанному ранее. Результаты приведены в табл. 13.

Кроме того построены диаграммы рис. 39. Они указывают на неравномерный ход челнока и резкие колебания от плюса к минусу.

Максимальная тангенциальная сила при 3000 об/мин. равна 20 кг.

Эта неравномерность хода челночного механизма при значительной тангенциальной силе приводит к преждевременному износу и частым поломкам крышки его шатуна.

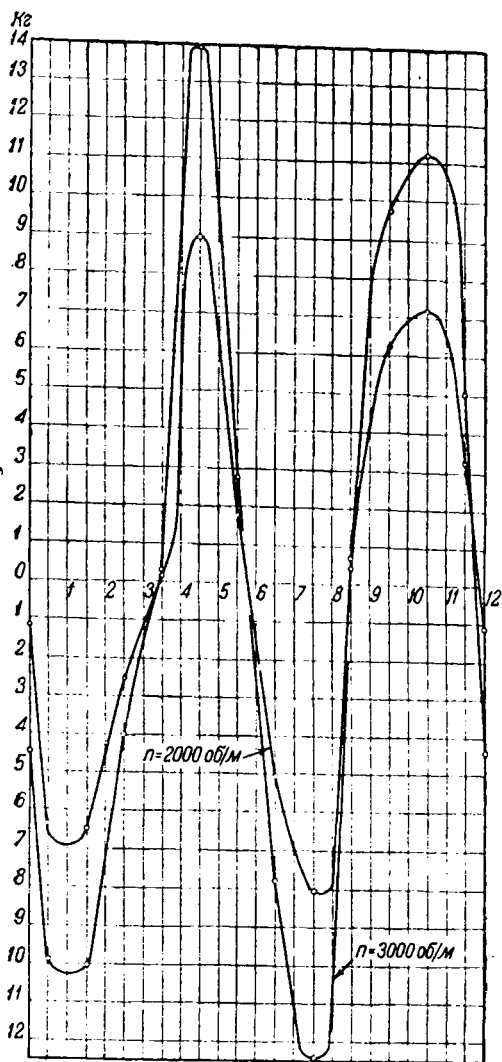


Рис. 39. Г колена главного вала машины 31 кл.

Данные о кинетической энергии и силах инерции механизма челнока машины З1 кл.

Различные положения механизма	Кинетическая энергия механизма (в г · с.к)					Приращение энергии dE	$T = \frac{dE}{dS}$ (в г) при			
	E_B	E_s	E_c	E_k	ΣE		$n = 2000$ об/мин.	$n = 3000$ об/мин.	$n = 3500$ об/мин.	$n = 2500$ об/мин.
0	1 203	520	312	920	2 955	+ 4 143	14 230	19 400	9 900	
1	1 203	845	1 900	3 150	7 098	+ 4 165	14 410	19 600	10 000	
2	1 203	1 140	3 020	5 900	11 263	+ 1 650	5 700	7 700	3 930	
3	1 203	1 250	3 560	6 900	12 913	- 119	410	556	284	
4	1 203	1 280	3 280	7 350	12 798	- 5 925	20 400	27 700	14 150	
5	1 203	850	1 350	3 470	6 873	- 1 164	4 000	5 450	2 780	
6	1 203	546	600	3 360	5 709	+ 3 264	11 200	15 200	7 750	
7	1 203	705	2 000	5 020	8 973	+ 5 210	17 900	24 400	12 450	
8	1 203	1 040	3 640	8 300	14 183	- 280	966	1 310	670	
9	1 203	1 180	3 640	7 900	13 923	- 4 100	14 100	19 200	9 728	
10	1 203	880	2 690	5 050	9 823	- 4 728	16 250	22 200	11 300	
11	1 203	530	1 800	1 562	5 095	- 2 140	7 360	10 000	5 100	
12	1 203	520	312	920	2 955					

Переходим к изучению давления в челночной вилке. Площадь кулисного камня, скользящего по вилке, испытывает большие нагрузки в крайних положениях.

Для исследования нагрузок в механизме вилки были найдены по вышеуказанному методу тангенциальные усилия (табл. 14).

Тангенциальные усилия здесь не равны нормальным, так как первые направлены перпендикулярно O_2K , т. е. радиусу кривошипа, а вторые — перпендикулярно OK , т. е. радиусу вилки.

Таблица 14

Данные о движении механизма вилки челнока машины 31 кл.

Различные положения механизма	ES_{κ}	dE_{κ}	dS_{κ}	$T_{\kappa} = \frac{dE_{\kappa}}{dS_{\kappa}}$	α (в °)	$\cos \alpha$	$N = T \cos \alpha$ при		
							$n = 2000$ об/мин.	$n = 3000$ об/мин.	$n = 3500$ об/мин.
0	920								
1	3150	+2230	0,615	-3630	53	0,6	2166	4480	6600
2	5900	+2750	1,24	-2220	43	0,73	1642	3785	5400
3	6900	+1000	1,29	-775	22	0,93	720	1640	2200
4	7350	+450	1,45	-310	0	1	310	696	950
5	3470	-3880	1,38	+2450	26	0,9	2200	4950	6750
6	3360	-110	0,565	+195	50	0,64	125	282	382
7	5020	+1660	0,835	-1970	60	0,50	985	2220	3050
8	8300	+3280	1,5	-2180	45	0,70	1530	3440	4680
9	7900	-400	1,5	+267	20	0,94	250	562	765
10	5050	-2850	1,43	+1980	7	0,99	1960	4400	6000
11	1562	-3488	0,92	+3780	30	0,86	3170	7150	9920
12	920	-642	0,39	+1650	48	0,66	792	1780	2460

Нормальные усилия определяем, найдя угол между нормальными и тангенциальными усилиями по формуле:

$$N = T \cos \alpha.$$

Результаты этих определений при $n = 2000, 3000$ и 3500 об/мин. для всех 12 положений сведены в табл. 14.

Наглядную картину резкого возрастания нормальных усилий при увеличении количества оборотов дает диаграмма рис. 40.

Удельное давление на кулиссе при $F = 0,91 \text{ см}^2$ составляет:

при $n = 2000$ об/мин. — $3,5 \text{ кг/см}^2$

„ $n = 3000$ „ „ $7,4$ „

„ $n = 3500$ „ „ $10,8$ „

§ 3. Определение динамики грейфера машины 31 кл.

Качательные движения грейфера приводят к преждевременному износу носика челнока.

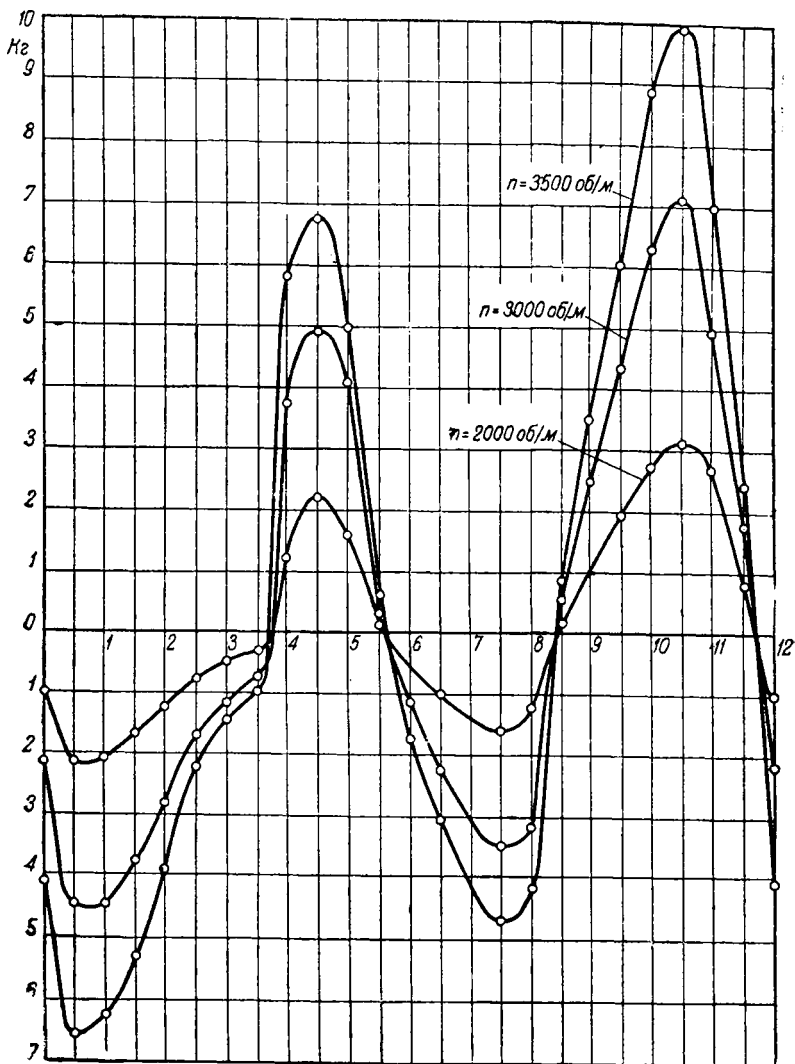


Рис. 40. Диаграмма нормальных усилий при различном количестве оборотов вала для челночной вилки машины 31 кл.

Расчет давления P на носик грейфера производится следующим образом.

Находим ускорение для точки N по методу, указанному ранее, при описании нитепритягивателей машин 15 и 111 кл., взяв vN из диаграммы.

Данные о скоростях и силах инерции грейфера челночного механизма машины З1 кл.

Различные положения механизма	v_N	dv_N	$j^1 = \frac{dv_N}{dt}$	$\varepsilon = \frac{j^1}{O_2 N}$	$M_{op} = \Theta_2 \varepsilon$	$T_1 = \frac{M_{op}}{\rho}$	$\frac{v_N}{2}$	$v_s = \frac{v_N}{2}$	$C = \frac{mv_s^2}{r}$
0	0	+440	19360	9700	1730	935	0	220	1112
1	440	+220	9700	4840	860	465	220	275	1740
2	660	+110	4850	2420	430	232	330	332	2520
3	670	-15	660	330	59	32	335	331	2500
4	655	-195	8580	4280	765	414	327	329	2480
5	460	-460	20510	1020	1820	985	230	230	1220
6	0	+542	23820	1190	2120	1145	0	241	1350
7	542	+158	6950	3360	600	324	241	295	2020
8	700	-30	1320	660	118	64	350	342	2690
9	670	-160	7050	3500	625	335	335	295	2020
10	510	-224	9850	4900	870	470	255	199	910
11	286	-286	12600	6280	1105	600	143	143	465
12	0						0		

По формулам (17), (18) и (19) находим вращающий момент.

Путем деления $M_{вр}$ на ρ (где ρ есть расстояние от центра вала до бойков двигателя грейфера) находим T .

Результаты приведены в табл. 15, из которой видно, что максимальные инерционные усилия возникают в крайних положениях грейфера и для 6-го положения равны 1,145 кг (при $n = 2000$ об/мин.).

Удельные давления на носике грейфера ввиду ограниченности площади чрезвычайно велики. При перемене направления движения челночного вала в зазоре между носиком грейфера и бойками двигателя происходят удары, которые вредно отражаются на челночном механизме и приводят к преждевременному износу носика грейфера.

Согласно определению, приведенному И. В. Сергеевным в книге „Механика центральношпульных швейных машин“ удельное давление на 1 см проекции трущейся поверхности q равно:

$$\frac{C}{dl},$$

где d — диаметр грейфера, равный 4,2 см,

l — ширина обода, равная 0,46 см.

Для 3-го положения $q = 1,3$ кг/см².

ЧЕЛНОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ МАШИНЫ 45 КЛ.

Челночный механизм машины Баррела 45 кл. по своей конструкции является разновидностью челночного механизма машины 31 кл. Принцип движения такой же, как и у машины 31 кл.

Нижний вал, совершая колебательное движение, бойками увлекает грейфер и жестко закрепленный на нем продолговатой формы шпульный колпачок (рис. 41).

Шпуля расположена эксцентрично по отношению к главному валу и качается совместно с грейфером, проходя через иглопетлю при петлеобразовании.

§ 1. Кинематика челночного механизма машины 45 кл.

Кинематическое исследование проводится по тому же методу, как и машины 31 кл. (рис. 42 и 42а).

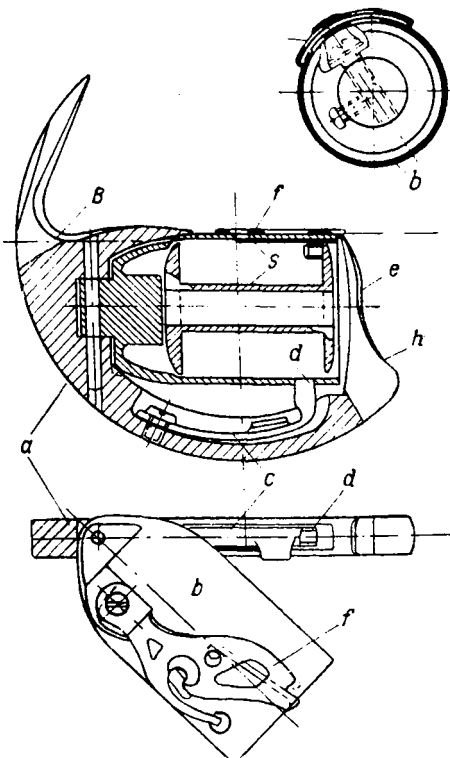


Рис. 41. Челночный механизм машины 45 кл.

Основные данные:

$AB = 13,0$	мм	$BC = 237,5$	мм
$CD = 17,5$	„	$AO = 236,5$	„
$DO = 25,0$	„	$OM = 2,4$	„
$ON = 32,0$	„		

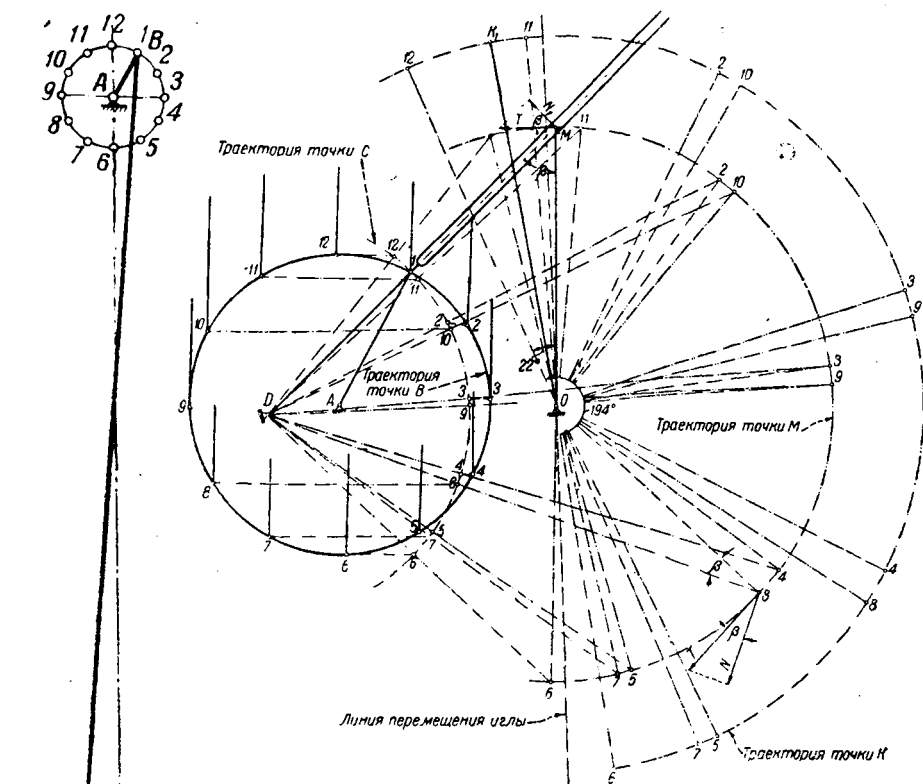


Рис. 42. Кинематическое исследование челночного механизма машины 45 кл.

Сравнение кинематических схем этих двух механизмов показывает, что угол отклонения челночного вала в машине 31 кл. равен 210° , а в машине 45 класса— 194° .

Графическое исследование показывает, что носик грейфера в нижнем своем положении (6-е положение) у машины 31 кл. заходит за линию перемещения иглы на угол, равный 23° , между тем как носик грейфера машины 45 кл. не доходит до линии перемещения иглы на угол, равный 8° .

Это различие объясняется конструкцией челночного механизма: в машине 31 кл. нить обводится вокруг всего грейфера, а в машине 45 кл. нить сдергивается с грейфера по диаметру.

В верхнем, 12-м, положении, носик грейфера заходит за

линию перемещения иглы в машине 31 кл. на 5° , а в машине 45 кл. на 22° .

Большое отклонение колена грейфера в машине 45 кл. объясняется увеличенным размером петли, образуемой иглой вследствие большей толщины иглы и нити.

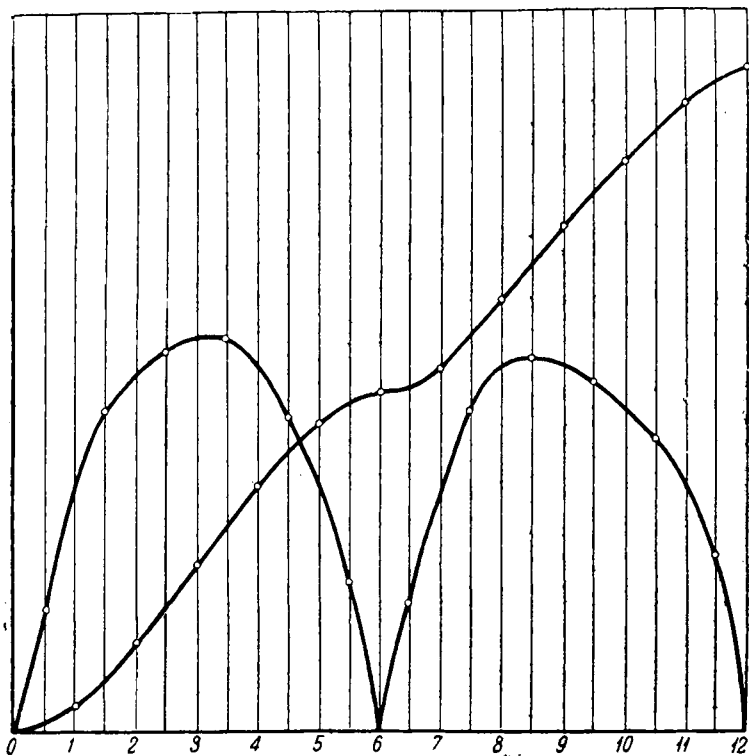


Рис. 42а. Диаграмма S/t и v/t челночного механизма машины 45 кл.

§ 2. Динамика челночного механизма машины 45 кл.

Динамическое исследование проводится по методу соответствующего исследования нитепротягивателей машин 15 и 111 кл. Берем отклонение dx° , т. е. отклонение грейфера в каждом положении.

Угол в радианах берем по формуле:

$$dx = \frac{2\pi dx}{360} .$$

Угловая скорость ω получается путем деления угла в радианах на соответственный промежуток времени:

$$\omega = \frac{dx}{dt} .$$

Угловое ускорение берется, как первая производная:

$$\frac{d\omega}{dt}$$

Вращающий момент находим по формуле (22).

Определяем момент инерции челночного вала.

Основные данные:

$$\begin{aligned} Q &= 550 \text{ г} \\ a &= 2,4 \text{ см} \\ l &= 106 \text{ „} \end{aligned}$$

Получаем:

$$\Theta = 0,6 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2.$$

Путем деления вращающего момента M , равного $\Theta \frac{d\omega}{dt}$, на r , где r есть OM , получим тангенциальные усилия T , которые направлены перпендикулярно OM . Нормальные же силы N направлены перпендикулярно DM .

Таблица 16
Исследование челночного механизма машины 45 кл.

Различные положения механизма	dx_0	dx	ω	$d\omega$	ε	Θ	M_{op}	r	T	β°	$\cos \beta$	$N = T \cos \beta$
0	20	0,35	140	— 36	14 400	0,6	8650	24	3 600	46	0,69	2 480
1	15	0,26	104	+156	62 500	0,6	37500	24	15 620	27	0,89	13 900
2	37	0,65	260	+ 52	20 800	0,6	12500	24	5 200	4	0,99	5 150
3	45	0,78	312	— 4	1 600	0,6	960	24	400	21	0,93	372
4	44	0,77	308	— 44	17 600	0,6	10600	24	4 400	40	0,77	3 400
5	38	0,66	264	—136	54 500	0,6	32800	24	13 700	49	0,66	9 050
6	18	0,32	128	— 24	9 600	0,6	5750	24	2 380	41	0,75	1 780
7	15	0,26	104	+148	59 000	0,6	35500	24	14 800	24	0,91	13 500
8	36	0,63	252	+ 60	24 000	0,6	14400	24	6 000	2	1,0	6 000
9	45	0,78	312	+ 16	6 400	0,6	3840	24	1 560	26	0,90	1 400
10	47	0,82	328	— 28	11 200	0,6	6720	24	2 800	44	0,72	2 100
11	43	0,75	300	—160	64 000	0,6	38400	24	16 000	54	0,59	9 450
12	20	0,35	140									

Найдя угол β между направлением нормальных и тангенциальных усилий, определяем $N = T \cos \beta$.

Полученные значения N и T приведены в табл. 16. Удельное давление находится делением нормальных усилий на единицу длины образующей, так как ролик скользит в челночной вилке. Максимальная $N = 13,9 \text{ кг}$; при делении на $0,7 \text{ см}$ (высоту ролика) получим $q = 19 \text{ кг/см}$.

Частая перемена знака инерционных усилий указывает на то, что эта машина, работая при 2000 об/мин., преждевременно изнашивается. Этим также объясняется и то, что ролик, находящийся под такой значительной нагрузкой, часто выскакивает.

ЧЕЛНОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ МАШИНЫ 111 КЛ.

В этой машине движение от главного вала к нижнему валу передается посредством бесконечной льняной ленты с металлическими скобками, входящими в пазы шкивов (рис. 43).

От нижнего вала движение передается вертикальному валу грейфера посредством пары цилиндрических колес с винтовыми зубьями.

Диаметры шкивов главного и нижнего валов относятся, как 1 : 1. Удвоение числа оборотов грейфера достигается путем удвоения числа зубьев колеса нижнего вала ($Z_1 = 15$, $Z_2 = 30$).

Вертикальный вал грейфера прикрепляется к зубчатому цилиндрическому колесу двумя винтами.

При вращении вертикального вала вращается и жестко закрепленный грейфер.

Для того чтобы воспрепятствовать движению шпульной сетки, так как это будет мешать петлеобразованию, имеется механизм, регулирующий спуск верхней нити (рис. 44).

Шпульная сетка имеет выступ, который приходит в контакт с крючком *OE*.

Механизм устроен следующим образом. На вертикальном валу грейфера имеется эксцентрик с эксцентриситетом *AB*. В точке *O* шарнирно закрепляется крючок *OE*, имеющий палец в точке *C*.

Поводок *BC* надевается одним концом на эксцентрик вертикального вала грейфера, другим концом — на палец *C* крючка *OE*.

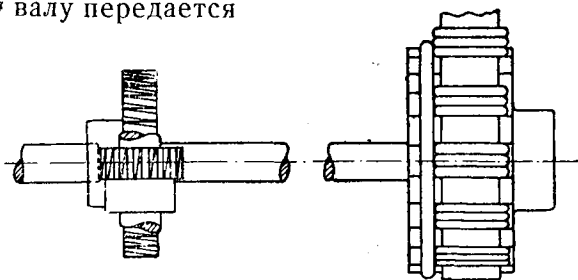
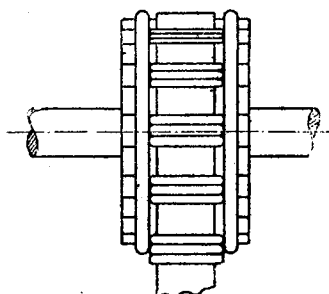


Рис. 43. Передача к челноку в машине 111 кл.

При вращении вертикального вала грейфера качение передается через звено OC крючку OE .

Крючок входит в контакт с выступом шпульной сетки и, отклоняясь от этого выступа, образует зазор, через который и проходит верхняя нить после переплетения с нижней.

§ 1. Кинематическое исследование челночного механизма машины 111 кл.

Основные данные:

$CE = 2,6$ см	$\angle KAB = 20^\circ$	$BC = 1,6$ см
$b = 1,2$ „	$\angle OCE = 90^\circ$	$OC = 1,35$ „
$a = 1$ „		$AB = 0,1$ „
$AK = 1,8$ „		

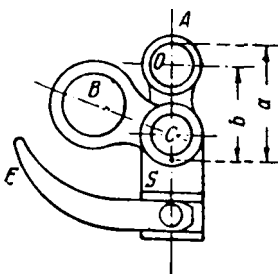


Рис. 44. Механизм, регулирующий спуск верхней нити в челночном механизме машины 111 кл.

Ввиду малого размера эксцентриситета по сравнению с другими деталями механизма проводим кинематическое исследование по методу круговых линеек (рис. 45 и 46), как было указано выше, при исследовании челночного механизма машины 31 кл.

Результаты приведены в табл. 17 и 18. Скорость в точке K грейфера и в точке B эксцентрика определяется по формуле (1).

Характеристика скорости точки E дана в диаграмме отношений S/t и v/t (рис. 47).

Из этой диаграммы и таблицы видно, что скорости ответственных звеньев совершенно незначительны.

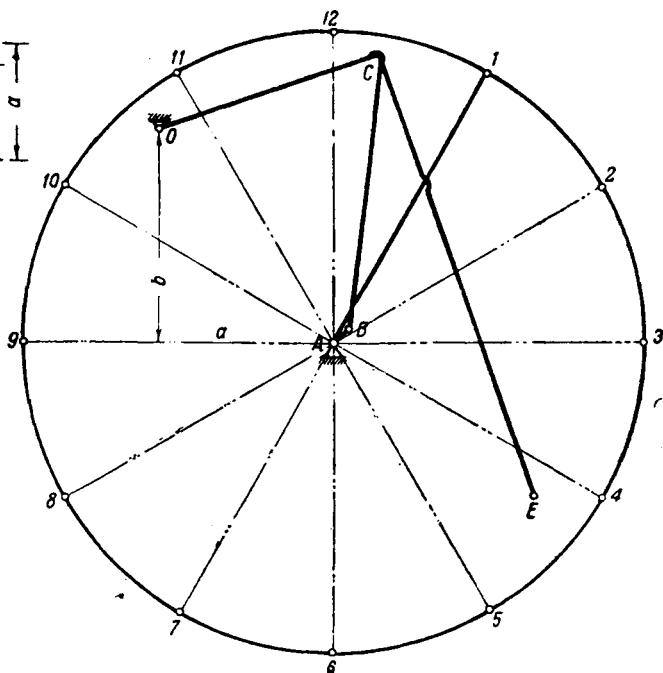


Рис. 45. Кинематическое исследование челночного механизма машины 111 кл. Окружность представляет собой траекторию точки K

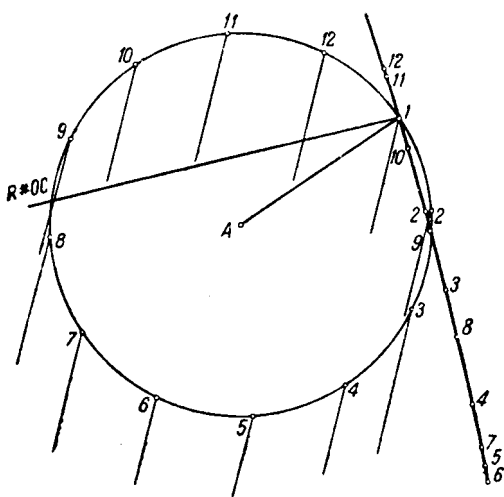


Рис. 46. Кинематическая схема механизма челнока машины 111 кл.

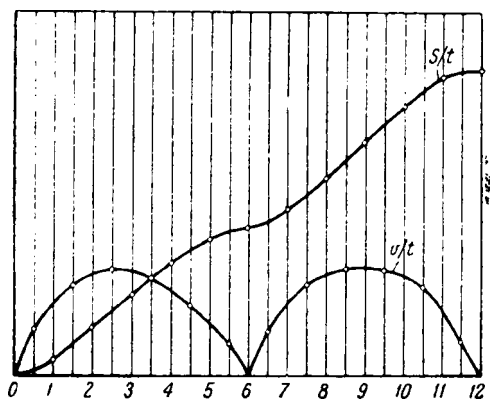


Рис. 47. Диаграмма скорости и пути челнока машины 111 кл.

Таблица 17
 Данные о скоростях и силах инерции крючка ОЕ челночного механизма машины III кл.

Различные положения механизма	v_k	v_B	dS_c	v_c	dv_c	$j^t = \frac{dv_c}{dt}$	$\varepsilon = \frac{j_c^t}{OC}$	$M_{ap} = \theta_0 \varepsilon$	$T_c = \frac{M_{ap}}{OC}$ при $n=2000$ об/мин.	T при	
										$n = 3000$ об/мин.	$n = 3500$ об/мин.
0	377	21	0,026	10,4	+ 9,2	3680	2720	300	222	500	685
1	377	21	0,049	19,6	+ 9,2	3680	2720	300	222	500	685
2	377	21	0,056	22,4	+ 2,8	1120	830	92	68	153	208
3	577	21	0,052	21,2	- 1,2	480	356	40	30	68	92
4	377	21	0,033	13,2	- 8	3200	2370	262	194	440	595
5	377	21	0,008	3,2	-10	4000	2960	330	244	550	750
6	377	21	0,019	7,6	+ 4,4	1760	1300	145	108	242	330
7	377	21	0,05	20	+ 12,4	4960	3770	420	310	700	950
8	377	21	0,06	24	+ 4	1600	1185	132	98	220	300
9	377	21	0,055	22	- 2	800	593	66	49	110	150
10	377	21	0,039	15,6	- 6,4	2560	1900	210	155	350	475
11	377	21	0,003	1,2	-14,4	5700	4220	465	342	770	1040
12	377	21	0,003	1,2	+ 9,2	3680	2720	300	222	500	685

Данные о скоростях и силах инерции поводка ВС челночного механизма машины III кл.

Различные положения механизма	v_B	v_C в конце ин-тервала	E_B	E_C	ΣE (в г · см)	dE (в г · см)	T при		
							$n = 2000$ об./мин.	$n = 3000$ об./мин.	$n = 3500$ об./мин.
0	21	5,8	0,8	1,1	1,9	+ 6,2	- 119	270	370
1	21	15	0,8	7,3	8,1	+ 7	- 135	304	415
2	21	21	0,8	14,3	15,1	+ 2,5	- 48	108	147
3	21	22,8	0,8	16,8	17,6	- 7,2	+ 138	310	422
4	21	17,2	0,8	9,6	10,4	- 7,4	+ 142	320	435
5	21	8,2	0,8	2,2	3	+ 7,4	- 142	320	435
6	21	5,4	0,8	0,96	10,4	- 3,4	+ 47	106	143
7	21	13,8	0,8	6,2	7	+ 9,6	- 184	415	562
8	21	22	0,8	15,8	16,6	+ 2,1	- 40	90	122
9	21	23	0,8	17,9	18,7	- 6,4	+ 123	280	380
10	21	18,8	0,8	11,5	12,3	- 9,2	+ 177	400	540
11	21	8,4	0,8	2,3	3,1	- 1,2	+ 23	52	70
12	21	5,8	0,8	1,1	1,9				

Кривая скоростей имеет плавный характер и по своей форме приближается к синусоиде.

§ 2. Динамическое исследование челночного механизма машины III кл.

Определяем тангенциальные усилия рычага, регулирующего спуск верхней нити.

Так как этот рычаг качается вокруг неподвижной точки, то тангенциальные усилия определяются через угловые ускорения.

Моменты инерции Θ_A и Θ_O определяются по данным рис. 44.

По соответствующим формулам находим j^t , ε и $M_{вр}$.

Тангенциальные усилия находятся по формуле:

$$T = \frac{M_{вр}}{r}$$

где r есть величина AC . Результаты приведены в табл. 17.

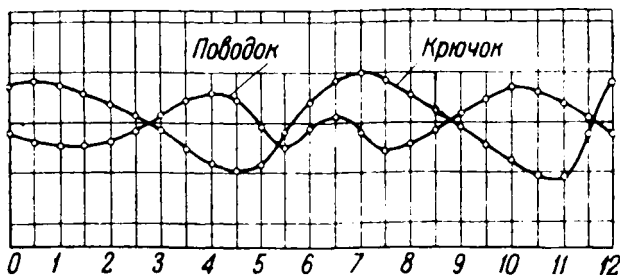


Рис. 48. Диаграмма движений челночного механизма машины 111 кл.

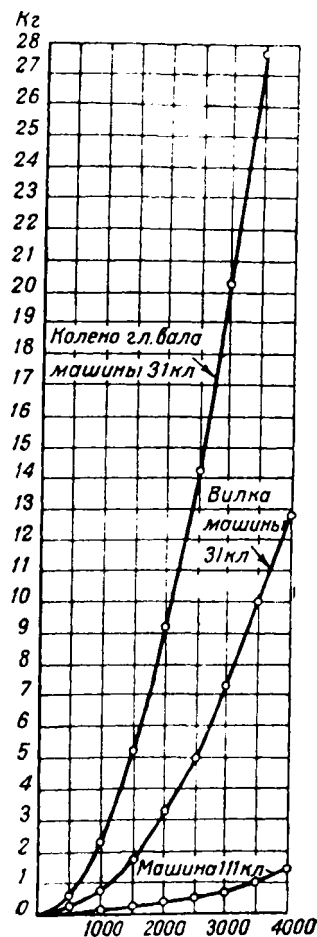


Рис. 49. T_{\max} в зависимости от скорости вращения главного вала для механизмов челнока машин 31 и 111 кл.

Кроме того построены диаграммы тангенциальных усилий (рис. 48). Эти диаграммы и таблицы показывают совершенно незначительные тангенциальные усилия для рычага вышеуказанного механизма.

Соответствующие удельные давления также незначительны.

Определяем тангенциальные усилия поводка BC (рис. 44).

Основные данные:

$$a - 2,3 \text{ см} \quad t - 0,33 \text{ сек.}$$

$$b - 1,9 \text{ ,,} \quad Q - 24 \text{ г}$$

Получаем:

$$\Theta_A = 0,152 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2,$$

$$\Theta_o = 0,110 \text{ г} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2.$$

Тангенциальные усилия в точке B определяем через приращение кинетической энергии dE .

Производим разбивку масс по двум точкам B и C .

Масса, приведенная в точке C , равняется моменту инерции рычага OCE , деленному на $(OC)^2$, плюс половина массы поводка (половину массы берем потому, что поводок связан с двумя точками: C и B).

$$m'_c = \frac{\Theta_o}{(OC)^2} + \frac{m}{2}.$$

Данные:

$$Q - \text{вес поводка} = 7,5 \text{ г}$$

$$m'_c = 0,0648 \text{ г} \cdot \text{сек}^2/\text{см}$$

$$m_B = 0,0038 \text{ г} \cdot \text{сек}^2/\text{см}$$

Масса в точке B равна:

$$\frac{7,5}{981 \cdot 2} \text{ г} \cdot \text{сек}^2/\text{см}.$$

Определив по уже известному нам методу кинетическую энергию E и dE , находим T .

Результаты сведены в табл. 18. Значения T при 3500 об/мин. показаны в диаграмме рис. 48. Эта диаграмма показывает совершенно незначительные инерционные усилия, имеющие при 3500 об/мин. максимум 0,5 кг.

Сопоставляя максимальные тангенциальные усилия челночных механизмов машин 111 и 31 кл, по рис. 49, мы находим большие тангенциальные усилия в машине 31 кл., достигающие 24 кг на колене главного вала, и совершенно незначительные инерционные усилия в машине 111 кл., составляющие лишь 1 кг при $n = 3500$ об/мин.

IV. ПРОДВИГАТЕЛИ ТКНИ

ПРОДВИГАТЕЛЬ ТКНИ В МАШИНЕ 111 КЛ.

Д а н н ы е:

AB — 3,5 мм	O_1E — 29 мм
BC — 220 „	$\angle O_1\dot{E}L$ — 90°
CO — 22,5 „	a — 7 мм
OD — 21 „	b — 88 „
$\angle COD$ — 90°	c — 55 „
NK — 1,75 мм	d — 54 „
CL — 165 „	e — 50,5 „
O_1L — 50 „	f — 217 „

На главном валу машины жестко посажен эксцентрик с эксцентриситетом AB (рис. 50).

Передача движения от главного вала происходит через шатун BC , шарнирно соединенный с концом C коромысла OC нижнего вала продвигателя ткани.

Второй конец нижнего вала продвигателя ткани O соединяется посредством коромысла OD с вилкой, на которой жестко посажена гребенка.

На челночном валу N имеется эксцентрик с эксцентриситетом NK , который поднимает вилку гребенки.

Таким образом гребенка посредством нижнего вала продвигателя ткани O получает движение в горизонтальном направлении, при помощи же эксцентрика челночного вала получает вертикальное движение.

В общем гребенка имеет сложное движение, и траектории ее точек похожи на эллипсы (рис. 51).

§ 1. Кинематическое исследование механизма продвигателя ткани

Кинематическое исследование механизма продвигателя ткани является делом весьма сложным ввиду малой величины эксцентриситетов по сравнению с другими частями механизма, например эксцентриситет $NK = 1,75$ мм, а шатун $BC = 220$ мм.

Поэтому графическое исследование пришлось вести комбинированным методом. Траектории точек C и D были построены по методу круговых линеек. Траектория же движения гребенки была построена по методу шаблона, так как движение соединительной вилки продвигающего вала зависит от положения точек B , D и N .

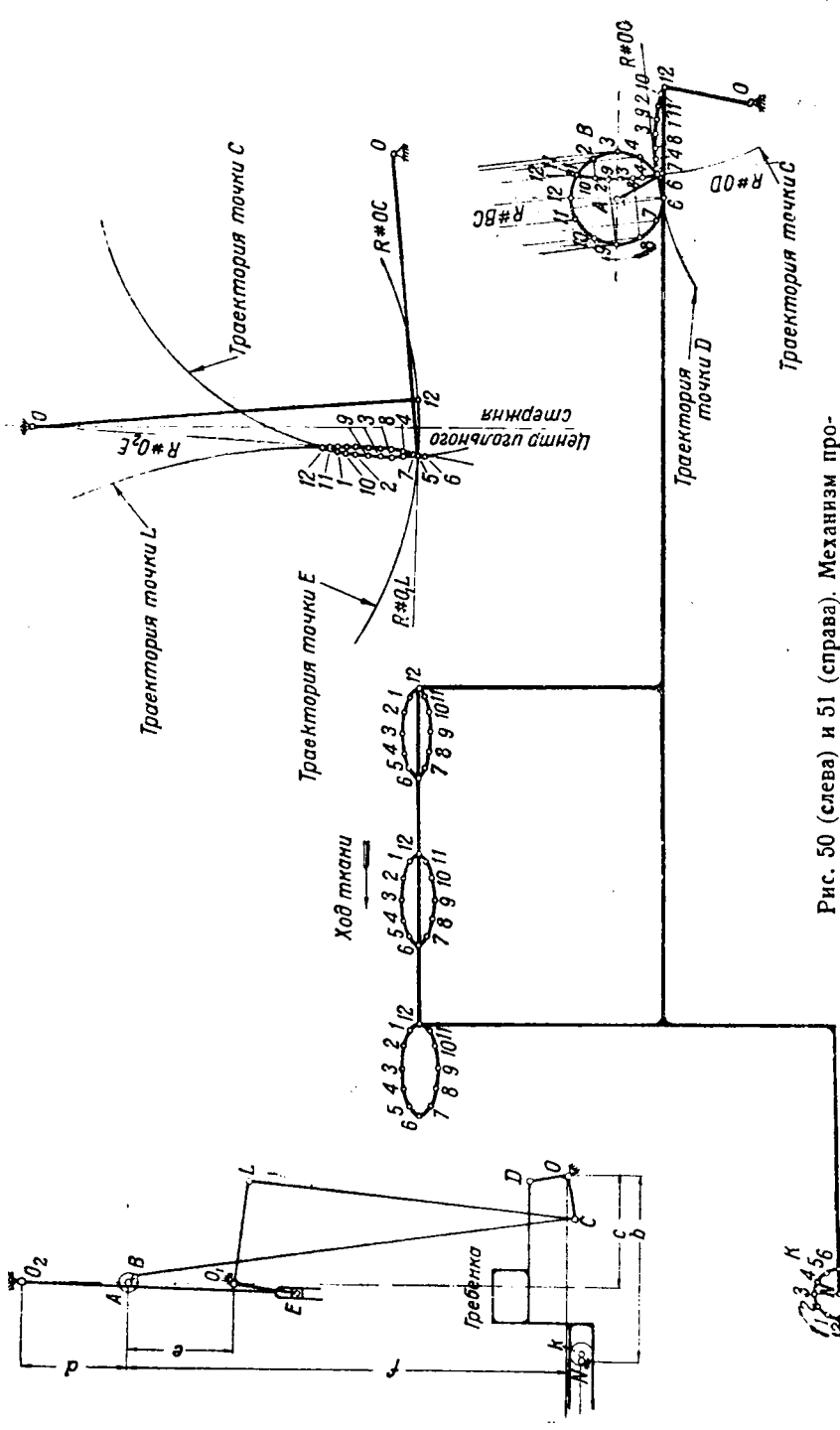


Рис. 50 (слева) и 51 (справа). Механизм прядильного двигателя ткани в машине 110 кл.

Исследование велось при максимальной длине стежка.

Для построения траектории точки B проводим окружность радиусом AB в соответствующем масштабе и делим эту окружность на 12 частей. Из полученных точек проводим линии, параллельные BC . Траекторию точки C определяем, проведя дугу радиуса OC . Положения точки C при различных положениях механизма находятся следующим образом: основание шаблона радиуса BC прикладываем к линиям, проведенным из точек на окружности B ; дуга шаблона в соответствующих точках на окружности B дает пересечение с дугой C , на которой мы и отмечаем все 12 положений механизма.

Для получения траектории точки D проводим дугу из 5-го положения радиусом R , равным и параллельным OD .

Расстояния между точками 1, 2, 3, ..., 12 на дуге траектории D относятся к расстояниям между точками на дуге траектории C , как радиус OD относится к радиусу OC .

Для нахождения траектории гребенки поступаем следующим образом. Вырезаем шаблон принятого масштаба, представляющий собой вилку DK с сидящей на ней гребенкой. Прикладываем начало шаблона по очереди ко всем 12 точкам траектории D и из точки K проводим окружность радиусом эксцентриситета NK . Затем делим эту окружность на 12 равных частей и, перемещая шаблон по дуге D и окружности N , находим траекторию гребенки и все 12 ее положений.

Из рассмотрения этой траектории видно, что малые полуоси ее эллипса постепенно увеличиваются по мере удаления точек гребенки от продвигающего вала. Это указывает на различия в работе разных точек гребенки.

Перемещение гребенки такое же, как в машине 31 кл. (более подробно см. в книге И. В. Сергеевича, „Механика центрально-шпульных швейных машин“).

Вал продвигателя ткани через промежуточный вал O_1 связан с игольным механизмом и посредством тяги CL — с угловым рычагом LO_1E , который входит в ползун игловодительной кулисы маятникового типа; последняя же закреплена шарнирно в точке O_2 головки машины.

Траектории точек L , C и E находятся по методу круговых линеек.

Из точки O проводим дугу радиусом, параллельным OC , в принятом масштабе. Переносим на эту дугу точки 1, 2, 3, ..., 12 для всех положений механизма, найденные ранее на дуге C . Радиусом OL , параллельным O_1L , проводим дугу через исходное положение на дуге C . Точки 1, 2, 3, 4, ..., 12 на дуге L находятся проведением горизонтальных линий из соответствующих точек дуги C до пересечения их с дугой L .

В точках пересечения дуг проводим линии, параллельные OE , и, увеличивая OE в том же масштабе, находим точку E . Опустив перпендикуляр из точки E , находим центр игольного стержня.

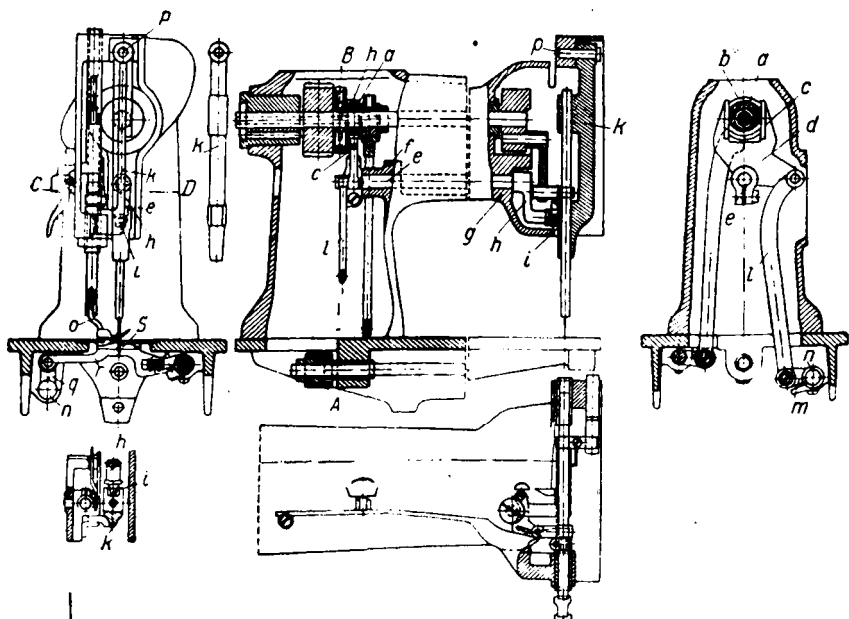


Рис. 52. Механизм иглы в машине 111 кл. Веллера—Вильсона

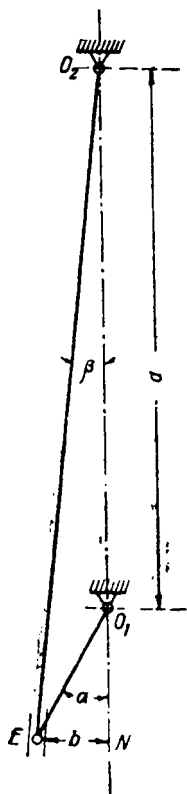


Рис. 52. Схема отклонения механизма иглы в машине 111 кл.

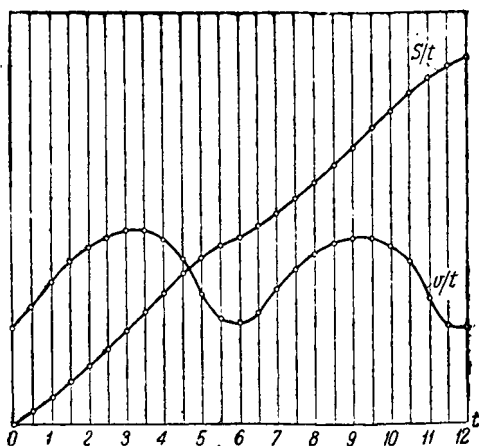


Рис. 53. Диаграмма S/t и v/t для продвигателя ткани машины 111 кл.

§ 2. Аналитическое определение отклонения иглы

Отклонение иглы аналитически производится следующим образом.

Сравнивая два треугольника O_2EN и O_1LN , мы имеем:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{b}{a + l \cos \alpha} = \frac{l \sin \alpha}{a + l \cos \alpha},$$

где α измеряется по схеме (рис. 52) и равен углу, заключенному между центром игольного стержня и линией, проходящей через точку пересечения траекторий точки L и точки C , а сумма e и d равна 104,5 мм.

$\operatorname{tg} \beta$ будет равен отношению b ко второму катету прямоугольного треугольника, причем часть катета a есть известная величина, а второй отрезок его O_1N находится из второго прямоугольного треугольника O_1EN , где катет $O_1N = l \cos \alpha$.

Подставляем цифровые значения величин и находим:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{29 \cdot 0,087}{104,5 + 29 \cdot 0,996} = 0,0189,$$

откуда $\beta \cong 1^\circ$. Весь же угол отклонения равен $2\beta = 2^\circ$.

Величина дуги отклонения определяется по формуле:

$$\frac{\pi D \cdot 2}{360} = \frac{3,14 \cdot 218}{180} \cong 3,5 \text{ мм},$$

где D — диаметр кривошипа.

Характеристика движения рейки продвигателя ткани дана в табл. 19 и на диаграмме рис. 53 в виде отношений S_i/t и v/t .

Таблица 19

Скорости точек C и B продвигателя ткани в машине Веллера—Вильсона 111 кл.

Различные положения механизмов	v (в см/сек) рейки продвигателя	v_B	Различные положения механизмов	v (в см/сек) рейки продвигателя	v_B
0	34	73	7	46	73
1	49	73	8	53	73
2	60	73	9	65	73
3	68	73	10	62	73
4	65	73	11	47	73
5	46	73	12	34	73
6	35	73			

Приведенные диаграмма и таблица показывают совершенно незначительную скорость для точек механизма продвигателя ткани.

Максимальная скорость равна 68 см/сек для рейки и 73 см/сек для шейки вала продвигателя ткани.

Ввиду малых скоростей кинетическая энергия и инерционные усилия в звеньях механизма незначительны.

Это подтверждается данными исследования механизма продвигателя ткани в машине 31 кл., приведенными в книге И. В. Сергеевнина „Механика центрально-шпульных швейных машин“.

СРАВНЕНИЕ РАЗНЫХ ТИПОВ ПЕРЕДАЧ

§ 1. Кинетическая энергия машин

Чтобы сделать окончательные выводы об окружных усилиях, нам необходимо определить суммарную кинетическую энергию механизмов иглы, нитепротягивателя и продвигателя ткани.

Кинетическую энергию челночного механизма машины 31 кл. при подсчете суммарной кинетической энергии мы не будем учитывать, ввиду того что будущий тип машины должен иметь челночный механизм с ротационным грейфером.

Характеристика же челночного механизма машины 31 кл. была приведена выше.

Определение суммарной кинетической энергии механизмов остальных трех типов машины (61, 96 и 111 кл.) требуется для того, чтобы найти коэффициент неравномерности хода машины, для чего в свою очередь требуется определить величину приращения кинетической энергии $d\dot{E}$. Предполагая, что угловая скорость челночного вала ротационного типа постоянна, находим, что в этом случае $E_1 = E_2$, и поэтому $dE = 0$.

Приращение кинетической энергии в челночном механизме ротационного типа составляет около 2%, колеблясь в зависимости от коэффициента неравномерности хода машины.

На основании приведенных соображений при подсчете суммарной кинетической энергии живая сила челночного механизма ротационного типа не учитывается вследствие ее незначительности.

В табл. 20 приведены данные о суммарной кинетической энергии машин 31, 96, 111 и 61 кл. во всех 12 положениях.

Максимальная величина кинетической энергии в машине 31 кл. составляет $12783 \text{ г} \cdot \text{см}$, тогда как в машине 96 кл. она равна $4163 \text{ г} \cdot \text{см}$ во 2-м положении.

Изменения кинетической энергии машин наглядно представлены на диаграмме рис. 54. По оси абсцисс откладывался пройденный путь S , по оси ординат — энергия E .

Эта диаграмма показывает, что кривые энергии E в машинах всех типов по характеру одинаковы, причем величина кинетической энергии периодически меняется от минимума до максимума дважды в течение одного оборота вала.

Из той же диаграммы можно видеть, что максимальная кинетическая энергия в машине 31 кл. значительно выше, нежели в машине 96 кл.

Данные о кинетической энергии машин 31, 96, 111 и 61 кл. (в г · см.)

Различные положения механизма	Машина 31 кл.				Машина 96 кл.				Машина 111 кл.				Машина 61 кл.			
	Механизм иголы	Механизм нитенрифта	Механизм продавит. ткани	$\Sigma \frac{mv^2}{2}$	Механизм иголы	Механизм нитенрифта	Механизм продавит. ткани	$\Sigma \frac{mv^2}{2}$	Механизм иголы	Механизм нитенрифта	Механизм продавит. ткани	$\Sigma \frac{mv^2}{2}$	Механизм иголы	Механизм нитенрифта	Механизм продавит. ткани	$\Sigma \frac{mv^2}{2}$
0	1 098	1 775	320	3 193	406	684	320	1 410	1 304	197	330	1 821	1 032	285	320	1 637
1	4 953	911	600	6 464	1 376	416	600	2 392	2 890	156	600	3 646	1 863	224	600	2 687
2	8 628	1 475	630	10 733	2 894	639	630	4 163	4 900	80	630	5 620	3 129	135	630	3 894
3	8 308	1 604	435	10 347	2 634	744	435	3 813	4 818	44	435	5 297	3 021	65	435	3 521
4	4 838	1 302	100	6 240	1 388	629	100	2 117	2 941	24	100	3 065	2 071	0	100	2 171
5	2 082	1 035	220	3 337	662	440	220	1 322	1 690	288	220	2 198	1 261	425	220	1 906
6	1 083	1 109	535	2 727	398	377	535	1 310	1 296	1 170	535	3 001	1 024	2 625	535	4 184
7	2 082	1 179	760	4 021	662	364	760	1 786	1 690	710	760	3 160	1 261	666	760	2 687
8	4 832	1 076	420	6 328	1 388	379	420	2 187	2 941	99	420	3 460	2 071	0	420	2 491
9	8 308	1 054	210	9 572	2 634	478	210	3 322	4 818	77	210	5 105	3 021	130	210	3 361
10	8 628	4 075	80	12 783	2 894	1 008	80	3 982	4 000	170	80	5 150	3 129	257	80	3 466
11	4 953	5 355	135	10 443	1 376	1 584	135	3 095	2 890	220	135	3 245	1 863	320	135	2 319
12	1 098	1 775	320	3 193	406	692	320	1 410	1 304	197	320	1 821	1 032	285	320	1 637

Кривые кинетической энергии для машин 111 и 61 кл. по характеру одинаковы, но построены по закону более сложных гармонических кривых, нежели кривые для машин 31 и 96 кл.

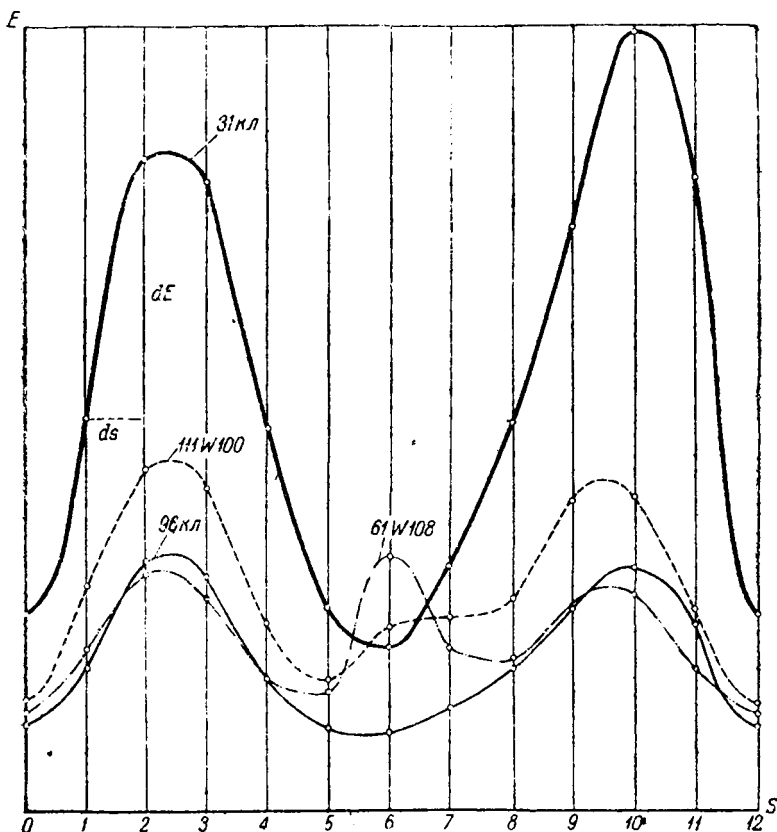


Рис. 54. Окружные усилия на главном валу машины

Минимальные значения кинетической энергии соответствуют 5, 8 и 12-му положениям, а максимальные—2, 6 и 9-му положениям механизмов.

Кинетическая энергия машин 111 кл. лишь незначительно превышает кинетическую энергию машин 61 кл.

§ 2. Окружные инерционные усилия машин

Определяем тангенциальные усилия на передаче между главными валами и прочими механизмами машины по формуле:

$$T = \frac{dE}{dS},$$

где S есть путь передаточного органа за один оборот вала.

Ввиду того что диаметры передаточных органов в передачах типа коленчатого вала (машина 31 кл.), цепочной (машина 111 кл.) и зубчатой (машина 96 кл.) различны, необходимо определить dS для каждого из них.

Так как D коленчатого вала $= 2,5$ см, то $dS = 0,655$ см; так как D барабана главного вала в машине 111 кл. $= 5,8$ см, то $dS = 1,52$ см; так как D зубчатки $= 3,14$ см, то $dS = 0,82$ см.

Берем отношение dE и dS при всех 12 положениях для указанных трех видов передач.

Такой метод сравнения дает возможность судить, при каком типе передач возникают большие тангенциальные усилия. Так как T обратно пропорционально величине dS , зависящей от диаметра барабана, то ясно, что тангенциальные усилия при цепочной передаче, где $dS = 1,52$, меньше, чем при передачах кривошипного и зубчатого типов.

Результаты сделанных вычислений сведены в табл. 21. Кроме того построена диаграмма окружных инерционных усилий (рис. 55).

Эта диаграмма показывает, что наибольшие инерционные усилия возникают в машине 31 кл. (при кривошипной передаче) в 11-м положении и составляют 11 100 г; в машинах 96 кл. максимум усилий наблюдается во 2-м положении и равен 2,1 кг.

Инерционные усилия, возникающие в машинах 111 и 61 кл., значительно меньше по сравнению с машиной 31 кл.

Та же диаграмма показывает, что наиболее выгодной в динамическом отношении оказывается цепочная передача, за ней следует зубчатая передача и наименее выгодной является кривошипная.

Эти выводы являются предварительными, потому что в механизме цепочной передачи имеется барабан на главном валу, и следовательно нужно еще исследовать влияние на вибрацию увеличения массы главного вала.

§ 3. Определение коэффициента неравномерности хода машин

При подсчете инерционных усилий полезные сопротивления нами не учитывались ввиду их незначительного удельного значения.

Это подтверждается исследованиями машины 31 кл. в работе И. В. Сергеевича „Механика центрально-шпульных швейных машин“.

Даже при работе на тяжелых тканях (брезент в три сложения) полезные сопротивления составляют не более 10% инерционных усилий.

Диаграмма рис. 55 показывает, что скорость главного вала не остается постоянной в течение одного оборота его, а меняется, следуя некоторому закону периода и проходя последовательно через максимум и минимум в точках b , c и d .

Данные об окружных усилиях в машинах 31, 96, 111 и 61 кл. (в г · см)

Различ- ные по- ложения механиз- мов	Машина 31 кл.			Машина 96 кл.			Машина 111 кл.			Машина 61 кл.						
	dE	Тип передачи		dE	Тип передачи		dE	Тип передачи		dE	Тип передачи					
		криво- шипная	ваньпопэп		зубчатая	криво- шипная		ваньпопэп	зубчатая		криво- шипная	ваньпопэп	зубчатая			
0	+3271	- 5000	2142	4000	+ 982	-1480	645	1200	+1825	-2790	1200	2230	+1050	-1600	690	1280
1	+4269	- 6520	2820	5200	+1771	-2700	1165	2170	+1974	-3020	1300	2408	+1207	-1940	795	1500
2	- 386	+ 590	253	470	- 350	+ 535	230	428	- 323	+ 495	213	394	- 373	+ 570	245	455
3	-4107	+ 6280	2700	5050	-1696	+2580	1125	2070	-2232	+3400	1468	2730	-1350	+2060	886	1650
4	-2903	+ 4450	1930	3570	- 795	+1210	525	970	- 867	+1320	570	1050	- 265	+ 405	175	306
5	- 610	+ 930	400	745	- 12	+ 18	8	15	+ 803	-1260	528	980	+2278	-3480	1500	2780
6	+1294	- 1980	850	1580	+ 476	- 730	312	582	+ 159	- 243	105	194	-1497	+2230	982	1825
7	+2307	- 3520	15 20	2900	+ 401	- 610	270	490	+ 300	- 458	197	366	- 196	+ 300	129	240
8	+3244	- 4960	2170	3960	+1135	-1730	750	1390	+1645	-2503	1082	2050	+ 870	-1330	575	1060
9	+3211	- 4910	2110	3940	+ 660	-1050	435	860	+ 45	- 69	30	55	+ 105	- 160	69	128
10	-2340	+ 3580	1540	2860	- 887	+1355	584	1085	-1905	+2905	1280	2308	-1147	+1750	755	1400
11	-7250	+11100	4750	8850	-1685	+2570	1110	2060	-1423	+2175	870	1740	- 682	+1050	450	830

Из этой же диаграммы видно, что эти максимумы и минимумы по абсолютной величине не равны между собой. Для определения пределов периодических колебаний скорости необходимо отыскать наибольший из максимумов и наименьший из минимумов, т. е. рассмотреть наиболее неблагоприятные условия работы машины.

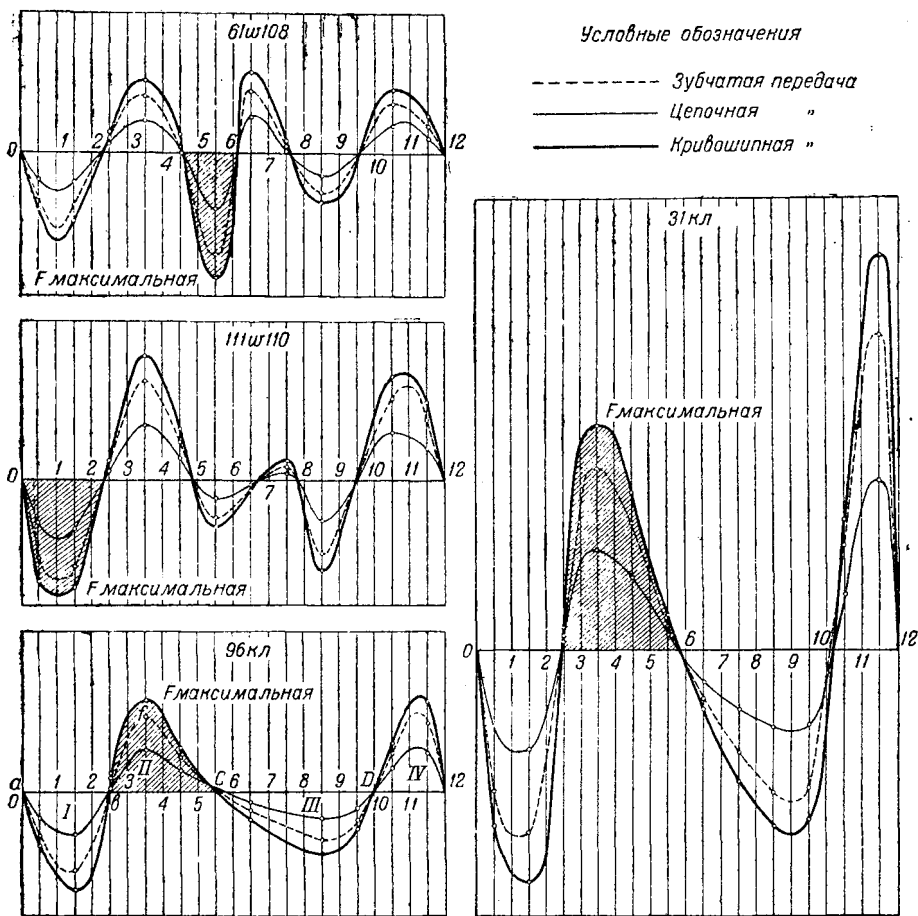


Рис 55. Окружные усилия на главном валу машины

Вычисляем работу, беря максимальную положительную или отрицательную площадь F .

$$\Sigma M \frac{v_1^2}{2} - \Sigma M \frac{v_2^2}{2} = \Delta A.$$

Здесь ΔA выражает приращение работы движущих сил над работой сопротивления на участке bc . Работа измеряется в данном случае площадью bfc .

Работа вычисляется путем умножения dF на масштабы осей координат. Максимальная площадь вычисляется с помощью планиметра.

В приведенной формуле ΣM означает массу всех движущихся частей машины.

Подставляя вместо $v_1 = \omega_1 r$ и вместо $v_2 = \omega_2 r$, получаем:

$$\Delta A = \frac{1}{2} \Sigma M (\omega_1^2 r^2 - \omega_2^2 r^2) = \frac{1}{2} \Theta_o (\omega_1^2 - \omega_2^2).$$

Для определения работы вычисляем моменты инерции главных валов со всеми жестко сидящими на них деталями (маховик, кривошип, барабан и др.).

Момент инерции определяется опытным путем по методу бифиляра (рис. 56).

Описание этого метода имеется в книге „Физика“ Хвольсона и в книге И. В. Сергеевнина „Механика центрально-шпульных швейных машин“.

Период полного колебания определяется по формуле:

$$t = 2\pi \sqrt{\frac{\Theta_s l}{Q a^2}},$$

где Q — вес вала в граммах со всеми сидящими на нем деталями,

a — половина расстояния между двумя вертикальными нитями,

t — период полного колебания в секундах на основе показаний секундомера,

l — длина нити, постоянная для всех валов.

Результаты этих определений приведены в табл. 22.

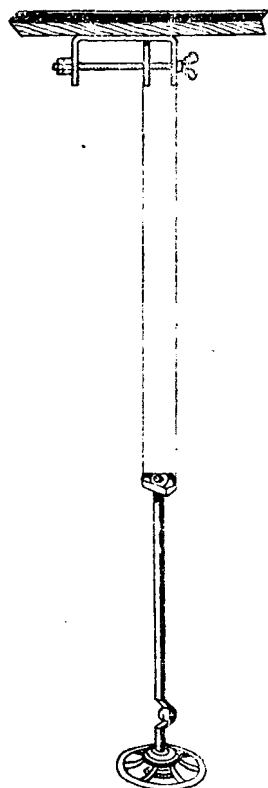


Рис. 56. Определение момента инерции по методу бифиляра

Таблица 22

Данные о моментах инерции валов со всеми сидящими на них деталями

Класс машины	Наименование вала	Вес Q (в г)	По методу бифиляра			
			$2a$ (в см)	t (в сек.)	l (в см)	Θ_s (в г·см·сек ²)
61	Главный	1550	2,5	4,5	132	9,422
61	Челночный	285	3,0	1,24	132	0,190
111	Главный	1970	2,5	5,3	132	16,35
111	Челночный	640	3,5	2,25	132	0,192
31	Главный	1310	2,7	5,2	132	12,4
31	Челночный	310	3,1	1,14	132	0,186
96	Главный	1530	2,8	5,0	132	14,4
96	Челночный	180	3,1	1,5	132	0,186

Коэффициент неравномерности равен:

$$\delta = \frac{900 \cdot \Delta A}{\Theta_{м.в} \cdot \pi^2 n^2}$$

Определив δ , находим n_{\max} и n_{\min} для главных и челночных валов (см. табл. 23).

Таблица 23

Определения коэффициентов неравномерности хода машин

Класс машин	F_{\max} (в мм ²)			Работа ΔA (в г · см)	Коэффициент неравномерности δ	Скорость главного вала	
	Тип передачи					n_{\max}	n_{\min}
	кривошипная	зубчатая	цепочная				
111	2300	1795	1000	3780	1/200	2005	1995
61	1500	1100	600	2460	1/170	2006	1994
96	2050	1500	900	3362	1/190	2005	1995
31	5550	4100	2260	9100	1/60	2017	1983

Примечание. Работа ΔA получалась как результат произведения dF на масштабы пути и окружных инерционных усилий. Так например dS для цепочной передачи равно 1,52 см; при делении этой величины на количество миллиметров в интервале получим 0,075 см.

Отсюда $\Delta A = 1000 \cdot 50 \cdot 0,075 \cong 3780 \text{ г} \cdot \text{см}$

Для кривошипной передачи $\Delta A = 2300 \cdot 50 \cdot 0,0328 = 3780 \text{ г} \cdot \text{см}$.

§ 4. Окружные инерционные усилия челночных валов ротационного типа

Инерционные усилия челночных валов определяем через угловые ускорения.

Берем количество интервалов за время dF_{\max} и делим на время одного интервала, получаем dt сек.

Так например для машины 111 кл. количество интервалов в $F_{\max} = 2,4$; при делении на $1/400$ получим $dt = 0,006$ сек.

Угловые ускорения ε определяются по формуле;

$$\pi \cdot \left(\frac{n_{\max} - n_{\min}}{30dt} \right).$$

Вращающий момент находим по формуле:

$$Pr = M = \Theta \varepsilon,$$

где r — радиус барабана на челночном валу, а

P — окружное усилие, находится делением $\frac{M}{r}$ (табл. 24).

Полученные цифры показывают совершенно незначительные нагрузки на челночных валах ротационного типа.

Окружные усилия челночных валов ротационного типа

Класс машин	Скорость челночного вала (число оборотов в минуту)		dt (в сек.)	ε (в 1/сек. ²)	Θ_s челночного вала (в г · см · сек. ²)	$M_{ар}$	r (в см.)	Окружное усилие P (в г)	Удельное давление q (в г/см ²)	
	n_{max}	n_{min}							при $n = 2000$	при $n = 3500$
									об. мин.	об./мин.
111	2005	1995	0,006	166	0,192	32	2,7	12	6,0	18
61	4012	3988	0,0037	635	0,19	120	1,4	85	42,5	130
96	4010	3990	0,0075	267	0,186	50	1,2	42	105	315

Эти нагрузки могут оказать влияние лишь на возникновение резонанса при крутильных колебаниях валов.

При частом повторении такие мелкие нагрузки могут оказывать влияние на передаточные звенья от главного к челночному валу.

Частота нагрузок на передаточные звенья колеблется от 600 до 10 000 в минуту (частота нагрузок получается как произведение числа оборотов машины на число возбудителей за один оборот).

§ 5. Крутильные колебания валов

При увеличении скорости вращения машин появляются колебания отдельных звеньев механизма, а также машины в целом, вредно отражающиеся на прочности и сроке службы машин.

Под колебаниями вообще понимаются периодические отклонения тела от его положения покоя или равновесия (Л. Б. Левенсон „Статика и динамика машин“). Эти отклонения являются следствием воздействия какой-либо внешней силы. Колебания бывают свободными и называются гармоническими, если тело получило лишь начальный толчок от мгновенной силы. Если же сила, вызвавшая колебания, действует на тело периодически, то такие колебания называются вынужденными.

Крутильные колебания валов относятся к последнему роду колебаний.

Из механики известно, что полный период собственных колебаний нагруженного вала выражается формулой:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{\Theta l}{G \cdot J_0}},$$

где Θ — моменты инерции валов — уже высчитаны ранее, а J_0 — полярный момент инерции, определяется по формуле:

$$J_0 = 0,1d^4.$$

Модуль упругости находим по справочнику для стали. Он равен 700 000. Найденные значения T для валов как главных, так и челночных приведены в табл. 25.

Таблица 25

Собственный период крутильных колебаний валов

Класс маш.	Момент инерции валов Θ_s (в кг. см. сек ²)	Диаметр валов d (в см.)	Длина валов l (в см.)	Момент инерции валов $I = 0,1 d^4$	Модуль упругости валов G (кг/см ²)	Период T (в сек.)	Число собств. колебан. $n = \frac{60}{T}$	Число возбуджений за 1 оборот	Критическое число об./мин.
I. Челночные валы									
111	0,000192	0,95	31	0,08	700 000	0,00204	29 400	3	9 800
61	0,00019	0,85	28	0,053	700 000	0,0024	25 000	3	8 330
96	0,000186	0,55	34	0,0092	700 000	0,00625	10 000	2	5 000
31	0,000186	1,15	34	0,176	700 000	0,0014	43 000	2	21 500
II. Главные валы									
111	0,0164	1,25	35	0,243	700 000	0,0116	5 200	3	1 730
61	0,0094	1,25	30	0,243	700 000	0,0082	7 300	3	2 430
96	0,0145	1,5	40	0,506	700 000	0,0080	7 500	2	3 750
31	0,0124	1,5	40	0,506	700 000	0,0076	7 900	2	3 950

Из механики известно, что в случае совпадения периода возмущающей силы с периодом собственных колебаний упругого тела мы имеем явление резонанса.

В таких случаях амплитуда колебаний, постепенно нарастая, может дойти до такой величины, что возникнет опасность разрушения или остающейся деформации вращающегося вала.

Скорость, соответствующая явлению резонанса, называется критической.

Принимая во внимание вышеуказанные соображения, определяем период собственных колебаний:

$$T = \frac{60}{n} \quad \text{или} \quad n = \frac{60}{T},$$

где n — число собственных колебаний.

Из рис. 55 видно, что число возбудителей за 1 оборот вала для машин 111 и 61 кл. равно 3, а для машин 96 и 31 кл. равно 2.

Критическое же число колебаний будет:

$$n_{\text{крит}} = \frac{n}{f},$$

где n — число собственных колебаний, а

f — число возбудителей.

В табл. 25 приведены критические числа колебаний для всех 8 валов.

Во избежание резонанса нормальное число оборотов вала машины должно отличаться от $n_{\text{крит.}}$, а также не быть его делителем.

Кратное отношение менее опасно, чем $n_{крит.}$

Принимая во внимание практику машиностроительных заводов, можно сказать, что рабочая скорость валов должна разниться по крайней мере на 20% от критической или ее делителя.

Номограмма критических скоростей главных и челночных валов дана на рис. 57.

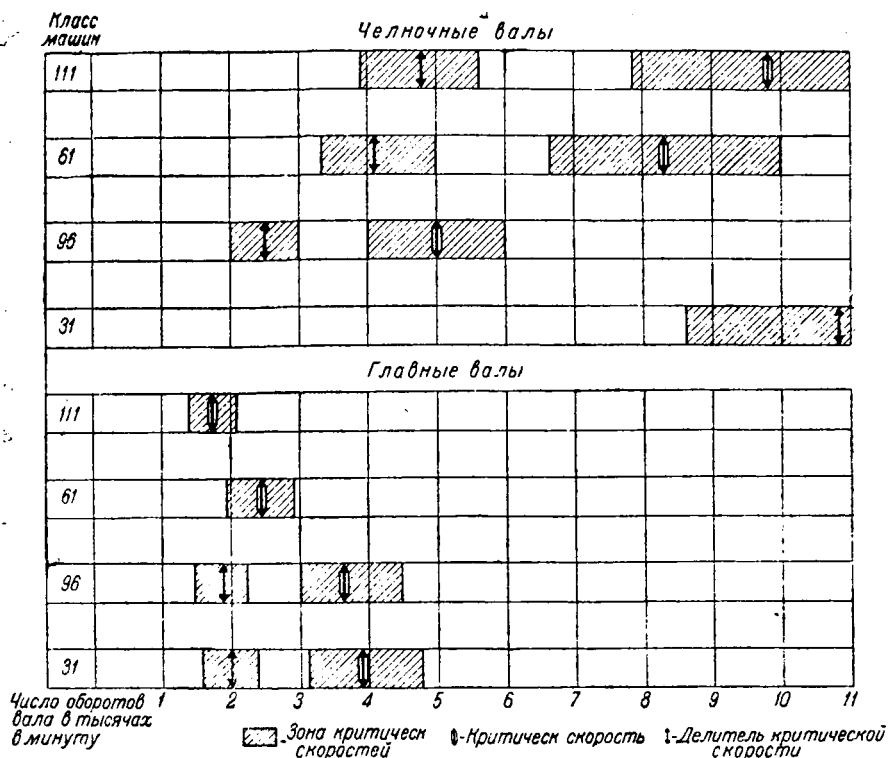


Рис. 57. Номограмма критических скоростей

Приведенные номограмма и табл. 24 показывают, что челночные валы машин 96 и 61 кл. находятся в зоне критических скоростей, так как первый работает на 6000, а второй на 7000 об/мин.

В благоприятном положении находится челночный вал машины 111 кл., рабочая скорость которого равна 3000, а критическая скорость возникает примерно при 4000 об/мин.

Челночный вал машины 31 кл. слишком массивен, и его зона критических скоростей начинается с 8600 об/мин.

В неблагоприятном положении находятся главные валы машин 31 и 96 кл. Вся рабочая скорость главного вала машины 31 кл. находится в зоне критических скоростей, что очевидно является одной из причин сотрясения машины.

Главные валы машин 61 и 111 кл. работают в лучших условиях, но в самом лучшем положении находится главный вал машины 111 кл.

§ 1. Нитепритягиватели

Сравнительную характеристику движения рабочих органов нитепритягивательных механизмов дают показатели кинематического исследования.

Исследованные нитепритягивательные механизмы можно разделить на три группы:

первая группа — механизмы нитепритягивателей шарнирно-стержневой системы; к этому типу относятся механизмы машин 31 и 96 кл.,

вторая группа — кулисно-стержневые механизмы; к этому типу относятся нитепритягиватели машин Веллера—Вильсона 61 и 111 кл.;

третья группа — эксцентриковые с пространственно направляющим пазом на цилиндрической поверхности; к этому типу относятся нитепритягиватели в машинах типа Хузе 15, 16 и других классов.

Сравнивая траектории движения глазка нитепритягивательных механизмов, мы видим, что нитепритягиватели первой группы имеют траекторию в виде замкнутой кривой.

Нитепритягиватели второй и третьей групп имеют траекторию глазка в виде круговой дуги. Однако по одному различию траекторий нельзя судить о преимуществах одного вида перед другим с точки зрения механики.

Сравнивая однотипные кривые пути и скорости S/t и v/t для машин 15, 61 и 111 кл., мы видим, что кривая пути нитепритягивателя машины 15 кл. больше кривой пути машины 111 кл. примерно на 33%. Направление профиля паза барабана, передающего движение рычагу нитепритягивателя, обуславливает в машине 15 кл. резкое возрастание скоростей и ускорений от 0 до максимума. Нитепритягиватель этой машины четыре раза проходит через нулевое положение скорости, тогда как в машине 111 кл. это происходит только два раза, что свидетельствует о более частом изменении знака ускорения в нитепритягивателе машины 15 кл.

Кроме того эта кривая имеет довольно сложный характер.

На основании изложенного можно сказать, что механизм нитепритягивателя машины 111 кл. в кинематическом отношении является лучшим даже в сравнении с машинами 96 и 31 кл., так как у последних кривая скоростей имеет больше точек перегиба.

Кроме того кривая пути глазка нитепротягивателя машины 111 кл. меньше кривой пути нитепротягивателя машины 96 кл. на 23%. Кривые пути и скорости машин 31 и 96 кл. одинаковы и почти совпадают.

Динамическая характеристика механизмов нитепротягивателей должна проводиться на основе двух показателей: а) величины удельных давлений в сочленениях механизмов и б) числа повторных нагрузок за единицу времени и их характера (или нагрузка P постоянная, или от 0 до P и от минус P до плюс P), что отражается на долговечности деталей и механизма в целом.

Величины удельных давлений на пальце кривошипа при 3500 об/мин. следующие (в $кг/см^2$):

в машине	31 кл.	18,83
"	" 15 "	22,0
"	" 61 и 111 кл.	11,3
"	" 96 кл.	5,5

Эти цифры показывают, что в неблагоприятных условиях находятся нитепротягиватели машин 31 и 15 кл.

В отношении повторности нагрузок с переменной знака и вредного влияния этих обстоятельств на рабочие поверхности в неблагоприятных условиях находятся нитепротягиватели машин 15 и 31 кл., так как число повторных нагрузок за один оборот будет:

в машине	15 кл.	—9
"	" 31 "	—6
"	" 96 "	—4
"	" 111 "	—4

В более благоприятных условиях работают нитепротягиватели машин 96, 61 и 111 кл.

Из двух типов механизмов (в машинах 96 и 111 кл.) в кинематическом отношении имеет преимущества нитепротягиватель машины 111 кл., а в динамическом — нитепротягиватель машины 96 кл.

Динамические преимущества нитепротягивателя машины 96 кл. объясняются главным образом меньшим весом рычага нитепротягивателя (вес его меньше рычага в машине 111 кл. на 20%).

Поэтому на машинах 96 кл. можно обрабатывать главным образом легкие и средние ткани.

§ 2. Механизмы иглы

Исследованные нами механизмы иглы машин 31, 96, 61 и 111 кл. имеют совершенно одинаковую кинематическую схему аксиального шатунно-кривошипного механизма. Согласно общим принципам прикладной механики, наилучшими в кинематическом и динамическом отношении являются те шатунно-кривошипные механизмы, которые имеют максимальное отношение $\frac{l}{r}$ (где l — длина шатуна и r — радиус кривошипа).

Исследованные нами механизмы имеют следующие значения этого отношения:

в машине	31 кл.	—2,65
" "	96 "	—2,3
" "	61 "	—3,0
" "	111 "	—3,7

При увеличении значения отношения $\frac{l}{r}$ кривая скорости будет приближаться к простой гармонической кривой. Наилучшие показатели в этом отношении дают механизмы иглы машин Веллера—Вильсона типа 61 и 111 кл. Наихудший показатель имеет механизм иглы машины 96 кл.

Сравнивая механизмы иглы по весу, мы находим, что наибольшей массой обладает игловодитель машины 31 кл.

Вес игловодителя со всеми сидящими на нем деталями будет (в граммах):

в машине	31 кл.	—86,5
" "	96 "	—30,0
" "	111 "	—50,0
" "	61 "	—28,6

Полые и укороченные игловодители машин легкого типа (96 и 61 кл.) имеют меньшие массы. Удельное давление на пальцы кривошипа при 3500 об/мин. в игловодителях различных машин имеет следующую величину (в $кг/см^2$):

в машине	31 кл.	—19,6
" "	111 "	— 4,5
" "	96 "	— 9,4
" "	61 "	— 5,15

Как видим, наилучшими в кинематическом и динамическом отношении являются игловодительные механизмы машин Веллера—Вильсона 61 и 111 кл.

§ 3. Челночные механизмы

Исследованные челночные механизмы можно разделить на две группы:

первая группа — грейферы с ротационным вращением, применяемые в машинах 111, 61, 96 кл.;

вторая группа — грейферы с возвратно-качающимся движением, применяемые в машинах 31, 45 и 16 кл.

Из кинематической схемы видно, что характер траекторий движения носика челнока в машинах 31 и 45 кл. один и тот же.

Отклонение носика челнока машины 31 кл. от линии перемещения иглы равно 5° , а в машине 45 кл.— 22° . Это увеличение отклонения объясняется требованиями технологического процесса: диаметр иглы и толщина нити в машине 45 кл. больше, чем в машине 31 кл., вследствие чего в машине 45 кл. увеличивается упругость нити и требуется образование большего размера петли. Последнее обстоятельство и вызывает необхо-

димось увеличение отклонения носика челнока для правильного петлеобразования.

Угол отклонения челночного вала в машине 31 кл. равен 210° и в машине 45 кл.— 194° . Графическая схема показывает, что носик челнока машины 31 кл. в нижнем своем положении (6-е положение) заходит за линию перемещения иглы на угол, равный 23° , между тем как носик челнока машины 45 кл. не доходит до этой линии на 8° .

Это различие объясняется конструкцией челночного механизма, так как в механизме машины 31 кл. нить обходит вокруг грейфера, а в механизме машины 45 кл. нить сдергивается нитепротягивателем по диаметру грейфера.

Возвратно-качательный характер движения грейфера обуславливает резкое увеличение угловых скоростей и ускорений челночного вала. Такие же неблагоприятные явления наблюдаются в работе остальных ответственных частей челночного механизма в машинах указанных типов.

Нагрузка на крышке дышла шатуна челночного вала при 3500 об/мин. равна 16,25 кг. Частая перемена знака нагрузки—четыре раза в течение одного оборота (при $n = 3000$ частота перемены знака нагрузок равна 12 000) приводит к преждевременному износу и вызывает частые поломки ушков крышки дышла и скрепляющих винтов.

Колебание челночного вала обуславливает значительное по величине давление между поверхностями крейцкопфа и челночной вилкой.

Удельное давление составляет:

при $n = 2000$ об/мин.	3,5	кг/см ²
„ $n = 3000$ „	7,4	„
„ $n = 3500$ „	10,8	„

Давление между рожками двигателя грейфера составляет при $n = 3000$ об/мин. $2,6$ кг/см². Площадь соприкасающихся поверхностей бойков двигателя грейфера ввиду их сферической формы незначительна, и поэтому удельное давление здесь велико.

Влияние удельных давлений имеет особое значение, так как при перемене направления челночного вала благодаря наличию зазора между грейфером и двигателем происходят удары, число которых равно числу оборотов машины.

Центробежная сила, вызывающая давление между грейфером и направляющим пазом челночного комплекта, при делении на площадь трущейся поверхности грейфера дает удельное давление, равное $2,9$ кг/см².

Большие преимущества имеют грейферы ротационного типа, применяемые в машинах 96, 61 и 111 кл. Скорость и ускорение отдельных точек механизмов здесь совершенно незначительны, так же незначительны инерционные усилия и в соответствии с этим—удельные давления.

Инерционные усилия в этом случае возникают за счет коэффициента неравномерности вращения челночных валов δ , который равен $1/20$ для машин 111 кл.

Из грейферов ротационного типа наиболее удобным является грейфер, вращающийся на вертикальном валу, применяемый в машине 111 кл. Веллера—Вильсона.

Такая конструкция грейфера удовлетворительно разрешает вопросы швейной промышленности в отношении нормализации многоигольности машин и возможности увеличения расстояния между иглами.

§ 4. Механизмы продвигателей ткани

Кинематические схемы и конструкции механизмов продвигателей ткани всех исследованных машин весьма схожи.

По способу регулировки длины стежка исследованные машины можно разделить на две основных группы:

первая — машины 31 и 96 кл. с регулировкой стежка посредством углового рычага системы Диль;

вторая — машины 61 и 111 кл., в которых регулировка производится посредством изменения эксцентриситета эксцентриков путем поворота регулировочного конусного стержня, входящего в полость главного вала.

Сравнивая кинематическую схему механизмов продвигателей ткани машин 31 и 111 кл., мы должны отдать предпочтение механизму машины 111 кл.

В продвигательном механизме машины 111 кл. имеется дополнительный вал в рукаве машины, соединяющийся посредством коромысла с игловодительной кулиссой маятникового типа, в результате чего достигается согласованность отклонения иглы с продвижением ткани и беспосадочность шва.

§ 5. Передачи

В универсальных швейных машинах бывают следующие виды передач движения от главного к челночному валу:

1) жесткая шатунно-кривошипная передача (машины 31 кл.);

2) зубчатая передача при помощи винтовых шестеренок (машины 96 кл.);

3) передача посредством гибкой связи; сюда относятся: ременная передача (машина 96 кл.) и цепочная (машины 111 и 61 кл. Веллера—Вильсона).

Анализ этих типов передач показывает, что наилучшие динамические характеристики имеет цепочная передача, о чем свидетельствуют окружные усилия на передачах (табл. 26).

Показателей удельных давлений (табл. 27) недостаточно для суждения о преимуществе той или иной передачи. В конструктивном отношении создать тип ротационного грейфера при шатунно-кривошипной передаче весьма затруднительно ввиду того, что здесь приходится иметь дело с двухколенчатыми валами. Такая конструкция сложна по своему выполнению, а также неудобна в эксплуатации.

Таблица 26

Максимальные окружные усилия (в кг)

Класс машин	При $n = 2000$ об/мин.			При $n = 3500$ об/мин.		
	Типы передач			Типы передач		
	криво- шипная	зубчатая	цепочная	криво- шипная	зубчатая	цепочная
31	11,1	8,85	4,75	34,0	27,0	14,5
111	3,4	2,73	1,47	10,4	8,3	4,5
96	2,7	2,17	1,16	8,3	6,65	5,5
61	3,48	2,78	1,5	10,6	8,5	4,6

Таблица 27

Удельное давление при $n = 3500$ об/мин.

Типы передач	Машины			
	31 кл.	96 кл.	111 кл.	61 кл.
Кривошипная	15,4	3,8	4,7	8,0
Зубчатая	41,0	12,1	15,1	15,4
Цепочная	10,5	3,7	3,3	3,3

Зубчатая передача при высоких скоростях обуславливает значительное удельное давление, что неизбежно приводит к преждевременному износу конических шестеренок.

Для применения такой передачи при 3500 об/мин. нужно, чтобы шестеренки купались в особых масляных ваннах. Несвоевременная подача смазки неизбежно вызывает шум и приводит к преждевременному износу шестеренок.

Передача от главного вала к грейферу ротационного типа легче всего осуществляется посредством гибкой связи, причем наиболее выгодной является цепочная передача, так как действие силы в этом случае распределяется на металлическую скобку льняной ленты, между тем как при ременной передаче действие нагрузки распределяется непосредственно на материал ремня.

Практика показала, что уже после непродолжительной эксплуатации ремень вытягивается, а гнезда для штифтов деформируются, принимая форму овала.

Это вызывает необходимость частой смены ремня, так как даже при незначительной деформации гнезд нарушается кинематическая связь между рабочими органами машины.

§ 6. Валы

При определении наиболее пригодного типа валов исходим из следующих положений:

1. Скорость главного вала должна быть равна 3500 об/мин., а скорость челночного вала — 7000 об/мин. Отношение числа оборотов главного вала к числу оборотов челночного — 1:2.

2. Рабочие числа оборотов валов не должны входить в зону крутильных критических скоростей или их делителей.

Табл. 25 и рис. 57 показывают, что в отношении рабочих чисел оборотов наиболее благоприятные показатели имеют: главный вал в машинах 111 и 61 кл. Веллера—Вильсона и челночный вал в машине 111 кл. Веллера—Вильсона.

Челночный вал в машине 61 кл. и главный в машинах 96 и 31 кл. оказываются непригодными, так как их рабочие скорости находятся в зоне критических скоростей.

Челночный вал машины 31 кл. имеет критическую скорость при 21 500 об/мин. Этот вал слишком массивен, но его можно переделать в смысле облегчения.

Сравнение исследованных механизмов на основании кинематических и динамических данных говорит о преимуществах основных механизмов машины 111 кл. Веллера—Вильсона (рис. 58).

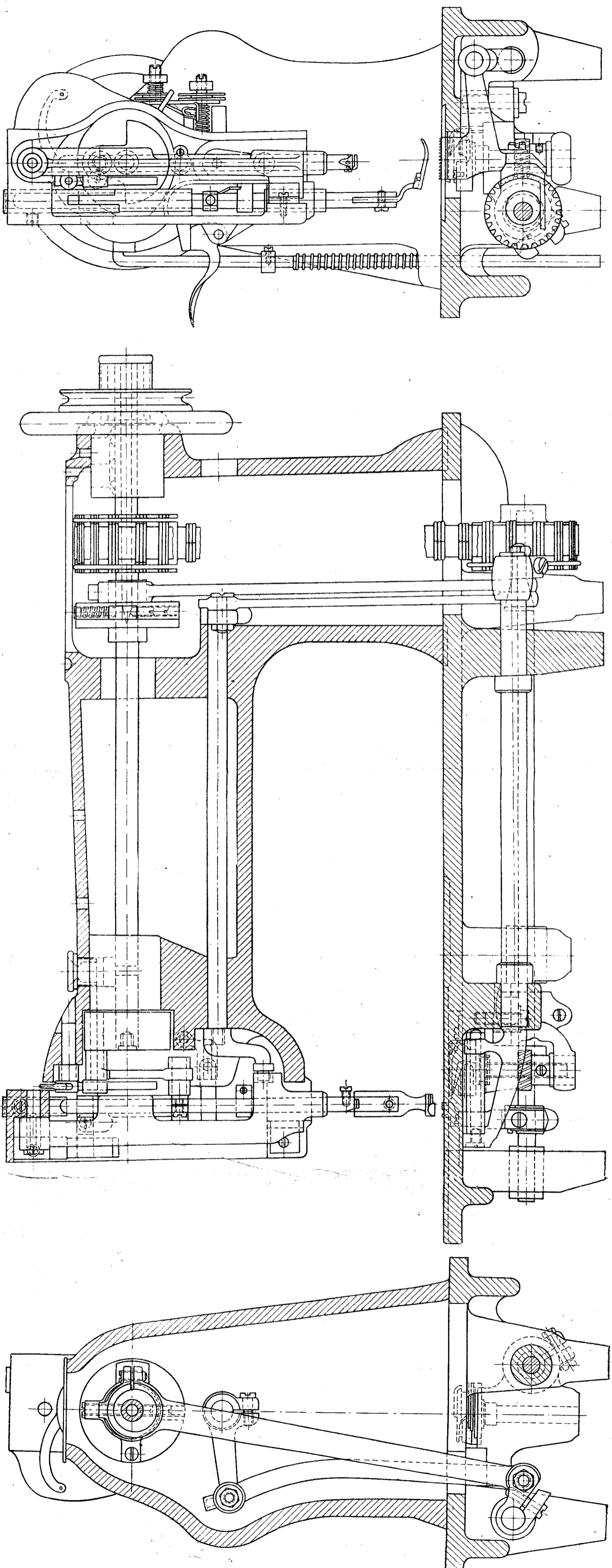


Рис. 58. Машина 111 кл. Беллера — Вильсона

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Классификация швейных машин	5
Предмет изучения	6
<i>I. Механизмы иглы</i>	
§ 1. Кинематическое исследование	7
§ 2. Аналитическое исследование	12
§ 3. Определение тангенциальных сил, действующих на палец кривошипа механизма иглы	17
<i>II. Нитепротягиватели</i>	
§ 1. Механизм нитепротягивателя машины 15 кл.	26
§ 2. Механизм нитепротягивателей машин 111 и 61 кл.	26
§ 3. Кинематическое исследование нитепротягивателя машины 15 кл.	27
§ 4. Кинематическое исследование нитепротягивателя машины 111 кл. Веллера—Вильсона	31
§ 5. Кинематическое исследование нитепротягивателя машины 61 кл.	33
§ 6. Механизмы нитепротягивателей машин 31 и 96 кл.	36
§ 7. Кинематическое исследование нитепротягивателей машин 31 и 96 кл.	36
§ 8. Динамическое исследование нитепротягивателя машины 15 кл.	38
§ 9. Динамическое исследование нитепротягивателей машин 111 и 61 кл.	45
§ 10. Динамическое исследование нитепротягивателей машин 31 и 96 кл.	46
<i>III. Челночные механизмы</i>	
Челночный механизм машины 31 кл.	54
§ 1. Кинематика механизма челнока	54
§ 2. Динамическое исследование механизма челнока	55
§ 3. Определение динамики грейфера машины 31 кл.	61
Челночный механизм машины 45 кл.	63
§ 1. Кинематика челночного механизма машины 45 кл.	63
§ 2. Динамика челночного механизма машины 45 кл.	65
Челночный механизм машины 111 кл.	67
§ 1. Кинематическое исследование челночного механизма машины 111 кл.	68
§ 2. Динамическое исследование челночного механизма машины 111 кл.	71
<i>IV. Продвигатели ткани</i>	
Продвигатель ткани в машине 111 кл.	74

§ 1. Кинематическое исследование механизма продвигателя ткани	74
§ 2. Аналитическое определение отклонения иглы	77
<i>V. Передачи</i>	
Сравнение разных типов передач	79
§ 1. Кинетическая энергия машин	79
§ 2. Окружные инерционные усилия машин	81
§ 3. Определение коэффициента неравномерности хода машин	82
§ 4. Окружные инерционные усилия челночных валов ротационного типа	86
§ 5. Крутильные колебания валов	87
<i>VI. Общие выводы</i>	
§ 1. Нитепротягиватели	90
§ 2. Механизмы иглы	91
§ 3. Челночные механизмы	92
§ 4. Механизмы продвигателей ткани	94
§ 5. Передачи	94
§ 6. Валы	95
Использованная литература	97

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует	По чьей вине
48	9 сверху	$bc = \frac{0,038 \cdot 981}{11,3} = 3,3 \text{ см.}$	$bc = \frac{0,038 \cdot 981}{11,3} = 3,3 \text{ см}^2$	ред.
48	11 сверху	c_{m_1}	C_1	типогр.
48	1 снизу	m_{B_1}	m_s	"
58	11 сверху	E_2	E_c	считка
68	2 сверху	OC	BC	ред.

П р у с л и н, Анализ типов универсальных швейных машин.

Редактор *С. С. Архангельский*
Техн. редактор *Н. М. Моисеев*

Сдано в набор 23/XI 1937 г.
Подписано к печати 9/V 1938 г.
Бумага $60 \times 92\frac{1}{16}$. У. а. л. 7,4.
Печ. лист. $6\frac{1}{4} + 2$ вклейки. $\frac{1}{2}$ л.
47 тыс. знаков в печатном листе
Гизлегпром № 3196. Индекс Г—5
Заказ № 3709. Тираж 3000.

Уполном. Главлита № Б—42521.

Серпух, тип. Мособлполиграффа

Цена 2 р. 80 к.

4
- 30

Д
8689

ГИЗЛЕГПРОМ — КНИГА — ПОЧТОЙ

Книги по отраслям:

текстильной, кожевенно-обувной, швейной, полиграфической и силикатной промышленности

**ВЫСЛАЮТСЯ НАЛОЖЕННЫМ ПЛАТЕЖОМ
БЕЗ ЗАДАТКА**

Заказы - адресуйте:

Москва, Чистые пруды, 12-а, Гизлегпром.
Ленинград, пр. 25 Октября, 28, Гизлегпром.

**ТРЕБУЙТЕ ТАКЖЕ КНИГИ ВО ВСЕХ МАГАЗИНАХ
И КИОСКАХ КОГИЗА**