

7274 621.81
Б 42
Цена 5 р.
МЛ-26-5-2



ПРОФ. И. И. БОБАРЫКОВ

Детали машин

ОБЩАЯ ЧАСТЬ

ОНТИ НКТП СССР
ГОСМАШИСТИЗДАТ
МОСКВА—ЛЕНИНГРАД

1 9 3 2

Проф. И. И БОБАРЫКОВ

62.81

572-

Dep.

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

ДЕТАЛИ МАШИН

ЧАСТЬ ОБЩАЯ

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

1956
РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

41 — 80 тысяч

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

46040

Министерство
Машиностроения
А. С. С. С. С.
Инв. №

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

ОНТИ — НКТП СССР

ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ПО МАШИНОСТРОЕНИЮ, МЕТАЛЛООБРАБОТКЕ И ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ
МОСКВА — 1932

394

Редактор—В. Запорожен.

Технич. ред.—Е. Симкина.

Подп. и печ. с матрицы 16/IX 1932 г. СтАт. 72×105/16. Печ. л. 24³/₄. Печ. зн. в п. л. 67 000. ПМ—1

Уполномоч. Главд. В—33—480.

Тираж 40.300

1-я Журн. тип. СНТИ НКТП СССР. Москва, Девисовский пер., 30. Зак. 1077

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ

Курс деталей машин, часть общая, заслуженного профессора И. И. Бобарькова сохранил в настоящем издании тот характер, который он получил в первом издании.

Эта часть, по мысли автора, должна содержать комплекс сведений и приемов, необходимых для работы в области общего машиностроения и основанных на элементарных познаниях из математики.

Вместе с тем она должна быть руководством и для проектирования — самостоятельного и творческого.

В текст книги и атлас чертежей при ней были внесены исправления и дополнения, которые, по нашему мнению, усиливают основные тенденции изложения автора.

Дополнены главы основных сведений из теории сопротивления материалов и металловедения, также отделы расчета передач гибкой связью и непосредственным соприкосновением.

Переработаны отделы о подшипниках и муфтах.

Приведены нормы конструирования деталей по ОСТ и в некоторых случаях по DIN.

Изложение предполагает параллельную работу читателя с атласом.

Комплект фигур атласа изменен и пополнен новыми конструкциями, которые заимствованы из каталогов главным образом и только немногие из чертежей заводских бюро.

Количество чертежей значительно возросло.

Чертежи снабжены подписями с указанием размеров или масштаба с целью придать им большее значение при конструировании.

Дополнительно внесенные чертежи соответствуют требованиям ОСТ, но фигуры первого издания перешли во второе в их первоначальном виде.

Стандарт обозначений в расчетных формулах не мог быть выполнен, так как набор в типографии сделан ранее утверждения и выхода из печати этого стандарта.

Проф. С. Ф. Лебедев.

ПРЕДИСЛОВИЕ К ПЕРВОМУ ИЗДАНИЮ

Настоящая книга составлена мною по предложению Государственного издательства. Цель ее — дать руководство к изучению деталей машин для учащихся в средних и высших технических школах республики. Книга содержит все необходимые для этого отделы с описанием конструкций, указанием способов расчета и проверки на прочность различных частей машин и трансмиссий. Для лучшего уяснения и для развития критического взгляда в книге приведен ряд числовых примеров. Учитывая уровень знаний по высшему анализу у учащихся в средних технических школах, я решил избегать применения высшей математики и в некоторых, правда немногих, случаях дать зависимости без теоретического вывода их. Вслед за выходом в свет настоящей работы будет выпущена вторая книга под тем же заглавием. Эта книга будет содержать расположенные в концентрическом порядке главы с дополнительными сведениями. Именно во второй работе, предполагающей у читателя более глубокое знание высшей математики, будут даны теоретические обоснования некоторых выводов и рассмотрены более сложные случаи расчета; кроме того, предположены дополнительные главы, например о трубах, о проволочных канатах и т. п.

Таким образом первая книга, являясь вполне законченной по своему объему, совместно со второй должна составить полное руководство и для студентов механических факультетов, т. е. для лиц, посвящающих себя изучению машиностроения.

Главнейшая причина, вызвавшая указанный концентрический способ расположения материала, — желание сделать издание более доступным без ущерба для полноты содержания, в зависимости от требований со стороны читателя. Насколько это удалось сделать, покажет сама жизнь. Со своей стороны приму с благодарностью замечания о возможных недочетах и упущениях.

Проф. И. Бобарыков.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие ко второму изданию	3
Предисловие к первому изданию	4
Введение	7

Глава 1. Общие сведения о расчетных формулах

§ 1. Растяжение и сжатие	12
2. Срезание и кручение	15
3. Изгиб	17
4. Сложное сопротивление	24
5. Продольный изгиб	26
6a. Сосуды и плиты	28
6b. Пружины	29
6. Механические свойства материалов	30

Глава 2. Основные сведения из графической статики

§ 7. Сложение сил, лежащих в плоскости	40
8. Параллельные силы	43

Глава 3. Соединения разъемные

§ 9. Соединения частей	47
10. Болтовое соединение	—
11. Соединение напряженное	49
12. Формы нарезок	53
13. Гайка, головка, шайба	—
14. Примеры болтовых соединений	69
15. Винты (глухари) и шпильки	75
16. Установительные болты	—
16a. Болты призонные	76
17. Гачные замки	77
18. Эксцентрическая нагрузка	80
19. Влияние температуры	81
20. Клиновое соединение	82
21. Примеры клиновых соединений	83

Глава 4. Соединения неразъемные

§ 21. Анкеры и кольца	89
23. Соединение заклепками	91
24. Котельное соединение	95
25. Расчет котельного соединения	100
26. Выбор заклепочного шва	109
27. Соединения прочные, но неплотные	113

Глава 5. Оси и валы

§ 23. Общие сведения	131
29. Цапфа цилиндрическая	—
30. Другие формы цапф	136
31. Цапфы вставные и приставные	137
32. Пята	139
33. Оси	142
34. Валы	146
35. Приводные (трансмиссионные) валы	168
36. Укрепление частей на валах. Шпонки	171

Глава 6. Опоры валов

§ 37.	Подшипники скользящего трения	184
§ 38.	Основания для подшипников	198
§ 39.	Потери в подшипниках	204
§ 40.	Подшипники трения катания	205
§ 41.	Подпятники скользящего трения	218

Глава 7. Соединения валов.

§ 42.	Муфты неразъемные	221
§ 43.	Муфты разъемные	229

Глава 8. Передача фрикционная

§ 44.	Общие сведения	232
§ 45.	Фрикционная передача	243
§ 46.	Катки клинчатые	239
§ 47.	Передача между валами непараллельными	242

Глава 9. Зубчатая передача.

§ 48.	Передача между параллельными валами	245
§ 49.	Циклоидальное зацепление	248
§ 50.	Разверточное зацепление	251
§ 51.	Серии колес	252
§ 52.	Снашивание зубцов	253
§ 53.	Сравнение разверточного и циклоидального зацеплений	255
§ 54.	Реечное зацепление	256
§ 55.	Расчет зубчатых цилиндрических колес	257
§ 56.	Расчет обода и ручек зубчатого колеса	274
§ 57.	Зубчатая передача между пересекающимися осями	282
§ 58.	Некоторые конструкции зубчатых колес	284
§ 59.	Передачи с косыми зубами	285

Глава 10. Винтовая передача

§ 60.	Винтовая передача	291

Глава 11. Ременная передача

§ 61.	Общие соображения	310
§ 62.	Устройство ременной передачи	315
§ 63.	Расчет ременной передачи	325
§ 63a.	Потери в ременной передаче	329
§ 64.	Натяжные ролики (шкивы)	335
§ 65.	Шкивы для ременной передачи	34
§ 66.	Направляющие шкивы	350
§ 67.	Передача стальными лентами	353

Глава 12. Канатная передача.

§ 68.	Устройство канатной передачи	355
§ 69.	Расчет канатной передачи	358
§ 70.	Шкивы для канатной передачи	365

Глава 13. Цепная передача.

§ 71.	Цепная передача	369

Глава 14. Шатунно-кривошипная передача

§ 72.	Устройство шатунно-кривошипной передачи	375
§ 73.	Расчет тела шатуна	376
§ 74.	Головка шатуна	385
§ 75.	Потери в шатунной передаче	391

В В Р Л Е Н И Е

Машины применяются современной техникой в громадном количестве; представить себе возможность в любой области добывающей и обрабатывающей промышленности работу без машин нельзя. Примерно существующие машины делят на три большие группы: 1) машины-двигатели — паровые машины, водяные турбины, двигатели внутреннего горения, электрические моторы и т. д.; 2) машины-орудия — различные станки для обработки материалов, для переработки продуктов, плуги, молотилки, прицепные, бумагоделательные и т. п.; 3) машины транспортирующие — подъемные краны, элеваторы, локомотивы, тракторы и пр.

При всем разнообразии машин как по форме и размерам, так и по своему назначению они все же обладают некоторыми общими свойствами и чертами. Так во всякой машине замечаем передачу работы: машина воспринимает в одной своей части известное количество внешней работы и отдает эту работу другой. Например возьмем паровую поршневую машину (двигатель). В цилиндре ее пар из парового котла расширяется и, вызывая движение поршня, сообщает машине некоторое количество энергии (работы). При помощи кривошипно-шатунного механизма прямолинейно-возвратное движение поршня преобразуется в непрерывно-вращательное движение вала, на котором сидит шкив. Соединяя ременной лентой шкив машины со шкивом например динамо, можно от последней получить электрическую энергию (ток). Следовательно на передаточном ремне паровая машина отдает работу. Если измерить количество отдаваемой работы и сравнить с количеством получаемой, то первая всегда будет меньше второй, т. е. отношение их, называемое коэффициентом полезного действия, всегда будет меньше единицы. Это объясняется тем, что части машины имеют друг относительно друга перемещение, при котором развивается трение (вредные сопротивления). Если взять какую-либо машину из второй группы, например токарный станок, то увидим такую же картину. Станок получает на ремне от привода некоторое количество работы. Отдает он ее при снятии стружки, преодолевая сопротивление резанию (полезное сопротивление). Измерив и здесь количество работы, полученной (потраченной на резание) со станка, и количество, полученное станком, найдем опять, что первое меньше второго, так как часть ее затрачена на преодоление внутренних сопротивлений машины и т. д.

С другой стороны, изучая различные машины, замечаем, что в них часто встречаются одинаковые по форме элементы. Например в токарном станке, в водяной турбине, в швейной машине, в электрическом моторе трамвая и т. п. почти всегда находим зубчатые колеса; в поршневых паровых машинах, в двигателях внутреннего горения, в поршневых насосах и т. д. встречаем шатуны; разнообразные приюды пользуются ременной передачей; части машин соединяются между собою болтами, заклепками, клиньями. Эти общие разным машинам элементы называются «детали машин»; лица, желающие ознакомиться с конструкциями машин, должны прежде всего познакомиться с деталями их; чтобы спроектировать какую-либо машину, надо уметь прежде всего проектировать ее детали.

Каждая машина, независимо от ее специального назначения, должна удовлетворять следующим требованиям вполне общего характера:

а) машина должна быть прочной;

- б) она должна иметь возможно высокий коэффициент полезного действия;
 - в) стоимость машины должна быть возможно ниже;
 - г) машина должна быть безопасна для окружающих лиц.
- Детали машины как части ее естественно подчиняются требованиям, вытекающим из условий а—д.

В практике техники могут встретиться две задачи: создать новую деталь или проверить существующую. В последнем случае вопрос сводится главным образом к определению пригодности рассматриваемой детали с точки зрения прочности. Первая же задача много сложнее: проектировать деталь машины — это значит при заданных условиях найти подходящую форму (конструкцию), выбрать соответственный материал, определить размеры, удовлетворяющие условиям прочности.

Остановимся несколько подробнее на рассмотрении этих вопросов. Форма или конструкция определяется конечно прежде всего назначением детали, затем материалом, из которого она будет изготовлена. Выбор материала зависит, с одной стороны, от характера действия внешних сил, их величины; с другой стороны, он связан со стоимостью материала и возможным способом обработки в черном виде и отделки начисто. Таким образом очевидно, что установить какое-либо общее простое правило для решения вопроса о выборе формы нельзя. Здесь можно привести лишь соображения общие, так сказать наводящего свойства.

Все металлические части в машинах изготавливаются из чугуна, железа и стали, реже — из меди и ее сплавов, из алюминия. Остальные металлы встречаются редко. Наиболее дешевым распространенным материалом в машиностроении надо считать чугун. Благодаря особенному свойству давать легко отливки он позволяет воспроизводить довольно сложные формы достаточно просто. Во всех случаях, когда внешние силы действуют сжимающим, отчасти изгибающим образом, когда большой вес не представляет неудобства, чугуну следует отдавать предпочтение. Но как материал хрупкий чугун плохо сопротивляется ударам, а потому, в случае когда можно в работе машины ожидать удары, чугун заменяют более пластичным железом¹⁾. Конечно, назначив чугун в качестве материала для изготовления детали, необходимо предварительно взвесить стоимость изготовления модели, расходы на формовку и т. д. Не следует забывать при отливке более или менее сложных форм, что может существовать известный риск получения брака.

Бронза также имеет свойство давать хорошие отливки; в зависимости от состава она представляет материал с большим сопротивлением разрыву и раздроблению и в то же время достаточно пластичный. Но по причине относительной дороговизны меди и олова — главные составные части бронзы — она применяется в исключительных случаях, когда обстоятельства этого требуют безусловно.

Железо обладает меньшим сопротивлением сжатию, нежели чугун, но гораздо крепче последнего в условиях растяжения и срезания. Кроме того, как только что было сказано, оно более пластично, почему не боится ударов и сотрясений. Поэтому, вслед за чугуном, оно пользуется громадным применением в машиностроении. С развитием сталелитейного дела на рынке появились отливки из стали (Stahlguss).

¹⁾ Все материалы под действием внешней силы изменяют свою форму, как говорят, деформируются. Это изменение формы, или деформация, может быть упругой, т. е. исчезающей по прекращении действия силы. Предел нагрузки, до которого получают только упругие деформации, называется пределом упругости. При дальнейшем увеличении нагрузки твердое тело получает изменение формы, которое по прекращении действия силы исчезает не вполне. Остаточная часть деформации называется остаточной, или пластической. Наибольшей величины пластическая деформация достигает при разрушении, например при разрыве. Чугун, если испытывать чугунные образцы на разрыв, дает ничтожные пластические удлинения — около 0,2—0,5%, от начальной длины. Железо показывает вытяжку до 30%, в зависимости от сорта; красная медь дает до 55% удлинения. Сообразно с этим красная медь является наиболее пластической, а чугун наиболее хрупким из этих металлов.

которая по своим механическим качествам стоит выше чугуна, и отливки из этого металла весят меньше; но стоимость их конечно выше, почему она не может вытеснить чугуна совсем, но имеет безусловное преимущество везде, где можно ожидать ударного приложения силы. Сталь с достаточным содержанием углерода принимает закалку; в этом состоянии она приобретает еще большую сопротивляемость. При известных условиях сталь, давая большую крепость, одновременно допускает большие упругие деформации, почему этим материалом пользуются для изготовления рессор и пружин.

При назначении конструкции для отливок следует иметь в виду необходимость соблюдать более или менее равномерное распределение массы материала. Требование это объясняется тем, что иначе при остывании залитого в форму расплавленного металла возможно неравномерное остывание, следствием чего является известная напряженность материала: части, затвердевшие быстрее, подвергаются деформирующим усилиям со стороны частей, остывающих медленнее.

Железные части деталей получаютс^я сваркою, поковкою и штампованием. Штампование, производимое обыкновенно машинным путем, применяется при изготовлении предметов в большом количестве. Отковка является одной из трудных операций при более или менее сложных формах. Поэтому при проектировании детали, которая изготавливается этим путем, необходимо стараться придавать ей возможно простую форму. Что касается сварки, то операция эта в настоящее время достигла высокой степени развития с введением автогенного и электрического методов. При помощи сварки можно изготовлять весьма сложные формы. Но неполная уверенность в том, что металл и после сварки сохраняет все свои первоначальные механические качества, заставляет относиться к применению сварки с большою осторожностью. Об этом подробнее будет сказано в своем месте.

Очень редко части машин идут в дело прямо из литейной или из кузницы. Обыкновенно для получения надлежащей формы и точных размеров отлитые и откованные части поступают в отделку на станках или вручную. Последний способ холодной обработки надо считать мало желательным, во-первых, потому что ручной труд гораздо дороже труда машинного, и, во-вторых, потому что степень точности, достигаемая при копировании на машинах, гораздо выше. Обработка механическая на различных станках расценивается тоже неодинаково, в зависимости от рода станка. Так например работа на токарном станке значительно дешевле, нежели на строгальном, на последнем дешевле, чем на долбежном. Эта разница зависит от различия в положении режущих орудий, скорости снятия стружек, количества перестановок отделяемого предмета на одном и том же станке, от наличия холостых ходов и т. д. Таким образом при выборе формы детали в том случае, когда она имеет обработанные начисто поверхности, необходимо иметь в виду указанное обстоятельство и, останавливаясь на той или другой конструкции, соображать, насколько возможно будет производить обработку на станках с более дешевой работой.

С этой точки зрения станки можно расположить примерно в такой ряд: токарный, сверлильный, строгальный, шеппинг и долбежный. В настоящее время большим распространением пользуются станки фрезерные. На них можно выполнять весьма разнообразные работы, как например обточку, обстрочку не особенно больших поверхностей. Иногда фрезерные станки получают специальное назначение, например зуборезные и т. п.

Следует иметь в виду и такое соображение: надо, чтобы конструкция детали была удобна с точки зрения сборки машины из отдельных элементов. Помимо экономической стороны это требование понятно и по другой причине. Хорошо приложенные и удобно собираемые части также легко и разбираются. Последнее же обстоятельство имеет существенное значение при ремонте машин, особенно в случае поломок внутренних частей.

Хорошая пригонка играет роль с экономической точки зрения в передачах, где совершаются перемещения частей друг относительно друга, так как вредные сопротивления представляются главным образом силами трения; поэтому для уменьшения трения требуется тщательная отделка трущихся поверхностей, устройство рациональной смазки, замена трения скольжения трением второго рода и т. п. Конечно сказанное не относится к тем случаям, когда наличие трения является необходимым условием возможности передачи, например в фрикционных катках и т. д.

Наконец надо указать на пункт d (стр. 8) по поводу безопасности машины для окружающих ее лиц.

Ежедневный опыт рядом тяжелых примеров разрушений мостов, взрывов котлов, разрыва маховых колес и т. д. указывает, какое громадное количество жертв может иногда повлечь за собой ошибка конструктора, не усмотренная во время. Рабочие, мастера как лица, ближе всего прикасающиеся к машиной во время ее производства и во время ее эксплуатации, первыми платят за такие непродуманные конструкции. Само собою понятно, что несчастные случаи могут иметь место и имеют место при машинах, совершенно правильно построенных, лишь потому, что отсутствуют необходимые ограждения. Такого рода обстоятельства от конструктора не зависят, но иметь в виду возможность установки ограждений он должен.

Вопрос о безопасности естественно не решается только выбором формы. Деталь должна быть еще прочной, прочность же, помимо безопасности, обеспечивает еще и долговечность, а следовательно влияет на экономическую сторону.

Определение необходимых размеров детали, ее прочных размеров производится на основании данных теории сопротивления материалов. Твердое тело деформируется под действием внешней силы и противопоставляет ей внутреннее сопротивление. Так как сила может быть уравновешена только силою, то внутренняя сила сопротивления твердого тела должна уравновесить внешнее воздействие. Это внутреннее сопротивление материала относят в квадратной единице сечения и называют напряжением материала. Это напряжение очевидно связано с деформацией, и до предела упругости, т. е. до тех пор, пока внешняя сила вызывает упругие, или исчезающие, деформации, напряжение k прямо пропорционально деформации. Так как все части машины должны сохранять неизменными заданные размеры, то очевидно нельзя допускать на деталь такие нагрузки, которые могут вызывать остаточные, или пластические, деформации. Следовательно внутренние силы, или напряжения материала, не должны превосходить предела упругости. Если назвать напряжение материала, соответствующее этому пределу, через k_1 кг/см², то ясно, что допустимое при расчете, или так называемое безопасное, напряжение должно быть меньше, т. е. $k < k_1$. Насколько надо взять величину k меньше, нежели k_1 , зависит и от материала (от его хрупкости или пластичности) и от способа воздействия внешней силы. Обычно полагают, что величина k допустимого напряжения может быть не более половины k_1 , соответствующего пределу упругости. Но и в этих пределах она варьирует сильно, в зависимости от ответственности проектируемой детали. Например диаметр болта для крышки трансмиссионного подшипника будет определяться с меньшим запасом прочности, нежели диаметр болта для головки шатуна морского типа. Далеко не для всех материалов предел упругости k_1 устанавливается просто. Поэтому чаще вместо этой величины принимают другую, так называемое временное сопротивление k_2 . Под этим понимают обыкновенно то напряжение материала, которое соответствует наибольшему его сопротивлению перед разрушением, т. е. допустимое напряжение материала определяют как некоторую долю, называемую коэффициентом безопасности, т. е. принимают $k = ak_2 = k_2 : b$, где a — правильная дробь — коэффициент безопасности, а $b = 1 : a$ — запас прочности. Например для железа приблизительно $k = k_1 : 2 = k_2 : 4$, ибо $k_2 \approx 2k_1$, т. е. наименьший запас прочности равен 4.

Прямое решение задачи, т. е. определение прочных размеров по выбранному допустимому напряжению, встречается относительно мало. Чаще конструктору при-

ходится при расчете сложных форм итти, обратным путем: предварительно задаться размерами и затем проверять напряжения материалов. Это объясняется тем, что число неизвестных размеров (подлежащих определению) более числа уравнений прочности. Например при проектировании составной двутавровой балки имеются неизвестные величины: высота балки, толщины стенки, уголков, поясов, накладок, диаметры заклепок, их шаг и т. д., тогда как условий прочности всего два. При некотором навыке этот способ приводит достаточно быстро к удовлетворительному решению и пользуется большим распространением.

В некоторых случаях вовсе не имеется данных для решения вопроса аналитическим путем вследствие чрезвычайной сложности явления или потому, что такого рода решения по практическим условиям неприменимы. Тогда приходится прибегать к так называемым эмпирическим формулам. Последние представляют собою зависимости между размерами отдельных частей детали; эти зависимости обыкновенно выражают размер одной части через размер другой, принимаемой для данной детали в качестве исходной (модуль). Например размеры частей нормального подшипника представляются формулами, дающими искомый размер через величину диаметра вала и т. п. Эмпирические формулы являются результатом длительных практических наблюдений, иногда специальных опытов; определив по данному модулю все размеры детали, производят затем проверку на прочность, причем изменяют полученные размеры соответственно с результатами проверки.

В некоторых случаях, даже при возможности прямого расчета, приходится прибегать к эмпирическим зависимостям, если получаемые из расчета на прочность размеры практически нецелесообразны. Например толщина чугунного цилиндра для паровой машины, определенная из условий прочности, не приемлема, так как по условиям отливки требуется размер гораздо больший; обратное имеет место при расчете заклепок для котельных швов и т. д.

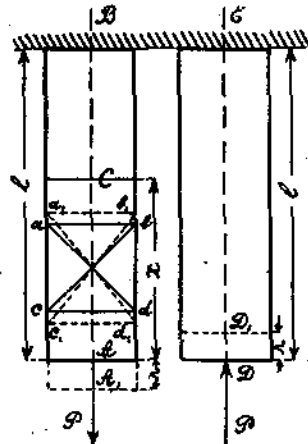
ГЛАВА I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РАСЧЕТНЫХ ФОРМУЛАХ

§ 1. Растяжение и сжатие. Если к призматическому стержню AB (черт. 1) приложить в центре тяжести его сечения A силу P , совпадающую с направлением оси стержня, то последний будет растягиваться. Сечение A переместится в A_1 , и длина $l = \overline{AB}$ получит приращение $\lambda = \overline{A_1A}$. Такая деформация называется удлинением. Назовем поперечное сечение стержня через F , тогда, на основании ряда опытов, можно написать такую зависимость:

$$\lambda = \frac{Pl}{EF}, \quad (1)$$

где E — так называемый модуль упругости (модуль Юнга) первого рода, различный для различных материалов. Зависимость (1) справедлива



до тех пор, пока внешняя сила не превосходит известного предела P_1 , до которого приращение длины λ является упругим, т. е. пока оно исчезает вместе с прекращением действия силы. При деформировании стержня силой P материал его сопротивляется, и очевидно внутри возникают силы этого внутреннего сопротивления. Так как сила P проходит через центры тяжести отдельных сечений стержня AB , то внутренние силы, или напряжения материала, одинаковы по площади каждого сечения. Поэтому величину напряжения материала можно получить делением P на F . Будем иметь для напряжения k :

$$k = \frac{P}{F}. \quad (2)$$

Черт. 1.

Ввиду того, что под прочными частями понимаются такие, которые могут под действием силы допускать лишь упругие деформации, формула (2) является расчетной формулой, если величина k не превосходит величины напряжения, соответствующего напряжению при пределе упругости.

Формула (1) дает величину упругого удлинения, если не принимается в расчет собственный вес стержня. При очень длинных стержнях¹⁾ собственный вес может быть настолько велик, что пренебречь им нельзя; он, как и всякая внешняя сила, также вызывает формоизменение тела, а, стало быть, и связанное с последним напряжение материала. Из теории сопротивления материалов известно, что удлинение,

¹⁾ Например в шахтных канатах, в штангах шахтных насосов и т. д.

вызываемое собственным весом, выражается зависимостью:

$$\lambda = \frac{\Delta l^2}{2E}; \quad (3)$$

где Δ — вес кубической единицы материала.

Напряжение материала от собственного веса находится, в случае растяжения, так: произвольное сечение C растягивается нижележащей частью стержня $\overline{AC}$. Вес ее $Q_x = F\Delta x$, а напряжение равно

$$k_x = \frac{Q_x}{F} = \frac{F\Delta x}{F} = \Delta x$$

и достигает наибольшей величины при наибольшем x , т. е. в сечении B , при $x = l$; другими словами

$$k = \Delta x_{x=l} = \Delta l. \quad (4)$$

Итак при одновременном действии силы P и веса Q наибольшее напряжение будет в сечении B (опасное сечение) и выразится зависимостью:

$$k = \frac{P}{F} + \Delta l, \text{ откуда } F = \frac{P}{k - \Delta l}. \quad (5)$$

Пример 1. Рассчитать круглый железный стержень, растягиваемый силой $P = 10 \text{ т}$; допустимое напряжение $k = 1000 \text{ кг/см}^2$. Из формулы (2) имеем:

$$F = \frac{P}{k} = \frac{10\,000}{1000} = 10 \text{ см}^2 = \frac{\pi d^2}{4},$$

или $d \approx 3,6 \text{ см}$.

Пример 2. Рассчитать такой же стержень длиной 200 м , $\Delta = 7,8 \text{ т/м}^3$. Из формулы (5) имеем:

$$F = \frac{10\,000}{1000 - 0,0078 \cdot 20\,000} \approx 11,9 \text{ см}^2,$$

или $d = 3,9 \text{ см}$.

Пример 3. Сравнить удлинения стержней, рассчитанных в примерах 1 и 2, если длина первого стержня 2 м и модуль упругости $E = 2\,000\,000 \text{ кг/см}^2$. Имеем по формуле (1):

1-й стержень

$$\lambda = \frac{Pl}{EF} = \frac{10\,000 \cdot 200}{2\,000\,000 \cdot 10} = 0,1 \text{ см}.$$

2-й стержень

$$\lambda = \frac{Pl}{EF} + \frac{\Delta l^2}{2E} = \frac{10\,000 \cdot 20\,000}{2\,000\,000 \cdot 11,9} + \frac{0,0078 \cdot 20\,000^2}{2 \cdot 2\,000\,000} \approx 8,4 + 0,8 = 9,2 \text{ см}.$$

Если в первом стержне принять во внимание собственный вес, то напряжение в опасном сечении (B) возрастет очень мало, а именно вместо $k = 1000 \text{ кг/см}^2$ будем иметь:

$$k = 1000 + \Delta l = 1000 + 0,0078 \cdot 200 = 1001,56 \text{ кг/см}^2.$$

Приведенные формулы предполагают статическое приложение силы, т. е. предполагают, что нагрузка прикладывается плавно, возрастая от нуля до заданного размера. В действительности чаще имеет место динамическое действие силы, когда она прикладывается к телу сразу всей своей величиной. Как учит теория сопротивления материалов, в этом случае удлинение (в пределах упругости), а следовательно и напряжение увеличиваются вдвое. Поэтому при расчете стержней в предыдущих примерах надо, в случае заведомо динамической нагрузки, считать в качестве допустимого

напряжения не 1000 кг/см^2 , а вдвое меньше, т. е. $k = 500 \text{ кг/см}^2$. Соответственно искомые величины поперечных размеров увеличатся: в первом случае будем иметь $F = 20 \text{ см}^2$ и $d = 5,08 \text{ см}$ и т. д.

Наконец возможно и ударное действие груза, когда например он падает с некоторой высоты h . В этом случае вопрос о напряжении материала решается примерно так. Груз при падении с высоты h производит работу $T = Ph$. С другой стороны, эта работа поглощается работой внутренних сил материала, которая равна $Vk^2/2E$, где k — напряжение материала, а V — объем растягиваемого стержня. Поэтому имеем:

$$Ph = V \frac{k^2}{2E} = Fl \frac{k^2}{2E} \quad (6)$$

откуда находим значение k при заданных размерах стержня или поперечное сечение, если выбрано k . Нетрудно видеть, что падение даже с небольшой высоты вызывает значительные напряжения.

Пример 4. На стержень с размерами $l = 2 \text{ м}$, $d = 3,6 \text{ см}$ падает груз P с высоты $h = 1 \text{ см}$; $E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$. Найти величину силы P , если $k = 1000 \text{ кг/см}^2$. Имеем:

$$P \cdot l = \frac{10 \cdot 200 \cdot 0,0002}{2 \cdot 2 \cdot 10^6},$$

или $P = 0,5 \text{ т}$.

Если в случае, показанном на черт. 1, изменить направление силы P на противоположное, как это изображено на той же фигуре справа, то стержень $\overline{DE}$ будет сжиматься, и изменение формы (деформация) выразится в сокращении длины на величину $\lambda = \overline{DD_1}$. Как показывают опыты, зависимость между λ и P в рассматриваемом примере выразится формулой, тождественной с (1), т. е. и здесь будем иметь, при тех же обозначениях:

$$\lambda = \frac{Pl}{EF} \quad (7)$$

Подобно этому напряжение материала k найдется (в пределах упругих явлений) делением P на F , и расчетная формула будет такая же:

$$F = \frac{P}{k} \quad (8)$$

Для большинства материалов модуль E упругости при растяжении и сжатии одинаков, примерные значения будут даны ниже. Таким образом расчет на сжатие ничем не отличается от расчета растяжения. Это справедливо впрочем лишь до тех пор, пока отношение длины (высоты) сжимаемого тела к его наименьшему поперечному размеру не особенно велико. В случае сжатия относительно тонких стержней наблюдается их искривление, и получается так называемый продольный изгиб. Применение в этом случае формул (7) и (8) будет неправильно. Расчет производится иначе и будет указан в § 5 настоящей главы.

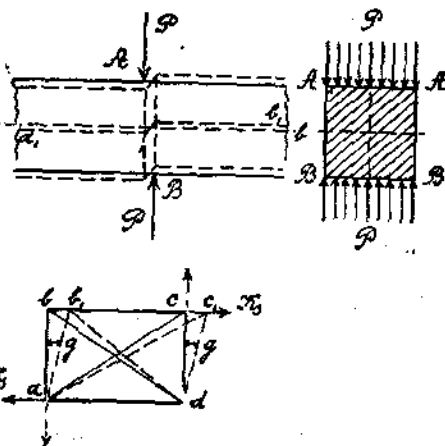
При растяжении в пределах упругости помимо продольного удлинения наблюдается одновременно уменьшение поперечных размеров, которое исчезает также при прекращении действия внешней нагрузки. Если например цилиндрический круглый стержень с диаметром d при вытяжке получил уменьшение диаметра на величину $d - d_1$, где d_1 — диаметр после деформации, то отношение $(d - d_1) : d = \gamma$ называется относительным сокращением поперечного размера. Величина γ показывает следовательно сокращение одной поперечной единицы. Аналогично этому отношение $\lambda : l = i$ называется относительным удлинением и показывает приращение на единицу длины. Отношение величин γ к i носит назва-

ние коэффициента Пуассона и играет заметную роль в теории сопротивления материалов. Это отношение будем обозначать буквою μ , т. е. примем

$$\mu = \frac{\gamma}{\epsilon} \quad (9)$$

Для случаев сжатия вместо сокращения поперечных размеров наблюдается конечно их увеличение. Коэффициент Пуассона и здесь представляет отношение тех же величин. Числовые значения будут даны ниже.

§ 2. Срезание и кручение. Предположим, что силы P и $-P$ (черт. 2) приложены перпендикулярно оси призматического бруса по линиям AA и BB . В таком случае имеет место явление сдвига. Практически оно осуществляется лезвиями ножниц, режущих например лист металла. Здесь, как и при растяжении (сжатии), возможно появление лишь упругой деформации, т. е. исчезающей по прекращении действия грузов. Для возможности срезания необходимо, чтобы плоскости A и B , в которых лежат действующие силы P и $-P$, располагались друг от друга на некотором, хотя и весьма малом, расстоянии. В таком случае наблюдается весьма мало заметный простым глазом перекося части бруса, лежащего между плоскостями A и B . Грубо деформированный брус изображен на черт. 2 пунктиром. Перекос совершается на $\angle g$, называемый углом сдвига. Очевидно, что для уравновешения сил P , так же как и при растяжении и сжатии, здесь появляются внутренние силы; но ввиду того, что при сдвиге внешняя сила лежит в плоскости поперечного сечения бруса, и внутренние силы располагаются в ней. При растяжении (сжатии) внутренние силы (напряжения) были направлены тоже параллельно внешней, а потому располагались перпендикулярно сечению. Чтобы отличать напряжения в указанных различных случаях, называют: напряжения при растяжении (сжатии) нормальными; в случае сдвига — касательными и обозначают буквою k_s .



Черт 2.

Принимают, что при сдвиге касательные напряжения распределяются ¹⁾ равномерно в поперечном сечении стержня; поэтому будем иметь условие:

$$P = Fk_s, \text{ или } F = \frac{P}{k_s} \quad (10)$$

из которого по заданному допустимому напряжению можно найти величину F поперечного сечения.

С другой стороны, считают, что деформация $\angle g$ связана с размерами бруса и внешней силой соотношением:

$$g = \frac{P}{FG} \quad (11)$$

Здесь коэффициент G , по аналогии с явлением растяжения, называется модулем упругости при сдвиге, или модулем упругости второго рода, который измеряется в тех же единицах, как и модуль упругости E , т. е.

¹⁾ Это предположение неправильно, но обычно принимают указанное допущение.

Здесь l — длина бруса, G — модуль упругости второго рода, J_0 — полярный момент инерции поперечного сечения относительно оси бруса.

С другой стороны, внешняя пара $M = Pr$ вызывает в каждом сечении напряжения материала; последние должны уравновешивать пару M и следовательно должны относительно оси бруса давать момент, равный по величине M . Очевидно, стало быть, что напряжения располагаются в плоскости сечения, а потому являются касательными. Другими словами, крутящий момент вызывает внутри бруса явление сдвига. Теория показывает, что эти напряжения не распределены равномерно в плоскости сечения, а от нуля — в центре сечения — увеличиваются к периферии, пропорционально расстоянию элемента, на котором определяется напряжение, от центра сечения. На черт. 3, справа, показано возрастание напряжения по какому-либо радиусу Ob . Наибольшее напряжение k_s будет следовательно в элементах у периферии, и величина его находится из соотношения:

$$M = \frac{J_0}{r} k_s = \frac{2J_0}{d} k_s = \frac{\pi d^3}{16} k_s \leq 0,2 d^3 k_s, \quad (14)$$

где d — диаметр поперечного сечения и $J_0 = \pi d^4 / 32$.

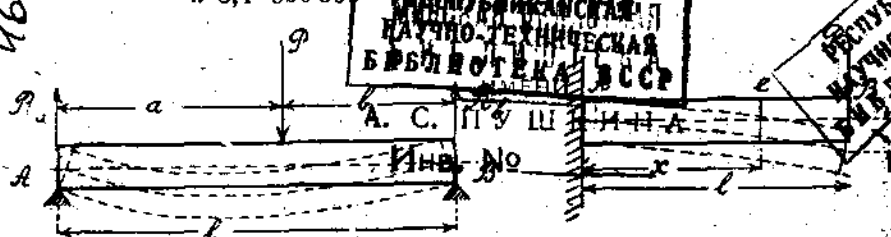
Пример 5. Вал длиной $l = 6$ м скручивается силою $P = 200$ кг, приложенной на зубце колеса, имеющего диаметр $D = 60$ см. Найти диаметр вала и угол закручивания, если напряжение материала не должно быть более $k_s = 200$ кг/см².

Имеем: $M = Pr = 200 \cdot 30 = 6000$ кгсм. Из формулы (14) получим

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 6000}{\pi \cdot 200}} = 5,4 \text{ см.}$$

Из формулы (13) имеем, при $G = 800\,000$ кг/см² (для стали):

$$\angle \varphi = \frac{6000 \cdot 600 \cdot 32}{\pi \cdot 5,4^4 \cdot 800\,000} = 0,0535 \text{ или в градусах } \varphi = 3,1^\circ.$$



Черт. 4.

Для валов прямоугольного сечения со сторонами $a \times b$ величина наибольшего напряжения найдется из другого соотношения, а именно:

$$k_s = \frac{9}{2} \cdot \frac{M_s}{b^2 a}, \quad (14a)$$

причем b означает всегда малую сторону прямоугольника. Распределение напряжений от кручения представлено на черт. 3а.

§ 3. Изгиб. Если призматический брус положить на опоры A и B (черт. 4), и нагрузить поперечной силою P , то он будет прогибаться; его первоначально прямолинейная ось искривится. Перемещение точек оси в новое положение называется деформацией изгиба; наибольшее перемещение носит название стрелы прогиба. Изгиб обуславливается сопротивлением опор и определяется для каждого сечения балки суммой моментов внешних сил, расположенных по одну какую-либо сторону от этого сечения. Аналогичное явление будет иметь место и в случае балки консольной, т. е. заделанной одним концом неподвижно (например в стену),

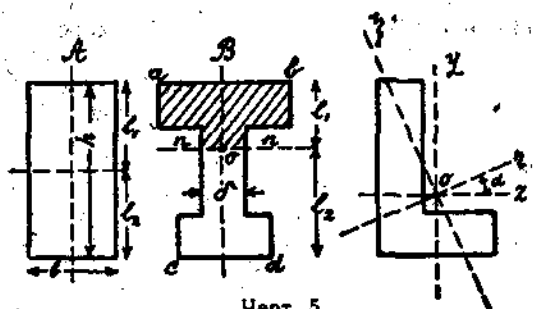
и нагруженной на свободном конце каким-либо грузом. На черт. 4, внизу, показан изгиб такой балки, несущей на конце сосредоточенную нагрузку P . При изгибе очевидно материал балки, расположенный на выпуклой стороне, растягивается, на вогнутой ее части — сжимается. Поэтому в каждом сечении должен быть слой, где растянутые части переходят в сжатые, т. е. где напряжение материала должно обращаться в нуль. Таким образом напряжения растяжения и сжатия в поперечном сечении распределяются неравномерно и достигают своих наибольших значений в наиболее удаленных от нейтрального (нулевого) слоя, который всегда проходит через центр тяжести сечения. Если взять например на консольной балке некоторое сечение C на расстоянии x от закрепленного конца, то момент внешних сил для этого сечения будет $M_x = P(l - x)$, если рассматривать силы, лежащие направо. Этот момент уравнивается соответственным моментом сил внутренних, т. е. напряжений растяжения и сжатия. Нетрудно видеть, что эти напряжения будут тем больше, чем больше момент, а потому для расчета ищут опасное сечение, в котором изгибающий момент M_x достигает своего наибольшего значения. В нашем случае это будет при $x = 0$, т. е. в сечении A и $M_{\max} = Pl$. Из теории изгиба известно, что существует следующее соотношение между наибольшим изгибающим моментом и наибольшим внутренним напряжением:

$$M = \frac{J}{e} k. \quad (14b)$$

Здесь J — экваториальный момент инерции сечения относительно нейтрального слоя, e — расстояние наиболее удаленного элемента сечения от того же слоя.

Если центр тяжести сечения лежит на половине высоты сечения, то расстояние e для растянутой части сечения и для сжатой одинаковы (черт. 5, A), а стало

быть одинаковы и величины наибольших напряжений сжатия и растяжения. В случае, если сечение не имеет горизонтальной оси симметрии (черт. 5, B), то расстояния e_1 верхнего края ab и e_2 до нижнего cd неодинаковы; следовательно неодинаковы будут и наибольшие напряжения растянутых и сжатых элементов сечения. Как расположение балок на опорах, так и формы внешних нагрузок могут быть различны, но формула (14b) остается правильной для всех случаев.



Черт. 5.

Так как при изгибе сила направлена перпендикулярно оси бруса, то надо ожидать, что в каждом сечении его, кроме нормальных напряжений растяжения (на выпуклой стороне) и сжатия (на вогнутой), должны проявляться касательные напряжения срезания. Действительно, такой сдвиг наблюдается, и напряжение k_s может быть вычислено. Согласно данным теории сопротивления материалов эти напряжения распределяются в поперечном сечении неравномерно. Они достигают наибольшего значения в нейтральном слое и обращаются в нуль в элементах, наиболее удаленных от нейтрального слоя (и в области растянутой части и в области сжатой). Наибольшее касательное напряжение в любом слое данного сечения находится по формуле:

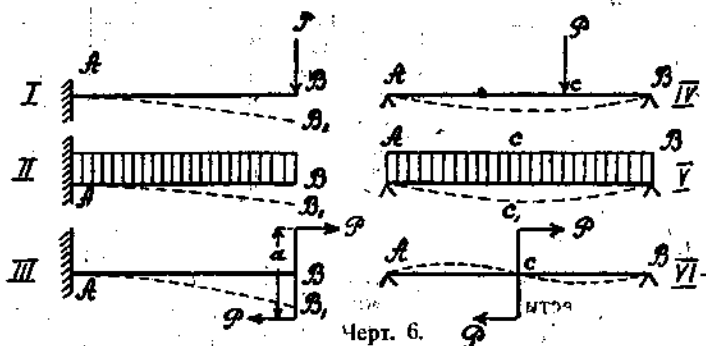
$$k_s = \frac{S \cdot U}{J \cdot u}. \quad (15)$$

Здесь обозначают: S — секущую, или срезающую, силу, равную алгебраической сумме внешних сил, расположенных по одну какую-либо сторону от данного сече-

ния; U — статический момент части сечения, лежащей выше или ниже того слоя, в котором определяется величина касательного напряжения, по отношению к нейтральному слою; J — экваториальный момент инерции площади сечения относительно нейтрального слоя и u — ширину сечения в данном слое. Например, если надо найти величину U для нейтрального слоя сечения, показанного на черт. 5, В, то, измерив заштрихованную площадь, умножают ее на расстояние ее центра тяжести до нейтрального слоя u ; под u надо понимать толщину δ вертикальной стенки двутавра. Касательные напряжения в данной балке проверяются в тех ее сечениях, в которых секущая сила S достигает своего наибольшего значения.

Что касается величины деформации, т. е. стрелы прогиба — f , то ввиду различия в формах внешних нагрузок нельзя дать одну зависимость для всех случаев.

На черт. 6 приведено несколько простейших примеров расположения внешних грузов; при этом балка схематически изображается лишь осевой линией.



Черт. 6.

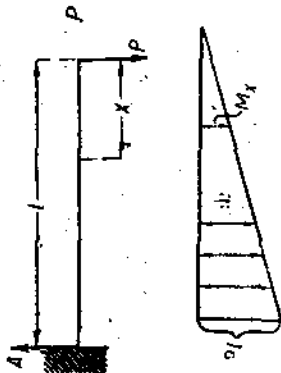
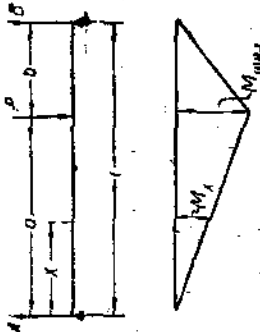
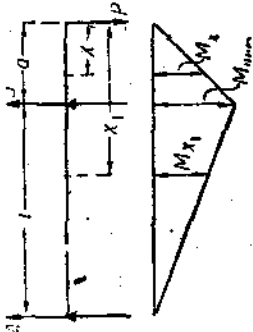
В случаях I и IV силы сосредоточенные, II и V — нагрузка распределена вдоль по балке в количестве p весовых единиц на одну погонную единицу, например p кг/м или p кг/см и т. д. В случаях III и VI на балку действует пара сил с моментом $M = Pa$. Стрелы прогиба найдутся из следующих соотношений.

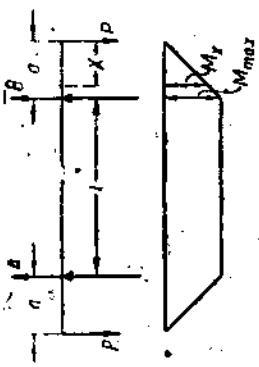
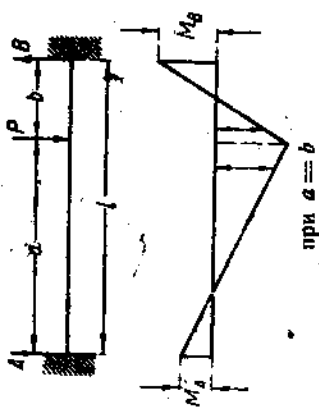
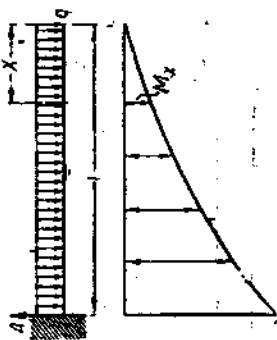
Случай I наибольшая стрела на конце B:	$f = \frac{Pl^3}{3EJ}$	}	(16)
II то же	$f = \frac{pl^4}{8EJ}$		
III то же	$f = \frac{Pal^2}{2EJ}$		
IV стрела в сечении C	$f = \frac{Pa^3b^3}{3EJ}$		
V стрела в среднем сечении	$f = \frac{5pl^4}{384EJ}$		
VI наибольшая стрела	$f = 0,037 \frac{Pal^3}{EJ}$		

В табл. 1 приведены наиболее часто встречающиеся случаи изгиба и указаны значения изгибающих моментов, реакций и стрел прогиба.

Все сказанное выше о явлениях изгиба относится к так называемому плоскому поперечному изгибу; под этим понимаем такое направление внешнего груза, при котором оно совпадает с одной из главных осей сечения. Такими осями являются оси симметрии, если они имеются; вообще же главными осями называются те из осей, проходящих через центр тяжести сечения и лежащих в плоскости сечения, относительно которых центробежный момент инерции равен нулю. Если

ТАБЛИЦА 1

№№	Случаи нагрузки	Реакции опор	Изгибающий момент в сечении X	Момент максимум	f стрела прогиба в точке приложения силы
1	Консольная балка 	$A = P$	$M_x = P \cdot x$	$M_{\max} = Pl$	$\frac{P l^3}{3 E J_z}$
2	Балка с сосредоточенной нагрузкой на 2 опорах 	$A = P \frac{b}{l}$ При $a = b$: $B = P \frac{a}{l}$ При $a = b$: $A = B = \frac{P}{2}$	$M_x = A \cdot x$ $M_x^1 = A \cdot x - P(x-a)$	$M_{\max} = \frac{Pab}{l}$ $M_{\max} = \frac{Pl}{4}$	$\frac{P a^2 b^3}{2 E J_z}$ $\frac{Pl^3}{48 E J_z}$
3	Балка на двух опорах с кон- солью 	$A = -P \frac{a}{l}$ $B = \frac{P(l+a)}{l}$	$M_x = P \cdot x$ $M_x = Px - B(x-a)$	$M_{\max} = Pa$	$\frac{Pa^2(l+a)}{3 E J_z}$

4	Балка на 2 опорах со сходящимися концами		$A = B = P$	$M_x = P \cdot x$	$M_{\max} = P \cdot a$	$\frac{Pa^3}{8EI_z}$, то же в сечении пролета $\frac{P}{EI_z} \cdot \left(\frac{a^3}{3} + \frac{ab^2}{2} \right)$
5	Балка на 2 опорах с заделанными концами	 при $a = b$	$A = \frac{Pa^3}{l^3} (3a + b)$ $B = \frac{Pa^3}{l^3} (a + 3b)$ $A = B = \frac{P}{2}$	Защемляющие моменты $M_A = \frac{Pab^2}{l^3}$ $M_B = \frac{2Pa^2b}{l^3}$ $M_A = M_B = \frac{Pl}{8}$	$M_{\max} = \frac{Pa^2b}{l^3}$ $M_{\max} = \frac{Pl}{8}$	$\frac{Pa^2b^3}{3EI_z l^3}$ $\frac{Pl^3}{192EI_z}$
6	Консольная балка с равномерно распределенной нагрузкой		$A = ql$	$M_x = \frac{qx^2}{2}$	$M_{\max} = \frac{ql^2}{2}$	$\frac{ql^4}{8EI_z}$

Продолжение табл. 1.

№№	Случай нагрузки	Реакции опор	Изгибающий момент в сечении X	Момент макс	f стрела прогиба в точке приложения силы
7	Балка на 2 опорах с равномерно распределенной нагрузкой	$A = B = \frac{ql}{2}$	$M_x = A \cdot x - \frac{qx^2}{2}$	$M_{\max} = \frac{ql^2}{8}$	$5 \cdot \frac{ql^3}{384EJ_z}$
8	Балка на 2 опорах с 2 консолями	$A = B = \frac{Q}{2}$, где $Q = q(l+2a)$	$M_x = \frac{qx^2}{2}$	$M_A = \frac{Qa^2}{2(l+2a)}$ $M_C = \frac{Q}{4} \left(a - \frac{l}{2} \right)$	(в единицах балки)
9	Балка с защемленным концом, равномерно распределенная нагрузка	$A = B = \frac{Q}{2}$, где $Q = q \cdot l$	$M_x = A \cdot x - \frac{qx^2}{2} - M_A$	$M_A = M_B = \frac{Ql}{12}$ $M_C = \frac{Ql}{24}$	$\frac{Ql^3}{384EJ_z}$
10	Балка на 2 опорах с равномерно распределенной нагрузкой и равномерно распределенными реакциями	$A = B = \frac{Q}{2}$		$M_{\max} = \frac{Ql}{8}$	

внешняя сила проходит между главными осями, то имеем кривой изгиб. Задача решается тогда в том смысле, что сила разлагается на составляющие по главным осям и действие каждой из составляющих учитывается отдельно. Получаются плоские изгибы в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Однородные напряжения (растяжения или сжатия), вызываемые в каком-либо элементе этими составляющими, складываются алгебраически и дают результирующее напряжение.

Пример 6. Потолочные балки перекрывают пролет в 6 м. Нагрузка потолка и пола 800 кг на кв. метр перекрытия. Найти диаметр круглых деревянных балок, если расстояние между ними равно 0,92 м и допустимое напряжение на сжатие (при изгибе) равно $k = 60 \text{ кг/см}^2$. На каждую балку приходится груз, равный

$$Q = 6 \cdot 0,92 \cdot 800 = 4400 \text{ кг},$$

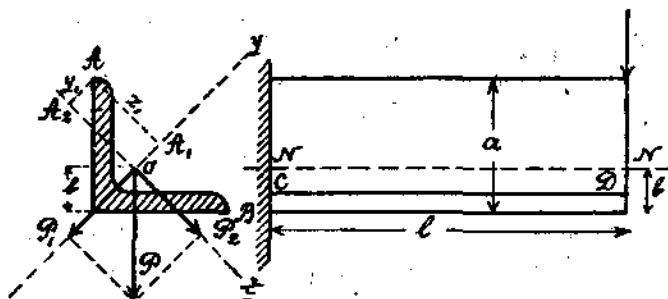
или на 1 пог. см $p = 4400 : 600 = 7,3 \text{ кг/см}$.

Наибольший изгибающий момент будет посредине и равен

$$M = \frac{p l^2}{8} = \frac{7,3 \cdot 600^2}{8} = 328 000 \text{ кг/см}.$$

Из условия прочности (14b) имеем:

$$M = \frac{J}{e} k = \frac{\pi d^4}{32} k \quad \text{и} \quad d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 328 000}{\pi \cdot 60}} = 38 \text{ см}.$$



Черт. 7.

Так как модуль упругости для дерева можно принять в среднем равным $E = 100 000 \text{ кг/см}^2$, то стрела прогиба, по (16, V), будет равна

$$f = \frac{5 \cdot 7,3 \cdot 600^4 \cdot 64}{384 \cdot 10^6 \pi \cdot 38^4} = 1,3 \text{ см}.$$

Пример 7. Железная балка длиной 1 м имеет сечение уголка № 8 с толщиной полки $\delta = 10 \text{ мм}$ (черт. 7). Сила $P = 100 \text{ кг}$ направлена параллельно вертикальной полке и проходит через центр тяжести O уголка. Найти напряжения в точке A и стрелу прогиба.

Главные оси будут OZ и OY; следовательно имеем кривой изгиб; разложив силу по осям OZ и OY, найдем $P_1 = P_2 = P \frac{\sqrt{2}}{2}$. Из таблиц русского сортамента для данного уголка будем иметь: $J_y = 138,6 \text{ см}^4$, $J_z = 35,6 \text{ см}^4$, $b = 2,34 \text{ см}$, $a = 8 \text{ см}$. Расстояния точки A от осей будут:

$$AA_2 = a \frac{\sqrt{2}}{2} - b \sqrt{2} \approx 1,7 \text{ см} = y_1 \quad \text{и} \quad AA_1 = a \frac{\sqrt{2}}{2} = 5,6 \text{ см} = z_1.$$

Изгибающие моменты M_1 и M_2 относительно осей OY и OZ равны

$$M_1 = M_2 = Pl \frac{\sqrt{2}}{2} = 7100 \text{ кгс.м.}$$

Модули сопротивления относительно тех же осей будут:

$$W_y = \frac{J_y}{z_1} = \frac{138,6}{5,6} = 24,7 \text{ см}^3 \text{ и } W_z = \frac{J_z}{y_1} = \frac{35,6}{1,7} = 21 \text{ см}^3.$$

Поэтому напряжения растяжения в точке A , вызываемые этими моментами, будут:

$$k_1 = \frac{M_1}{W_z} = \frac{7100}{21} = 338 \text{ кг/см}^2, \quad k_2 = \frac{M_2}{W_y} = \frac{7100}{24,7} = 287 \text{ кг/см}^2,$$

и результирующее напряжение $k = k_1 + k_2 = 625 \text{ кг/см}^2$. Стрела прогиба f будет результирующая из стрел, получающихся по осям OY и OZ моментами M_1 и M_2 , т. е.

$$f_y = \frac{P_1 l^3}{3EJ_z}, \quad f_z = \frac{P_2 l^3}{3EJ_y}, \quad \text{и } f = \sqrt{f_y^2 + f_z^2} = 0,33 \text{ см.}$$

Если бы потребовалось определить напряжение в точке B , то результирующее значение найдется как разность напряжений k_1 и k_2 , причем $k_2 = -287 \text{ кг/см}^2$ и $k_1 = 338 \text{ кг/см}^2$, так как сила P_2 вызывает в волокне B сжатие. Следовательно $k = 338 - 287 = 51 \text{ кг/см}^2$.

При изгибе, равно как и при других деформациях, динамическое, или внезапное, действие внешней силы увеличивает напряжение вдвое. В случае ударной нагрузки напряжение повышается еще значительно. Если груз P падает с некоторой высоты h , то напряжение может быть найдено по зависимости

$$Ph = \alpha V \frac{k^2}{2E}. \quad (17)$$

Здесь V — объем бруса и α — коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения и расположения балки. Например для балки прямоугольного сечения, закрепленной одним концом к стене, имеем: $\alpha = 1,9$; для круглой балки $\alpha = 1,12$ и т. д.

Пример 8. Деревянный брус заделан в стену; на свободный конец падает груз $P = 100 \text{ кг}$ с высоты $h = 3 \text{ м}$. Найти напряжение материала, если сечение бруса прямоугольное с размерами $a = 18 \text{ см}$, $b = 22 \text{ см}$ и длина $l = 1 \text{ м}$.

При прямоугольном сечении коэффициент α в выражении (17) равен $\alpha = 1,9$. Подставляя данные в формулу (17), будем иметь:

$$k = \sqrt{\frac{100 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 9}{18 \cdot 22 \cdot 100}} = 117 \text{ кг/см}^2.$$

Если принять, что среднее сопротивление сосны на сжатие около 400 кг/см^2 , то полученное напряжение еще далеко до разрушения.

§ 4. Сложное сопротивление. Возможны случаи, когда брус или стержень подвергаются одновременно растяжению и изгибу, сжатию и изгибу, растяжению и скручиванию, изгибу и скручиванию и т. п. Такие задачи разрешаются в том смысле, что определяются напряжения материала для каждой системы простого сопротивления и складываются между собою для получения так называемого результирующего напряжения. Пусть стержень AB (черт. 8) нагружен растягивающей силой Q и изгибающей силой P . Для какого-нибудь сечения на расстоянии x от зашпеленного конца будем иметь: равномерно распределенное в сечении напряжение

растяжения $k_1 = Q:F$. В наиболее удаленном от нейтрального слоя AB волокне a будем иметь наибольшее для данного сечения напряжение от изгиба

$$k_2 = M_x e_1 : J = P(l-x)e_1 : J.$$

Оба эти напряжения нормальны и направлены в одну сторону; следовательно результирующее напряжение равно:

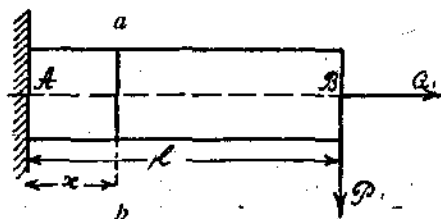
$$k_x = k_1 + k_2 = \frac{Q}{F} + \frac{P(l-x)e_1}{J}.$$

В элементе b изгибающая сила вызовет напряжение сжатия $k_3 = M_x e_2 : J$, а потому результирующее напряжение будет:

$$k_x = k_1 - k_3 = \frac{Q}{F} - \frac{P(l-x)e_2}{J}.$$

Общее выражение для наиболее удаленного от нейтрального слоя элемента будет:

$$k_x = \frac{Q}{F} \pm \frac{P(l-x)e}{J}.$$



Черт. 8.

Очевидно, что с изменением x второй член будет изменяться. Наибольшее (абсолютно) напряжение будет в верхнем элементе закрепленного сечения A , а именно:

$$k = \frac{Q}{F} + \frac{Pl e_1}{J}. \quad (18)$$

Если на брусок действуют одновременно две системы, из которых одна вызывает нормальные напряжения (растяжения или сжатия), а другая — касательные (кручение или срезание), то результирующее напряжение получается особым сложением отдельных (частных) напряжений. Наибольшей известностью пользуется формула Сен-Венана ¹⁾, которая имеет вид:

$$k_r = \frac{1-m}{2} k + \frac{1+m}{2} \sqrt{k^2 + 4k_s^2}.$$

Здесь k и k_s — соответственно нормальное и касательное напряжения, k_r — приведенное (также идеальное), m — коэффициент Пуассона. Для железа часто принимают $m = 0,3$; тогда будем иметь:

$$k_r = 0,35k + 0,65 \sqrt{k^2 + 4k_s^2}. \quad (19)$$

Пусть сила Q растягивает стержень, а сила P его срезает; тогда в сечении, в котором приложена сила P , будут действовать одновременно два напряжения: $k = Q:F$ и $k_s = P:F$, а потому из формулы (19) получим:

$$\left. \begin{aligned} k_r &= 0,25 \frac{Q}{F} + \frac{0,65}{F} \sqrt{Q^2 + 4P^2}, \text{ или} \\ Fk_r &= R \approx 0,35Q + 0,65 \sqrt{Q^2 + 4P^2}, \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

т. е. можно расчет вести на некоторую равнодействующую силу R , величина которой составляется из заданных сил согласно формуле (20).

¹⁾ Существует зависимость, входящая также в употребление: (формула Mohr-Guest'a).

$$k_r = \sqrt{k^2 + 4k_s^2} \quad (19a)$$

Можно легко показать, что если круглый стержень изгибается в каком-либо своем сечении моментом M_x и скручивается моментом M_k , то действие этих двух моментов можно заменить одним результирующим моментом M_r , получаемым из формулы (19):

$$M_r = 0,35 M_x + 0,65 \sqrt{M_x^2 + M_k^2}. \quad (21)$$

Аналогично по формуле (19а)

$$M_r = \sqrt{M_x^2 + M_k^2}. \quad (21a)$$

Условие прочности, или расчетное уравнение, примет вид, как и для простого изгиба:

$$M_r = \frac{J}{e} k = \frac{\pi d^3}{32} k. \quad (22)$$

§ 5. Продольный изгиб. В § 1 указывалось, что при сжатии очень длинных стержней (стоек) может при известных условиях наблюдаться их искривление. Так как при искривлении на выпуклой стороне получается растяжение, а на вогнутой сжатие, т. е. напряжения распределяются, как и при поперечном изгибе, то сжатие таких стоек называется продольным изгибом¹⁾. Появление даже ничтожного искривления при продольном изгибе считается недопустимым, а потому та сила Q , при которой начинается такое искривление, считается уже опасной и называется критической силой для данного стержня (стойки). Теоретически значение этой силы получается в курсах сопротивления материалов и выражается зависимостью, которая носит название формулы Эйлера. Общий вид ее следующий:

$$Q = \alpha \frac{\pi^2 EJ}{l^2}. \quad (23)$$

Здесь J — главный минимальный момент инерции поперечного сечения, l — длина (высота) стержня и α — коэффициент, зависящий от того, насколько концы стержня связаны в своем перемещении, а именно:

$\alpha = 1,4$, если один конец совершенно свободен, другой жестко связан с фундаментом (черт. 9, а).

$\alpha = 1$, если оба конца могут поворачиваться, оставаясь на осевой линии (черт. 9, б).

$\alpha = 2$, если один конец может поворачиваться, другой укреплен жестко (черт. 9, в).

$\alpha = 4$, если оба конца укреплены жестко (черт. 9, д).

На черт. 9 указаны примерные формы искривления в указанных случаях.

Для расчета стойки по заданной нагрузке ее P и высоте находят из формулы (23) $J_{\min}$, полагая $Q = \beta P$, где $\beta > 1$, указывает, с какой степенью безопасности (запас прочности) желают сделать расчет.

Пример 9. Требуется рассчитать стойку высотой $h = 4$ м, несущую груз $P = 10$ т. Поперечное сечение — равносторонний уголок; запас прочности $\beta = 6$; случай укрепления концов 2-й. Имеем по формуле (23):

$$Q = 6 \cdot 10\,000 = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot J}{400^2}, \text{ или } J \geq 480 \text{ см}^4.$$

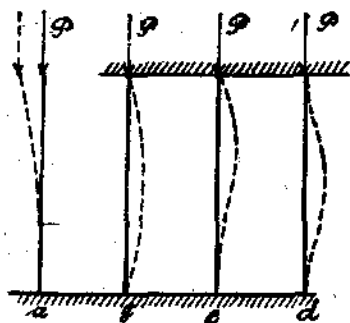
По таблице сортамента углового железа уголковое сечение с подходящим наименьшим моментом инерции соответствует № 16/17, имеющему $J_{\min} = 506 \text{ см}^4$. Такой уголок имеет в стороне 16 см и толщину полок, равную 17 мм.

¹⁾ Деформирующая сила действует вдоль оси стержня, а не поперек, как в случае поперечного изгиба.

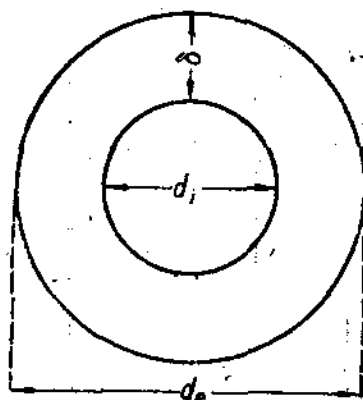
Как показывают наблюдения, формула Эйлера дает хорошие результаты при условии, когда отношение длины к наименьшему радиусу r инерции ¹⁾ не ниже известного пред-ла, различного для разных материалов и разных случаев укрепления концов. Чаще всего в расчетах применяется случай 2, т. е. при $\alpha = 1$. Тогда указанно соотношение будет иметь вид:

$$\frac{l}{r} = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{k}}, \quad (23a)$$

где k — величина напряжения, соответствующего нагрузке при пределе упругости. В частности принимают в среднем: для железа $l:r \geq 100$, для чугуна $l:r \geq 80$, для



Черт. 9.



Черт. 9а.

дерева $l:r \geq 70$. При условии, когда отношение $l:r$ меньше указанных пределов, нередко применяют формулу Шварц-Ренкина, имеющую вид:

$$Q = \frac{Fk}{1 + \eta \left(\frac{l}{r} \right)^2} = Fk\varphi, \quad (24)$$

где

$$\varphi = \frac{1}{1 + \eta \left(\frac{l}{r} \right)^2}. \quad (25)$$

В зависимости (24) Q — разрушающая нагрузка, η — коэффициент, зависящий от материала; дробь φ (выражение 25) можно рассматривать поэтому как коэффициент уменьшения сопротивления материала, разрушенного от сжимающих сил при заданном отношении $l:r$. Величина η в среднем принимается около:

чугун	$\eta = 0,0007$
сварочное железо	$\eta = 0,0016$
литое железо	$\eta = 0,0014$
дерево	$\eta = 0,0023$

Задаваясь различными отношениями $l:r$, можно составить таблицы для коэффициента φ при разных материалах и на основании (24) производить расчет на обыкновенное сжатие. Так как при расчете на сжатие искомой величиной является пло-

¹⁾ Если написать, что $J = Fr^2$, где F — площадь поперечного сечения, то величина r и будет радиус инерции этого сечения; очевидно, что наименьший радиус соответствует наименьшему моменту инерции.

щадь поперечного сечения, то определить заранее коэффициент φ , как зависящий от отношения $l:r$, нельзя. Поэтому первый подсчет производят приблизительно, затем путем пересчетов подходят к вполне удовлетворительному решению.

В табл. 2 приведены значения коэффициента φ и k_φ для литого железа, прочность которого принята около 3500 кг/см^2 при разрыве или так называемого временного сопротивления. Последнее название встречается весьма часто и показывает наибольшее напряжение материала перед его разрушением.

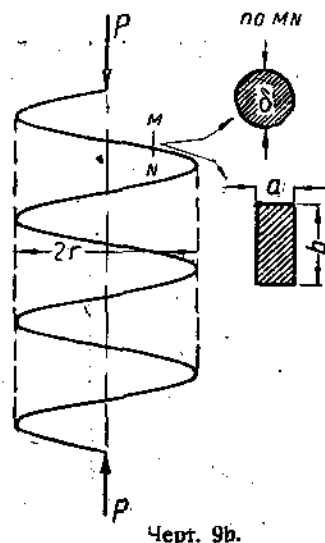


ТАБЛИЦА 2

$l:r$	φ	k_φ в кг/см^2
20	0,88	3 090
30	0,84	2 940
40	0,80	2 790
50	0,76	2 650
60	0,71	2 500
70	0,67	2 350
80	0,63	2 200
90	0,59	2 050
100	0,54	1 900

§ 5а. Сосуды и плиты. а) Полый цилиндр под действием внутреннего давления (черт. 9а).

$$\frac{d_e}{d_i} = \sqrt{\frac{k_z + 0,7p_i}{k_z - 1,3p_i}} \quad (a)$$

для открытого цилиндра;

$$\frac{d_e}{d_i} = \sqrt{\frac{k_z + 0,4p_i}{k_z - 1,3p_i}} \quad (b)$$

для закрытого.

Здесь p_i означает внутреннее давление избыточное, k_z — допустимое напряжение для материала цилиндра, d_e и d_i — внешний и внутренний диаметры цилиндра.

Очевидно формулы действительны для давления $p_i < \frac{k_z}{1,3}$.

Для тонкостенных цилиндров (паровые котлы):

$$\delta = \frac{d_i p_i}{2k_z} \quad (c)$$

где δ — толщина стенки

б) Плоский диск, опирающийся по окружности радиуса r и нагруженный равномерно распределенным давлением $p \text{ ат}$:

$$h \geq r \sqrt{\mu \frac{p}{k_b}} \quad (d)$$

где h означает толщину диска, k_b — допускаемое напряжение на изгиб, μ — коэффициент, зависящий главным образом от способа закрепления диска.

По Баху для чугуновых плит можно принимать μ :

для свободно лежащих $\mu = \frac{4}{5}$;

закрепленных по периметру $\mu = \frac{6}{5}$.

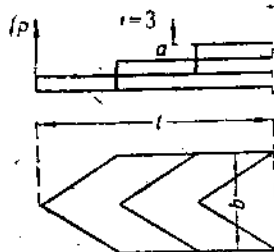
Аналогично для железных в первом случае $\mu = \frac{2}{3} - \frac{3}{4}$;

во втором $\mu = \frac{4}{9} - \frac{1}{2}$;

в случае промежуточном $\mu = \frac{1}{3} - \frac{3}{8}$.

с) Прямоугольная плита, опертая по периметру и нагруженная равномерно распределенным давлением p ат:

$$h \geq \frac{1}{2} b \sqrt{\mu \frac{p}{k_b} \frac{2}{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2}}$$



Черт. 9с.

Здесь a и b — стороны прямоугольника, причем, $a > b$, остальные обозначения те же, что и в предыдущем случае.

Значение μ принимается от $\frac{5}{4}$ до $\frac{9}{8}$ (по Баху) в зависимости от условий закрепления.

Общее замечание.

Если сосуд или плита изнашиваются от ржавления и других условий, толщину стенки следует увеличивать против полученной из формул на величину износа. Соображения производства, транспорта, монтажа и др. иногда требуют увеличения толщины стенок.

§ 5b. Пружины. А. Пружины, работающие на кручение (черт. 9b).

Размеры определяются следующим образом:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{Pr}{k_s}} \quad (f)$$

для круглой;

$$b = \frac{9Pr}{2k_s a^2} \quad (g)$$

для прямоугольной.

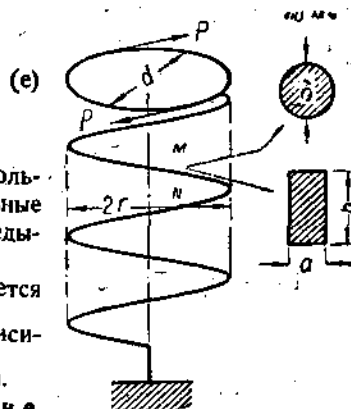
Прогибы пружин соответственно будут при числе действующих витков i :

$$f = \frac{64Fr^3 i}{G\delta^4} = \frac{4\pi k_s r^3 i}{G} \quad (h)$$

для круглой;

$$f = 7,2 \frac{\pi r^3 P i}{G} \cdot \frac{a^3 + b^3}{a^3 + b^3} = 1,6 \pi r^3 i \frac{k_s}{G} \cdot \frac{a^3 + b^3}{a^2 b} \quad (i)$$

для прямоугольной.



Черт. 9d.

Для конических пружин:

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta = \sqrt[3]{\frac{5Pr_1}{k_s}} \\ f = \frac{2\pi r_1 i (r_1 + r_2)}{\delta G} k_s \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (k) \\ (l) \end{array}$$

круглых

$$\left\{ \begin{array}{l} b = \frac{6Pr_1}{2a^2 k_s} \\ f = \frac{0,4\pi r_1 i (r_1 + r_2) k_s}{G} \frac{a^2 + b^2}{ab^2} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (m) \\ (n) \end{array}$$

прямоугольного сечения

r_1 и r_2 означают наибольший и наименьший радиус конуса

В. Пружины, работающие на изгиб.

1. Листовая рессора (черт. 9с)

$$b = \frac{6Pl}{ia^2 k_b} \quad (o)$$

$$f = \frac{l^2 k_b}{Ea} \quad (p)$$

2. Цилиндрическая рессора круглого сечения (черт. 9д).

$$\delta = \sqrt{\frac{Pd}{0,1 k_b}} \quad (q)$$

Пружинение

$$f = \frac{2rlk_b}{E\delta} \quad (r)$$

Аналогично для прямоугольного сечения:

$$a = \sqrt{\frac{6Pd}{bk_b}} \quad (s)$$

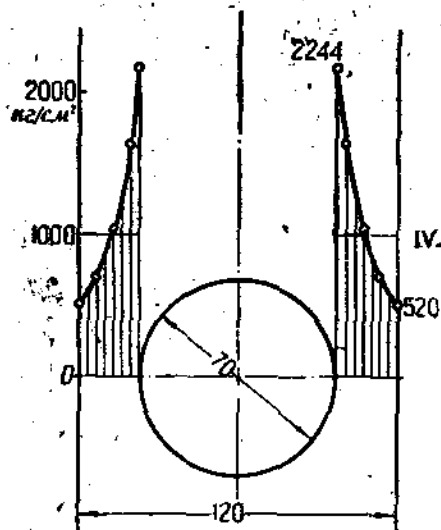
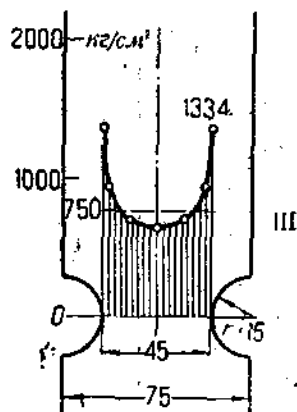
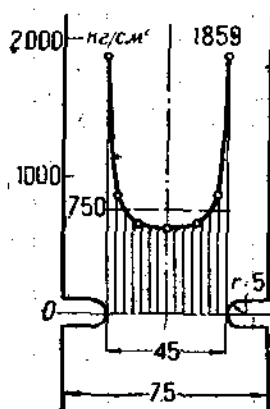
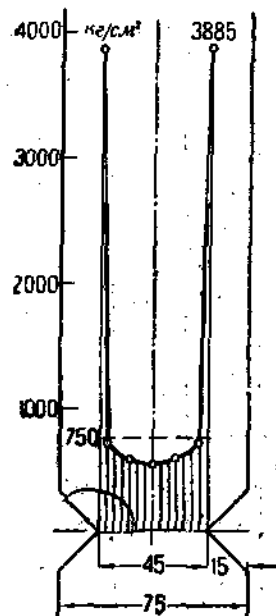
$$f = \frac{2rlk_b}{Ea} \quad (t)$$

l всюду означает выпрямленную длину пружины.

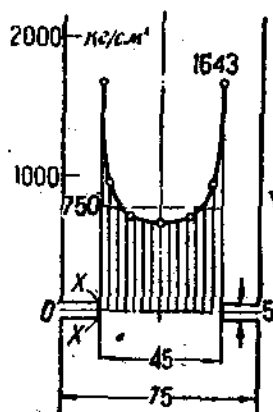
Предварительный выбор размеров пружин круглых по табл. 2а. Подробно см. „Machinery's Handbook“, 1929, стр. 457 и сл.

§ 6. Механические свойства материалов. Запас прочности. При расчете какого-либо сооружения или его частей на прочность главным условием является недопустимость образования остаточных деформаций; другими словами, все деформации, возникающие при воздействии на сооружение или его части внешних сил, должны быть упругими, т. е. исчезающими по прекращении действия сил. В предыдущих параграфах указывалось, что деформация неразрывно связана с появлением внутренних напряжений материала. Поэтому можно говорить, что в материале нельзя допускать напряжений, переходящих за предел упругости. Таким образом величина k_1 напряжения, соответствующая пределу упругости в данном материале, является наиболее важным механическим качеством его. Но определение этой величины является достаточно сложной операцией; с другой стороны, для многих материалов предел упругости не является вполне устойчивым и зависит от ряда причин, главным образом от механической и термической обработки; наконец при нагрузках, при которых напряжение меняется, переходя от растяжения к сжатию, нагрузки, вызывающие напряжение и ниже предела упругости, могут оказаться опасными. Например во вращающихся валах вследствие изгиба в любом

элементе поперечного сечения напряжение материала за один оборот дважды переходит через нуль, изменяясь от наибольшего растяжения до наибольшего сжатия. В практике поэтому большим распространением пользуется прием, при котором в учёт принимается временное сопротивление материала разрушению: разрыву, раздроблению и срезанию. Эта величина более устойчивая. Она характеризует крепость материала и выражается так же, как и напряжение при пределе упругости в кг/см^2 . То напряжение материала, которое можно признать безопасным и следовательно допустимым, является очевидно частью величины k_2 — временного со-



противления. Число, на которое делится последняя величина для получения допустимого напряжения, называется запасом прочности; обратная величина носит название коэффициента безопасности.



Выбор допустимого напряжения или назначения запаса прочности — одна из важнейших задач при расчете. Здесь требуется учесть и способ приложения внешней силы (статический, динамический или ударный), возможность перехода напряжения через нуль, влияние сил инерции при движущихся массах и т. д.

На выбор запаса прочности сильно влия-

ют различные переходы от сечения к сечению закругления и канавки. Черт. 9е (I, II, III, IV и V) изображает распределение напряжений в стержнях с отверстием и выточками различной формы (по Preuss'у).

Легко усмотреть, что напряжения сильно разнятся и достигают у самого отверстия или внутреннего края выточки значения втрое, пятеро большего, чем

Черт. 9е.

ТАБЛИЦА 2а

НАГРУЗКА И

ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ВИНТОВЫХ ПРУ

[illegible]

ПРУЖИНЕНИЕ

ЖИЛЫ ИЗ СТАЛЬНОЙ ДРЕВОЛОКИ

п р у ж и н ы δ										
50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
3,1										
100										
5,4	4,9	4,5								
83	101	120								
8,5	7,8	7,1	6,6	6,1						
71	86	103	121	140						
12,8	11,6	10,7	9,9	9,10	8,50	8,0				
62,5	75,6	90	105	122	140	160				
18,2	16,5	15,2	14	13	12,1	11,4	10,7	10,1		
55,5	67,2	80	93,9	109	127	142	161	180		
25	22,7	20,8	19,2	17,9	16,6	15,6	14,7	13,9	13,2	12,5
50	60,5	72	84,5	98	112	128	144	162	180	200
43,2	39,3	36	33,2	30,8	28,8	27	25,4	24	22,7	21,6
41,7	50	60	70,4	81,7	93,7	107	120	135	150	167
68,6	62,4	57,2	52,8	49	45,7	42,9	40,4	38,1	36,1	34,3
35,7	43,2	51,4	60,3	70	80,4	91,4	103	116	129	144
102	93	85,3	78,8	73,1	68,3	64	60,2	56,9	53,9	51,2
31,2	37,8	45	52,8	61,2	70,3	80	90,3	101	113	125
146	131	121	112	104	97,2	91,1	85,7	81	76,7	72,9
27,8	33,6	40	46,9	54,4	62,5	71,1	80,2	90	100	111
200	182	167	154	143	13	125	118	111	105	100
25	30,2	36	42,2	49	56,2	64	72,2	81	90,2	100
266	242	222	205	190	177	166	157	148	140	131
22,7	27,5	32,7	38,4	44,5	51,1	58,2	65,7	73,6	82	90,9
346	314	288	266	247	230	216	203	192	182	173
20,8	25,2	30	35,5	40,8	46,9	53,3	60,2	67,5	75,2	83,3
439	400	366	338	314	293	275	258	244	237	220
19,2	23,3	27,7	32,5	37,7	43,9	49,2	55,6	62,8	69,4	77,6
—	498	457	422	392	366	343	323	305	289	277
—	2,6	25,7	30,2	35	40,2	45,7	51,6	57,0	64,5	71,7
—	—	562	519	482	450	422	397	375	355	337
—	—	24	28,2	32,7	37,5	42,7	48,2	54	60,2	66,6

среднее. При знакопеременной нагрузке и динамическом действии переходов и выточек еще более усиливается.

Поясним примером, заимствованным у Förppl'я.

Три стержня размеров —

$$I d = 30 \text{ и } d \text{ выточки} = 0,707d = 21,2 \text{ мм}$$

$$II d = 21,2 \text{ мм}$$

$$III d = 30 \text{ мм}$$

Длина всех одинакова $l = 150 \text{ мм}$.

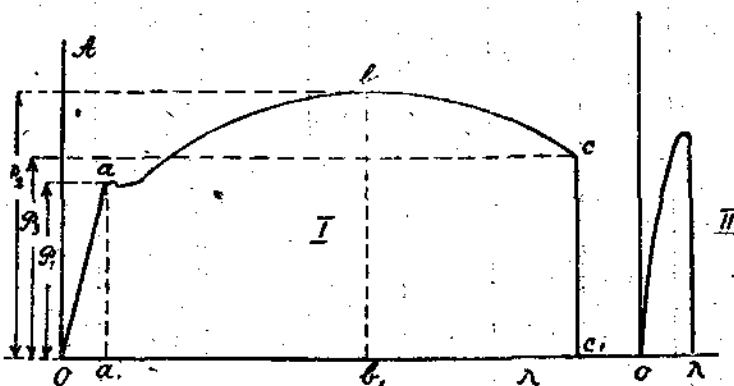
В случае удара первый стержень может компенсировать при одном и том же напряжении работу

$$A_I = 1,62 \text{ кг/см, второй } A_{II} = 3,16 \text{ кг/см, третий } A_{III} = 6,31 \text{ кг/см.}$$

Таким образом первый стержень окажется наиболее слабым в условиях удара.

Только выбором пониженных напряжений можно предупредить вредное влияние этих факторов.

В таблицах справочных книг приводятся данные, которые необходимо рассматривать как первое приближение при определении прочных размеров. Во всех случаях, когда возможно ударное действие силы, необходимо избегать тех материалов, которые являются хрупкими. Хрупкость материала — свойство разрушаться при сравнительно малых остающихся (за переходом предела упругости) деформациях. Хрупкость — качество, противоположное пластичности, характеризующейся свойством материала перед разрушением давать большие остающиеся (пластические, неупругие) деформации. Каждой деформации соответствует свое напряжение материала. Поэтому, если на двух взаимно перпендикулярных линиях (координатные оси) OA и OB откладывать в выбранных масштабах (черт. 10) по оси OA — величину растягивающей силы P , по оси OB — величину соответствующего полного удлинения λ , то получится линия $Oabcc_1$, характеризующая своим видом известные свойства



Черт. 10.

материала. Так на черт. 10, I показана диаграмма растяжения для железа. Точка a соответствует пределу пропорциональности, до которого действительна зависимость (I), ордината $aa_1 = P_1$ — силе, при которой материал достигает предела пропорциональности, мало отличающегося от предела упругости. Очевидно делением величины P_1 на площадь поперечного сечения F получим напряжение при пределе пропорциональности (упругости), т. е. $k_1 = P_1 : F$. Ордината $bb_1 = P_2$ показывает наибольшую нагрузку, которую выдерживал испытуемый брусок до разрыва. Следовательно временное сопротивление $k_2 = P_2 : F$. Измерение поперечных размеров до

точки b_1 невелико: наоборот, по достижении силою P своего наибольшего значения она вызывает в бруске столь сильное поперечное сокращение (уменьшение площади поперечного сечения), что фактический разрыв происходит при силе $P_3 = \sigma \sigma_1$, очевидно меньшей, нежели P_2 . Практически наибольший интерес имеет нагрузка P_2 и соответствующее ей напряжение. При разрыве брусков получает остающуюся деформацию (вытяжку), равную $\sigma \sigma_1$ — за вычетом упругой (исчезающей) деформации. Последняя очень мала, например для железа, для которого $E = 2 \cdot 10^6$ кг/см² и предел упругости $k_1 = 2000$ кг/см², имеем из формулы (1):

$$\lambda_1 = \frac{2000}{2\,000\,000} l = 0,001l,$$

т. е. при нагрузке, соответствующей пределу упругости, упругая деформация составляет 0,1% от длины стержня. Между тем удлинение при разрыве получается для различных сортов железа в пределах до 30%. Легко видеть, что откладывая по оси OB удлинения λ , т. е. перемещение точки приложения силы, можно сказать, что площадь диаграммы $Oabcc_1$ представляет собою работу, которую произвела внешняя сила от начала растяжения до разрушения материала (разрыв). Если сопоставить с диаграммой I диаграмму II, относящуюся к растяжению чугунного стержня, то становится понятным, почему чугун является материалом хрупким, — потому что удлинение $\lambda_2 = \lambda_1 : l$ при разрыве очень мало, а следовательно очень мала и работа, которую надо затратить для разрушения. Величина λ_2 может служить поэтому характеристикой пластичности или хрупкости. Чтобы дать примерное понятие о механических свойствах некоторых материалов, приводятся табл. 2 (углеродистые стали) 3б (свойства специальных сталей).

Опыты показывают, что если материал работает так, что напряжения меняют свое направление, то сопротивляемость его делается меньше. В подобных условиях находятся многие части машин; например поршневой шток растягивается при одном ходе и сжимается при другом; вагонная ось благодаря вращению перегибается попеременно в одну и другую сторону; все валы находятся в таких же условиях, меняя знак напряжения каждые полоборота. Поэтому во всех указанных случаях напряжения материала назначают меньше.

В условиях динамической нагрузки, действительной или вероятной, следует выбирать материал с большой работоспособностью и вязкостью в записе, так называемый динамически прочный материал.

Различие между металлами в отношении динамической прочности можно усмотреть из табл. 3б (два последних столбца).

В качестве наибольшего допустимого напряжения принимают $\frac{1}{3}$ или $\frac{1}{4}$ временного сопротивления растяжению (или сжатию); таким образом производят расчет сооружения или машины с запасом прочности $\sigma = 3$ или 4 в самом лучшем случае.

Более благоприятное условие для материала будет, если напряжение изменяет свою величину, не переходя в противоположное направление, и наиболее благоприятен случай постоянной нагрузки. Принимают, что величины допустимых напряжений в отмеченных трех случаях относятся между собою так: $k_1 : k_2 : k_3 = 1 : 2 : 3$.

Цифры, применяемые для главнейших материалов и сплавов, разных сортов дерева и строительных материалов в указанных случаях, приведены в табл. 3 (см. в конце книги).

Напряжение на изгиб и скручивание для чугуна зависит от формы поперечного сечения и от того, снята ли корка или нет; в последнем случае напряжения принимают несколько меньше, так как корка нарушает однородность материала в сечении. Бах на основании своих опытов дает следующие примерные цифры (табл. 4) для расчета на изгиб.

ТАБЛИЦА 3а

Статистические условия работы						Динамические условия			
Материал	Модуль кг/см^2		Напряжение кг/см^2		Удлинение при разрыве $\epsilon = 10 d$ %	Потеря прочности %	Твердость по Бринеллю H_{Br}	Удельная работа $\frac{\text{кгм}}{\text{см}^2}$	Вязкость в эдм $\frac{\text{кгм}}{\text{см}^2}$
	E	J	Предел пропор.	Временн. сопротив.					
Сварочное железо . . .	$2,10^4$	$0,77 \cdot 10^4$	1300 и выше	3300—4000	до 25	~50	до 110	2—7	10—16
Литое железо . . .	$2,1 \cdot 10^4$	$0,81 \cdot 10^4$	1800 и .	3400—5000	до 35	~58	до 130	6—8	15—25
Литая сталь . . .	$2,2 \cdot 10^4$	$0,83 \cdot 10^4$	2500—6000	5000—8000	27—5	~80	130—600	8—10	0—5
Стальные отливки . . .	$2,15 \cdot 10^4$	$0,83 \cdot 10^4$	2000 и выше	3500—7000	30—12	—	90—200	7—10	30—25
Чугун . . .	$(0,75—1,05) 10^4$	$(0,29—0,40) 10^4$	—	1200—3200	9,5	—	190—240	0,7—0,13	—
Красная медь кананая . . .	$1,15 \cdot 10^4$	$0,83 \cdot 10^4$	—	2900—3000	35—68	~67	—	7—10	—
„ „ литая . . .	$0,9 \cdot 10^4$	—	300	2000	6—20	18	—	—	—
Марг. бронза . . .	$1,2 \cdot 10^4$	—	260	2300—3500	до 40	70	190—230	1,5—8,5	—
Алюм. бронза . . .	$1,2 \cdot 10^4$	—	3250	до 5100	11—22	15—25	170—240	до 15	—
Дюралюминий . . .	$(0,65—0,74) 10^4$	—	2400—3550	3800—4800	10—21	30—70	105—125	—	1,0—1,8
Электрон . . .	$(0,41—0,47) 10^4$	—	408—2700	2600—4200	2—22	18—15	45—75	—	—
Электросталь . . .	$2,1 \cdot 10^4$	$0,8 \cdot 10^4$	2500—5000	4500—9000	14—26	30—60	160—600	9—16	4—16
Никелевая сталь . . .	$2,2 \cdot 10^4$	$0,8 \cdot 10^4$	3400	4500—6000	16—20	30—60	160—600	9—12	20—45
Хромоникелевая сталь . . .	$2,2 \cdot 10^4$	$0,8 \cdot 10^4$	1300—1560	1500—19400	15—22	38—75	и выше	10—15	18—25
Сосна . . .	$0,9 \cdot 10^4$	$0,7 \cdot 10^4$	—	790	—	—	—	0,18—0,36	—
Дуб . . .	$0,11 \cdot 10^4$	—	475	965	—	—	—	0,2—0,45	—
Бук . . .	$0,18 \cdot 10^4$	—	580	1340	—	—	—	0,2—0,28	—
Кожаный ремешок . . .	$1250—2250$	—	160—250	250—450	—	—	—	—	—

ТАБЛИЦА 36

№ п/п	Применение, свойства и пр.	Обозначение	Предел текучести кг/см²	Временное сопротивление разрыву кг/см²	Относительное удлинение при разрыве и		Выносливость по упругой пропорции по диаг.
					l = 10d %	l = 5d %	
1	Для поковок всякого рода при умеренном напряжении	Мартеновская сталь { мягкая средняя твердая	2 000 2 500 3 000	4 000 5 000 6 000	22 20 18	26 24 21	10 6 4
2	Так же, как № 1, но для больших напряжений	Специальная мартеновская сталь { мягкая средняя твердая	2 500 3 000 3 500	4 500 5 500 6 500	22 20 18	26 24 21	14 10 6
3	Так же, как № 1, когда придается особое значение чистоте и надежности. Натурально-твердая сталь для частей, которые подвержены сильному износу, но почему-либо не могут быть изготовлены из закаленной стали	Электро-сталь Тигельная сталь { мягкая средняя твердая очень твердая естественно твердая	2 500 3 000 3 500 4 000 5 000	4 500 5 500 6 500 7 500 9 000	22 20 18 14 8	26 24 21 16 10	16 12 8 4 —
4	Для вагонных осей и т. п. Для сильно напряженных частей средних размеров. Для высокого сопротивления износу и нагрузкам при высокой температуре; для цилиндров прессов	Специальные стали { С. 0. С. 46.0 F. 48.0 F. 86.0	3 000 3 500 6 000 7 500	5 000 7 000 8 000 10 000	20 14 12 8	25 17 15 10	16 14 14 —
5	Для тяжелых судовых и машинных валов, паровозных и кочегарных осей (особенно начиная от E. 312.0) Мягкие стали — так же для цементации	Мягкие стали средняя { E. 112.0 E. 120.0 E. 312.0 E. 220.0 E. 320.0	3 000 3 500 3 800 4 200 4 500	4 500 5 000 5 500 5 500 6 000	22 20 15 18 18	26 24 22 22 22	3) 40 20 28 24
6	Для поковок толщиной { до 100 мм 80 150 Для паровозных колесчатых осей и т. д.; для поковок крупных размеров	Хромоникелевые стали { E. F. 28.0 E. F. 31.0 E. F. 36.0 E. F. 40.0 E. F. 50.0 E. F. 55.0 E. F. 60.0	4 500 5 500 5 000 4 500 5 000 6 000 6 500	6 000 7 000 6 000 7 000 7 500 7 500	18 15 16 18 15 14 15	22 18 20 22 18 16 18	24 20 24 24 20 18 24

Продолжение табл. 36

№ п/п	Применение, свойства и пр	Обозначение	Предел текучести кг/см ²	Временное сопротивление разрыву кг/см ²	Относительное удлинение при разрыве		Вязкость по Уайлду при нагревании кг/см ²
					δ_5 $l = 10d$	δ_{10} $l = 6d$	
7	Стали для цементации (стеклянно-твердая поверхность, мягкое вязкое ядро). Предел текучести и временн. сопротивление разрыву при закалке повышаются в зависимости от размеров изделий на 30 до 80%.	Углеродистая сталь { A. 20 Никелевая { A. 40 { E. 112.0 Хромоникелевая сталь { E. 120.0 { E. F. 35.0 { E. F. 58.0	1800 2000 2800 3000 3000 4000	3500 4000 4500 5000 4500 6000	25 22 22 22 20 20	30 6 26 26 24 24	— — — — — —
8	Стойкая против кипящих щелочей морской воды, рабавленных кислот	Стали особого качества	2500 до 3000	6000	25	—	—
9	Весьма стойкая против ржавления и морской воды; большая прочность при высокой температуре (вентили), турбинные лопатки и т.д.	Хромоникелевая сталь с высоким содержанием хрома V.1-M (патентована)	6500	8500	—	15	—
10	Нержавеющая во влажном воздухе. Малоокисляющаяся при высокой температуре трубы пирометров до 1100° C; немагнитная	Хромоникелевая сталь с высоким содержанием хрома V.2-A	4000	7500	—	30	—
11	Сталь с коэффициентом теплового расширения чулуна	28-процентная никелевая с аль					
12) 13) 14)	Сталь для электрических сопротивлений	30-процентная никелевая сталь Хромоникелевая сталь W. T. II, применяемая до красного каления. Хромоникелевая сталь W. T. II, применяемая до красного каления без образования окисины.					
15	Сталь для часовых механизмов оптических приборов	36-процентная никелевая сталь Indalloys. Коэффициент теплового расширения 0,8 миллионных.					
16	Сталь с коэффициентом теплового расширения стекла для деталей, зажимаемых в стекло	Хромоникелевая сталь W. T. IV (патентованная). Мал окисляющаяся при сильном нагревании.					

ТАБЛИЦА 4

Сечение	С коркой			Без корки		
	1	2	3	1	2	3
Круглое кг/см ²	170	340	510	295	410	615
Прямоугольное	140	280	420	170	340	510
Двутавровое	120	240	360	145	290	435

Влияние корки при скручивании значительно меньше; можно принимать при сплошном круглом сечении те же цифры, что и для растяжения; при кольцевом круглом эти цифры уменьшают на 20%, т. е. берут $k_s = 0,8k$. Для прямоугольного сечения, наоборот, их увеличивают на 50%, т. е. принимают $k_s = 1,5k$.

Величины допустимых напряжений указываются попутно с расчетом соответствующих деталей.

Для справок приведем еще данные о коэффициентах α линейного расширения для главных металлов (табл. 5).

ТАБЛИЦА 5

Материал	Коэффициент расширения α	В пределах изм. нения температуры
Сварочное железо	$0,000011691 + 0,0000000047 t$	от 0 до 500 °C
Литое железо	$0,000011475 + 0,0000000053 t$	0 . 500 .
Литая сталь	$0,00001181 + 0,0000000056 t$	0 . 500 .
Чугун машиностроительн.	$0,000009791 + 0,0000000566 t$	0 . 500 .
Медь	$0,00001607 + 0,0000000040 t$	0 . 625 .
Латунь	$0,000017487 + 0,008717 t$	0 . 375 .

Если надо, например определить коэффициент расширения литого железа при температуре $t = 100^\circ \text{C}$, то из табл. 5, получим:

$$\alpha = 0,000011475 + 0,0000000053 \cdot 100 = 0,000012005.$$

ТАБЛИЦА 6

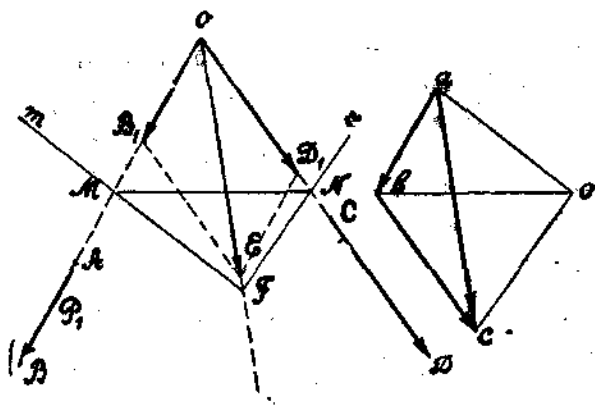
Материал	Коэффициент
Железо	0,28
Сталь	0,29
Медь	0,34
Алюминий	0,36
Никель	0,33
Цинк	0,27
Каучук	0,47

Табл. 6 содержит величины коэффициента Пуассона.

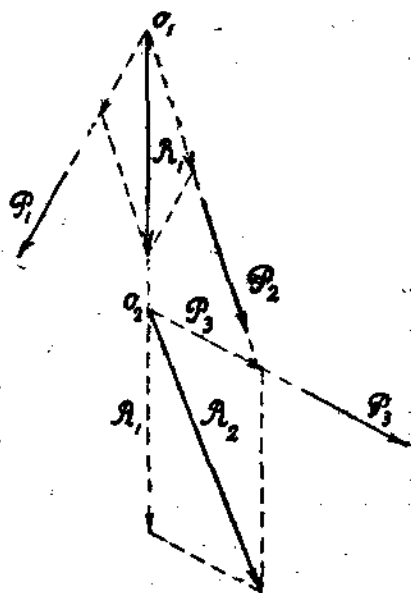
ГЛАВА II

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ГРАФИЧЕСКОЙ СТАТИКИ

§ 7. Сложение сил, лежащих в плоскости. Каждая заданная своею величиной сила может быть изображена на плоскости отрезком прямой, измеряемым в принятом масштабе, например 1 см равен 1000 кг и т. п. Поэтому найти равнодействующую данной системы сил можно путем сложения их графическим способом. Пусть даны своею величиною и положением в плоскости две силы P_1 и P_2 (черт. 11), представленные в выбранном масштабе отрезками $\overline{AB}$ и $\overline{CD}$ требуется найти их равнодействующую. Как известно, надо продолжить прямые AB и CD до их пересечения в точке O , перенести в нее точки приложения сил и на отрезках $OB_1 = P_1$ и $OD_1 = P_2$ построить параллелограмм OB_1ED_1O . Диагональ $OE = R$ представит собою равнодействующую по величине и направлению сил P_1 и P_2 . Нетрудно видеть,



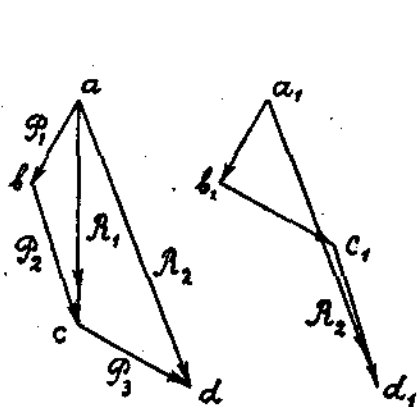
Черт. 11.



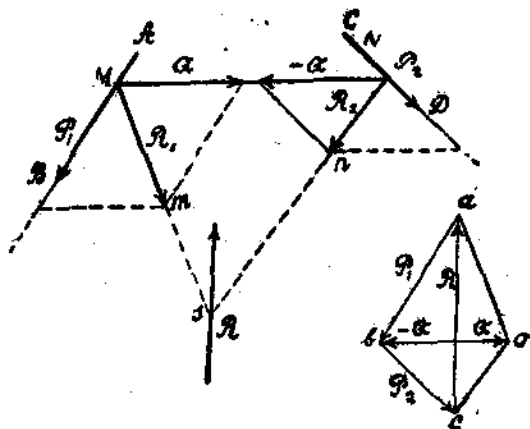
Черт. 12.

что если от произвольной точки a отложим отрезок $\overline{ab}$, равный и параллельный силе P_1 , от точки b отложим отрезок $\overline{bc}$, равный и параллельный силе P_2 , то замыкающая сторона $\overline{ac}$ представит собою величину равнодействующей R ; направление ее определится из условия, что она отсчитывается от начальной точки a к точке c . Если будут заданы три силы P_1 , P_2 и P_3 (черт. 12), то равнодействующую можно найти, откладывая последовательно от произвольной точки a отрезки $\overline{ab} = P_1$, $\overline{bc} = P_2$, $\overline{cd} = P_3$, соблюдая направление этих сил. Равнодействующая найдется как замыкающая сторона $\overline{ad}$; направление ее от a к d , т. е. от начальной точки к конечной, $\overline{ad} = R$. Таким путем значительно упрощается решение вопроса; необходимо кстати отметить, что порядок отложения сил никакого влияния на конечный результат

не оказывает; совершенно безразлично, будут ли силы отложены в порядке P_1, P_2, P_3 или P_3, P_1, P_2 и т. д. Как видно, вся работа по нахождению промежуточных равнодействующих отпадает. Полученный многоугольник $abcd$ носит название силового многоугольника. Найдя величину равнодействующей и ее направление из силового многоугольника, надо найти еще ее положение в плоскости. Эта вторая задача исполняется построением так называемого шарнирного, или веревочного, многоугольника (многоугольник Вариньона). Вернемся к первому случаю нахождения



Черт. 12а.



Черт. 13.

равнодействующей двух сил P_1 и P_2 (черт. 13). Приложим к системе две силы $ME=Q$ и $NE=-Q$. Это не нарушает ничего в заданной системе, ибо сумма двух новых сил Q и $-Q$ равна нулю. Найдём равнодействующие R_1 — сил P_1 и Q и R_2 — сил P_2 и $-Q$. Общая равнодействующая сил P_1 и P_2 будет в то же время и равнодействующей сил R_1 и R_2 , а следовательно она должна проходить через точку их пересечения S . Теперь в силовом многоугольнике добавим силы Q и $-Q$, т. е. отрезки bo и ob , далее проведем через a отрезок aQ , параллельный силе R_1 , и отрезок oc , параллельный силе R_2 ; три линии ao , bo и co должны пересечься в одной точке O , называемой полюсом. Силы P_1 , Q и R_1 выражаются треугольником abo , силы P_2 , $-Q$ и R_2 — треугольником bco и наконец силы R_1 , R_2 , R — треугольником aco . Из сказанного вытекает способ найти в плоскости точку S , через которую должна пройти равнодействующая сил P_1 и P_2 . Для этого, построив многоугольник сил abc , выбираем произвольный полюс O и соединяем его с вершинами многоугольника сил abc лучами Oa , Ob , Oc . Затем проводим прямую mM параллельно Oa , MN параллельно Ob и Nn параллельно Oc , продолжаем крайние стороны шарнирного многоугольника mMn — прямые mM и Nn — до пересечения их в точке S , через которую должна обязательно пройти искомая равнодействующая R сил P_1 и P_2 . Выбор положения полюса, равно как и одной точки шарнирного многоугольника, например M , совершенно произволен. Положение точки S от выбора этих факторов не зависит. На черт. 14 показано построение для трех сил P_1, P_2, P_3 . Строим силовой многоугольник $abcd$, выбираем произвольный полюс O , проводим лучи Oa, Ob, Oc, Od . Отрезок ad дает искомую равнодействующую. Строим шарнирный многоугольник. Чтобы не запутаться в порядке проведения сторон этого многоугольника, лучи обозначаются номерами, определяющими наименование предыдущей и последующей сил в порядке откладывания их. Рекомендуются нумеровать силы слева направо. В данном случае имеем: 1-я сила — P_1 , 2-я — P_2 , 3-я — P_3 . Луч Ob будет 1.2, ибо проходит через конец отрезка ab и начало отрезка bc , луч Oc — 2.3, луч Od — 3.4, где 4-я сила — искомая равнодей-

ствующая R . Луч Oa — 1.4, ибо проходит в точку a пересечения сил 1-й и 4-й. Построив шарнирный многоугольник со сторонами 1.4 — 1.2 — 2.3 — 3.4, продолжим крайние стороны его 1.4 и 3.4 до пересечения в G , через которую должна пройти искомая равнодействующая.

Из теоретической механики известно, что заданная в плоскости система сил путем сложения их может быть приведена к одной равнодействующей R и к паре сил с моментом M . В частности возможны следующие случаи:

1) пара $M=0$; остается одна равнодействующая, вызывающая прямолинейное движение тела с постоянным ускорением.
2) Равнодействующая $R=0$; тело получает вращательное движение

и 3) $M=0$ и $R=0$; тело находится в покое¹⁾. Очевидно, что в последнем случае, особо интересном в дальнейшем, многоугольник сил должен, как принято говорить, сам на себе замыкаться. Это означает, что, начав построение многоугольника например с точки a , необходимо при отложении последнего по порядку отрезка вернуться в эту точку.

Черт. 14.

Но одного этого условия недостаточно. Пусть дана система сил (черт. 15) I, II, III и IV. Строим многоугольник сил $abca$; он замыкается и следовательно равнодействующая равна нулю. Строим по выбранному полюсу O веревочный многоугольник и замечаем, что, начав его в точке M прямою mM — 1.4, доходим до точки Q на силе IV и получаем прямую Qq — 1.4, т. е. лучи Mm и Qq , представляющие собою силы Oa и aO , не совпали и образовали пару, момент которой равен произведению силы Oa (или aO) на плечо, соответствующее расстоянию между

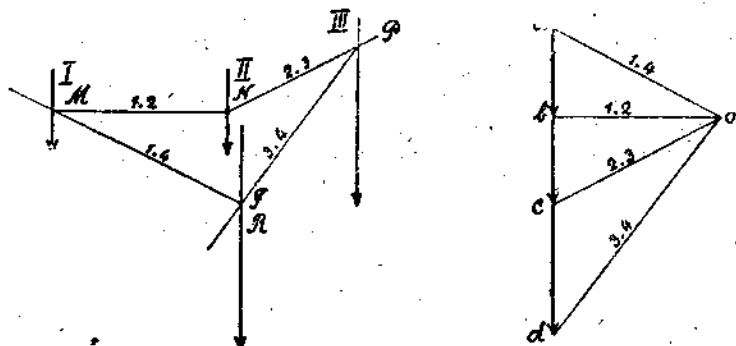
Черт. 15.

прямыми Mm и Qq . Чтобы момент пары M равнялся нулю, необходимо совпадение этих линий, т. е. надо, начав построение шарнирного многоугольника, например с точки M , в нее же вернуться. Этому условию удовлетворяет положение силы IV,

¹⁾ Или движется с постоянной скоростью v — поступательно. Для расчета деталей машин этот случай интереса не представляет.

показанное пунктиром и проходящее через точку S . Другими словами, надо, чтобы шарнирный многоугольник также замыкался. Таким образом построением двух взаимных фигур — многоугольника сил с полюсом и шарнирного многоугольника — получается способ определения, находится ли данная система сил в равновесии; если не находится, то имеем возможность найти равнодействующую R по величине, направлению и положению, а также и величину момента пары M .

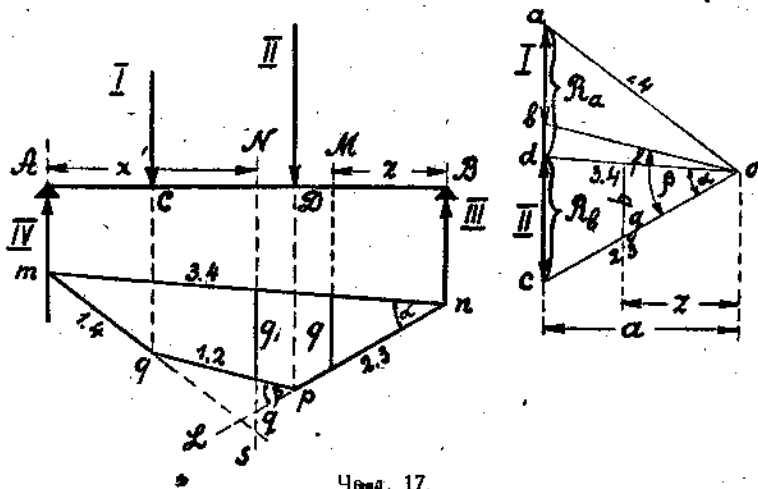
§ 8. Параллельные силы. Применим полученные результаты к системе параллельных сил, чаще всего встречающейся в вопросах изгиба. В данном случае вели-



Черт. 16.

чина равнодействующей равна алгебраической сумме всех заданных сил, и силовой многоугольник обращается в прямую ad (черт. 16). Построение веревочного многоугольника ничем не отличается от общего случая.

Точка F , через которую проходит равнодействующая $R = \overline{ad}$, получается также пересечением крайних лучей 1.4 и 3.4 . Не останавливаясь на этом примере дольше,

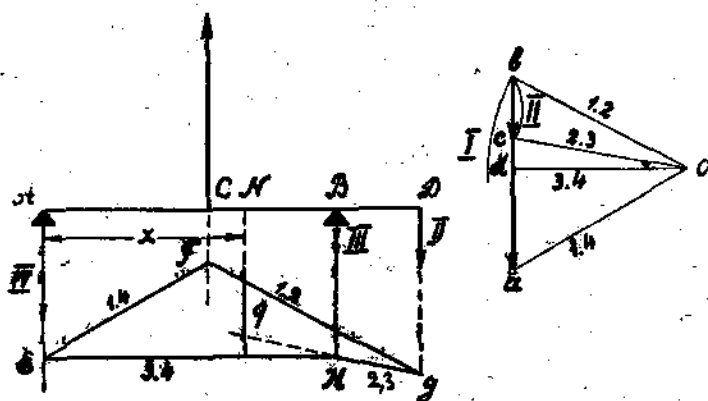


Черт. 17.

перейдем к следующему. Дана балка AB , лежащая на опорах A и B и несущая в сечениях C и D грузы P и Q . Требуется найти реакции в опорах (противодавления опор). Назовем по порядку внешние силы P — I , Q — II , неизвестные реакции в опоре B — III , в опоре A — IV . Строим силовой многоугольник $ab—bc$ и, выбрав полюс O , чертим шарнирный многоугольник $mnpq$. Так как заданная внешняя система — силы P и Q — уравновешиваются давлением в опорах (черт. 17), то как

силовой многоугольник, так и шарнирный должны замыкаться. Для этого проводим в последнем замыкающую сторону mn ; она проходит между силами III и IV и следовательно должна называться 3.4 . Проводя луч Od , параллельный линии mn — 3.4 , находим точку d , которая своим положением определяет величины реакции: отрезок cd равен силе III — реакции в опоре B , отрезок da — реакция в опоре A . Силовой многоугольник представляется в таком порядке: ab — сила I , bc — сила II , cd — сила III и da — сила IV и замыкает многоугольник. На черт. 18 балка имеет сходящиеся концы, на которых приложены силы: I — направленная вверх и сила II — вниз. Проведя построение в общем порядке, находим: реакция III — отрезок cd и реакция IV — отрезок da — обе направлены вниз.

Момент силы. Моментом силы, лежащей в плоскости, относительно какой-либо точки, лежащей в той же плоскости, называется произведение из величины силы на расстояние точки до этой силы, измеряемое по перпендикуляру, опущенному из этой точки на направление силы. Например надо найти момент силы III относительно точки M на балке AB (черт. 17). Пусть расстояние $MB = z$, тогда искомый



Черт. 18.

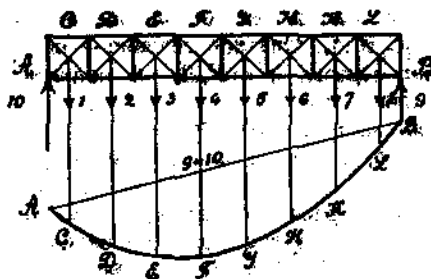
момент равен $M_z = R_b z$. Если в многоугольнике сил, продолжив стороны угла $dOc = \angle \alpha$, проведем вертикаль $fg = q$ на расстоянии, равном z (от полюса), то из подобия треугольников fOg и dOc будем иметь $q : d :: z : a$, где a — расстояние полюса от прямой dc (полюсное расстояние); отрезок dc — сила $III = R_b$. Взяв произведение средних и крайних членов пропорции, найдем:

$$M_z = q \cdot a = R_b z.$$

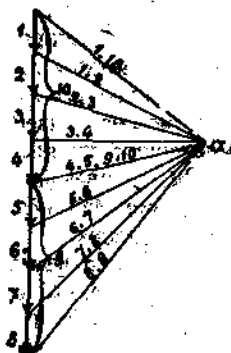
Другими словами, если отрезок q в замкнутом многоугольнике Вариньона помножить на полюсное расстояние, то получим момент, в данном случае, силы R_b . Для перевода этого произведения в единицы моментов надо помножить его на масштабы сил и длины, в которых производится вычерчивание. Замкнутый веревочный многоугольник называется поэтому эпюрой моментов изгибающих, так как сумма моментов сил, лежащих по одну сторону сечения, является моментом, изгибающим балку в данном сечении. Если найти отрезок q_1 для сечения, скажем N , то, будучи умножен на полюсное расстояние a , он даст момент сил, лежащих по одну сторону этого сечения, т. е. R_b и II или R_a и I .

В том случае, когда груз представлен не сосредоточенными, а распределенными силами, задача решается с некоторым приближением. Например пусть на балке AB находится груз, который распределяется вдоль по балке равномерно, например p кг на погонную единицу (метр, сантиметр). Тогда делим его на несколько равных частей и каждую рассматриваем как замененную равнодействующей силой P , приложенной по-

середине участка. Следовательно, вместо одной нагрузки $Q = pl$ будем иметь (черт. 19) 8 грузов P , которые в сумме дают $\sum P = Q = pl$, но приложены в сечениях $C, D, E, \dots, L$. Остальное построение известно; в результате находим эпюру изгибающих моментов в форме многоугольника $CDEFGHKL$.



Черт. 19.



Эпюра моментов интересна не только потому, что дает возможность быстро найти величину изгибающего момента, но и потому, что сразу определяет положение опасного сечения; ему соответствует наибольшая ордината (отрезок q) в эпюре изгибающих моментов.

Пример 10. Найти центр тяжести фигуры, представленной на черт. 20.

Разобьем данную фигуру на три прямоугольника I, II, III с площадями F_1 , F_2 и F_3 . Эти площади, выраженные в квадратных единицах, например в кв. сантиметрах, можно изобразить графически в виде отрезка прямой, если назначить масштаб площадей.

Пусть для данного случая принято: 1 см длины представляет собою 10 см². Тогда при размерах, показанных на чертеже, найдем, что площади

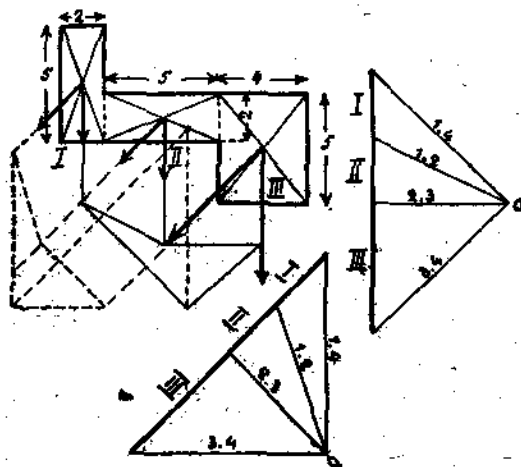
$$F_1 = F_2 = 10 \text{ см}^2 \text{ и } F_3 = 20 \text{ см}^2$$

и могут быть представлены отрезками

$$P_1 = 1 \text{ см}, P_2 = 1 \text{ см} \text{ и } P_3 = 2 \text{ см},$$

приложенными в центрах тяжести отдельных прямоугольников. С этими отрезками поступаем так, как будто они представляют собою силы, т. е. строим силовой многоугольник и находим положение равнодействующей. $P = P_1 + P_2 + P_3$,

или, другими словами, равной площади $F = F_1 + F_2 + F_3$. Равнодействующая должна проходить через центр тяжести, или, иначе, центр тяжести должен лежать на направлении этой равнодействующей. Но положение точки всегда определяется пересечением двух прямых; поэтому повернем все отрезки на одинаковый угол (положение, показанное пунктиром) и сделаем вторичное построение для этих отрезков. Находим новое направление равнодействующей (наклонное). Пересечение его с найденным ранее вертикальным направлением равнодействующей даст точку A — центр тяжести всей фигуры.



Черт. 20.

ГЛАВА III

СОЕДИНЕНИЯ РАЗЪЕМНЫЕ

§ 9. Соединения частей. Части машин или других сооружений должны иметь связь между собою. Если эти части друг относительно друга не могут перемещаться, т. е. связаны между собою постоянно, то такая связь называется жестким соединением. Например крышка парового цилиндра связана с цилиндром при помощи ряда болтов; листы парового котла связаны между собою заклепками; палец кривошипа может быть связан с телом последнего при помощи клина и т. д. При этом связанные части могут перемещаться в пространстве, как например кривошип и его палец, поршень и его шток, но взаимное расположение остается неизменным. Можно представить себе другую связь: например головка шатуна соединяется с пальцем кривошипа и находится в этом соединении все время, но палец кривошипа может вращаться в обхватывающих его вкладышах головки шатуна. Такое соединение будет свободным до известной степени, и способы расчета его совершенно другие. В практике под названием соединения частей понимают первую группу, т. е. жесткую связь между соединяемыми элементами. Придерживаясь этой обычной терминологии, следует отметить, что существующие соединения делятся на две группы: а) соединения, которые могут быть легко разъединены без порчи соединяющих элементов и называемые поэтому — соединения разъемные и в) соединения, для разъединения которых необходимо привести в негодность соединяемую промежуточную часть — соединения неразъемные.

К первой группе относятся соединения при помощи болтов, их разновидностей — шпилек и глухарей — и при помощи клиньев. Вторая группа включает в себя соединения при помощи заклепок, анкеров, колец. К ней можно отнести особый вид соединений, не содержащий никакой связующей детали — соединение путем холодной или горячей посадки частей друг на друга. Совершенно понятно, что для разъединения частей, связанных заклепками или анкерами, надо вырубить последние, после чего они уже конечно вновь идти в дело не могут. Подобно этому разъединить части, связанные посадкой друг на друга, можно стаскиванием одной части с другой при помощи сильного пресса, но бывшие в соприкосновении поверхности при этом получают сильное повреждение, должны быть вновь обработаны, но вновь друг с другом посадкою не соединяются. Между тем и болты и клинья по удалении их с мест для разъема соединения могут быть вновь поставлены на прежнее место.

В этой главе начнем рассмотрение с этих последних соединений, т. е. разъемных.

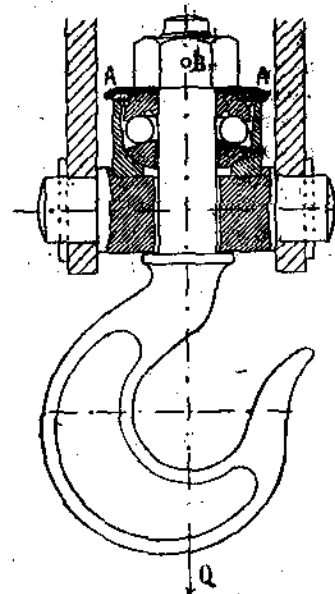
§ 10. Болтовое соединение. Болт представляет собою цилиндрический стержень, имеющий на одном конце головку, а на другом — винтовую нарезку, на которую наворачивается гайка (фиг. 1, А)¹⁾ Вращая последнюю и удерживая болт или обратно, можно со значительной силой сжать соединяемые между собою части М и N (фиг. 2, А). В зависимости от характера соединения изменяются формы нарезки, головки и гайки, а также степень отделки последних. Наиболее распространенным профилем нарезки является равнобедренный треугольник, реже, при больших диа-

¹⁾ Фиг. . . . А — обозначает ссылку на атлас.

метрах, употребляется форма квадратная, трапециoidalная. Ниже, при описании различных деталей, будут указаны случаи применения таких профилей.

Материалом для болта и гайки обычно служит железо, реже — мягкая сталь, иногда, например при расположении соединения под водою или в очень влажной атмосфере, — бронза и медь. Во всех случаях, где соединение служит для скрепления обработанных частей, болты отделяются чисто, с соблюдением точных размеров, причем степень тщательности работы повышается вместе с увеличением точности в размерах соединяемых частей.

При скреплении между собою ~~предметов необработанных~~ понижается значительно степень отделки болтового соединения. Например болт в головке морского шатуна обработан весьма тщательно во всех своих частях; болт, служащий для фланцевого соединения, хотя и обработан, но степень точности отделки гораздо ниже; что же касается болтов фундаментных, то в большинстве случаев стержень и головка остаются в черном виде.



Черт. 22.

Гайки и головки обыкновенно имеют форму шестигранных призм, реже в зависимости от удобства расположения делают их с круглым, квадратным или прямоугольным сечением. В некоторых случаях поставить болтовое соединение, имеющее все три элемента, т. е. стержень, головку и гайку, бывает невозможно; тогда применяют разновидность соединения, например шпильки (фиг. 3, А) и винты (глухарь) (фиг. 4, А).

С точки зрения расчета болтовые соединения разделяются на напряженные и ненапряженные.

Напряженным соединением называется тогда, когда болт при постановке его на место затягивается достаточно сильно гайкою при помощи гаечного ключа. При этом части, находящиеся между головкою и гайкою, претерпевают сжатие, а стержень болта некоторую вытяжку. Если затем соединенные между собою части подвергаются действию системы внешних сил, стремящихся произвести разъединение, то в материале болта, уже напряженного, возникают дополнительные внутренние силы. Как пример можно привести обыкновенное фланцевое соединение труб, укрепление крышки цилиндра паровой машины, на-

соса и т. д. Очевидно, что в указанном случае нельзя болт рассчитывать только на ту силу, которая будет его растягивать во время работы машины; необходимо учитывать и первоначальные напряжения, или так называемую начальную затяжку.

Второй тип — соединения ненапряженные — применяется реже и, представляет собою явление более простое с точки зрения внутренних напряжений. Как пример укажем на укрепление стержня крюка подъемной машины (черт. 22). Гайка на стержне навинчивается до соприкосновения ее нижней торцевой поверхностью с плоскостью А—А, но без всякого нажатия и укрепляется в этом положении шплинтом В. Груз Q, действующий на крюк, вызывает в стержне последнее напряжение растяжения. Определение прочных размеров производится весьма просто. Пусть наружный диаметр нарезки будет d , внутренний d_1 . Легко видеть, что опасным местом является поперечное сечение во впадине резьбы, а потому условие прочности напишется в виде:

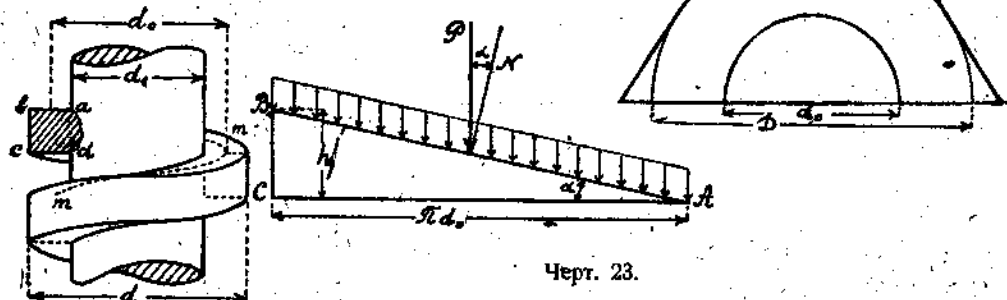
$$Q = \frac{\pi d_1^2}{4} k = \frac{\pi d^2}{4 \beta^2} k = A d^2. \quad (26)$$

Вращение гайки производится ключом, на конце которого приложена сила (мускулы руки) Q . Следовательно по отношению к болту имеется пара с моментом M , равным $M=Q \cdot L$, если L — длина ключа. За один оборот гайки эта внешняя пара произведет работу T , равную величине момента M , умноженного на угловое перемещение, т. е. $T=QL \cdot 2\pi=2\pi M$.

За это время груз P переместится на высоту хода h винтовой нитки, т. е. произведет работу $T_1=Ph$. Сила трения на нарезке равна μN , где μ — коэффициент трения и N — нормальное давление между соприкасающимися поверхностями нарезок винта и гайки, т. е. $N=P \cos \alpha$. Путь, пройденный силой трения за один оборот гайки, равен $AB=AC: \cos \alpha = \pi d_0: \cos \alpha$; поэтому работа T_2 трения на нарезке будет (d_0 — средний диаметр):

$$T_2 = \frac{\mu P \cos \alpha \pi d_0}{\cos \alpha} = \mu \pi P d_0. \quad (a)$$

Гайка соприкасается на своем торце по кольцевой поверхности, имеющей внешний диаметр D и внутренний d_0 (черт. 23). Предполагая, что давление P распределяется на этой



Черт. 23.

поверхности равномерно, будем иметь для работы трения за один оборот на рассматриваемой поверхности выражение ¹⁾:

$$T_3 = \frac{P \mu (D^3 - d_0^3) 2\pi}{3(D^2 - d_0^2)}. \quad (b)$$

В среднем можно принять $L:l_0=1,7$, а потому выражение (b) обращается в $T_3=0,68 \cdot P d_0 \mu \cdot 2\pi$.

Напишем равенство работ внешнего момента M и работ сопротивлений, т. е. $2M\pi = T_1 + T_2 + T_3$.

$$2M\pi = Ph + \mu \pi P d_0 + 0,68 P d_0 \mu 2\pi. \quad (c)$$

Так как $h = \pi d_0 \tan \alpha$, то выражение (c) обращается в

$$M = 0,5 P d_0 (\tan \alpha + \mu) + 0,68 P d_0 \mu. \quad (27)$$

Угол подъема нитки меняется очень мало, и для болтов, употребляемых в машиностроении ($d=20-52$ мм), тангенс его может быть принят в среднем равным $\tan \alpha \approx 0,038$. Коэффициент трения $\mu=0,16$. При этих условиях получим:

$$M = (0,1 + 0,1) P d_0 = 0,2 P d_0. \quad (28)$$

¹⁾ Выражение (b) получается суммированием работ трения на отдельных элементах поверхности.

Из выражения (27) можно усмотреть, что на величину усилия, которое надо приложить к гаечному ключу, т.е. на величину закручивающего момента, оказывает особенное влияние значение коэффициента трения μ .

В табл. 8 приведены значения M для наименьшего и наибольшего угла подъема винтовой нитки, для коэффициента трения $\mu=0,1$, соответствующего слегка смазанной поверхности, и $\mu=0,4$ — при поверхности, покрытой ржавчиной. При наличии ржавчины для завинчивания или отвинчивания приходится прикладывать весьма значительные усилия.

ТАБЛИЦА 8

d	$\operatorname{tg} \alpha$	$\mu=0,1$	$\mu=0,4$
6 мм	0,0630	$0,150 Pd_0$	$0,503 Pd_0$
80 мм	0,0286	$0,132 Pd_0$	$0,496 Pd_0$

Чтобы перейти от прямоугольной нарезки к треугольной форме ее, можно поступить следующим образом. Как видно из черт. 24, давления N , N на поверхности резьбы направлены наклонно к оси болта. Если угол при вершине образующего треугольника назовем через 2β , то условие равновесия сил, действующих на болт, можно написать так:

$$P = 2N \cos \beta + 2N\mu \sin \beta. \quad (29)$$

Сила трения F , которая возбуждается на нарезке при вращении гайки, равна $F = 2N\mu$, или

$$F = \frac{P\mu}{\cos \beta + \mu \sin \beta}. \quad (30)$$

Ввиду того, что второй член в знаменателе значительно меньше первого, можно написать упрощенно:

$$F = \frac{P\mu}{\cos \beta} = P\mu_1. \quad (31)$$

Для международной системы нарезки имеем $2\beta=60$ и следовательно $\cos \beta=0,867$, $\mu \sin \beta=0,08$ и $\mu_1=0,185$. Очевидно для получения значений крутящего момента надо в уравнении (27) заменить для треугольной нарезки μ через μ_1 . Будем иметь:

$$M = 0,23 Pd_0. \quad (32)$$

Итак при затягивании болта под действием растягивающей силы P он подвергается скручивающему моменту $M_1=0,115 Pd_0$.

Результирующее напряжение с опасным сечением, каковым, очевидно является сечение во впадине нарезки, получится по формуле (19), причем

$$k = \frac{4P}{\pi d_1^2} \text{ и } k_3 = \frac{16M_1}{\pi d_1^3},$$

*) Вторая половина скручивающего момента M служит для преодоления момента трения на торце гайки.

если d_1 — диаметр впадины. Найдем при $d_0 = 1,1 d_1$:

$$k_r = 0,35 \frac{4P}{\pi d_1^2} + 0,65 \sqrt{\left(\frac{4P}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 \cdot 0,115 P d_0}{\pi d_1^3}\right)^2},$$

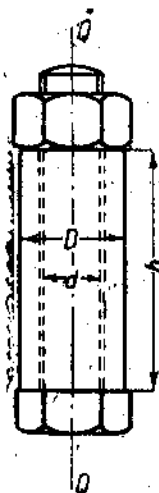
или

$$k_r \frac{\pi d_1^2}{4} = R = 0,35 P + 0,65 \sqrt{P^2 + 1,1 \cdot 64 \cdot 0,115 P^2} \approx 1,25 P. \quad (33)$$

Можно следовательно рассчитать болт, принимая к учету не заданную силу P , а увеличенную на 25%, вследствие присутствия касательных напряжений от крутящего момента.

Предположим теперь, что болт, затягиваемый гайкой, сжимает трубку (черт. 25). Диаметр трубки внешний — D , внутренний — d , высота — h . Очевидно сила P , с которой сжимается трубка, является растягивающей для болта, т. е. при затягивании гайки в болте возникает растягивающее его усилие P , это так называемая начальная затяжка. Следовательно затянутый болт находится в напряженном состоянии. Если теперь предположить, что к болту приложена некоторая растягивающая сила Q , то напряжение, с которым болт находится до действия силы Q , начнет увеличиваться; но результирующее напряжение не будет равно сумме напряжений, соответствующих начальной затяжке P и силе Q .

Действительно, при дополнительном удлинении, которое испытывает болт, благодаря растяжению силою Q , сжимаемая болтом трубка соответственно увеличивает свою длину, а потому давит на болт уже с силой, меньшей P . Можно представить себе, что при некотором значении силы Q деформация трубки исчезнет совсем, она перестанет давить на болт, и он будет находиться только под влиянием силы Q . Описанное явление объясняется упругими свойствами материалов болта и сжимаемого им тела и зависит от их поперечных размеров. Не останавливаясь более подробно на анализе настоящего случая; скажем, что сила P_1 , фактически растягивающая затянутый болт, будет равна:



Черт. 25.

$$P_1 = P + \frac{F_1 E_1}{F_1 E_1 + F_2 E_2} Q = P + \alpha Q, \quad (34)$$

где E_1, F_1, E_2, F_2 — модули упругости и поперечные сечения. Например для железного болта и чугунной трубки будем иметь $E_1 = 2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ и $E_2 = 10^6 \text{ кг/см}^2$. Пусть $F_2 = 2F_1$, тогда $P_1 = P + 0,5 Q$. При $F_2 = 20 F_1$, $P_1 = P + 0,1 Q$, т. е. перегрузка болта при одной и той же дополнительной силе Q колеблется значительно¹⁾.

Величину первоначальной затяжки можно, примерно, учесть из того условия, что длина гаечного ключа берется около $L = (12 - 15)d$. Называя через S силу мускулов рук, найдем, что величина закручивающего момента равна $M = LS = 0,23 d_0 = 0,21 dP$. Полагая для S различные значения в зависимости от длины L , можно найти P , а следовательно и напряжение, соответствующее начальной затяжке. Это напряжение тем больше, чем меньше диаметр болта, и небольшие болты можно разорвать при сильном нажиме. Поэтому в машиностроении болты менее $\frac{3}{4}$ дюйма обычно не ставят в местах более или менее ответственных. Так как, с другой стороны, часто при затяжке толстых болтов хвост гаечного ключа наращивают, чтобы увеличить M , то в среднем можно принять для напряжения при затяжке от 200 до 400 кг/см^2 , причем меньшие цифры относятся к более толстым болтам, и наоборот.

¹⁾ Более подробное изображение рассматриваемого явления будет во второй книге.

Следует иметь в виду, что полная длина L не может быть использована в качестве рычага, ибо сила не прикладывается на самом конце. Величина S тем больше, чем длиннее ключ.

Из сказанного видно, что расчет болта, имеющего начальную затяжку, достаточно сложен и не всегда может быть сделан вполне точно. Практически, если нет всех данных для такого подсчета, его ведут в предположении, что затяжка производится под нагрузкою, т. е. по формуле (33), сообразуясь при подборе величины допустимого напряжения (k_s) с обстоятельствами.

§ 12. Формы нарезок. Выше упоминалось, что для болтов употребляется обычно треугольная нарезка. В настоящее время существует несколько типов, отличающихся главным образом формой профиля — равнобедренного треугольника, который своим движением по винтовой линии на цилиндре с диаметром d_1 и воспроизводит нарезку. Наиболее распространенным типом треугольной нарезки является английская, системы Витворта. Как видно из фиг. 5, А, образующий равнобедренный треугольник имеет угол при вершине, равный 55° . Высота треугольника $t = 0,96 s$, где s — ход винтовой нитки, т. е. высота подъема за один оборот. Выступы и впадины нарезки закруглены таким образом, что истинная высота нарезки всего $0,64 s$. Нарезка в системе Витворта выполняется при целом числе нарезок на 1 погонный дюйм ¹⁾, причем внешние диаметры отличаются в долях дюйма на $\frac{1}{16}$ ", затем на $\frac{1}{8}$ " (до 2"), затем на $\frac{1}{4}$ " и т. д. В табл. 9а, 9б и 9с даны все размеры дюймовой резьбы по общесоюзному стандарту (ОСТ), а в табл. 9д и 9е по германскому стандарту (DIN). В Северной Америке существует нарезка системы Селлерса, отличающаяся тем, что образующий треугольник равносторонний. Высота треугольника $t = 0,86 s$, действительная высота $0,61 s$. Число ниток на 1 погонный дюйм немного больше, но это замечается только начиная с $d = 1\frac{1}{2}$ ". Ввиду появления еще других систем (например германской), а также ввиду распространения метрической системы измерения возникла мысль о выработке единой системы винтовой нарезки в метрических единицах. Так называемая международная система нарезки показана на фиг. 6, А, ОСТ. Образующий треугольник — равносторонний, высота его $0,866 s$, действительная высота $0,6945 s$; выступы срезаны по производящей цилиндра, впадины закруглены. В табл. 10а, 10б и 10с даны размеры метрической резьбы и болтов по общесоюзному стандарту (ОСТ), в табл. 10д и 10е размеры метрической резьбы по германскому стандарту (DIN), в табл. 10г размеры резьбы труб по общесоюзному стандарту и в табл. 10г размеры трапециoidalной резьбы DIN. Рабочая поверхность получается несколько больше, что надо признать преимуществом, так как удельное давление q , т. е. давление на 1 кв. единицу, получается несколько меньше.

§ 13. Гайка, головка, шайба. Нормальной формой для гайки считается шестигранная призма. Чтобы выступающие трехгранные углы на торцевых сечениях не сбивались при падении гайки или при ударе о твердые предметы и не затрудняли наложения гаечного ключа, а также не кололи рук при сборке и разбрке соединения, имеются конические заточки у обоих оснований призм. Поэтому гайка садится по кольцевой поверхности с наружным диаметром D (фиг. 1, А). Высота h гайки определяется из условия прочного сопротивления нарезки срезанию силою, действующей вдоль оси болта. Называя число винтов в гайке через n , высоту хода одного витка через s , будем иметь $h = ns$. Резьба конечно скорее должна срезаться по стеблю болта, как имеющему меньший диаметр d_1 впадины, нежели гайка. Напишем равенство сопротивления нарезки срезанию (напряжение k_s) и болта растяжению (напряжение k). Имеем:

$$nnsd_1k_s = h d_1 \pi k_s = \frac{\pi d^2}{4} k. \quad (a)$$

¹⁾ До размера в $1\frac{7}{8}$ дюйма.

ТАБЛИЦА 9а

ОСТ 33-а

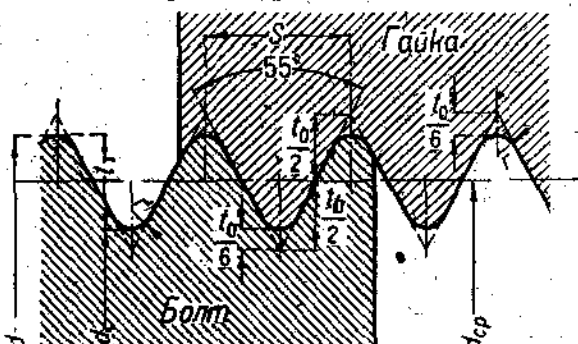
Дюймовая резьба по системе Витворта без зазоров по вершинам и впадинам для диаметров от $\frac{3}{16}$ " до 4"

$$s = \frac{25,4 \text{ мм}}{n}$$

n = число ниток на 1"

$$t_0 = 0,96049 \text{ s}$$

$$t_1 = 0,64031 \text{ s}$$



$$r = 0,13733 \text{ s}$$

$$F = \frac{\pi d_1^2}{4}$$

Номинальный диаметр резьбы (дюймы)	Б о л т и г а й к а								
	Диаметр резьбы		Площадь сечения стержня	Средний диаметр резьбы	Шаг резьбы	Глубина резьбы	Радиус	Число ниток на 1"	Теоретическая высота резьбы
	Наружный	Внутренний							
	d	d_1	$F \text{ см}^2$	d_{cp}	s	t_1	r	n	t_0
$\frac{3}{16}$	4,762	3,408	0,091	4,085	1,028	0,677	0,145	24	1,017
$\frac{1}{4}$	6,350	4,724	0,175	5,537	1,270	0,813	0,174	20	1,220
$\frac{5}{16}$	7,938	6,131	0,295	7,034	1,411	0,904	0,194	18	1,355
$\frac{3}{8}$	9,525	7,492	0,441	8,009	1,588	1,017	0,218	16	1,525
$(\frac{7}{16})$	11,112	8,789	0,607	9,951	1,814	1,162	0,249	14	1,743
$\frac{1}{2}$	12,700	9,989	0,784	11,345	2,117	1,356	0,291	12	2,033
$(\frac{9}{16})$	14,288	11,577	1,052	12,932	2,117	1,356	0,291	12	2,033
$\frac{5}{8}$	15,875	12,918	1,311	14,397	2,309	1,479	0,317	11	2,218
$\frac{3}{4}$	19,050	15,798	1,960	17,424	2,540	0,626	0,349	10	2,440
$\frac{7}{8}$	22,225	18,611	2,720	20,418	2,822	1,807	0,388	9	2,711
1	25,400	21,334	3,575	23,367	4,175	2,033	0,436	8	3,050
$1\frac{1}{8}$	28,575	23,929	4,497	26,252	3,629	2,323	0,498	7	3,485
$1\frac{1}{4}$	31,750	27,104	5,770	29,427	3,629	2,823	0,498	7	3,485
$(1\frac{3}{8})$	34,925	29,504	6,837	32,215	4,233	2,711	0,681	6	4,066
$1\frac{1}{2}$	38,100	32,679	8,388	35,390	4,233	2,711	0,581	6	4,066
$(1\frac{5}{8})$	41,275	34,770	9,495	38,022	5,080	3,53	0,698	5	4,879
$1\frac{3}{4}$	44,450	37,945	11,308	41,198	5,080	2,253	0,698	5	4,879
$(1\frac{7}{8})$	47,625	40,397	12,817	44,011	5,644	3,614	0,775	$4\frac{1}{2}$	5,421
2	50,800	43,572	14,911	47,186	5,644	3,614	0,775	$4\frac{1}{2}$	5,421
$2\frac{1}{4}$	57,150	49,019	18,72	53,084	6,350	4,066	0,872	4	6,099
$2\frac{1}{2}$	63,500	55,369	24,078	59,434	6,350	4,066	0,872	4	6,099
$2\frac{3}{4}$	69,850	60,557	28,802	65,204	7,257	4,647	0,997	$3\frac{1}{2}$	6,970
3	76,200	66,907	35,159	71,554	7,257	4,647	0,997	$3\frac{1}{2}$	6,970
$3\frac{1}{4}$	82,550	72,542	41,330	77,546	7,815	5,004	1,073	$3\frac{1}{4}$	7,507
$3\frac{1}{2}$	88,900	78,892	48,883	83,896	7,815	4,004	1,073	$3\frac{1}{4}$	7,507
$3\frac{3}{4}$	95,250	84,409	55,959	89,829	8,467	5,421	1,163	3	8,132
4	101,60	90,759	64,695	96,179	8,467	5,421	1,163	3	8,132

Дюйм принят равным 25,4 мм.

Размер d равен размеру d_0 на таблице ОСТ 33-6.

Диаметров резьбы, стоящих в скобках, по возможности не применять.

ТАБЛИЦА 9б

ОСТ 33-6

Дюймовая резьба по системе Витворта с зазором по вершинам и впадинам для диаметров от $\frac{3}{16}$ " до 4"

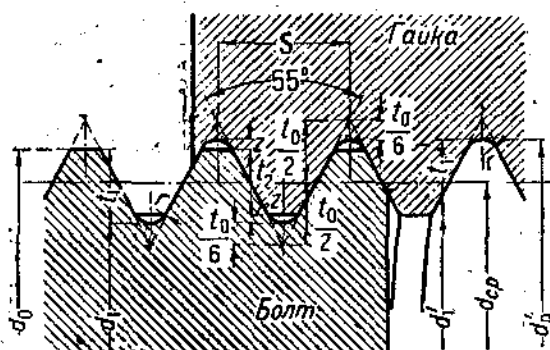
$$s = \frac{25,4 \text{ мм}}{n}$$

 n — число витков на 1"

$$t_0 = 0,96049 s$$

$$d_1 = 0,56633 s$$

$$d_2 = 0,49233 s$$



$$z = 0,074 s$$

$$r = 0,13733 s$$

$$F = \frac{\pi d_1^4}{4}$$

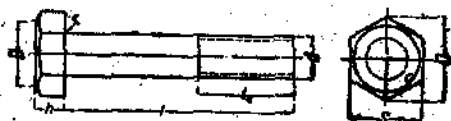
мм

Номинальный диаметр резьбы (дюймы)	Б о л т			Б о л т и г а й к а									Г а й к а	
	Диаметр резьбы		Площадь сечения стержня	Средний диаметр резьбы	Шаг резьбы	Глубина резьбы	Рабочая высота витка	Зазор	Радиус	Число витков на 1"	Теоретическая высота резьбы	Диаметр резьбы		
	Наружный	Внутренний										Наружный	Внутренний	
														d_0
$\frac{3}{16}$	4,606	3,408	0,091	4,085	1,058	0,599	0,521	0,078	0,145	24	1,017	4,762	3,564	
$\frac{1}{4}$	6,162	4,724	0,175	5,537	1,270	0,719	0,695	0,094	0,174	20	1,220	6,350	4,912	
$\frac{5}{16}$	7,729	6,131	0,295	7,034	1,411	0,799	0,695	0,104	0,194	18	1,355	7,938	6,339	
$\frac{3}{8}$	9,290	7,492	0,441	8,509	1,588	0,899	0,782	0,117	0,218	16	1,525	9,525	7,727	
$(\frac{7}{16})$	10,844	8,789	0,607	9,951	1,814	1,027	0,893	0,134	0,249	14	1,743	11,112	9,058	
$\frac{1}{2}$	12,387	9,989	0,784	11,345	2,117	1,199	1,042	0,156	0,291	12	2,033	12,700	10,302	
$(\frac{9}{16})$	13,974	11,577	1,052	13,932	2,117	1,199	1,042	0,156	0,291	12	2,033	14,288	11,890	
$\frac{5}{8}$	15,534	12,918	1,311	14,397	2,309	1,308	1,137	0,171	0,317	11	2,218	15,875	13,260	
$\frac{3}{4}$	18,675	15,798	1,960	17,424	2,540	1,438	1,251	0,188	0,349	10	2,440	19,050	16,173	
$\frac{7}{8}$	21,808	18,611	2,720	20,418	2,822	1,598	1,389	0,209	0,388	9	2,711	22,225	19,028	
1	24,931	21,334	3,575	23,367	3,175	1,798	1,563	0,235	0,436	8	3,050	25,400	21,804	
$1\frac{1}{8}$	28,039	23,929	4,497	26,252	3,629	2,055	1,786	0,268	0,498	7	3,485	28,575	24,465	
$1\frac{1}{4}$	31,214	27,104	5,770	29,427	3,629	2,055	1,786	0,268	0,498	7	3,485	31,750	27,640	
$(1\frac{3}{8})$	34,249	29,504	6,837	32,215	4,233	2,397	2,084	0,313	0,581	6	4,066	34,924	30,130	
$1\frac{1}{2}$	37,474	32,679	8,388	33,390	4,233	2,397	2,084	0,313	0,581	6	4,066	38,100	33,305	
$(1\frac{5}{8})$	40,524	34,770	9,495	38,022	5,080	2,877	2,501	0,376	0,698	5	4,879	41,275	35,521	
$1\frac{3}{4}$	43,699	37,945	11,308	41,198	5,080	2,877	2,501	0,376	0,698	5	4,879	44,450	38,696	
$(1\frac{7}{8})$	46,791	40,397	12,817	44,011	5,644	3,197	2,779	0,417	0,775	$4\frac{1}{2}$	5,421	47,625	41,232	
2	49,966	43,572	14,911	47,186	5,644	3,197	2,779	0,417	0,775	$4\frac{1}{2}$	5,421	50,800	44,407	
$2\frac{1}{8}$	56,211	49,019	18,872	53,084	6,350	3,596	3,126	0,469	0,872	4	6,099	57,150	49,958	
$2\frac{1}{4}$	62,561	55,469	24,078	59,434	6,350	3,596	3,126	0,469	0,872	4	6,099	63,500	56,308	
$2\frac{3}{4}$	68,777	60,557	28,802	65,204	7,257	4,110	3,573	0,536	0,997	$3\frac{1}{2}$	6,970	69,850	61,630	
3	75,127	66,907	35,159	71,554	7,257	4,110	3,573	0,536	0,997	$3\frac{1}{2}$	6,970	76,200	67,980	
$3\frac{1}{8}$	81,395	72,542	41,330	77,548	7,815	4,426	3,818	0,578	1,073	$3\frac{1}{4}$	7,507	82,550	73,698	
$3\frac{1}{2}$	87,745	78,892	48,883	83,896	7,815	4,426	3,818	0,578	1,073	$3\frac{1}{4}$	7,507	88,900	80,048	
$3\frac{3}{4}$	93,998	84,409	55,959	89,829	8,467	4,795	4,168	0,616	1,163	3	8,132	95,250	85,660	
4	100,348	90,759	64,695	96,179	8,467	4,795	4,168	0,616	1,163	3	8,132	101,600	92,010	

Дюйм принят равным 25,4 мм.

Диаметров резьбы, стоящих в скобках, по возможности не применять.

ТАБЛИЦА 9с

Болты черные с шестигранной головкой, резьба Витворта, диаметр от $\frac{1}{4}$ до 2" (ОСТ 133) $\epsilon_1 \sim 0,95$

ϵ (дюймы)	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	1 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{2}$	2					
мм													
z	10	14	17	22	27	32	36	41	46	50	60	70	80
z наиб.	11	14	17	22	27	32	36	41	46	50	60	70	80
z наим.	10,6	13,5	16,5	21,4	26,4	31,4	35,2	40,2	45,2	49,2	59	69	79
n	5	6	7	9	12	14	16	18	20	22	26	28	32
$D \sim$	12,7	16,2	19,6	25,4	31,2	36,9	41,6	47,3	53,1	57,7	69,3	80,8	92,4
$c \sim$	0,9	1	1,2	1,8	2,1	2,5	3	3,5	4	4,2	4,8	6	6,9
$r \sim$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5
Длина болта l	Длина нарезанной части стержня болта, включая сбеги резьбы, l_0												
15	12	15	15										
20	15	18	18										
25	20	20	22	22	22								
30	20	20	25	25	25	25							
35	20	20	25	30	30	30							
40	20	20	25	30	35	35							
45	20	20	25	30	35	40							
50	20	20	25	30	35	40	45						
55	20	20	25	30	35	40	45						
60	20	20	25	30	35	40	45	50					
65	20	20	25	30	35	40	45	50	55	55			
70	20	20	25	30	35	40	45	50	55	55			
75		20	25	30	35	40	45	50	55	55			
80		20	25	30	35	40	45	50	55	55	75		
90			30	35	40	45	50	55	60	60	75		
100			30	35	40	45	50	55	60	60	75		
110			30	35	40	45	50	55	60	60	75		
120			30	35	40	45	50	55	60	60	75		
130			30	35	40	45	50	55	60	60	75		
140			30	35	40	45	50	55	60	60	75		
150			30	35	40	45	50	55	60	60	75		
160			30	35	40	45	50	55	60	60	75		
180			35	45	45	50	55	60	70	70	85		
200			35	45	45	50	55	60	70	70	85		
220				45	45	50	55	60	70	70	85		
240				45	45	50	55	60	70	70	85		
260				45	45	50	55	60	70	70	85		
280											85		
300											85		

Для болтов диаметра 1 $\frac{3}{4}$ " и 2" длина нарезанной части стержня берется с окончанием на 0 и 5

Для болтов диаметра $1\frac{3}{4}$ " и 2" длина нарезанной части стержня берется с окончанием на 0 и 5

Профиль резьбы — по ОСТ 33-а и 33-б.

Материал — железо (сталь).

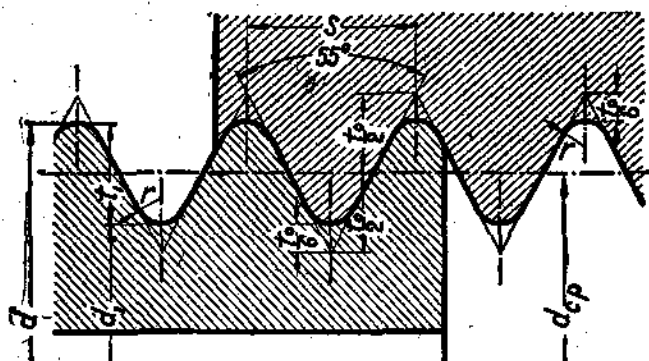
Допускаются по особому соглашению концы стержней болтов с заточкой: а) по сфере, б) по усеченному конусу (см. чертеж, размеры l , l_0 и c по таблице).

Фаска на головке, как у шестигранных гаек (см. ОСТ 147).

Пример обозначения болта черного с шестигранной головкой, с резьбой Витворта диаметра $\frac{1}{4}$ ", длиной 110 мм.Болт черный шестигранный $\frac{1}{4}$ " $\times$ 110 ОСТ 133.

ТАБЛИЦА 9а

Резьба Витворта без зазоров



DIN

11

$$s = \frac{25,40095}{n}$$

$$r = 0,13733 s$$

$$t = 0,96049 s$$

$$t_1 = 0,64033 s$$

мм

Номинальный диаметр резьбы (дюймы)	Б О Л Т И Г А Й К А							Номинальный диаметр резьбы (дюймы)
	Наружный диаметр резьбы	Внутренний диаметр резьбы	Глубина резьбы	Радиус закругления	Средний диаметр резьбы	Шаг резьбы	Число витков на 1"	
	d	d _i	t	r	d _{cp}	s	n	
(1/2)	6,350	4,724	0,813	0,174	5,537	1,270	20	(1/2)
(5/16)	7,938	6,131	0,904	0,194	7,034	1,411	18	(5/16)
(3/8)	9,525	7,492	1,017	0,218	8,509	1,588	16	(3/8)
(1/4)	11,113	8,749	1,162	0,249	9,941	1,814	14	(1/4)
1/8	12,700	9,850	1,350	0,281	11,345	2,117	12	1/8
3/16	15,876	12,918	1,479	0,317	14,397	2,309	11	3/16
1/2	19,051	15,798	1,627	0,349	17,424	2,540	10	1/2
3/4	22,226	18,611	1,807	0,388	20,419	2,822	9	3/4
1	25,401	21,335	2,030	0,433	23,368	3,175	8	1
1 1/8	28,576	23,929	2,424	0,498	26,253	3,629	7	1 1/8
1 1/4	31,751	27,104	2,324	0,498	29,428	3,629	7	1 1/4
1 1/2	34,926	29,505	2,711	0,581	32,215	4,233	6	1 1/2
1 3/4	38,101	31,680	2,711	0,581	35,391	4,233	6	1 3/4
2	41,277	34,771	3,253	0,698	38,024	5,080	5	2
2 1/8	44,452	37,946	3,253	0,698	41,199	5,080	5	2 1/8
2 1/4	47,627	40,398	3,614	0,775	44,022	5,645	4 1/2	2 1/4
2 1/2	50,802	43,073	3,614	0,775	47,187	5,645	4 1/2	2 1/2
2 3/4	53,977	45,920	4,066	0,872	50,086	6,350	4	2 3/4
3	57,152	49,020	4,066	0,872	53,436	7,257	3 1/2	3
3 1/8	60,327	52,120	4,647	0,997	56,305	7,257	3 1/2	3 1/8
3 1/4	63,502	55,370	4,647	0,997	59,436	7,257	3 1/2	3 1/4
3 1/2	66,677	58,520	5,005	1,073	62,509	7,257	3 1/2	3 1/2
3 3/4	69,852	61,670	5,422	1,164	65,632	8,467	3	3 3/4
4	73,027	64,820	5,422	1,164	68,755	8,467	3	4
4 1/8	76,202	68,000	5,857	1,213	71,878	9,277	2 3/4	4 1/8
4 1/4	79,377	71,180	5,857	1,213	75,001	9,277	2 3/4	4 1/4
4 1/2	82,552	74,360	6,292	1,268	78,124	9,277	2 3/4	4 1/2
4 3/4	85,727	77,540	6,292	1,268	81,247	9,277	2 3/4	4 3/4
5	88,902	80,720	6,727	1,323	84,370	10,160	2 1/2	5
5 1/8	92,077	83,900	7,162	1,378	87,493	10,160	2 1/2	5 1/8
5 1/4	95,252	87,080	7,162	1,378	90,616	10,160	2 1/2	5 1/4
5 1/2	98,427	90,260	7,597	1,433	93,739	10,160	2 1/2	5 1/2
5 3/4	101,602	93,440	7,597	1,433	96,862	10,160	2 1/2	5 3/4
6	104,777	96,620	8,032	1,488	100,000	10,160	2 1/2	6

Закругленные в скобки диаметры должны быть избеганы.

Указанные в таблице числа являются теоретическими размерами резьбы. Соответствующий режущий инструмент выбирается, по указанию опыта, полного или свободная.

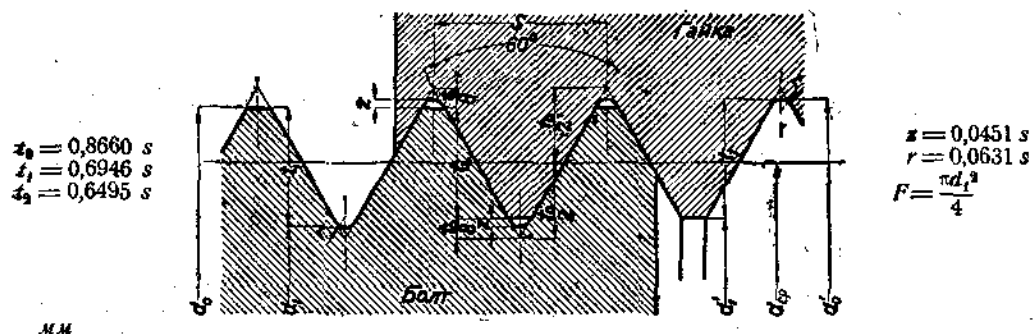
Дюймовые размеры отнесены к английской температуре измерения в 62° F = 16,7° C, а миллиметровые — к 20° C (см. DIN 102), принята коefficient расширения равным 0,0000115 (среднее расширение стали). В этом случае 1" соответствует 25,40095 мм.

При одинаковой температуре германские и английские инструменты совпадают.

ТАБЛИЦА 10а

Резьба метрическая для диаметров от 6 до 68 мм.

ОСТ 32



Болт			Болт и гайка							Гайка	
Диаметр резьбы		Площадь сечения стержня	Средний диаметр резьбы	Шаг резьбы	Глубина резьбы	Рабочая высота витка	Зазор	Радиус	Диаметр резьбы		
Наружный	Внутренний								Наружный	Внутренний	
d_0	p_1	$F \text{ см}^2$	d_{cp}	s	t_1	t_2	$\sim z$	r	d'_0	d'_1	
6	4,611	0,167	5,350	1	0,695	0,650	0,045	0,063	6,090	4,701	
(7)	5,611	0,247	6,350	1	0,695	0,650	0,045	0,063	7,090	5,701	
8	6,264	0,308	7,188	1,25	0,868	0,812	0,056	0,079	8,113	6,377	
(9)	7,264	0,414	8,188	1,25	0,868	0,812	0,056	0,079	9,113	7,377	
10	7,916	0,492	9,026	1,5	1,042	0,974	0,068	0,095	10,135	8,051	
(11)	8,916	0,624	10,026	1,5	1,042	0,974	0,068	0,095	11,135	9,051	
1	9,569	0,718	10,863	1,75	1,216	1,137	0,079	0,111	12,158	9,727	
14	11,222	0,989	12,701	2	1,389	1,299	0,090	0,128	14,180	11,402	
16	13,222	1,373	14,701	2	1,389	1,299	0,090	0,128	16,180	13,402	
18	14,527	1,567	16,370	2,5	1,737	1,624	0,113	0,158	18,226	14,753	
20	16,527	2,145	18,370	2,5	1,737	1,624	0,113	0,158	20,226	16,753	
22	18,527	2,696	20,370	2,5	1,737	1,624	0,113	0,158	22,226	18,753	
24	19,832	3,089	22,051	3	2,084	1,948	0,135	0,189	24,271	20,103	
27	22,832	4,094	25,051	3	2,084	1,948	0,135	0,189	27,271	23,103	
30	25,188	4,963	27,127	3,5	2,431	2,273	0,158	0,221	30,316	25,454	
(33)	28,138	6,218	30,727	3,5	2,431	2,273	0,158	0,221	33,316	28,454	
36	30,441	7,279	33,402	4	2,779	2,598	0,180	0,253	36,361	30,804	
(39)	33,443	8,785	36,402	4	2,779	2,598	0,180	0,253	39,361	33,804	
42	35,749	10,04	39,077	4,5	3,126	2,923	0,203	0,284	42,405	36,155	
(45)	38,749	11,79	42,077	4,5	3,126	2,923	0,203	0,284	45,406	39,155	
48	41,054	13,23	44,752	5	3,473	3,248	0,226	0,316	48,451	41,505	
(53)	48,054	15,94	48,752	5	3,473	3,248	0,226	0,316	52,451	45,505	
56	48,354	18,37	52,428	5,5	3,820	3,572	0,248	0,347	56,496	48,855	
(60)	52,359	21,53	56,428	5,5	3,820	3,572	0,248	0,347	60,496	52,855	
64	55,664	24,34	60,103	6	4,168	3,897	0,271	0,379	64,542	56,205	
(68)	59,664	27,96	64,103	6	4,168	3,897	0,271	0,379	68,542	60,206	

Диаметров резьбы, поставленных в скобки, по возможности не применять.

ТАБЛИЦА 106

ОСТ 94

Резьба метрическая для диаметров 1 до 5 мм

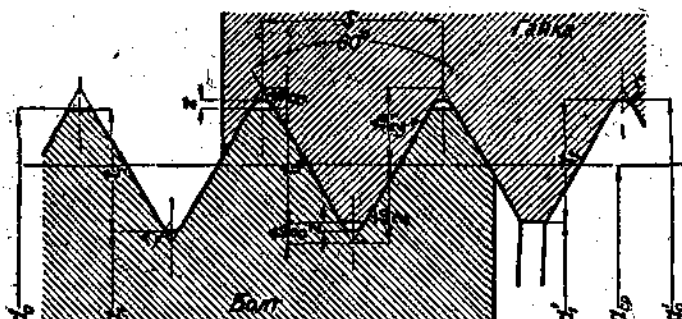
$$t_0 = 0,8660 s$$

$$t_1 = 0,6946 s$$

$$t_2 = 0,6496 s$$

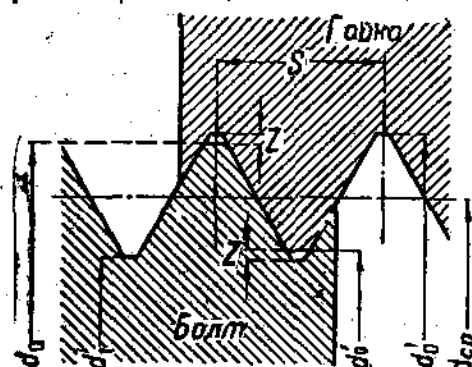
$$z = 0,0451 s$$

$$r = 0,0631 s$$



мм

Болт		Болт и гайка						Гайка	
Диаметр резьбы		Средний диаметр резьбы	Шаг резьбы	Глубина резьбы	Рабочая высота витка	Зазор	Радиус	Диаметр резьбы	
Наружный	Внутренний							Наружный	Внутренний
d_0	d_1	d_{ep}	s	t_1	t_2	$\sim z$	r	d'_0	d'_1
1	0,653	0,838	0,25	0,174	0,162	0,011	0,016	1,022	0,676
1,2	0,853	1,038	0,25	0,174	0,162	0,011	0,016	1,223	0,876
1,4	0,983	1,205	0,3	0,238	0,196	0,014	0,019	1,427	1,010
1,7	1,214	1,473	0,35	0,243	0,227	0,016	0,022	1,732	1,246
2	1,444	1,740	0,4	0,278	0,260	0,018	0,025	2,336	1,480
2,3	1,744	2,040	0,4	0,278	0,260	0,018	0,025	2,336	1,780
2,6	1,975	2,338	0,45	0,313	0,292	0,020	0,028	2,641	2,016
3	2,305	2,675	0,5	0,347	0,325	0,023	0,032	3,045	2,350
(3,5)	2,666	3,110	0,6	0,417	0,390	0,027	0,038	3,554	2,720
4	3,028	3,546	0,7	0,486	0,454	0,032	0,044	4,063	3,091
5	3,889	4,400	0,8	0,556	0,520	0,036	0,050	5,072	3,961



Для диаметров от 6 мм и больше — см. ОСТ 32 и ОСТ 193.

Диаметр резьбы, поставленный в скобки, по возможности не применять.

Допустим вариант профиля резьбы, в котором очертание дна впадин взамен дуги выполняется прямой, касательной к дуге (см. чертеж), при сохранении всех табличных размеров для отдельных элементов (исключая r).

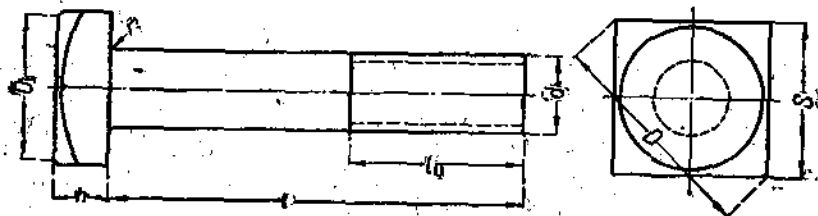
Пример обозначения метрической резьбы диаметра 3 мм (шаг 0,5 мм):

M3 ОСТ 94 или M3×0,5 ОСТ 94

ТАБЛИЦА 10с

ОСТ 134

Болты черные с квадратной головкой, резьба метрическая, диаметр от 6 до 48 мм



$$D_1 \approx 0,95 S$$

мм

Д	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
S	11	14	17	22	22	27	32	32	36	36	41	46	55	65	75
S накл.	11	14	17	22	22	27	32	32	36	36	41	46	55	65	75
S накл.	10,6	13,5	16,5	21,4	21,4	26,4	31,4	31,4	35,2	35,2	40,2	45,2	54	64	74
h	5	6	7	9	10	12	14	14	16	16	18	20	24	28	32
D	15,6	19,8	24,1	31,2	31,2	38,2	45,4	45,4	51	51	58	61	78	92	108
e	0,8	1	1,8	1,6	1,6	2,1	2,2	2,6	2,9	3	3,5	3,8	4,8	5,2	6
W	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Длина болта	Длина нарезанной части стержня болта, включая срез резьбы														
15	12														
20	15	18	14												
25	20	21	22	22	22										
30	20	20	25	25	25										
35	20	20	25	30	30										
40	20	20	25	30	30	35	35								
45	20	20	25	30	30	35	35	40							
50	20	20	25	30	30	35	35	40	45						
55	20	20	25	30	30	35	35	40	45	50					
60	20	20	25	30	30	35	35	40	45	50	50				
65		20	25	30	30	35	35	40	45	50	50	55			
70		20	25	30	30	35	35	40	45	50	50	55			
75		20	25	30	30	35	35	40	45	50	50	55			
80		20	25	30	30	35	35	40	45	50	50	55	75		
90			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75		
100			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75		
110			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75		
120			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75		
130			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75		
140			30	35	35	40	40	45	50	55	55	60	75		
150				35	35	40	40	45	50	55	55	60	75		
160				35	35	40	40	45	50	55	55	60	75		
180				45	45	45	45	50	55	60	60	70	85		
200				45	45	45	45	50	55	60	60	70	85		
220									55	60	60	70	85		
240									55	60	60	70	85		
260									55	60	60	70	85		
280									55	60	60	70	85		
300									55	60	60	70	85		

Для болтов
диам. 42 и
48 мм
длина на-
резанной
части
стержня
берется
с оконча-
нием на
0 и 5

Профиль резьбы — по ОСТ 32.

Материал — железо (сталь).

Отмеченный звездочкой болтов по возможности не применять.

Допускаются по обоим согласию концы стержней болтов с заострением: а) по сфере, б) по усеченному конусу (см. черт., размеры L_1 и L_2 по таблице).

Фаска на головке, как у квадратных гаек (см. ОСТ 144).

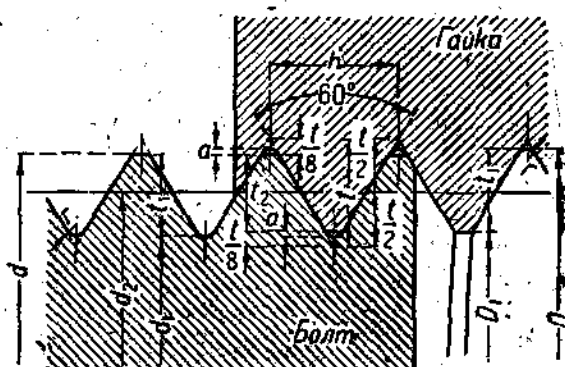
Пример обозначения болта черного с квадратной головкой, с метрической резьбой диаметром 20 мм, длиной 110 мм.

Болт черный квадратный М 20 × 110 ОСТ 134.



ТАБЛИЦА 10а

Метрическая резьба для диаметров от 1 до 10 мм

DIN
13

$$\begin{aligned}
 t &= 0,8660 h \\
 t_1 &= 0,6945 h \\
 t_2 &= 0,6495 h \\
 a &= 0,045 h \\
 r &= 0,0633 h
 \end{aligned}$$

Обозначение метрической резьбы 10 мм диаметра М 10 мм

Б о л т			Сред- ний диаметр	Шаг	Глу- бина резь- бы	Рабочая глубина резьбы	Зак- ругле- ние (сред- нее)	Г а й к а		
Наружный диаметр резьбы	Внутренний диаметр резьбы	Поперечное сечение стержня						Наружный диаметр резьбы	Внутренний диаметр резьбы	Наружный диаметр резьбы болта
d	d_1	см ²	d_2	h	t_1	t_2	r	D	D_1	d
1	0,652	0,0033	0,838	0,25	0,174	0,162	0,02	1,024	0,676	1
1,2	0,852	0,0057	1,038	0,25	0,174	0,162	0,02	1,224	0,876	1,2
1,4	0,984	0,0076	1,205	0,3	0,208	0,195	0,02	1,426	1,010	1,4
1,7	1,214	0,0116	1,473	0,35	0,243	0,227	0,02	1,732	1,246	1,7
3	1,444	0,0164	1,740	0,4	0,278	0,260	0,03	2,036	1,480	3
2,3	1,744	0,0239	2,040	0,4	0,278	0,260	0,03	2,336	1,780	2,3
2,6	1,974	0,0306	2,308	0,45	0,313	0,292	0,03	2,642	2,016	2,6
3	2,306	0,0418	2,675	0,5	0,347	0,325	0,03	3,044	2,350	3
3,5	2,666	0,0558	3,110	0,6	0,417	0,390	0,04	3,554	2,720	3,5
4	3,028	0,072	3,545	0,7	0,486	0,455	0,04	4,062	3,090	4
(4,5)	3,458	0,094	4,013	0,75	0,521	0,487	0,05	4,568	3,526	(4,5)
5	3,888	0,119	4,480	0,8	0,556	0,520	0,05	5,072	3,960	5
(5,5)	4,250	0,142	4,915	0,9	0,625	0,585	0,06	5,580	4,330	(5,5)
6	4,610	0,167	5,350	1	0,695	0,650	0,06	6,090	4,700	6
(7)	5,610	0,247	6,350	1	0,695	0,650	0,06	7,090	5,700	(7)
8	6,264	0,308	7,188	1,25	0,868	0,812	0,08	8,112	6,376	8
(9)	7,264	0,414	8,188	1,25	0,868	0,812	0,08	9,112	7,376	(9)
10	7,916	0,492	9,026	1,5	1,042	0,974	0,09	10,136	8,052	10

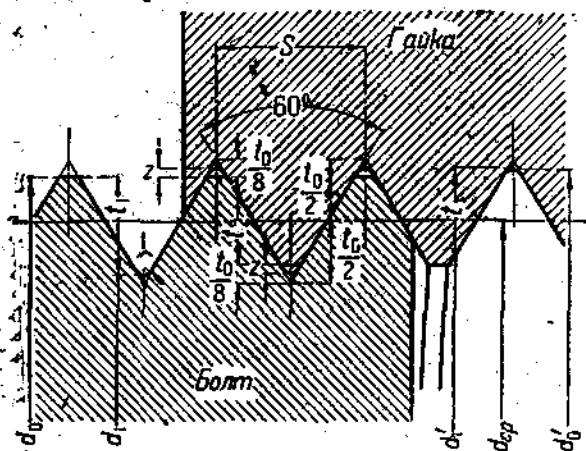
Заключенные в скобки диаметры должны быть избегаемы.

Резьбы меньше 6 мм диаметра являются германским продолжением международной системы SI, установленной в 1898 г. в Цюрихе.

Указанные в таблице числа являются теоретическими размерами резьбы.

Соответствующий режущий инструмент выбирается, по указаниям опыта, полнее или свободнее.

ТАБЛИЦА 104. Метрическая резьба для диаметров от 6 до 149 мм

DIN
14

$$t = 0,8660 h$$

$$t_1 = 0,6945 h$$

$$t_2 = 0,6495 h$$

$$a = 0,045 h$$

$$r = 0,0633 h$$

Обозначение метрической резьбы 30 мм диаметра М 30 мм

Б о л т			Средний диаметр	Шаг	Глубина резьбы	Рабочая глубина резьбы	Закругление (среднее)	Г а я к а		Наружный диаметр резьбы болта
Наружный диаметр резьбы	Внутренний диаметр резьбы	Поперечное сечение стержня						Наружный диаметр резьбы	Внутренний диаметр резьбы	
d	d_1	s	d_2	h	t_1	t_2	r	D	D_1	d
6	4,610	0,167	5,350	1	0,695	0,650	0,06	6,000	4,700	6
(7)	5,610	0,247	6,350	1	0,695	0,650	0,06	7,000	5,700	(7)
8	6,264	0,306	7,188	1,25	0,668	0,612	0,08	8,112	6,376	8
(9)	7,264	0,414	8,188	1,25	0,638	0,612	0,08	9,112	7,376	(9)
10	7,916	0,492	9,028	1,5	1,042	0,974	0,09	10,186	8,082	10
(11)	8,916	0,624	10,028	1,5	1,042	0,974	0,09	11,186	9,082	(11)
12	9,570	0,718	10,863	1,75	1,215	1,187	0,11	12,186	9,736	12
14	11,222	0,989	12,701	2	1,389	1,299	0,13	14,180	11,402	14
16	13,222	1,373	14,701	2	1,389	1,299	0,13	16,180	13,402	16
18	14,628	1,657	16,376	2,5	1,736	1,624	0,16	18,224	14,752	18
20	16,528	2,145	18,376	2,5	1,736	1,624	0,16	20,224	16,752	20
22	18,328	2,636	20,376	2,5	1,736	1,624	0,16	22,224	18,752	22
24	19,832	3,089	22,051	3	2,084	1,949	0,19	24,270	20,102	24
27	22,332	4,094	25,051	3	2,084	1,949	0,19	27,370	23,102	27
30	25,138	4,963	27,727	3,5	2,431	2,273	0,22	30,316	25,454	30
33	28,138	6,218	30,727	3,5	2,431	2,273	0,22	33,316	28,454	33
36	30,444	7,279	33,402	4	2,778	2,596	0,25	36,360	30,804	36
39	33,444	8,785	36,402	4	2,778	2,596	0,25	39,360	33,804	39
42	36,750	10,04	39,077	4,5	3,125	2,923	0,28	42,404	36,154	42
45	38,750	11,79	42,077	4,5	3,125	2,923	0,28	45,404	39,154	45
48	41,054	13,23	44,752	5	3,473	3,246	0,32	48,450	41,604	48
52	45,054	15,94	48,752	5	3,473	3,246	0,32	52,450	45,604	52
56	48,360	18,37	52,428	5,5	3,820	3,572	0,35	56,496	48,856	56
60	52,360	21,53	56,428	5,5	3,820	3,572	0,35	60,496	52,856	60
64	55,666	24,34	60,103	6	4,167	3,897	0,38	64,54	56,206	64
68	59,666	27,96	64,103	6	4,167	3,897	0,38	68,54	60,206	68
72	63,666	31,93	68,103	6	4,167	3,897	0,38	72,54	64,206	72
76	67,666	35,96	72,103	6	4,167	3,897	0,38	76,54	68,206	76
80	71,666	40,34	76,103	6	4,167	3,897	0,38	80,54	72,206	80
84	75,666	44,96	80,103	6	4,167	3,897	0,38	84,54	76,206	84
88	80,666	51,10	85,103	6	4,167	3,897	0,38	89,54	81,206	88
94	85,666	57,64	90,103	6	4,167	3,897	0,38	94,54	86,206	94
98	90,666	64,56	95,103	6	4,167	3,897	0,38	99,54	91,206	98
104	95,666	71,88	100,103	6	4,167	3,897	0,38	104,54	96,206	104
108	100,666	79,59	105,103	6	4,167	3,897	0,38	109,54	101,206	108
114	105,666	87,69	110,103	6	4,167	3,897	0,38	114,54	106,206	114
118	110,666	96,18	115,103	6	4,167	3,897	0,38	119,54	111,206	118
124	115,666	105,07	120,103	6	4,167	3,897	0,38	124,54	116,206	124
128	120,666	114,35	125,103	6	4,167	3,897	0,38	129,54	121,206	128
134	125,666	124,04	130,103	6	4,167	3,897	0,38	134,54	126,206	134
138	130,666	134,03	135,103	6	4,167	3,897	0,38	139,54	131,206	138
144	135,666	144,10	140,103	6	4,167	3,897	0,38	144,54	136,206	144
148	140,666	155,40	145,103	6	4,167	3,897	0,38	149,54	141,206	148

Закругленные в скобки диаметры должны быть заглублены.

Резьбы свыше 68 мм диаметром являются германским продолжением международной системы SI, установленной в 1898 г. в Цюрихе.

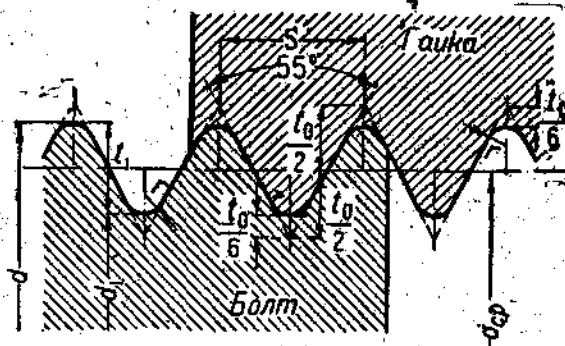
Указанные в таблице числа являются теоретическими размерами резьбы. Соответствующий режущий инструмент выбирается, по указанию опыта, полнее или свободнее.

Резьба трубная цилиндрическая

$$s = \frac{25,4 \text{ мм}}{\frac{n}{127 \text{ мм}}} = \frac{25,4}{n_1}$$

n — число витков на 1"

n_1 — число витков на 127 мм



$$t_0 = 0,96049 s$$

$$t_1 = 0,64031 s$$

$$r = 0,13733 s$$

Обозначение резьбы	Диаметр резьбы			Шаг резьбы	Глубина резьбы	Радиус	Число витков	
	Наружный	Внутренний	Средний				на 1"	на 127 мм
"	d	d_1	$d_{ср}$	s	t_0	r	n	n_1
(1/8)	9,729	8,567	9,148	0,907	0,581	0,25	28	140
1/8	13,158	11,446	12,302	1,337	0,856	0,184	19	95
3/8	18,663	14,951	15,807	1,337	0,856	0,184	19	95
1/2	20,956	18,632	19,704	1,814	1,162	0,249	14	70
(5/8)	22,912	20,388	21,750	1,814	1,162	0,249	14	70
3/4	26,442	24,119	25,231	1,814	1,162	0,249	14	70
(7/8)	30,202	27,878	29,040	1,814	1,162	0,249	14	70
1	33,250	30,293	31,771	2,309	1,479	0,317	11	55
(1 1/8)	37,898	34,941	36,420	2,309	1,479	0,317	11	55
1 1/8	41,912	38,954	40,433	2,309	1,479	0,317	11	55
(1 1/2)	44,825	41,367	42,846	2,309	1,479	0,317	11	55
1 1/2	47,805	44,847	46,326	2,309	1,479	0,317	11	55
1 3/4	53,748	50,791	52,270	2,309	1,479	0,317	11	55
2	59,816	56,659	58,137	2,309	1,479	0,317	11	55
(2 1/4)	65,712	62,755	64,234	2,309	1,479	0,317	11	55
2 1/4	75,187	72,230	73,709	2,309	1,479	0,317	11	55
(2 3/4)	81,537	78,580	80,058	2,309	1,479	0,317	11	55
3	87,887	84,930	86,409	2,309	1,479	0,317	11	55
(3 1/2)	93,984	91,026	92,505	2,309	1,479	0,317	11	55
3 1/2	100,334	97,376	98,855	2,309	1,479	0,317	11	55
(3 3/4)	105,684	102,727	104,205	2,309	1,479	0,317	11	55
4	113,034	110,077	111,556	2,309	1,479	0,317	11	55
4 1/2	125,735	122,777	124,256	2,309	1,479	0,317	11	55
5	138,435	135,478	136,957	2,309	1,479	0,317	11	55
5 1/2	151,136	148,178	149,657	2,309	1,479	0,317	11	55
6	163,886	160,879	162,377	2,309	1,479	0,317	11	55
2	183,287	180,280	181,611	2,540	1,627	0,349	10	50
7	214,638	211,385	213,012	2,540	1,627	0,349	10	50
8	240,039	236,786	238,412	2,540	1,627	0,349	10	50
9	265,440	262,187	263,813	2,540	1,627	0,349	10	50
0	290,841	286,775	288,808	3,175	2,033	0,436	8	40
1	316,242	312,176	314,209	3,175	2,033	0,436	8	40
13	347,485	343,419	345,452	3,175	2,033	0,436	8	40
14	372,886	368,820	370,853	3,175	2,033	0,436	8	40
15	398,287	394,221	396,254	3,175	2,033	0,436	8	40
116	423,688	419,622	421,655	3,175	2,033	0,436	8	40
117	449,089	445,023	447,056	3,175	2,033	0,436	8	40
118	474,490	470,424	472,457	3,175	2,033	0,436	8	40

Дюйм принят равным 25,4 мм.

Диаметров резьбы, обозначение которой поставлено в скобки, по возможности не применять.

Пример обозначения трубной цилиндрической резьбы 2 1/2", 2 1/2" труб.

ТАБЛИЦА 10g

Трапецидальная одноходовая резьба по DIN 103, 378, 379

мм

Длина шага	Глубина резьбы	Рабочая глубина резьбы	Зазор		Закругление	Глубина резьбы	Группа диаметров		
			a	b			DIN 103	DIN 378 мелкая	DIN 379 крупная
h	t ₁	t ₂			r ¹⁾	F			
3	1,75	1,25	0,25	0,5	0,25	1,50	10 и 12	22 до 62	—
4	2,25	1,75	0,25	0,5	0,25	2,00	14 до 12	65 , 110	—
5	2,75	2	0,25	0,75	0,25	2,25	22 , 28	—	—
6	3,25	2,5	0,25	0,75	0,25	2,75	30 , 36	115 до 175	—
7	3,75	3	0,25	0,75	0,25	3,25	38 до 44	—	—
8	4,25	3,5	0,25	0,75	0,25	3,75	46 , 52	180 до 240	22 до 28
9	4,75	4	0,25	0,75	0,25	4,25	55 , 62	—	—
10	5,25	4,5	0,25	0,75	0,25	4,75	65 до 82	—	30 до 38
12	6,2	5,5	0,25	0,75	0,25	5,75	85 , 110	250 до 300	43 , 52
14	7,5	6	0,5	1,5	0,5	6,5	115 , 145	—	55 , 62
16	8,5	7	0,5	1,5	0,5	7,5	120 до 175	—	65 до 82
18	9,5	8	0,5	1,5	0,5	8,5	180 , 200	—	85 , 98
20	10,5	9	0,5	1,5	0,5	9,5	210 , 230	—	100 , 110
22	11,5	10	0,5	1,5	0,5	10,5	240 до 260	—	115 до 130
24	12,5	11	0,5	1,5	0,5	11,5	270 , 290	—	135 , 155
26	13,5	12	0,5	1,5	0,5	12,5	300	—	—
28	14,5	13	0,5	1,5	0,5	13,5	—	—	160 до 180
32	16,5	15	0,5	1,5	0,5	15,5	—	—	185 , 200
36	18,5	17	0,5	1,5	0,5	17,5	—	—	200 , 240
40	20,5	19	0,5	1,5	0,5	19,5	—	—	250 до 280
44	22,5	21	0,5	1,5	0,5	21,5	—	—	290 , 340
48	24,5	23	0,5	1,5	0,5	23,5	—	—	360 , 400

¹⁾ Если трапецидальная резьба применяется для передачи усилий, то впадина резьбы винта закругляется радиусом r.

Отсюда

$$h = \frac{d_1}{4} \cdot \frac{k}{k_s}$$

Принимая $k_s \approx 0,75 k$, получим $h = 0,33 d_1 = 0,3 d$.

Как показал проф. Н. Е. Жуковский, при затянутой гайке распределение давления между нитками далеко неодинаково, и наибольшую нагрузку — около одной трети — несет на себе первая нитка от нажатого торца гайки. Поэтому следует уменьшить в три раза допустимое напряжение и принять $h = 0,9 d$. В практике принято делать

$$h = d.$$

При различных материалах необходимо выбрать:

$$h = d \cdot \frac{k}{k_s} \quad (35)$$

Это соотношение подтверждается еще следующими соображениями. Так как болтовое соединение является разъемным, то нельзя допускать очень сильного смятия d на поверхности нарезки; иначе при повторяющихся завинчивании и отвинчивании рабочая поверхность может портиться. Приблизительно рабочая поверхность нитки равна $\frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4}$; при n нитках в гайке имеем соотношение:

$$\frac{\pi d_1^2}{4} k = n \pi \frac{(d^2 - d_1^2)}{4} q \quad (b)$$

Принимая в среднем высоту хода $s = 0,1 d$, $d = 1,2 d_1$, $k = 480 \text{ кг/см}^2$ и $q = 100 \text{ кг/см}^2$, найдем $h \approx d^2$.

Конечно, если болт и гайка сделаны не из железа или мягкой стали, надо брать другие значения k и k_s в формулах (a) и (b).

Что касается поперечного размера гайки, то, имея в виду вышеуказанные конические заточки у торцов, найдем, что гайка нажимает на шайбу по кольцевой поверхности, равной $\frac{\pi(D^2 - d_0^2)}{4}$; ввиду тех же соображений о смятии рабочих поверхностей здесь можно допустить для напряжения q большее значение, а именно можно принять $q = 200 \text{ кг/см}^2$. Тогда условие прочности будет иметь вид:

$$\frac{\pi d_1^2}{4} k = \frac{\pi(D^2 - d_0^2)}{4} q \quad (c)$$

Принимая, как и раньше, $d = 1,2 d_1$, $d_0 = 1,1 d_1$, $k = 480 \text{ кг/см}^2$, найдем:

$$D \approx 1,55 d.$$

Следовательно шестиугольный контур поперечного сечения гайки должен описываться около круга с диаметром $D \approx 1,55 d$. В действительности это соотношение не постоянно; в международной системе оно представляется табл. II, из которой видно, что в пределах $d = 20-52 \text{ мм}$ отношение $D:d = 1,54 d$ в среднем.

В тех случаях, когда надо применить нарезку квадратную, высота гайки естественно должна быть увеличена, так как на стебле болта срезаемая поверхность не является сплошной. Обычно берут:

$$h = 1,5 d.$$

¹⁾ Автор пользуется этим соотношением в дальнейшем очень часто, см. стр. 52, 59 и т. д.

²⁾ Принимается как среднее допустимое напряжение на растяжение в болтах $k = 600 \text{ кг/см}^2$. Имея в виду затяжку, уменьшают k на $1/3$ и получают $k = 480 \text{ кг/см}^2$.

Что касается головки болта, то форма и поперечные размеры принимаются те же, что и для гайки. Высота иногда берется несколько меньше, именно $h_2 = 0,75d$. Но это может быть допущено, если головка делается осадкой стержня в горячем состоянии, а не приваркой кольца, которому затем придается шестигранная форма. В последнем случае рекомендуется высоту принимать равной диаметру d болта, т. е. $h_2 = h = d$, ибо нельзя вполне ручаться за тщательную проварку по всей поверхности.

ТАБЛИЦА 11

d_1 мм	D мм	d_1 мм	D мм
6	12	33	50
7	13	36	54
8	15	39	58
9	16	42	63
10	18	45	67
11	19	48	71
12	21	52	77
14	23	56	82
16	26	60	88
18	29	64	94
20	32	68	100
22	35	72	105
24	38	76	110
27	42	80	116
30	46		

Иногда гайке и головке придают форму цилиндрическую, но это не может быть особенно рекомендовано; такая форма требует специальных ключей и не допускает сильных затяжек при значительных диаметрах. Гайки и головки квадратной формы применяются лишь в грубых работах, при отсутствии инструмента, позволяющего изготовление нормальных форм.

Шайбой или бляшкой называется круглая подкладка, на которой сидит гайка (фиг. 2, А). Назначение шайбы может быть различное. Если гайка садится на необработанную (не гладкую) поверхность большой твердости (например корка в чугунных отливках), то при завинчивании гайки ее торцевая поверхность может портиться. В этом случае шайба является предохранительным средством против указанной порчи. Иногда приходится гайку сажать на плоскость, несколько наклоненную к оси болта (фиг. 7, А); опираясь не по всей своей торцевой поверхности, гайка при завинчивании начнет перекашивать болт и вызовет в нем дополнительные напряжения изгиба. Во избежание этого опять-таки применяют подкладку А, выравнивающую положение гайки. В обоих случаях размер шайбы в поперечнике определяется размерами гайки. Толщина шайбы особого значения не имеет, так как она подвергается только сжимающим усилиям, и ее берут сообразно с диаметром болта; именно принимают:

$$\left. \begin{aligned} D_1 &= 2,1 d + 0,5 \text{ см} \\ d &= (0,2 - 0,25) d \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

Если приходится опирать гайку на относительно мягкий материал, не выдерживающий больших давлений q на смятие (дерево, кирпич и т. п.), то размер D_1 приходится выбирать сообразно с сопротивляемостью этого материала. Например в случае сжатия деревянных частей напряжение q принимается от 10 до 20 кг/см², в зависимости от твердости дерева. При $q = 10$ кг/см² при квадратной шайбе будем иметь условие прочности в таком виде (черт. 26):

$$\left(a^2 - \frac{\pi d_2^2}{4}\right) q = \frac{\pi d_1^2}{4} k. \quad (d)$$

Здесь a — сторона квадрата, d_2 — диаметр отверстия для болта. Принимая, как и раньше, $k = 480$ кг/см², найдем при $d_2 = 1,1 d$, $d = 1,2 d_1$:

$$a \geq 5,5 d \quad (37)$$

При таком размере давление со стороны сжимаемого дерева вызывает изгиб шайбы, и толщина ее δ должна быть подсчитана на эту деформацию. Опасное сечение будет в плоскости EF или GH . Условие прочности примет вид:

$$(a - d_2) \frac{\delta^2}{6} k_b = \frac{a^3}{8} q, \quad (e)$$

откуда определяем δ в виде:

$$\begin{aligned} \delta &= 0,65 d \text{ для железа} \\ &\text{при } k_b^1) = 800 \text{ кг/см}^2; \\ \delta &= d \text{ для чугуна,} \\ &\text{при } k_b = 300 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Если шайба круглая, то внешний диаметр ее найдется из условия, аналогичного условию (d), т. е.

$$\left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4}\right) q = \frac{\pi d_1^2}{4} k. \quad (f)$$

При тех же цифровых данных будем иметь:

$$D \geq 6,0 d. \quad (38)$$

Для круглой шайбы изгибающий момент M получится, если результирующую давления на полукольцо с диаметрами D и d_2 умножить на расстояние центра тяжести этого полукольца до центра кольца, т. е.

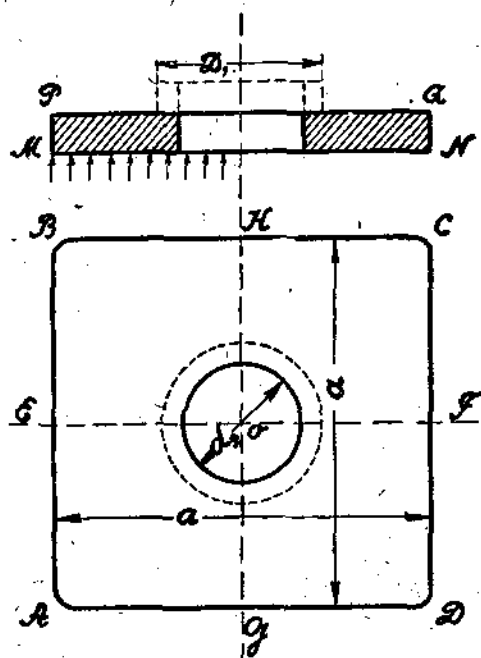
$$M = \frac{D^3 - d_2^3}{12} q = (D - d_2) \frac{\delta^2}{6} k_b, \quad (g)$$

откуда получим, аналогично (38):

$$\left. \begin{aligned} \text{железная шайба } \delta &= 0,53 d \\ \text{чугунная } & \delta = 0,9 d \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

При таких больших размерах шайбы готовят обычно из чугуна; они получают название анкерных плит. Ввиду того что напряжение изгиба k_b к краям плиты

¹⁾ k_b — напряжение материала на изгиб.



Черт. 26.

уменьшается, ее можно делать неодинаковой толщины, утоняя от центра к периферии.

Иногда, чтобы сделать вес анкерной плиты меньше, уменьшают δ и устанавливают ребра, как это видно на фиг. 8, 8a, 8b, А. В параграфе о фундаментных болтах придется еще вернуться к вопросу о форме анкерных плит.

§ 14. Примеры болтовых соединений. 1. Фланцевое соединение встречается весьма часто при соединении труб между собой, при укреплении крышек цилиндров, золотниковых коробок. Чаще всего встречаются фланцевые соединения чугунных частей; трубы железные и медные большого диаметра также соединяются между собою помощью фланцев. Фланцевое соединение чугунных водопроводных труб благодаря чрезвычайно большому распространению обычно имеет известный нормальный тип, устанавливаемый съездами специалистов.

На фиг. 9, А показаны размеры таких труб, установленные V Водопроводным съездом в 1901 г. для России. Все элементы подсчитаны для внутреннего давления $p = 10$ ат; пробное давление при испытании 15 ат.

Болты, стягивающие фланцы, устанавливаются с затяжкой на места. Когда в трубопровод пускается жидкость или газ с известным давлением, то вдоль оси трубопровода начинает действовать сила Q , стремящаяся разъединить трубы. Величина этой силы, если внутренний диаметр трубы назовем через D , будет:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p. \quad (a)$$

Сила эта распределяется между болтами, вызывая в каждом из них дополнительное растягивающее усилие $Q_1 = \frac{Q}{n}$, если n — число болтов.

Пример 13. Чугунная труба по таблице германских норм $D = 30$ см, $p = 10$ ат. Этому соответствуют размеры по обозначениям черт. 27: $D_1 = 32,6$ см, $D_2 = 40$ см, толщина фланца $\delta_1 = 2,5$ см, диаметр болта $d_1 = 1,9$ см, число болтов $n = 8$. При этих заданиях имеем:

$$Q = 7070 \text{ кг} \text{ и } Q_1 = 880 \text{ кг}.$$

Внутренний диаметр болта, по таблице Витворта, $d_1 = 16,44$ мм, а потому напряжение материала, по формуле (33):

$$k = \frac{4 \cdot 1,25 \cdot Q_1}{\pi d_1^2} = 565 \text{ кг/см}^2,$$

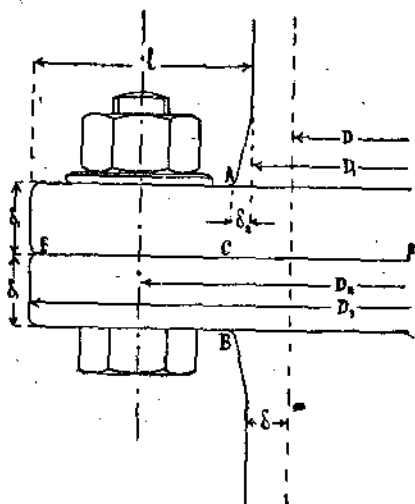
т. е. не превосходит обычно допускаемого $k = 600 \text{ кг/см}^2$.

Если вернуться к формуле (34), то для данного случая площадь $F_2 = 421 \text{ см}^2$, а потому формула (34) примет вид:

$$P_1 = P + 0,1 Q, \quad (b)$$

т. е. к первоначальной затяжке добавляется всего 10% от силы $Q = 880$ кг, т. е. 88 кг. К сожалению, невозможность определить силу P , так как неизвестна сила мускулов, прилагаемая на разной длины рычагах, не позволяет сделать подсчет напряжения по уравнению (b).

В рассмотренном случае предполагалось, что фланцы хорошо обработаны и пригнаны непосредственно один к другому. Дело существенно меняется, если между



Черт. 27.

фланцами вводится прокладка, обладающая большой упругостью. При наличии такой прокладки выражение (34) принимает более сложную форму, и коэффициент a может достигать больших значений:

$$P_1 = P + \frac{A_1(A_2 + A_3)}{A_1A_2 + A_1A_3 + A_2A_3} Q; \quad (с)$$

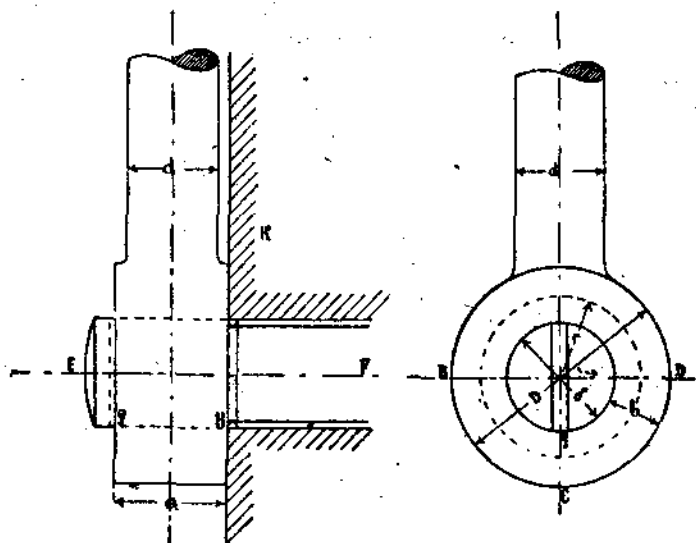
здесь $A = EF/h$, значки 1, 2 и 3 относятся к материалам болта, фланца и прокладки. Если в предыдущем случае между фланцами лежит кожаная прокладка с толщиной $h_3 = 0,5 \text{ см}$ и для которой $E_3 = 2000 \text{ кг/см}^2$, то для размеров, принятых на черт. 27, найдем:

$$P_1 = P + 0,76 Q.$$

Это обстоятельство надо иметь в виду при расчете фланцевых соединений; чем более упруга прокладка, чем значительнее ее деформация, тем больше напряжение

от нагрузки, прибавляемое к первоначальному напряжению затяжки. Не имея возможности пользоваться выражением (с), придется учитывать сказанное, принимая при расчете допустимое напряжение меньшее, нежели это можно сделать при болтах, работающих без упругой прокладки.

2. Кольцевая головка. Иногда головке болта придают своеобразную форму кольца (черт. 28). Такие болты применяются при укреплении крышек цилиндров или соединениях, вроде указанного на фиг. 10, А. Болт при раз-



Черт. 28.

единении не вынимается, а откидывается на шарнире. Расчет болта ничего нового не представляет, поэтому скажем несколько слов о расчете головки. При точной пригонке стержня EF , на который надевается головка, его можно подсчитать на срезание. Называя диаметр стержня через δ , будем иметь условие прочности: сила, растягивающая болт, равна сопротивлению стержня на срезание:

$$\frac{\pi d_1^2}{4} k = \frac{\pi \delta^2}{4} k_s.$$

откуда при $k_s = 0,8 k$ находим $\delta = 1,2 d$. Если пригонка неточна, то появляется изгиб, и стержень надо делать толще¹⁾. При расположении, указанном на фиг. 10, стержень срезается по двум плоскостям, и диаметр его получится меньше, а именно, рассчитывая на изгиб, будем иметь изгибающий момент $M = \frac{Pl}{12}$, где $P = \frac{\pi d_1^2}{4} k$

1) Условие прочности $\frac{\pi d_1^2}{4} k \cdot \frac{a}{2} = \frac{\pi \delta^3}{32} k_s$; если $a = 1,2 d$, то $\delta = 1,8 d$.

и $l = a = 1,2 d$. Следовательно условие прочности примет вид:

$$1,2 \frac{\pi d_1^2 dk}{4 \cdot 12} = \frac{1,2 \pi d^3 k}{4 \cdot 1,2^3 \cdot 12} = \frac{\pi d^3}{32} k, \text{ или } \delta = 0,83 d.$$

При этом принято, что $a = 1,2 d$ и напряжение при изгибе равно напряжению при растяжении. Обычно берут в этих случаях $\delta = d$.

Размер $a = 1,2 d$ проверяют на смятие, которое имеет место между стержнем EF и внутренней поверхностью кольца. Среднее давление q равно:

$$q = \frac{\pi d_1^2}{4} k : \delta a^3. \quad (d)$$

Наибольшее смятие приходится по GH — в нижней части и равно $q_1 = 4q : \pi$. Из (d), при $a = 1,2 d$ и $k = 480 \text{ кг/см}^2$, имеем $q = 230 \text{ кг/см}^2$, $q_1 = 280 \text{ кг/см}^2$, что можно признать удовлетворительным. Наконец толщина кольца b или внешний его диаметр $D = d + 2b$ определится из того соображения, что нижнюю часть кольца можно уподобить трубе, на стенки которой действует среднее давление $q = 220 \text{ кг/см}^2$. Внешний диаметр трубы в этом случае определяется по формуле:

$$\frac{D}{d} = \sqrt{\frac{k + 0,7 q}{k - 1,3 q}}, \quad (40)$$

где k — напряжение растяжения на внутренней поверхности трубы. Ввиду того, что фактически давление q не распределяется равномерно по поверхности трубы, допускаемое напряжение следует взять небольшим. Принимаем $k = 480 \text{ кг/см}^2$, тогда, при $q = 220 \text{ кг/см}^2$, находим:

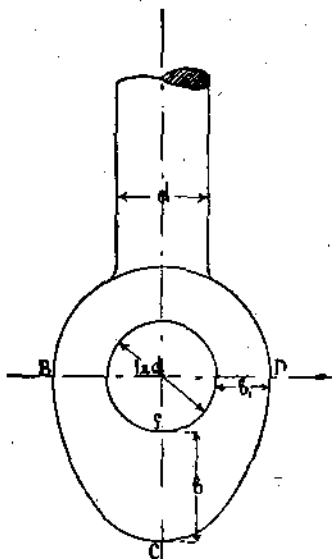
$$D \approx 2d, \quad (41)$$

что обычно и принимают. Приведенные соображения предполагают опять-таки хорошую пригонку частей. Если такая пригонка места не имеет, то расчет по (40) неприменим. В этом случае кольцо подвергается изгибающему моменту в сечении EC большему, нежели в сечении BD . Поэтому и размер по вертикальному диаметру должен быть больше, нежели по горизонтальному. Головка принимает удлиненную форму, показанную на черт. 29. Толщины b по вертикали и b_1 по горизонтали могут быть приняты

$$b = (0,6 - 0,7) d, \quad b_1 = 0,5 d. \quad (42)$$

3. Соединение группами болтов. При рассмотрении фланцевого соединения предполагалось, что все болты находятся в одинаковых условиях. Весьма часто имеет место такая нагрузка в группе болтов, при которой усилия, растягивающие болты, неодинаковы, и расчет производится для того болта, который находится в наиболее тяжелых условиях. Как пример можно привести укрепление кронштейна на стене, подвески на потолочной балке и т. п.

Пусть дан кронштейн (черт. 30), несущий нагрузку Q , представляющую собою давление на опору приводного вала. В общем случае сила Q направлена под углом α к вертикали. Кронштейн укреплен к стене при помощи двух болтов с диаметром d . Размеры кронштейна показаны на чертеже. До нагрузки кронштейна силой Q болты



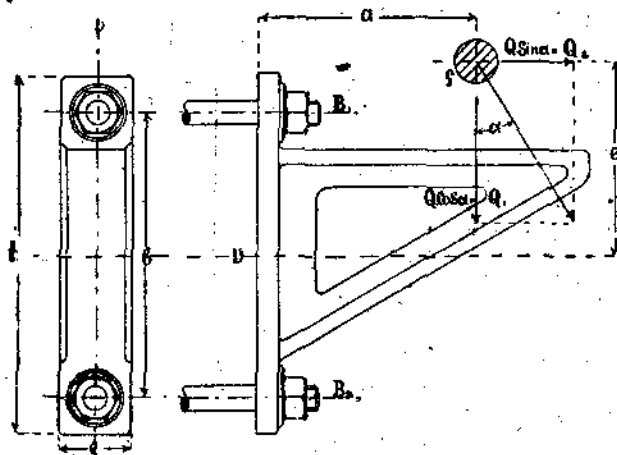
Черт. 29.

4) Вывод будет показан ниже, в разделе о цапфах.

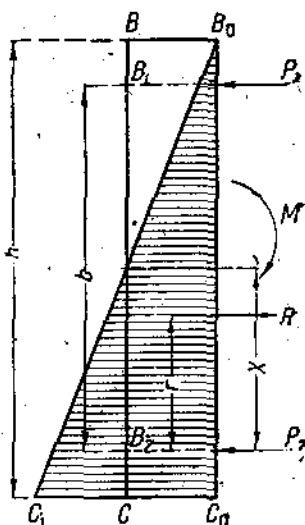
затянуты силою P каждый; при этом очевидно между доскою кронштейна и стеною будет существовать напряжение q смятия. Ввиду значительной жесткости доски кронштейна можно предположить, что давление q распределяется равномерно и может быть определено из условия:

$$2P = ehq,$$

где e и h — размеры доски кронштейна. Если смятие, которое вызывается в стене под действием сил P , P , представить отрезком BB_0 (черт. 31) (причем B_0C_0 — показывает начальное положение стены), то смятие стены после затяжки можно представить линией $BC \parallel B_0C_0$, т. е. стена как будто вдавлилась на глубину $\overline{BB_0} = \overline{CC_0}$. Так как приложенная затем сила Q стремится кронштейн опрокинуть или повернуть по направлению стрелки, то доска кронштейна, поворачиваясь, станет разгружать стену в верхней своей части и, наоборот, увеличивать смятие в нижней. Как самое крайнее положение мы можем допустить такое, при котором доска кронштейна все же не отходит от стены. Таким положением будет очевидно B_0C_1 . Смятие вверху исчезло, внизу конечно оно увеличилось вдвое. Дальнейшее поворачивание доски



Черт. 30.



Черт. 31.

недопустимо, так как уже будет нарушаться соприкосновение со стеною и образование просвета вверху. При рассматриваемом перемещении кронштейна верхний болт получит дополнительную вытяжку, или, что то же, дополнительную нагрузку; нижний болт, наоборот, будет несколько разгружен. Чтобы найти напряжение в верхнем болте, рассмотрим положение кронштейна после описанного его смещения; оно является положением равновесия, так как дальнейшего перемещения нет. Поэтому и все силы, приложенные к кронштейну, находятся в условиях равновесия. Внешними силами являются: сила Q , усилия на болтах P_1 и P_2 и давление R — со стороны стены. Последняя сила представляет собою сумму всех напряжений смятия между стеною и доскою, т. е. является реакцией стены. Величина силы R представляется произведением из среднего давления q на поверхность доски, т. е.

$$R = qeh = 2P. \quad (e)$$

Напишем одно из условий равновесия, даваемых теоретической механикой, а именно условие, что сумма моментов всех сил, приложенных к кронштейну, относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести сечения нижнего болта (т. е. точку B_2) и параллельной стене, равна нулю. При этом сила P_2 , растя-

гивающая нижний болт, не дает момента, и получится уравнение, содержащее одну неизвестную P_1 . Момент внешней силы Q назовем просто через M . Будем иметь:

$$M - P_1 b + Rr = 0. \quad (f)$$

Здесь b — расстояние между болтами, r — плечо силы давления стены R ; собственным весом кронштейна пренебрегаем, так как это величина малая по сравнению с другими силами. Напряжение смятия распределяется, как было уже сказано, по прямой $B_0 C_1$, и распределение выражается треугольником $B_0 C_1 C_0$; поэтому равнодействующая R пройдет на расстоянии одной трети высоты h , а расстояние от нижнего болта будет очевидно $r = \frac{h}{3} - \frac{(h-b)}{2} = \frac{3b-h}{6}$.

Величина момента силы Q найдется, если ее разложить на составляющие $Q_1 = Q \cos \alpha$ и $Q_2 = Q \sin \alpha$. Очевидно $M = Q_1 a + Q_2 c$. Внося полученные значения в уравнение (f), найдем (c — расстояние силы Q_2 до точки B_2):

$$Qa \cos \alpha + Qc \sin \alpha - P_1 b + qhe \frac{3b-h}{6} = 0, \quad (43)$$

откуда можно определить силу P_1 .

Пример 14. Дан кронштейн с размерами: $a = 40$ см, $b = 44$ см, $e = 11$ см, $h = 52$ см (диаметр вала трансмиссии $d = 4-4,5$ см). Сила $Q = 560$ кг, $\angle \alpha = 0$, т. е. сила направлена вертикально. Стена каменная, давление q не более 10 кг/см². Из (43) имеем, принимая среднее значение $q = 5$ кг/см²:

$$P_1 = 1360 \text{ кг.}$$

При напряжении $k = 480$ кг/см² имеем по формуле:

$$1,25 P_1 = \frac{\pi d^2}{4} k_2;$$

$d_1 = 18,5$ мм, чему соответствует по таблице международной нарезки внешний диаметр $d = 22$ мм, или $d = 7/8$ ".

Если тот же кронштейн укрепляется на деревянной стене, то размер болта получится больший ввиду сильной упругости сжимаемого материала. Например, полагая, что $q = 20$ кг/см², найдем, что надо принять $d = 27$ мм.

Обращаясь к выражению (e), замечаем, что для каменной стены принято $q = 5$ кг/см², и следовательно величина затяжки должна быть равной:

$$P = \frac{5 \cdot 11 \cdot 52}{2} = 1430 \text{ кг.}$$

Принимая в качестве рычага на гаечном ключе $L = 12 d$ и силу руки $S = 15$ кг, можно получить затяжку около 1800 кг, т. е. с избытком достаточную.

Рассмотренный случай предполагает, что доска кронштейна прилегает по всей своей поверхности к стене, на которой производится укрепление. Такая конструкция доски не может быть признана хорошей, потому что гарантировать правильное соприкосновение возможно лишь при обработке соприкасающихся поверхностей. Это возможно при укреплении чугуного кронштейна на чугунной стене. Такой случай представляет установка консоли, например на чугунной колонне. Во всех других случаях, как например при стенах каменных, деревянных, даже при железных колоннах, обработке может подвергнуться только доска кронштейна. При установке на не точно плоскую поверхность возможно, что доска будет прилегать лишь в некоторых точках и распределение давления окажется совершенно не тем, каким оно предположено в вышеприведенном рассмотрении. Неправильное нажатие доски на стену может вызвать в доске кронштейна изгиб, что особенно опасно для тех мест, где к доске примыкают горизонтальная и наклонная части консоли. Но и в случае укреп-

пления чугунного консоля на чугунной стене нет основания добиваться соприкосновения по всей поверхности, так как стоимость обработки возрастает с увеличением обрабатываемой поверхности. Ввиду этого чаще доску консоля делают с выступающим по краям буртом, т. е. в разрезе доска будет иметь вид не прямоугольника, как показано на черт. 32, а, а корытообразный (черт. 32, б). Следовательно обработка будет происходить не по всей ширине доски c , а по размеру толщины буртов 2δ .

Величина реакции найдется по условию:

$$R = q[hc - (h - 2\delta)(c - 2\delta)] = 2P. \quad (g)$$

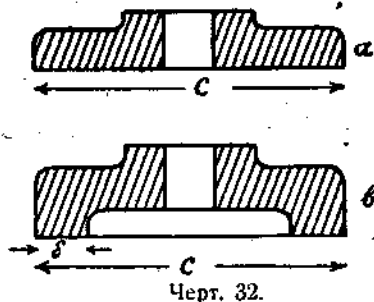
При $\delta = 0,04 h$ и $c = 0,2 h$ имеем $R = 0,09 h^2 q$. Для каменной стены наибольшее напряжение было принято $q_1 = 10 \text{ кг/см}^2$, или $q = 5 \text{ кг/см}^2$, т. е. $R = 0,09 \cdot 52^2 \cdot 5 = 1217 \text{ кг}$, вместо прежней $R = 5 \cdot 52 \cdot 11 = 2860 \text{ кг}$.

Из уравнения моментов

$$Qa - P_1 b + Rr = 0$$

найдем, что $P_1 = 890 \text{ кг}$, что соответствует $d_1 = 16,48 \text{ мм}$ и $d = 20 \text{ мм}$. Несомненно, что затяжка такого болта может вызвать и большее смятие, нежели $q = 5 \text{ кг/см}^2$; поэтому подсчитанный болт несколько велик, но из соображений, высказанных выше, болты размера менее $\frac{3}{4}$ " обычно не ставятся при более или менее ответственных соединениях.

При укреплении чугунного кронштейна на чугунной опоре (колонна) допускаемое напряжение может быть взято значительно выше, $q = 100 \text{ кг/см}^2$ и больше. При $q = 100 \text{ кг/см}^2$ реакция, по уравнению (g), будет равна $R = 0,09 \cdot 52^2 \cdot 100 \approx 27000 \text{ кг}$. Очевидно, что получить затяжку $P = R:2 = 13500 \text{ кг}$ можно на очень толстом болте, например с диаметром в $d = 5 \text{ см}$. Таких болтов для укрепления столь небольшого кронштейна не ставят. Следовательно и напряжением $q = 100 \text{ кг/см}^2$



Черт. 32.

задаваться не имеет смысла. К этому надо добавить, что при соединении чугунных частей дополнительное напряжение будет невелико. Пользуясь каталогом, видим, что достаточно принять $d = 22 \text{ мм}$ (или $\frac{7}{8}$ "); решая задачу обратно, найдем из усло-

вия моментов при $P_1 = \frac{\pi d^2}{4} k = \frac{\pi 1,85^2}{4} \cdot 480 = 1280 \text{ кг}$ и $q = 8 \text{ кг/см}^2$. Следова-

тельно напряжение на смятие получается в пределах, мало отличающихся от таковых для дерева. А потому проще, задаваясь размером болта, делать проверку.

Указанная форма сечения с буртами имеет еще то преимущество, что при меньшем весе доски кронштейна она представляет больше сопротивления изгибающим моментам. При очень сильных нагрузках, когда размер болтов получается очень значительный, вверху ставят два болта, как показано на фиг. 128, А. Ход расчета остается прежний.

Сила Q или ее вертикальная составляющая $Q_1 = Q \cos \alpha$, если сила направлена наклонно, вызывает кроме стремления повернуть кронштейн еще сдвигание его вниз, вдоль стены. Если сила трения на стене, равная $T = R\mu$, где μ — коэффициент трения, равна или больше этой сдвигающей силы, то болты подвергаются только растяжению. В противном случае разность между сдвигающей силой и силой трения стремится срезать болты, вызывая касательное напряжение $k_s = Q_1:2 \frac{\pi d^2}{4}$. Результи-

рующее напряжение получится тогда сложением напряжения k_s и растяжения, по формуле С. Венана (19). Так как нерационально подвергать напряженные болты срезающим силам, то производят разгрузку болтов, придавая кронштейну форму, указанную на черт. 33. Выступ внизу входит в гнездо, сделанное в стене, и вос-

принимает на себя срезающее усилие Q_1 . При укреплении кронштейна на чугунных колоннах выступ делается на колонне, и доска упирается в него своим краем.

Если имеется горизонтальная составляющая $Q_2 = Q \sin \alpha$, то она вызывает растяжение болтов, распределяясь между ними. Получаемое напряжение k_z складывается с напряжением k_b , вызываемым моментом M , и в сумме дает результирующее: $k_r = k_z + k_b$.

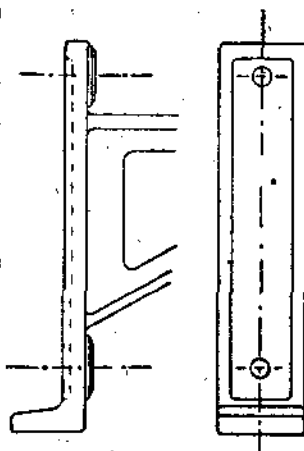
§ 15. Винты (глухари) и шпильки. Во многих случаях при свинчивании двух частей нельзя почему-либо пропустить болт насквозь, например при свинчивании фланца трубы A с цилиндром B (фиг. 12, A) и т. п. Скрепление производится болтами, не имеющими гайки; в патрубке делается нарезка в a, a , в которую входит болтовая резьба. Следовательно роль гайки принимает на себя нижняя деталь (фиг. 12, A). Если она сделана из чугуна, то при значительно более слабом сопротивлении последнего срезанию по сравнению с железом (в 2—3 раза) необходимо длину l гнезда делать не менее

$$l = 2 \text{ или } 3d. \quad (44)$$

При частом отворачивании винтов резьба в чугуне снашивается довольно быстро благодаря его хрупкости. Поэтому соединение глухарями нельзя рекомендовать для скрепления ответственных частей, а также в деталях, подвергаемых частой разъемке.

Более целесообразным следует признать соединение шпильками. Шпилька имеет (фиг. 3, A) резьбу на обоих концах стержня, причем один конец, как и при глухарях, ввертывается в тело детали наглухо. На выступающий конец стержня надевается другая деталь и укрепляется помощью гайки. Части шпильки l и l_1 по длине определяются материалом, в который шпилька заворачивается, и толщиной фланца. Для чугунной части A :

$$l = 2 \text{ или } 3d.$$



Черт. 33.

Заворачивание производится ключом, которым захватывают ненарезанную часть стержня. На фиг. (13, A) показана шпилька, укрепленная при помощи клина и имеющая таким образом лишь один навинтованный конец. После загонки клина конец его можно опилить и расчеканить. Размеры клина находятся по данным, указанным в чертеже. Подсчет будет приведен в разделе о клиновых соединениях.

В шпильках типа фиг. 3, A часть c для захвата ключом часто делается квадратного сечения.

§ 16. Установительные болты. Весьма часто болтовое соединение применяется для установки двух соединяемых между собою частей на определенном расстоянии друг от друга. На фиг. 14, A показаны два установительных болта для поддержки поперечины AB , через которую проходит шпindel вентиля C . Обе колонки a и a_1 рассчитывают на растяжение в зависимости от усилия, направленного вдоль стержня C . Форма колонки может быть весьма разнообразна; обыкновенно ее делают конической и снабжают внизу головкой D для завинчивания нижней части резьбы в крышку коробки. Установительные винты применяются в большом количестве при скреплении наружного листа паровозного котла со стенками топочной коробки (фиг. 15, A). Особенности условий службы этих винтов, а именно пребывание в воде, соединение с медными стенками топки, заставляют делать их из красной меди. Вследствие требования особой плотности соединения головке придают форму части сферы и края уплотняют расчеканкой¹⁾. На фиг. 16, A представлен болт A , служащий для

¹⁾ См. заклепочные соединения.

удержания балки мостового крана от бокового отклонения, которое может быть вызвано деформацией моста.

Фиксирование положения балки производится помощью распорной втулки B , высота которой h (черт. 34) задается. Поперечные размеры втулки рассчитываются по силе затяжки болта. Так например при выбранном диаметре болта d найдем, что сила, сжимающая втулку, будет:

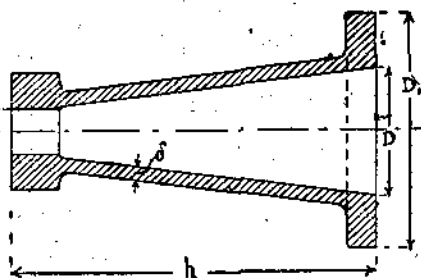
$$P = \frac{\pi d^3}{4 \cdot 1,2^5} k_0, \quad (a)$$

если k_0 — напряжение при затяжке. Втулка обыкновенно делается из чугуна; толщина δ_0 стенки берется не менее 8—10 мм, по условиям отливки. Внутренний диаметр D нижнего основания принимается $D = \text{от } 2 \text{ до } 4d$, диаметр D_1 исходит из условия прочного сопротивления стены смятию:

$$P = \frac{\pi(D_1^2 - D^2)}{4} q. \quad (b)$$

Пример 15. Диаметр болта $d = 2,4 \text{ см}$, $q = 10 \text{ кг/см}^2$, $D = 3d$. Силу затяжки для такого болта можно принять примерно в $P = 1000 \text{ кг}$. Тогда получим $D_1 = 13,2 \text{ см}$.

Иногда в качестве распорной части применяют отрезок газовой трубки (фиг. 17, А).



Черт. 34.

§ 16а. Болты призонные. Гнездо для болта в обычных случаях делается несколько большего диаметра, нежели внешний диаметр d болта; чем точнее пригонка соединяемых между собою частей, тем конечно меньший зазор допускается. В отдельных случаях может быть поставлено требование, чтобы стержень болта сидел в гнезде совершенно плотно без зазо-

ров. Это имеет место например в головках шатунов, при укреплении поршней на штоках и т. п. Достигнуть такой плотности при цилиндрической форме стержня почти невозможно и во всяком случае очень трудно. Поэтому здесь прибегают к постановке так называемых призонных болтов, или болтов с коническим стержнем, который в то же время заменяет головку.

На фиг. 19, А показано соединение: болт А, имеющий коническое тело, гайкой зажат в теле D. Часть стержня В, цилиндрическая, служит осью качания для подвески С.

На фиг. 20, А изображено укрепление крышки В к поршню А помощью призонного болта С; уклон конуса берется около 0,05. Изготовление конического стержня и соответственного гнезда дороже нежели при форме цилиндрической, но зато пригонка, совершенно плотная, делается чрезвычайно легко путем притирки стержня к стенкам гнезда, которая производится на наждачном порошке вращением стержня в гнезде; кроме того отсутствие специальной головки несколько компенсирует увеличение стоимости призонного болта. Меньший диаметр d конуса берется из обычного способа расчета болта; больший диаметр определяется условием, чтобы напряжение смятия q на коническую поверхность не превосходило известного предела. Обыкновенно подсчитывают напряжение смятия на проекцию конической поверхности на плоскость, перпендикулярную оси бруска. Можно написать (фиг. 20, А):

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 1,2^2} k = \frac{\pi (d_2^2 - d^2)}{4} q.$$

Если положить $q = k$, как часто принимают, то

$$d_3 \leq 1,3 d,$$

что соответствует при конусности например в $1/20$, длине стержня, равной $l = 3d$. Конечно эти соотношения необязательны.

§ 17. Гаечные замки. В частях машин, находящихся в движении, болтовое соединение благодаря ударам и сотрясениям может изменять свою плотность вследствие самопроизвольного отвинчивания гайки. Такое явление особенно часто наблюдается в болтах, которые подвержены силе, меняющей не только свою величину, но и направление. Во избежание самоотвинчивания необходимо принимать меры, препятствующие этому обстоятельству, так как ослабление соединения ведет к разбалтыванию соединяемых частей, а падение гайки может иметь своим последствием и серьезные несчастия. Меры предупреждения самоотвинчивания заключаются либо в фиксировании раз навсегда гайки в ее положении, либо в применении так называемых гаечных замков. Наиболее простой и верный способ укрепления гайки на ее месте — расчеканка выступающего конца. Для этого (фиг. 21, А) гайку раззенковывают, т. е. делают в ней небольшое коническое углубление, куда входит материал выступающего конца болта, — получается нечто вроде заклепки.

Но этот метод вовсе не может быть рекомендован по тому простому соображению, что здесь совершенно уничтожается отличительное свойство болтового соединения — легкость его разборки. Для снятия гайки, укрепленной расчеканкой, необходимо срубить зубилом или высверлить на станке коническую часть болта, т. е. сделать болт в дальнейшем непригодным для употребления. Нередко наблюдается ослабление болтового соединения вследствие сильной пружинки гайки, ослабление, которое объясняется образованием пластических (остаточных) деформаций; это обстоятельство требует подтягивания гайки. Способ, указанный на фиг. 21, А, неудобен и в этом смысле, так как после дополнительного подвинчивания надо делать и дополнительное расклепывание конца.

На фиг. 22, А гайка фиксирована на месте клином А, входящим в прорез выступающего конца болта; чтобы в случае ослабления в гнезде клина последний не мог выпасть, в отверстие В можно вставить проволоочное кольцо. Нетрудно видеть, что и в рассматриваемом способе не избежнуты недостатки, указанные при описании укрепления расчеканкой. Фиг. 23 А дает также очень простой прием, который заключается в том, что после установки гайки ее просверливают вместе с болтом и в полученное гнездо вставляют шплинт. Понятно, что при подтягивании гайки придется в болте делать новое сверление, что конечно вызовет сильное ослабление стержня и порчу нарезки.

Гаечные замки, имеющие целью предупреждать самоотвинчивание гайки, распространены в громадном количестве в самых разнообразных формах.

Мы рассмотрим несколько типов. Некоторые замки позволяют производить подтягивание гайки на произвольный угол, другие — на вполне определенный. Из первой категории самым употребительным бесспорно является применение контргайки, т. е. второй гайки, посаженной на основную. Когда затягивание основной гайки сделано в достаточной степени, надевают и затягивают контргайку, удерживая первую от вращения ключом. Таким образом у основной гайки кроме нижней торцевой поверхности нагружается и верхняя, и следовательно вводится новое сопротивление отворачиванию; конечно при этом в некоторой степени ослабляется давление на резьбе. Размеры контргайки должны быть такие же, как и у основной, ибо в первой возбуждаются напряжения не меньшие, нежели в основной гайке.

Контргайка Palliser'a (фиг. 24, А) является более совершенным приспособлением, нежели обыкновенная гайка. Как видно из чертежа, верхняя гайка имеет внизу коническую заточку АА, входящую в соответственную выточку основной гайки ВВ. Кроме того контргайка разрезана по СС и DD и представляет собою пружинящее

кольцо. При затягивании контргайки она нажимается плотно своим конусом на основную гайку и в то же время сильно сжимает болт, отчего возрастает плотность ее соединения с нарезкой болта. Размеры остаются те же, что и для обыкновенной гайки; конусность берется около $1/10 - 1/2$, и на длине около $1/3$ высоты.

На фиг. 25, А представлено укрепление гайки по способу Пенна (Penn). Гайка в своей нижней части, входящей в тело скрепляемой части, имеет форму тела вращения с круговой выточкой. В последнюю может входить своим концом небольшой винт В, который, нажимая на дно выточки, препятствует вращению гайки. На фиг. 26, А дана конструкция такого же замка, но для случая, если нижняя часть контргайки не может быть утоплена в тело соединяемой детали. Кольцо А, укрепленное на штифте, служит для помещения винта В. На фиг. 27, А приведен весьма оригинальный способ закрепления винта (глухаря). Случай относится к соединению крышки поршня с его телом. Винт имеет квадратную (или другой формы) головку и выступающую часть С, которая лежит в соответственном углублении. На этом выступе располагается разрезное кольцо ЕЕ с наружным диаметром D, которое благодаря разрезу может быть заложено в углубление, имеющее диаметр D_1 , меньший нежели D. Вместе с тем кольцо можно легко вынуть помощью какого-либо стержня, введенного в прорез углубления. Описанный замок имеет то особенное достоинство, что кольцо само по себе выпасть не может, ибо оно всегда прижато к круговому углублению в стенке гнезда, а потому является полная надежность и безопасность соединения. Кроме того здесь отсутствуют выступающие части, что при подвижных деталях машины весьма существенно.

Фиг. 28, А представляет очень употребительный замок из замков второй категории; устройство его заключается в том, что пластинка В, имеющая вырез соответственно форме гайки, укреплена неподвижно винтом С. Для подтягивания гайки надо сначала снять пластинку.

Угол поворота гайки при подтягивании зависит от числа и расположения вырезов на пластинке. В случае, указанном на фиг. 28, А, можно дополнительный поворот делать на $\angle \alpha = 30^\circ$.

Замок, представленный на фиг. 29, А, позволяет поворот лишь на 60° и состоит из скобы А, надетой на квадратный конец выступающей части болта и укрепленной на нем верхней гайкою. Замок этот безусловно хорош, но изготовление болта усложняется. Замок, показанный на фиг. 30, А, заключается в том, что гайка в нижней части имеет выступ А, который по окружности снабжен впадинами. Пружина В имеет на конце зубец С, входящий в эти впадины, и укреплена неподвижно шурупами D, D. При числе впадин, показанном на фиг. 29, А, угол поворота гайки равен 45° . На фиг. 31, А показан такой же замок, приспособленный для двух гаек, что часто применяется для болтов в сальниках. Число вырезов 12, что соответствует углу поворота в 30° .

Все указанные замки второй категории обладают общим недостатком, а именно они допускают подтягивание гайки вращением ее на определенный угол. В этом смысле замки первой категории имеют определенное преимущество; но за исключением обыкновенной контргайки эти замки, как впрочем и большая часть замков первой категории, относительно дороги.

Если бы при сдвиге закрепленной гайки напряжение в болте не падало или падало очень мало, то этим создавалась бы значительная гарантия против самоотвинчивания, и, как показывает практика, болты, стягивающие сильные пружины, реже подвергаются самоотвинчиванию. На этом принципе можно основать до известной степени решение вопроса. Практически задача разрешается введением вместо обыкновенных шайб — шайб пружинящих. На фиг. 32, А показана такая шайба, имеющая форму штампованного кольца из стали. На фиг. 33, А кольцо двутаврового сечения разрезано, и в свободном состоянии концы его разведены. При зажатии болта шайба сильно деформирована; в случае сдвига гайки с места напряжение в шайбе уменьшается мало, и болт остается почти при первоначальном напряжении.

Можно до некоторой степени вопрос решить иначе. В обыкновенном болте, при значительном напряжении в нарезанной части, стержень болта напряжен слабее, ибо имеет больший диаметр. Поэтому и деформация (удлинение) утолщенной части небольшая.

Если бы сделать стержень того же диаметра d_1 , как и выточка (в резьбе), то общее удлинение возросло бы, а стало быть, при сдвиге гайки с места общее удлинение изменилось бы относительно мало. Но делать такой болт неудобно, потому что гнездо обладало бы диаметром большим, а следовательно стержень не сидел бы плотно.

Парсонс предложил, изготовляя болт нормального размера, высверливать стержень так, чтобы его кольцевое сечение по своей площади равнялось площади

ТАБЛИЦА 12

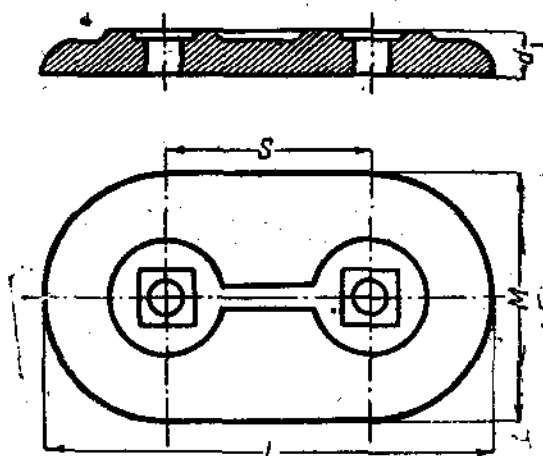
Круглые плиты

Диам. болта в дюймах	Диам. плиты в см	Толщина в см	Вес в кг
$\frac{3}{8}$	14	1,9	2,05
$\frac{7}{8}$	15,2	1,9	2,4 6
$\frac{7}{8}$	17,8	2,2	3,28
1	19,7	2,8	4,10
$1\frac{1}{8}$	21,6	3,4	5,72
$1\frac{1}{4}$	23,5	3,9	8,20
$1\frac{3}{8}$	25,4	4,1	13,00
$1\frac{1}{2}$	25,4	4,3	15,60
$1\frac{3}{4}$	30,5	4,6	20,1
2	33,0	5,1	23,8

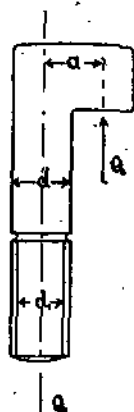
ТАБЛИЦА 13

Двойные плиты (на два болта)

Диам. болта в дюймах	Расстоян. между болтами	Длина плиты	Ширина плиты	Толщина	Вес в кг
$\frac{3}{8}$	10—30	22,4—41,5	12,2—13,0	1,6—2,2	3,6—7,4
$\frac{7}{8}$	12,7—33	26,2—47,3	13,5—14,3	1,4—2,4	4,9—9,8
$\frac{7}{8}$	12,7—33	27,9—49,5	15,2—16,5	2,1—2,5	6,1—14
1	12,7—33	29,2—50,8	16,5—17,8	2,2—2,8	7,4—16
$1\frac{1}{8}$	15,2—35,6	33—55,9	17,8—20,3	2,8—3,8	9,4—22,5
$1\frac{1}{4}$	15,2—35,6	36,2—58,5	21—22,9	3,4—4,1	14,3—28,3
$1\frac{3}{8}$	17,8—38,1	38,8—63,5	21—24	8,9—4,4	17,2—38
$1\frac{1}{2}$	17,8—38,1	40,7—62,1	22,9—25,4	4,7—5,1	24,6—45,8
$1\frac{3}{4}$	17,8—38,1	41,3—64,1	23,5—26	4,9—5,5	26,2—51,1
2	20,3—40,6	45,3—67,6	25,4—27	5,2—6,1	35,3—64



Черт. 34a.



Черт. 34b.

ТАБЛИЦА 15

$\beta = a: d_1$	0	0,1	0,2	0,3	0,5	1,0	2,0
Q_1	Q	$1,8 Q$	$2,6 Q$	$3,4 Q$	$5 Q$	$9 Q$	$17 Q$

когда стержень болта сидит совершенно плотно в своем гнезде, что исключает возможность значительных деформаций изгиба. Если соединяемые части не позволяют поставить болт нормальный (как это имеет место на фиг. 37, А), то все же необходимо уничтожить эксцентричность, придавая головке форму двустороннего якоря и опирая другую сторону на специальный выступ (фиг. 37, А). Еще лучше ввести подставку a , которая опирается на полку балки и общее основание b и притягивается к последнему обыкновенным болтом (фиг. 37, А). При этом конечно давление со стороны подставки на часть, которую болт должен прижимать к колонне, будет меньше, нежели полное усилие, действующее вдоль оси болта; но в этом случае выгоднее несколько увеличить размер болтового стержня, ибо это увеличение все-таки даст диаметр болта меньший, нежели при наличии эксцентриситета.

Иногда кроме сил растягивающих, на стержень болта могут действовать складывающие силы, которые вызовут в материале касательные напряжения. В большинстве случаев такие складывающие силы компенсируются силами трения, которые развиваются на соприкасающихся поверхностях частей, стягиваемых болтом. Например это может иметь место в болтах фундаментных, в дисковой муфте, в болтах, прикрепляющих доску кронштейна и т. д. Если сила трения почему-либо недостаточна, то конечно при определении прочных размеров болта необходимо будет учитывать влияние срезающей силы, складывая ее с силой, растягивающей болт, по формуле Сен-Венана. Более подробные указания будут приведены в некоторых примерах болтовых соединений.

§ 19. Влияние температуры. При соединении болтом частей, линейный коэффициент расширения α которых¹⁾ отличается от такового коэффициента материала болта, при изменении температуры окружающей среды или вообще частей соединения могут измениться напряжения в последних. Например если болт, укрепляющий кронштейн в стене, поставлен при температуре окружающего воздуха t° , а затем она понизилась, то получится в болте дополнительное напряжение, так как стремление болта сократить свою длину по причине охлаждения будет больше, нежели у материала стены. Подобным образом, если железный болт стягивает медные фланцы паропроводной трубы, при пуске в трубопровод пара болт будет подвергнут дополнительному растяжению, так как линейный коэффициент расширения для железа меньше, нежели линейный коэффициент для меди.

Чтобы представить себе приблизительно величину дополнительного напряжения, рассмотрим случай укрепления кронштейна на каменной стене.

Пусть линейный коэффициент расширения для железа будет:

$$\alpha_1 = 0,00001176,$$

для кирпича:

$$\alpha_2 = 0,0000081.$$

При понижении температуры на 1°C разность уменьшения длин будет при толщине стены l :

$$\lambda = (0,00001176 - 0,0000081) l = 0,00000366 l. \quad (a)$$

¹⁾ Коэффициент, показывающий величину удлинения одной единицы длины при нагревании на 1°C .

Так как из (1) и (2) напряжение материала k равно

$$k = \frac{P}{F} = \frac{\lambda}{l} E = 0,00000366 E, \quad (b)$$

то для нашего случая напряжение при падении температуры на 1°C будет при $E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$

$$k = 2\,000\,000 \cdot 0,00000366 = 7,32 \text{ кг/см}^2.$$

В случае втором, при нагревании медных фланцев, соединенных железным болтом, будем иметь, при толщине фланцев, равной l :

$$\lambda = (0,0001643 - 0,0001176) l, \quad (c)$$

где $\alpha_3 = 0,0001643$ — линейный коэффициент расширения красной меди, и напряжение материала в болте будет:

$$k = 0,00000467 \cdot 2\,000\,000 = 9,34 \text{ кг/см}^2.$$

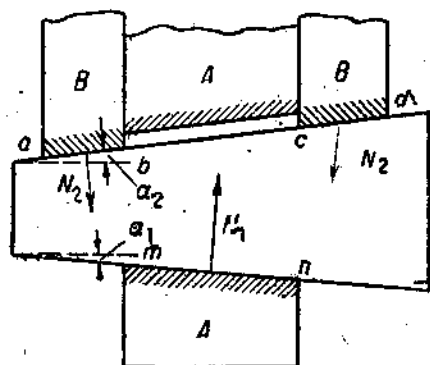
В действительности напряжение будет несколько меньше, так как здесь не учтено влияние прокладки и восстановление части деформации под влиянием сил, растягивающих трубопровод. В настоящее время Впрочем медные трубы для паропроводов почти не употребляются.

Во всяком случае при проектировании болтового соединения на указанное влияние температуры следует обращать внимание. Например в случае болта, находящегося в стене и поставленного при $t_0 = +20^\circ \text{C}$, будем иметь при понижении наружной температуры до $t = -20^\circ \text{C}$ разность температур:

$$t_0 - t = 20 - (-20) = 40^\circ \text{C}.$$

Так как часть болта и стены подвергаются действию одной температуры, другая сторона — другой, то можно принять с некоторым допущением, что разность равна половине, т. е. 20° . Этому будет соответствовать добавочное напряжение в болте, равное $20 \cdot 7,32 = 146,4 \text{ кг/см}^2$.

§ 20. Клиновое соединение, уступающее болтовому в смысле распространенности, встречается в машиностроении довольно часто и отличается своей простотой. Весьма типичная форма клинового соединения показана на фиг. 38, А, представляющей укрепление колонки прессы в основной раме. Клин С, имеющий прямоугольное сечение с постоянной толщиной δ и переменную высоту h , вгоняется обычно ударами молотка в гнездо.



Черт. 35.

Упираясь по поверхности ab, cd на часть F и по поверхности mn — на хвост A колонки B , клин растягивает хвост ее, прижимая борт E к плоскости тела F . Таким образом создается напряженное соединение. Клин, имеющий уклоны α_1 и α_2 (черт. 35) к вершине, является как бы наклонной плоскостью, на которую действуют силы N_1 и N_2 — давления со стороны соединяемых частей A и B , — направленные нормально к поверхности соприкосновения, и силы трения

$$T_1 = N_1 \mu \quad \text{и} \quad T_2 = N_2 \mu$$

Очевидно, чтобы клин не вышел из своего гнезда под действием горизонтальных составляющих сил N_1 и N_2 , необходимо чтобы противодействующая такому

движению сила трения давала горизонтальную составляющую, не меньшую по величине. Другими словами, необходимо условие:

$$N_1 \sin \alpha_1 + 2N_2 \sin \alpha_2 \leq (N_1 \cos \alpha_1 + 2N_2 \cos \alpha_2) \mu. \quad (a)$$

С другой стороны, вследствие равновесия действующих на клин внешних сил, сумма проекций их на вертикаль должна равняться нулю, т. е.

$$N_1 \cos \alpha_1 - 2N_2 \cos \alpha_2 = (-N_1 \sin \alpha_1 + 2N_2 \sin \alpha_2) \mu \quad (b)$$

Решая совместно эти два уравнения, находим:

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha_1 - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{\operatorname{tg} \alpha_2 - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \alpha_2} \leq 0. \quad (46)$$

Если, как это чаще всего имеет место, клин симметричный, т. е. если углы наклона (заострения) α_1 и α_2 равны друг другу и

$$\angle \alpha_1 = \angle \alpha_2 = \frac{\alpha}{2}, \quad (c)$$

то зависимость (46) обращается в

$$2 \frac{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \mu}{1 + \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \mu} \leq 0, \text{ или } \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} - \varphi \right) \leq 0, \quad (47)$$

где $\mu = \operatorname{tg} \varphi$. Из (47) вытекает условие неподвижности клина:

$$\alpha \leq 2\varphi. \quad (d)$$

Если клин имеет уклон только на одной стороне, например на верхней, то $\angle \alpha_2 = 0$; выражение (46) обращается тогда в

$$\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \operatorname{tg} \varphi \leq 0, \text{ или } \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} 2\varphi \leq 0. \quad (e)$$

откуда вытекает условие (c). Следовательно угол заострения клина должен быть не больше двойного угла трения. В практике величину угла определяют уклоном, который конечно и представляет тангенс угла заострения. При коэффициенте трения $\mu = 0,1$ имеем $\angle \varphi \approx 4^\circ$. Следовательно $\angle \alpha = 8^\circ$; что соответствует уклону $i = 0,14$, или приблизительно $\frac{1}{7}$. Обыкновенно клинья выполняют с меньшим укло-

ном в $i = \frac{1}{20} - \frac{1}{30}$.

Необходимо отметить, что слишком малый уклон неудобен по причине больших перемещений клина по оси сравнительно с перемещением вертикальным. Это требует, со своей стороны, обеспечения в соединяемых деталях возможности такого перемещения.

Расчет клинового соединения теоретически проще, нежели расчет болта, но определение начального напряжения затяжки здесь не поддается вовсе учету, так как постановка клина на место производится обычно ударами молотка.

Ввиду того, что материал в хвостовой части A напряжен до приложения внешней растягивающей колонки силы P , необходимо хвостовую часть рассчитывать на усилие R , большее нежели P , или принимать здесь соответственно меньшее напряжение материала.

§ 21. Примеры клиновых соединений. Укрепление колонки пресси. По заданной растягивающей колонку силе P определяем диаметр d колонки из условия прочности на растяжение (фиг. 38, А):

$$P = \frac{\pi d^2}{4} k. \quad (a)$$

Считая, что напряжение материала в хвосте остается таким же, необходимо его рассчитывать на усилии R , несколько большее силы P . Принимают например, что

$$R = 1,25P. \quad (b)$$

Диаметр d_1 хвоста должен быть больше диаметра d колонки, так как прорез для клина уменьшает поперечное сечение первого. Называя толщину клина через δ , будем иметь равенство

$$R = 1,25P = \left(\frac{\pi}{4} d_1^2 - \delta d_1 \right) k = 1,25 \frac{\pi d^2}{4} k. \quad (c)$$

С другой стороны, имеется смятие поверхности соприкосновения клина с хвостом колонки. Если напряжение смятия поперекнему будем обозначать через q , то найдем условие:

$$R = 1,25 \frac{\pi d^2}{4} k = d_1 \delta q. \quad (d)$$

Из двух уравнений (c) и (d) находим, при $q = 2k$

$$\left. \begin{aligned} \delta &\leq 0,25d_1 \\ d_1 &\leq 1,35d. \end{aligned} \right\} \quad (47a)$$

Высота h клина в среднем сечении (по оси колонки) может быть найдена из рассмотрения клина как балки прямоугольного сечения, лежащей на двух опорах ab и cd и нагруженной равномерно распределенной нагрузкой R на длине $l = d_1$. В таком случае условие прочности изгибу напишется согласно с уравнением (14a) для опасного (среднего) сечения в виде:

$$\frac{(d_1 + a) R}{4} - \frac{R d_1}{8} = \frac{\delta h^2}{6} k_b. \quad (e)$$

Под a здесь принят размер опорных поверхностей $ab \approx cd$ для стенок гнезда, k_b — допустимое напряжение при изгибе клина. Размер a зависит от материала гнезда. Если он тот же, что и для клина, то, очевидно, надо положить:

$$2a = d_1. \quad (f)$$

Что касается величины допускаемого напряжения k_b на изгиб, она зависит от материала клина. Так как установка клина производится загонкой его на место ударами молотка, то всегда возможно перенапряжение материала. Поэтому приготовление клина из железа нежелательно; в случае перехода за предел упругости получают на клине остаточные напряжения смятия; клин теряет свою правильную форму, искривляется. При этих условиях затрудняются и подтягивание клина и разборка соединения. Рекомендуется клин готовить из стали, предел упругости которой лежит выше, нежели у железа. Принимая отношение $k_b : k$ равным от 2 до 1,5, будем иметь:

$$h = (1,5 - 1,7) d. \quad (48)$$

Часть хвоста колонки, лежащая ниже поверхности mn , срезается по плоскостям pq, p_1q_1 . Высота h_1 найдется поэтому из условия прочности срезанию:

$$R = 2 \cdot h_1 \cdot d_1 k_s. \quad (g)$$

Принимая отношение $k_s : k_b = 3:4$, будем иметь $h_1 = 0,55d_1$, но ввиду того, что напряжение скалывания не распределяется равномерно, принимают:

$$h_1 \leq 0,7d_1. \quad (h)$$

Некоторые конструкторы увеличивают h_1 до $h_1 = d_1$. В том случае, когда стакан (гнездо) сделан из другого материала, нежели хвост колодки, размер a изменится. В этом случае задаются значением q — напряжения смятия и вычисляют размер a по условию прочности на смятие

$$R = 2a\delta q, \quad (k)$$

откуда имеем, согласно (47а):

$$a = \frac{1,25\pi d^2 k}{4 \cdot 2 \cdot 0,35\delta q}; \quad (l)$$

принимая например $k = 600 \text{ кг/см}^2$ и $q = 1200 \text{ кг/см}^2$ (для чугунного гнезда), будем иметь $a = 0,75d$.

Как показывают наблюдения и специальные опыты, напряжение материала у вершины входящих углов сильно возрастает. Поэтому, хотя при расчете клиньев предполагается, что они имеют сечение прямоугольной формы, в действительности узкие грани клина скругляются, сечение приобретает форму, показанную на фиг. 38, А. Торцы клина также не делают плоскими, а закругляют по цилиндру, который усечается с широких сторон двумя наклонными плоскостями. Такая форма придается с тою целью, чтобы при ударах молотком не сбивать ребер и не образовывать так называемых заусенцев. Меньший торец служит для выбивания клина из гнезда и потому обрабатывается подобным же способом, как и широкий.

Укрепление клина в случае переменной нагрузки. В рассмотренном выше случае клинового соединения стойка или колонка прессы подвергается только действию растягивающей силы. Поэтому напряжение в материале колонки изменяется от нуля, когда пресс не работает, до наибольшего заданного значения k , когда пресс выдерживает полную нагрузку. В целом ряде соединений имеет место такое действие внешней силы, при котором последняя из растягивающей переходит в сжимающую и обратно. Очевидно, при этом и напряжение материала изменяется от нуля до наибольшего напряжения растяжения $+k$ в одну сторону и до наибольшего напряжения $-k$ сжатия в другую. Выше было указано, что в этом случае допустимое напряжение берется меньшим для того же материала. В качестве примеров подобного соединения можно привести укрепление штока поршня в крейцкопфе, соединение муфтой штанг насоса двойного действия и т. п. Рассмотрим первый случай. На фиг. 39, А показано укрепление конца поршневого штока (скалка) во втулке, ползуна (крейцкопфа). Так как при относительно большой длине l штока действие сжимающей силы P для него более опасно, нежели растяжение тою же нагрузкою, то расчет производится на продольное сжатие. При этом диаметр скалки d получается более значительным, нежели это требуется прочным сопротивлением растяжению. Поэтому хвостовая часть не только не делается толще скалки, но, наоборот, ее диаметр d_1 принимается меньше d . Сжимающее усилие передается по кольцевому выступу, с площадью равной $\frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4}$, которая определяется из условия прочного сопротивления, смятию с напряжением q :

$$1,25P = \frac{\pi(d^2 - d_1^2)q}{4}. \quad (m)$$

Напряжение q принимается при литой из стали втулке около 1000 кг/см^2 .

При перемене знака силы P , т. е. при переходе ее от сжатия к растяжению, хвостовая часть работает совершенно так же, как это имеет место при укреплении колонки прессы в предыдущем примере, а следовательно расчет клинового соединения остается тот же. В выражении (m) в расчет вводится сила $1,25P$, потому что благодаря затяжке на кольцевой площади имеется уже некоторое напряжение, и сжимающая сила P это напряжение увеличивает до $q \text{ кг/см}^2$. Иногда хвостовой

части придают форму конуса, входящего в соответственное коническое гнездо. При этом нет надобности в запевке. Диаметр d_1 , вычисленный по выражению (м), является диаметром меньшего основания конуса. Вся длина конуса l , определяется суммой величин

$$h_1 + h + h_2 = l \quad (\text{фиг. 39, А}).$$

Пример 16. Шток поршня подвергается усилию $P = 10$ т. Длина штока $L = 180$ см; при запасе прочности, равном 15^{*)}, получим из (23) $d = 8,2$ см. Принимая $q = 1\,000$ кг/см², из формулы (м) находим $d_1 = 7,1$ см. Толщина клина

$$\delta = 0,25d_1 = 1,8 \text{ см.}$$

Принимая величину смятия q между клином и стенкою втулки, как стальной, также равным $q = 1\,000$ кг/см², найдем, что внешний диаметр втулки определяется из

$$\delta(d_2 - d_1)q = 1,25P = 1,8(d_2 - 7,1)1\,000 = 12\,500,$$

или

$$d_2 = 14 \text{ см.}$$

Высота клина h_1 найдется по формуле (е), при $h = 1\,800$ кг/см²,

$$h = 8,6 \text{ см.}$$

Высота

$$h_1 = 0,7d = 5,8 \text{ см.}$$

и вся длина

$$l = h + 2h_1 = 20,2 \text{ см.}$$

Проверим напряжение в ослабленном месте хвоста на растяжение:

$$\left(\frac{\pi d_1^2}{4} - d_1 \delta\right) k' = 1\,000, \text{ или } k' = 360 \text{ кг/см}^2,$$

что было безопасно и для железной части.

В случае заточки хвоста на конус необходимо в расчет принять то обстоятельство, что распирающее действие заткнутого клином конуса на стенки втулки вызывает в последних напряжение растяжения. Действие конуса аналогично действию клина. Усилие на боковые стенки гнезда можно найти из таких соображений (фиг. 35). При угле заострения конуса (угол при вершине), равном 2α , будем иметь $N = N_1 = 2N_2$, и $P = 2N \sin \alpha$, т. е. результирующая нормального давления будет $2N = \frac{P}{\sin \alpha}$, а горизонтальная составляющая будет $S = 2N \cos \alpha = \frac{P}{2 \tan \alpha}$. Но из чертежа очевидно, что (фиг. 39, А)

$$\frac{d - d_1}{2} = l \tan \alpha, \text{ или } \tan \alpha = \frac{d - d_1}{2l}.$$

Поэтому найдем, что

$$S = \frac{Pl}{d - d_1}.$$

Это усилие распределяется по поверхности гнезда с давлением на квадратную единицу, равным частному от деления S на боковую поверхность усеченного конуса, которую можно принять равной боковой поверхности цилиндра со средним диаметром $d_0 = (d + d_1) : 2$, т. е.

$$p = \frac{2S}{\pi(d + d_1)l} = \frac{2P}{\pi(d^2 - d_1^2)}. \quad (\text{н})$$

^{*)} Запас прочности здесь особо увеличенный и колеблется от 15 до 40.

Для нашего случая будем иметь:

$$p = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot 10\,000}{\pi(8,2^2 - 7,1^2)} = 475 \text{ кг/см}^2.$$

Этим давлением конус стремится разорвать втулку по направлению, перпендикулярному его оси, и по сечениям, ослабленным вырезом клина. Полное разрывающее усилие будет равно $d_0 p$. Ослабленные сечения стенки втулки дадут площадь

$$2 \cdot \frac{(d_2 - d_0)}{2} \cdot (l - h), \text{ а потому напряжение растяжения будет:}$$

$$k = \frac{d_0 p}{(d_2 - d_0)(l - h)} \approx 1\,000 \text{ кг/см}^2.$$

Указанный подсчет предусматривает хорошую пригонку клина, при которой можно предполагать более или менее равномерное распределение давления. Обыкновенно втулки снабжаются на свободном конце круговым буртом. На другом конце втулка переходит в тело ползуна; поэтому фактическое сопротивление втулки будет больше.

На фиг. 40, А показано соединение концов насосных штанг при помощи цилиндрической муфты и клиньев. Хвосты штанг, осаживаемые в горячем состоянии, утолщены до диаметра d_1 , большего нежели диаметр штанги; запечиков не делается, а в качестве опорных поверхностей служат торцевые поверхности хвостов, упирающихся друг в друга. Здесь затяжкой напряжены на сжатие части хвостов между клиньями; остальные части напряжения от затяжки не испытывают. Если имеется насос двойного действия, при котором усилие в штангах меняется от растяжения на сжатие, то при большой длине штанги необходимо ставить направляющие (черт. 36). Диаметр ее определяется из формулы продольного изгиба и проверяется на растяжение. Ввиду того, что соединение здесь менее ответственное, нежели например укрепление поршневого штока в ползуне паровой машины; здесь запас прочности можно взять меньше. При ходе вверх сопротивление на штанге несколько больше, так как при этом приходится преодолевать силу веса движущихся частей.

Наличие утолщений в соединяемых концах неудобно в том смысле, что требует постановки направляющих А, А (черт. 36) с отъемными крышками. При небольших усилиях возможно обойтись и без обсадки утолщений.

Пример 17. Сила $P = 1\,000$ кг, длина $l = 3$ м; полагая запас прочности равным пяти, получим:

$$5\,000 = \frac{\pi^2 \cdot 10^6 \cdot J}{300^3}, \text{ или } J = 22,5 \text{ см}^4,$$

т. е. $d = 4,6$ см; принимая толщину клина

$$\delta = 0,25d \approx 1,2 \text{ см},$$

найдем, что площадь ослабленного сечения равна

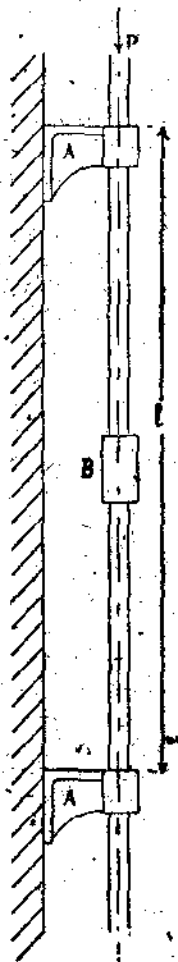
$$\frac{\pi d^2}{4} - \delta d \approx 13 \text{ см}^2.$$

или напряжение в нем $k = 1\,000 : 13 = 77 \text{ кг/см}^2$, т. е. очень мало.

Внешний диаметр D муфты определяется из условия прочного сопротивления стенок ее смятию при затяжке клином и принимается равным

$$D \approx (1,6 - 2) d.$$

Для рассмотренного случая для чугунной втулки можно принять напряжение смятия $q = 800 \text{ кг/см}^2$, ввиду смены знака у действующей силы P . На



Черт. 36.

поверхности при затяжке действует сила $1,25P$. При ходе вверх добавляется примерно такая же по величине (немного большая P), а потому имеем условие:

$$(D-d) \delta q = 2500, \text{ или } D = 7,2 \text{ см.}$$

Проверяя ослабленное прорезом для клина сечение на растяжение, будем иметь:

$$\left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} - (D-d) \delta \right) k = 1250, \text{ или } k = 80 \text{ кг/см}^2,$$

что совершенно безопасно для чугунной муфты, так как при этих условиях для чугуна можно принять $k = 200 \text{ кг/см}^2$.

Клинья с чеками. При заколачивании клина, в особенности под действием на него некоторой силы, последний перемещается, испытывая на своих узких гранях весьма большие (до 1500 кг/см^2) напряжения смятия; при перегрузке возможна порча этих поверхностей, что весьма нежелательно, так как уменьшает ценное свойство клинового соединения — легкость сборки и разборки его. Уничтожить только что указанный недостаток нетрудно введением так называемых чек, которые обычно и устанавливаются во всех более или менее ценных частях, требующих либо частой разборки, либо подтягивания клина на ходу. На фиг. 41, А представлена головка шатуна паровой машины. Вследствие снашивания вкладышей А, А, охватывающих палец кривошипа, приходится время от времени сближать их между собою, производя некоторое нажатие на палец.

Соединению подлежат конец В шатуна, упирающийся во вкладыш А₁, и скоба ЕЕ, охватывающая вкладыш А (левый). В прорезы, сделанные в скобе и в теле шатуна, кроме клина D вставлены две чеки С₁ и С₂. Первая упирается в тело шатуна по *ab*, вторая — на скобу в *cd* и *ef*, обе соприкасаются спинками по всей своей длине с клином D. Чека представляет собою также клин с односторонним углом заострения, равным половине угла заострения клина; кроме того они снабжены закраинами, чтобы не могли двигаться вместе с клином. При забивании клина последний движется между чеками, которые, соответственно расходясь, вызывают натяжку. Так как поверхность соприкосновения клина с чеками большая, то давление на единицу площади невелико. Гораздо большее давление будет между чеками и телами, на которые они упрутся, но здесь отсутствует взаимное перемещение. Ввиду того, что теперь изгибу подвергается не только клин, но и чеки, высоту первого *h* можно сделать меньше. Обыкновенно принимают, что высота чеки (средняя) равна половине высоты *h* клина. Тогда, принимая обозначения на фиг. 41, А будем иметь условие прочного сопротивления изгибу:

$$\frac{P(a+b)}{2} - \frac{Pa}{8} = \left(\frac{\delta h^3}{6} + \frac{2\delta h_1^3}{6} \right) k, \quad (o)$$

или

$$\frac{P}{2} (3a + 4b) = \delta h^3 k, \quad (p)$$

откуда можно определить величину *h*. Чтобы клин вследствие случайного ослабления своего в гнезде не мог сдвинуться самопроизвольно, положение клина фиксируют винтом F, который упирается в клин. Во избежание порчи поверхности клина в нем вынут шпунт *gg*.

В тех случаях, когда желают делать подтягивание очень деликатно, производят эту операцию не молотком, а при помощи винта. На фиг. 42, А показано одно из таких приспособлений; конец клина обработан в форме винта. Вращая гайку, которая через скобу С упирается в чеки, можно втягивать клин с желаемой степенью точности.

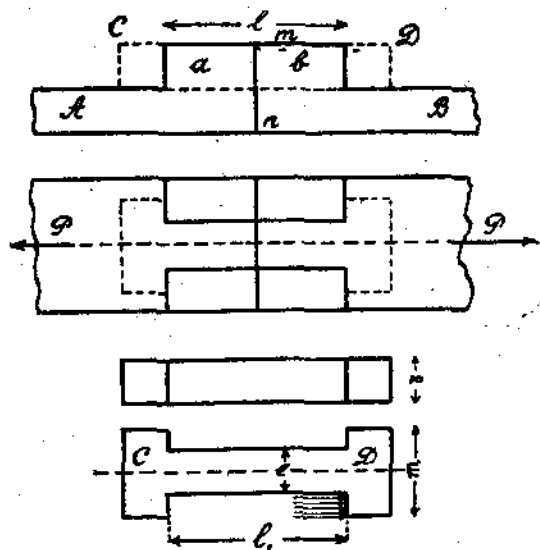
ГЛАВА VI

СОЕДИНЕНИЯ НЕРАЗЪЕМНЫЕ

§ 22. **Анкеры и кольца.** Пусть требуется соединить между собою по плоскости *тл* части *A* и *B* (черт. 37), имеющие выступы *a* и *b*. Это можно сделать между прочим следующим образом. Приготавлиют из железа или из мягкой стали так называемый анкер *CD*, имеющий форму двутавра. Длина его l_1 между головками *C* и *D* делается несколько меньше, нежели расстояние l между наружными гранями выступов *a* и *b*. Разность $l - l_1 = \lambda$ подбирается так, чтобы при нагревании до некоторой температуры t анкер удлинился и можно было бы его с небольшим усилием ввести на место, как это показано пунктиром. При охлаждении анкер, сокращаясь, сожмет части *A* и *B* и таким образом образует соединение их. Так как сокращению этому препятствуют выступы *a* и *b*, то в анкере возбуждаются напряжения k . Пусть площадь поперечного сечения анкера равна F ; тогда сила, растягивающая анкер (она же сжимает части *A* и *B*), равна $Q = Fk$. Нетрудно видеть, что при нагревании анкера до более или менее высокой температуры получится явление за пределом упругости. Действительно, положим для железа $E = 2 \cdot 10^6$ кг/см², напряжение при пределе упругости $k_1 = 2\,000$ кг/см²; температура t , до которой надо нагреть анкер для получения этого напряжения, найдется, если пренебречь деформацией сжимаемых частей¹⁾ и принять линейный коэффициент расширения для железа $\alpha = 0,000012$, из соотношения:

$$\alpha(t - t_0)E = 2\,000. \quad (2)$$

Пусть температура, до которой охлаждается соединение, $t_0 = 20^\circ \text{Ц}$, тогда $t = 103^\circ \text{Ц}$. Вместе с тем отношение разности $\lambda = l - l_1$ к начальной длине должно быть не более $\lambda : l = i = k_1 : E = 0,001$, или $0,1\%$. Итак, чтобы напряжение в анкере не превосходило его предела упругости, надо сделать разницу между его длиной l_1 и l не более $0,1\%$ и нагреть не выше 103°Ц . Практически это трудно выполнить потому, что сделать соединение, где размеры выполнены с точностью до $0,1\%$,



Черт. 37.

¹⁾ Такое допущение делается ввиду того, что поверхность соприкосновения *тл* много больше сечения F анкера и соответственно напряжения в сжатых частях меньше.

можно лишь при особо тщательной работе и при измерениях специальными точными инструментами; такая точная пригонка не оправдывается, ибо в действительности по причине упругости сжимаемых частей фактическое напряжение в анкере будет другое. На практике анкерами соединяют большие части рам машин, секторы маховых колес, где вышеуказанная точность обработки вообще трудно достижима. Обычно нагрев ведут около $700-800^{\circ}\text{C}$ и разность между l и l_1 берут от 0,3 до 0,6%. При этих условиях конечно анкер, остывая, получит остаточные деформации, и вышеприведенный расчет не будет иметь оснований. Несомненно одно, что напряжения в анкере высоки. Если сила, отрывающая части A и B друг от друга, равна P , то сила Q , с которой эти части друг к другу прижаты, должна быть конечно больше P . На основании сказанного о напряженных соединениях можно думать, что результирующая сила R будет равна $Q + \beta P$, где β — правильная дробь, зависящая от упругих свойств материалов соединения и поперечных размеров частей, входящих в соединение. Как наибольшее значение для R можно принять $R = 2P$. Тогда условие прочности анкера на растяжений будет иметь вид:

$$\delta ek = 2P. \quad (b)$$

Размер головки m определится из условия прочности против смятия:

$$\delta ek = (m - e) \delta q, \quad (c)$$

при $q = k$, $m = 2e$.

Длину выступов a и b принимают

$$l = (4 - 5) \delta. \quad (d)$$

Ввиду возможного ослабления анкера в гнезде при перегрузке иногда его укрепляют болтами, как это показано на фиг. 43, А; в этом случае ширину e анкера увеличивают на толщину диаметра d болтов. Наконец размер головки n по длине определяют из условия прочного сопротивления изгибу, а именно изгибу моментом $\frac{P(m - e)}{4}$; имеем:

$$\frac{P(m - e)}{4} = \delta \frac{n^2}{6} k = \frac{Pe}{4} = \frac{\delta e^2 k}{4}; \quad (e)$$

здесь для k принимают значение то же, что и для напряжения анкера на растяжение

$$n = e \sqrt{1,5}. \quad (f)$$

Пример 18. Обод чугунного махового колеса имеет поперечное сечение $20 \times 30 \text{ см}^2$. Средний его радиус $R = 1,6 \text{ м}$, число оборотов $n = 100$ в минуту. Вес 1 см^3 чугуна $\Delta = 0,0072 \text{ кг}$, диаметр скрепляющих болтов $d = 2 \text{ см}$, напряжение $k = 1000 \text{ кг/см}^2$.

Вес полуобода равен $G \leq 2,2 \text{ т}$, центробежная сила S , разрывающая обод, будет равна произведению из массы полуобода, умноженной на квадрат угловой скорости ω и на расстояние ρ центра тяжести полуобода до оси вращения, т. е.:

$$S = \frac{G}{g} \omega^2 \rho = \frac{G}{g} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \frac{4}{3\pi} \frac{(R_1^3 - r_1^3)}{(R_1 - r_1)} = 24500 \text{ кг}, \quad (g)$$

где R_1 и r_1 — соответственно внешний и внутренний радиусы обода; полагая, что размер обода по радиусу равен 30 см , найдем $R_1 = 175 \text{ см}$ и $r_1 = 160 - 15 = 145 \text{ см}$. Каждое сечение разрывается силой $P = S : 2 = 12250 \text{ кг}$. Поэтому имеем для анкера, если зададимся отношением $e : \delta = 2$, из (b): $2 \cdot 12250 = 2\delta \cdot 2 \cdot 1000$, или $\delta = 3,5 \text{ см}$ и $e = 7 \text{ см}$. При наличии болтов, e надо увеличить до $e_1 = 7 + 2 = 9 \text{ см}$. Поэтому размер $m = 2e + 2 = 16 \text{ см}$.

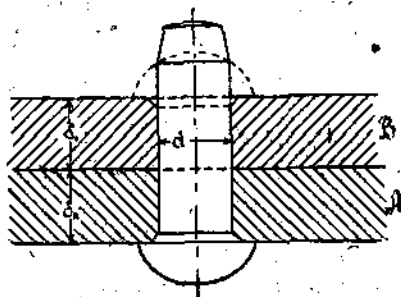
Нередко анкеру придают вид, указанный на фиг. 43а, А. Расчет наименьшего сечения производится по формуле (b). Размер m находится из того условия, чтобы величина смятия q на боковой наклонной грани не превосходила заданного предела. При установке болтов нельзя допускать, чтобы головки и гайки их выступали за боковые плоскости обода, так как при быстром вращении эти выступающие части мало заметны и представляют большую опасность для лиц, находящихся около махового колеса.

Весьма часто вместо анкеров ставят кольца круговой или удлиненной формы, также насаженные на соответственные выступы a и b в нагретом состоянии. На фиг. 45, А в нижней части показано в разрезе такое удлиненное кольцо. Расчет его по существу мало отличается от расчета анкера на растяжение.

Как видно из сказанного выше, соединение анкерами или кольцами представляет соединение, применение которого не может быть рекомендовано в особо ответственных частях. Степень надежности его тем ниже, чем менее точны способы обработки и методы измерения на данном заводе.

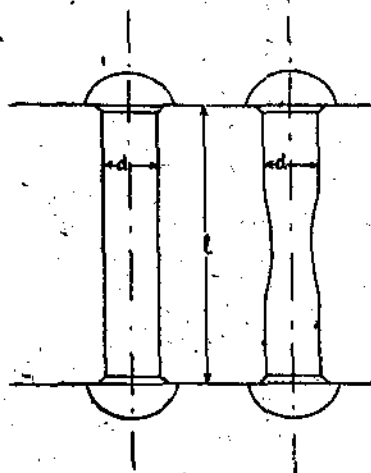
§ 23. Соединение заклепками. Общие сведения. Для соединения между собою наглухо двух тонких частей, сделанных из мягких металлов (главным образом из железа, мягкой стали), чаще всего употребляют заклепочное соединение.

Заклепка представляет цилиндрический стержень с головкой на одном конце и с легкою конусностью на другом, последнее делают для более удобного введения заклепки в соответственное гнездо. В соединяемых частях А и В (черт. 38) пригото-



Черт. 38.

вляют цилиндрические дыры, несколько большего диаметра, нежели диаметр d заклепки. Последняя в нагретом до состояния светлокрасного каления вводится в указанные отверстия с незначительным трением. Затем ударами молотка (при ручной и пневматической клепке) или давлением воды (при гидравлической) образуется из свободного выступающего конца вторая головка (показана на чертеже пунктиром). По окончании операции заклепка имеет очень слабый цвет каления, и температура ее около 600°C . Остывая до нормальной температуры, стержень заклепки укорачивается и стягивает между собою соединяемые части с большей силой, причем между ними может возбуждаться громадное трение. Таким образом по идее заклепочное соединение не отличается от анкерного. Но практически между ними существует большая разница. Внешние силы, приложенные к соединяемым между собою частям, вызывают в анкере обыкновенно дополнительное растяжение. В заклепочном же соединении, за редкими исключениями, эти силы стремятся произвести срезание заклепки по сечению, лежащему в плоскости соприкосновения частей А и В. Конечно, выражаясь более точно, надо признать, что здесь имеет место изгиб с парой $M =$



Черт. 39.

$= Pa = P \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}$ (черт. 40). Но так как толщины δ_1 и δ_2 соединяемых частей имеют небольшие размеры, то с достаточной для практики степенью точности можно признать, что здесь имеет место только срезание силами P , P . Такое допущение

поддерживается тем, что во многих случаях разрушения застывших соединений наблюдается именно срез в указанной плоскости.

Длина стержня заклепки зависит от толщины стягиваемых заклепочно частей, хотя по существу на напряжения, возникающие при охлаждении, не должна влиять длина стержня, тем не менее вытяжка его получается при длинных заклепках очень значительная; а так как напряжения материала велики, то может не только обнаружиться плохое заполнение гнезда материалом стержня, но и на последнем образоваться перешейки (шевка), а иногда и разрывы (черт. 39). Подобное явление конечно недопустимо, а потому на основании практических указаний считают, что длина стержня (между головками) не должна превосходить пяти диаметров его d , т. е.

$$l \leq 5d. \quad (49)$$

Более правильным следует считать

$$l = (1 - 3)d. \quad (50)$$

Во всяком случае при клепке в горячем состоянии величина l не должна превышать 130 мм.

Стандартные размеры заклепок даны в табл. 15а.

Головки заклепок делаются различных форм. Наиболее простая указана на фиг. 44, А и имеет вид сегмента шара.

Головка формы фиг. 44, А, имея у края острый угол, допускает подчеканку (см. ниже), и потому ее преимущественно употребляют для клепки резервуаров и котлов.

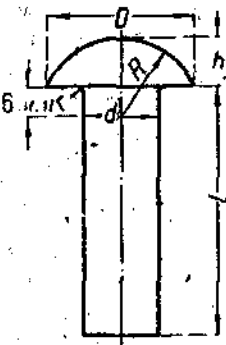
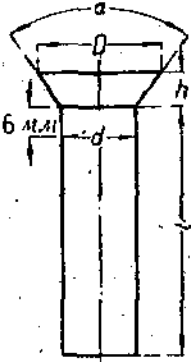
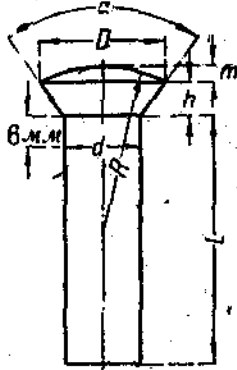
В тех случаях, когда по каким-либо соображениям нельзя допустить выступание головки наружу, применяют так называемую утопленную головку (фиг. 45, А). Последняя делается или заодно или несколько выступающей (фиг. 46, А). Утопленная головка не пригодна, если соединяемые части тонки, так как она вызывает сильное ослабление их.

Процесс склеивания может производиться, как указывалось выше, ручным или машинным способом. В первом случае введенная в гнездо заклепка поддерживается со стороны готовой головки специальным рабочим помощью рычажной подкладки или домкрата. Верхний выступающий конец обрабатывается следующим образом. Помощью нескольких ударов молота этому концу придают в грубом виде форму второй головки, стараясь, чтобы она сидела центрально относительно оси гнезда. Затем на образованную таким путем черновую головку ставят обжимку — стальной стержень, на одном конце которого сделано углубление, соответствующее форме правильной головки. По свободному концу обжимки молотобойцы наносят тяжелыми молотами (кувалами) удары сообразно указанию мастера, держащего обжимку. По окончании работы образованная по краям головки заусенцы обрубает рубищем. Указанный способ имеет тот недостаток, что удары молота, уплотняя образующуюся головку, не проникают в материал стержня, и таким образом не может получиться хорошего заполнения гнезда материалом стержня. Более правильным следует признать производство второй головки при наложении сразу обжимки на выступающий стержень. При таком условии сначала уплотняется последний, а затем начинается образование головки. Соединение получается более прочное и лучшее качества. Само собою понятно, что поддержка в последнем случае должна быть более сильная, так как здесь удары молотобойцев сразу начинают передаваться на нее. Недостатком второго приема можно назвать лишь то обстоятельство, что работа сразу обжимкой, легче посадить головку эксцентрично, и стало быть этот способ требует более опытного мастера.

Ручная клепка обладает некоторыми существенными недостатками, которые следует отметить. Как показывает опыт, при помощи кувалды нельзя проковать хорошо очень толстые заклепки, а практикою установлено, что этот способ работы

ТАБЛИЦА 15а

Стандартные формы заклепок

Диаметр отверстия под заклепку	Диаметр неоглавленной заклепки	Длина заклепки	Заклепки с полу- круглой головкой ОСТ 301				Заклепки с по- тайной головкой ОСТ 302				Заклепки с полупотайной головкой ОСТ 303				
															
			Размеры головки				Размеры головки				Размеры головки				
мм	мм	мм	D мм	h мм	R мм	r мм	α°	D мм	h мм		α°	D мм	h мм	m мм	R мм
10	9,5	20—75	17	6	9	0,5	75°	15,2	3,8		75°	15,2	3,8	1,7	18
12	11,5	24—75	21	8	11	0,5	75°	18,5	4,6		75°	18,5	4,6	2	22
14	13,5	28—100	24	9	12,5	0,5	75°	22	5,4		75°	22	5,4	2,5	25
17	16,5	35—100	29	10	15,5	1	60°	25	7,5		60°	25	7,5	3	28
20	19	40—150	34	12	18	1	60°	30	9,5		60°	30	9,5	3,5	34
23	22	48—180	39	14	20,5	1	60°	35	11		60°	35	11	4	40
26	25	52—180	44	16	23	1	60°	39,6	12,5		60°	39,5	12,5	4,5	48
29	28	60—180	50	18	26	1,5	45°	39,6	14		45°	39,5	14	5	42
32	31	65—180	55	20	29	1,5	45°	44	15,5		45°	44	15,5	5,5	46
35	34	70—200	60	22	32	1,5	45°	48	17		45°	48	17	6	50
38	37	75—200	65	24	34	1,5	45°	52,5	18,5		45°	52,5	18,5	6,5	56

неприменим при диаметре стержня большем, нежели один дюйм. Сильное сотрясение, производимое ударами кувалды, может нехорошо отражаться на плотности соединения. Удары и шум вредно отражаются на здоровье рабочих; в особенности сильно отражают рабочие, наблюдающие за поддержкой при клепке резервуаров.

В последнее время на всех лучших заводах получила распространение клепка механическая, а в особенности гидравлическая. Клепальная машина содержит в себе поддержку и штемпель, соответствующий обжимке. Последний укреплен на поршне, движущемся под давлением воды, которая поступает обыкновенно из аккумулятора.

Подное усилие, которое может развить штемпель, весьма значительно и достигает 100 т. Работа происходит плавно, без сотрясений, с постепенно возрастающим давлением. Уплотнение материала и заполнение гнезда получается весьма совершенное. При помощи гидравлических клепалок вполне свободно ставят заклепки до 40 мм в диаметре. Работа идет быстрее, и все заклепки образуются под одним и тем же усилием. Как увидим ниже, при соединении между собою котельных листов и т. п., где требуется особая плотность, перед образованием второй головки листы нажимают друг на друга. При ручной клепке эта операция получается так называемым окалачиванием: ударами молота пригоняют листы между собою. Гидравлические машины обыкновенно снабжаются двойным поршнем, из которых один несет на себе обжимное кольцо, которым производится нажатие листов; штемпель проходит внутри кольца. Ясно, что достигнуть такой плотности путем ручной клепки не представляется возможным. Опыты, произведенные некоторыми исследователями, показали, что сопротивление разрушающему усилию больше при производстве клепки гидравлической машиной. Но механическая клепка в свою очередь уступает ручной в смысле, если можно так выразиться, универсальности. Действительно, хотя в настоящее время помимо больших установленных на специальном фундаменте гидравлических клепалок имеются и переносные небольшого размера, тем не менее не все места являются для них доступными. Ручная же клепка может быть применена повсюду.

Позднее гидравлической появились на свет приспособления для производства клепки сжатым воздухом.

В последнее время стали входить в употребление пневматические молотки. В этом приборе обжимка представляет собою, как и в предыдущих, продолжение поршня, но последний действует здесь ударами весьма частыми (1 000—2 000 ударов в минуту).

Работа пневматическими молотками по своей универсальности приближается к ручной и начинает вытеснять последнюю даже из тех областей, которые были доступны единственно для ручной клепки. Производя довольно значительный шум, пневматический молоток не вызывает таких сильных сотрясений, как удары тяжелой кувалды. Преимущество пневматических машин по сравнению с гидравлическими заключается в гораздо большей портативности, а главное в том, что работающий агент не боится замерзания, и клепка может производиться при всякой температуре. Чаще всего применяют пневматические молотки при изготовлении ферм, балок и т. п.

Заклепочное соединение имеет особенно большое применение в паровых котлах, сосудах для содержания жидкостей и газов, как например водяные баки, нефтяные, керосиновые цистерны, газгольдеры, корпуса судов и т. п.

Не меньшим распространением это же соединение пользуется и в фермах мостов, стропил, при устройстве больших составных балок, колонн и т. д. Требования, которые предъявляются к заклепочному соединению в приборах первой группы, отличаются от требований, которым соединение должно удовлетворять во второго рода сооружениях. Это различие заключается в том, что помимо определенных условий прочности, соблюдение которых необходимо при устройстве ферм, колонн и т. д., к т. п. и всякие резервуары для жидкостей, а тем более для газов должны быть еще и плотными. Обыкновенно поэтому различают заклепочные соединения

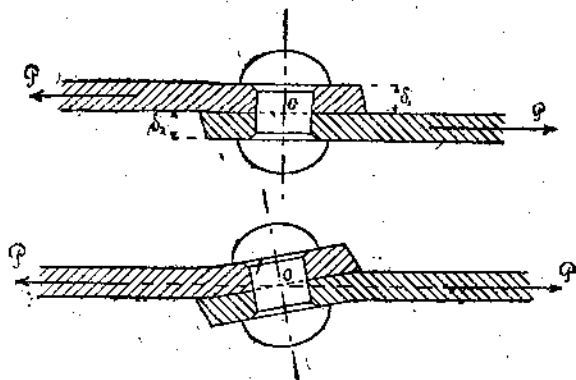
плотные и прочные. Естественно, что плотное соединение должно быть одновременно и прочным; а так как особенно резко оба требования соблюдаются при устройстве паровых котлов, приборов, разрушение которых может вести к ужасным последствиям, то заклепочные соединения плотные часто называют котельными.

§ 24. Котельное соединение. 1. *Заклепочные швы.* Паровые котлы, баки и т. д. изготавливаются обыкновенно из листов, имеющих большие размеры в длину и ширину при сравнительно малой толщине δ . Заклепки устанавливаются в ряд вдоль места соединения листов; этот ряд носит название заклепочного шва. Смотря по числу рядов и способу соединения листов друг с другом различают следующие швы.

1. *Шов внапуск* (фиг. 47, А)¹⁾. Напуском называется часть одного листа шириною $2a$, перекрывающая другой лист. Так как срезание заклепок может происходить лишь по плоскости AB , то шов называется односрезным. Расстояние t между центрами заклепок, расположенных вдоль кромки листа, является основным размером шва и носит название шага заклепочного соединения.

Указанный на фиг. 47 шов имеет один ряд заклепок, почему называется одинарным или однорядным. Подобный шов внапуск, имеющий два ряда (фиг. 48 и 49, А), называется двойным (двурядным); если число рядов будет три, четыре и более, то шов соответственно обозначает трех-, четырехрядный и т. д.

2. *Шов впритык с одной накладкой* (фиг. 50, А). Листы притыкаются друг к другу своими кромками и соединяются друг с другом помощью накладки; последняя перекрывает каждый лист на величину $2a$ и следовательно имеет ширину, равную $4a$. Шов — односрезный и однорядный. На фиг. 51, А подобное соединение имеет более широкую накладку и называется швом впритык односрезным, двурядным. По существу оба шва внапуск и впритык с одной накладкой одинаковы;



Черт. 40.

действительно; если в последней рассматривать один лист и накладку, то получим шов внапуск. Различие однако будет существенным, если силы P, P из растягивающих перейдут в сжимающие. Действительно, под влиянием сил P, P , лежащих

друг от друга на расстоянии $\frac{\delta_1 + \delta_2}{2}$, получается пара $P, \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}$, которая произ-

водит искривление соединения, стремясь привести в одну обе плоскости, в которых лежат силы P, P (черт. 40), вращением около центра O . Явление будет иметь тот же характер при перемене знака у сил P, P на обратный. Шов с одной накладкой (впритык) при сжимающих силах не даст такого нарушения плотности, давление листа на лист будет передаваться на стыке. Уничтожить вращающий момент $P, \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}$ можно введением второй накладки; таким образом получают третий вид шва.

3. *Шов впритык с двумя накладками* (фиг. 52, А). Очевидно, что силы P, P , растягивающие (или сжимающие) листы, располагаясь симметрично, не

¹⁾ Черт. 47 и след. не исправлены по ОСТ

могут вызвать такое искривление шва, как в соединении внапуск и даже впритык с одной накладкой. В рассматриваемом шве разрушение от срезания может одинаково произойти как в плоскости AB , так и в плоскости CD (фиг. 52, А), вследствие чего шов называется двусрезным. На фиг. 53, А представлен шов впритык двусрезный и двурядный; фиг. 54, А дает шов двусрезный и трехрядный.

Самое производство заклепочного соединения начинается с разметки листов, из которых предполагено изготовить котел или резервуар. В котлах, имеющих удлиненную цилиндрическую форму и состоящих из ряда звеньев, наблюдается применение следующих форм:

а) звенья цилиндрические чередуются так, что внешний диаметр меньшего звена равен внутреннему диаметру большего. Поперечный шов при этом будет внапуск;

б) все цилиндрические звенья одного диаметра; поперечный и продольный швы делаются впритык с одной или двумя накладками;

в) звенья представляют собою усеченные конусы; внешние диаметры меньшего основания равны внутренним диаметрам большего основания. Швы поперечные — внапуск, продольные — внапуск или впритык с накладкой.

В последнем случае развернутое звено представляет собою развернутую боковую поверхность усеченного конуса, т. е. часть кругового кольца, по ширине приблизительно равного длине звена. Поэтому

на листе надо сначала нанести контур развернутого листа и приготовить его к обрезке.

Продольные швы располагаются так, чтобы они не шли по одной производящей вдоль всех звеньев. Это требование объясняется тем, что в плоскости, проходящей через ось котла, напряжение в стенках его гораздо больше, нежели в сечении поперечном, т. е. перпендикулярном оси котла.

Действительно, если вообразим, что котел разрезан плоскостью MN (черт. 41), то давление пара (или другого газа) на внутреннюю

поверхность котла уравнивается сопротивлением материала в стенках M и N . Пусть длина котла L , толщина стенок δ , диаметр D и давление p ат, т. е. p кг/см². Тогда из условия равновесия имеем:

$$pLD = 2L\delta k_1, \quad (a)$$

откуда

$$k_1 = \frac{pD}{2\delta}. \quad (51)$$

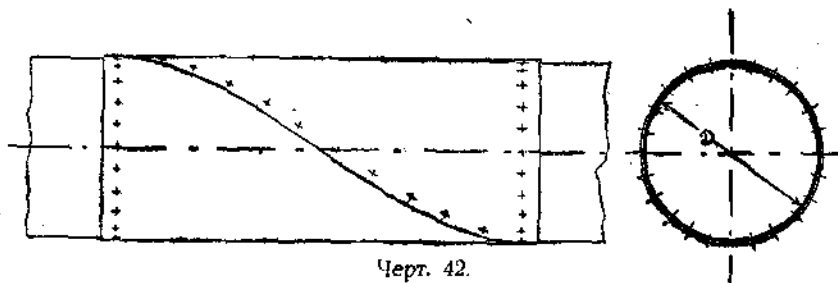
Разрезая котел плоскостью, перпендикулярной его оси, заметим, что давление на конце уравнивается напряжением материала k_2 , направленным параллельно оси и действующим в кольцевом сечении диаметра D и толщиной δ . Условие равновесия примет вид:

$$\frac{\pi D^2}{4} p = \pi D \delta \cdot k_2, \text{ или } k_2 = \frac{pD}{4\delta}, \quad (52)$$

т. е. напряжение в поперечном направлении вдвое меньше, нежели в шве продольном. Указанные соображения подтверждаются практикой; исследования многих случаев взрывов котлов показывают, что в большинстве их наблюдается разрушение по продольному шву. Правильным решением было бы приготовление диагонального шва, т. е. расположенного по винтовой линии, как показано на черт. 42.

Но такая конструкция не нашла применения, так как изготовление такого шва дорого и по кройке листов и по постановке заклепок. В паровых котлах такие швы не ставят еще потому, что частично они попадут под действие горячих газов, что нежелательно.

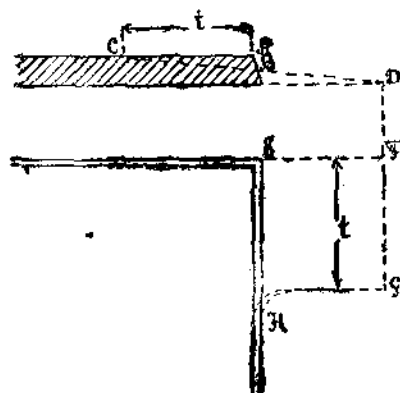
В поперечных швах имеет место соединение между собою трех листов — два листа одного звена и третий другого (фиг. 55, А), а иногда и четырех (фиг. 56, А). Соединения в указанных местах производятся следующим образом: угол листа



Черт. 42.

в звене оттягивается на-нет клинообразно и при свертывании вводится между другим концом того же листа *a* (фиг. 55, А) и листом соседнего звена *b*. При этом конечно место скрепления несколько изменяет правильную цилиндрическую форму звеньев.

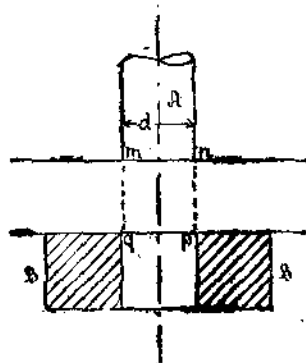
Развернутый лист звена имеет вид прямоугольника (фиг. 59, А) для цилиндрической формы и часть кругового кольца (фиг. 60, А) для конического звена. На размеченных и обрезанных таким образом листах производится оттяжка углов А, А. Что касается величины оттяжки, то она может быть получена приблизительно так.



Черт. 43.

Пусть шаг заклепочного шва определится в t мм; отложим эту (черт. 43) величину от кромки листа $AC = t$. Точку C соединяем с серединой кромки B и продолжаем до пересечения в D с нижней плоскостью листа. Ширина оттяжки будет для одностороннего шва равна t . В плане получается форма $EFGH$ с плавным переходом стороны GH в кромку EH .

Определив нижеуказанным способом расстояние a линии центров заклепок от



Черт. 44.

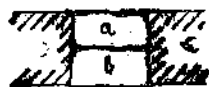
кромки листа, намечают положение их кернером и устанавливают лист на станке для образования дыр; предварительно на ножницах производится скашивание кромок с таким расчетом, чтобы скос составлял около 70° с плоскостью листа.

II. Дыры для заклепок. Отверстия для заклепок могут быть сделаны пробивкой и просверливанием. Пробивка производится на специальном станке комаром (пуансоном) таким образом, что пуансон А (черт. 44) под достаточным давлением сразу образует дыру надлежащего диаметра. Диаметр отверстия в матрице ВВ должен быть несколько больше диаметра d пуансона. В противном случае выталкиваемая часть металла (продавка) проходит через матрицу с большим трудом.

Материал листа срезается по цилиндрической поверхности, и при этом замечается, что она не выходит вполне чистою, а имеет форму, указанную на черт. 45, состоящую, как бы из двух конусов, обращенных вершинами к пуансону. Величина

конусности зависит от отношения диаметров стержня и отверстия матрицы. Верхний конец *a* имеет поверхность блестящую и гладкую вследствие сильного трения о пуансон; нижний *b* — матовый, как это имеет обычно место при сдвиге ¹⁾).

Операция продавливания, будучи очень простой и дешевой, отзывается неблагоприятно на качестве материала, прилегающего к образованному гнезду. Материал, как говорят, закаливается, т. е. делается более жестким и хрупким. Это увеличение твердости влечет за собою уменьшение прочности материала; сопротивляемость его главным образом динамическим и переменным нагрузкам падает. Опыты показали, что сопротивляемость разрыву может понизиться до 70% от начальной.



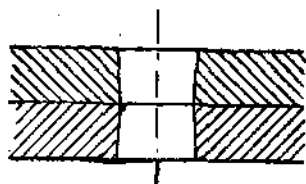
Черт. 45.

Тщательное исследование поверхности материала около пробитой в листе дыры часто открывает присутствие мелких, радиально расположенных трещин.

Указанный недостаток, а именно увеличение твердости, можно до некоторой степени уменьшить отжигом листа; но, само собою разумеется, это паллиативное средство не может устранить ни трещин ни конусности.

При склепывании таких листов необходимо, чтобы в сложенных листах дыры располагались, как указано на черт. 46, т. е. меньшими основаниями конусов; в противном случае получается плохое заполнение отверстия.

Все вышесказанное указывает на то обстоятельство, что операцию пробивки дыр пуансоном надо считать нежелательной, и в настоящее время все лучшие заводы этот способ образования в листах отверстий оставляют и переходят на сверление.



Черт. 46.

Последнее производится цилиндрическими, винтовыми или перовыми сверлами; лучшие результаты получаются при применении первых, так как при них самое жало сверла хорошо направляется в получаемом отверстии и дает совершенно цилиндрические гнезда. Сверление конечно дороже пробивания дыр уже потому, что эта операция идет медленнее; правда, в настоящее время увеличение скорости в работе в значительной мере достигнуто введением так называемых многоспиральных

машин; в последних работает одновременно целый ряд сверл (до 10 и выше), расположенных друг от друга на расстоянии шага заклепочного шва. Кроме того более быстрое и правильное получение дыр возможно на свернувших уже звеньях, когда отверстие производится сразу одним проходом сверла в обеих соединяемых между собою частях. При этом получается более правильная центровка отверстий, и отпадает необходимость правки отверстий, что почти всегда неизбежно при склепывании листов с пробитыми дырами. Некоторое несовпадение отверстий возможно отчасти благодаря дефектам при разметке дыр и установке на дыропробивной машине. Правка отверстий на плохих заводах производится так называемой оправкой — стальным коническим стержнем. Забивая оправку в дыры молотом, достигают центровки их довольно легко, но при этом дыры овалируются, и кроме того хрупкий по краям материал легко дает трещины. Таким образом этот метод надо признать совершенно негодным. В случае несовпадения дыр гораздо лучше их рассверлить одновременно; конечно получится отверстие, требующее заклепку несколько большего диаметра.

Как средство несколько удешевить производство дыр иногда комбинируют пробивание и сверление таким образом, что пуансоном образуют отверстие немного меньшего, нежели требуется, диаметра и затем досверливают до надлежащего раз-

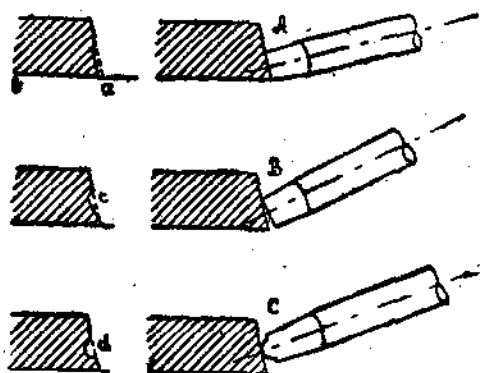
¹⁾ Надо отметить еще один недостаток при работах на дыропробивных машинах: поверхность листа снизу получается негладкой и требует удаления заусенцев.

мера; при этом сверло снимает образовавшийся закаленный слой металла. Лист после этого все-таки подвергают отжигу.

Как известно из сопротивления материалов, входящие углы надо признавать весьма нежелательными, так как в них наблюдаются при действии внешних сил громадные напряжения. Необходимо избегать такого перенапряжения материала, что достигается введением плавных сопряжений. Но ввиду трудности приготовления соответствующих гнезд в практике уничтожение входящего угла достигается раззенковкой отверстий в листах на некоторую глубину (около $\frac{1}{8} d$) под углом 45° к оси заклепки. При этом стержень заклепки, заполняя под ударами или давлением гнездо, состоит как бы из трех частей: средней цилиндрической и двух усеченных конусов (фиг. 57, А). При пробивке дыр пуансоном раззенковка между прочим имеет еще одно важное значение, так как при этой операции уничтожаются заусенцы, которые образуются при продавливании¹⁾.

III. Подчеканка. Когда котельное заклепочное соединение выполнено, весьма часто исполняют последнюю работу — подчеканку швов и головок. Цель ее заключается в увеличении плотности посредством некоторого усиления нажатия кромки одного листа на другой и на окружности головок.

Собственно говоря, при вполне тщательно исполненных соединениях надобности в этой операции не имеется. Правильнее было бы испробовать котел гидравлической пробой и применить подчеканку лишь в том случае, если проба указала течь. Тем не менее подчеканивание швов пользуется большим распространением. Чекан представляет собою стальной стержень с закаленным концом, имеющим плоскую или закругленную форму. На черт. 47, А показан один способ подчеканки плоским инструментом; образующийся здесь желобок *a* в нижнем листе безусловно вредно отражается на прочности его. Вторым способом, указанным на среднем черт. В, более рационален, хотя оба они могут действовать нехорошо, передавая удары на заклепку.



Черт. 47.

Наиболее рациональный метод, пользующийся кстати и наибольшим распространением, показан на том же чертеже под литерой С, именно — обработка закругленным чеканом. Способ этот, впервые примененный в Америке, дает в результате желобок *d*, идущий вдоль кромки листа, отжимая ее к плоскости соприкосновения; он, не нарушая прочности соединения, дает наибольшую плотность; чекан надо ставить немного ниже средней линии кромки (по толщине ее). При расположении чекана очень высоко уплотнения не достигается вовсе; при низком положении портится кромка. Вообще работа подчеканки требует опытного, понимающего рабочего; в противном случае можно вместо уплотнения шва получить его расстройство. В последнее время появились аппараты, работающие сжатым воздухом; преимущество их заключается в том, что мастер следит лишь за правильной установкой чекана; кроме того удары, наносимые автоматически, более равномерны, и работа идет гораздо быстрее.

Листы тоньше 5 мм не подвергаются подчеканке вовсе, так как при такой толщине они сильно пружинят.

¹⁾ Опыты показывают, что заклепки, не имеющие переходного конуса, заполняют гнездо менее плотно, нежели при наличии этой переходной части. ОСТ отказался от переходных конусов см. 15а.

§ 25. Расчет котельного соединения. 1. Трение в заклепочном шве. Определение прочных размеров заклепочного соединения представляет, несмотря на чрезвычайное его распространение, до сего времени задачу, не поддающуюся точному разрешению.

Выше указывалось, что между листами вследствие сильного их нажатия друг на друга остывшими заклепками возбуждается сильное трение. Величина этого трения, как можно предположить уже заранее, зависит от целого ряда факторов: от температуры, при которой оканчивается образование второй головки, от силы, с которой листы были нажаты друг на друга перед началом склепки, от наличия и качества подчеканки. Опыты, произведенные различными экспериментаторами, подтверждают сделанные предположения; особенный интерес по своей обстоятельности представляют опыты проф. Баха, произведенные им 1892—1895 гг. Проф. Бах, подвергая растяжению склепанные листы, определял силу трения, которая была равна внешней нагрузке, соответствующей началу сдвижения листов друг относительно друга. Силу трения он относил к одной квадратной единице поперечного сечения заклепки и нашел, что она колеблется при различных обстоятельствах от 10 до 18 кг на 1 мм², следовательно по своему значению сила трения во многих

случаях превосходит допустимое напряжение материала, и можно положить, что внешнее усилие, не передаваясь на стержень заклепки, вполне уравнивается, компенсируется силой трения.

На основании экспериментальных данных можно сказать, что:

1. Наиболее выгодная температура клепки должна быть принята

$$t = 600—700^{\circ} \text{ Ц.}$$

2. На величину трения имеет влияние длина (между головками) заклепки ¹⁾, а именно, более длинные заклепки дают более сильное нажатие, нежели короткие; конечно при этом необходимо иметь в виду и сказанное выше на стр. 94.

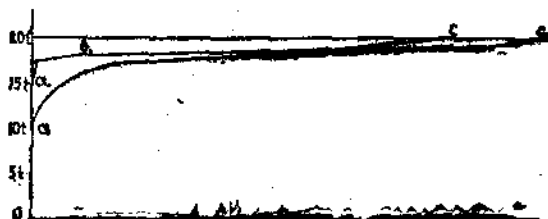
3. Сила трения, отнесенная к поперечному сечению заклепки, в многорядных швах меньше, нежели в однорядном; это обстоятельство объясняется тем, что во многорядных швах не может быть речи о равномерном распределении силы на все заклепки, по причине упругости листов.

4. При однорядном шве с двумя накладками сила трения оказалась меньше, нежели при однорядном шве внапуск.

5. Машинная клепка, если штемпель нажимает головку достаточно долго, дает большую силу трения; в противном случае большее сопротивление наблюдается при заклепках ручной работы.

6. Подчеканка, правильно выполненная, увеличивает силу трения между листами.

¹⁾ На черт. 48 представлена диаграмма, дающая соотношение между силой, при которой наблюдается в опытах Баха сдвиг листов друг относительно друга, и величиною этого сдвига. Кривая *Oabc* относится к заклепкам с диаметром $d = 19$ мм, диаметр дыры $d = 20$ мм, длина между головками (двойная толщина листа) — 26 мм. Кривая *Oa₁b₁c₁*, получилась при аналогичном соединении, но длина стержня была 52 мм. При той же толщине листа с обеих сторон были подложены под головки подкладки по 13 мм толщиной. Сила трения в последнем случае оказалась в $1\frac{1}{4}$ раза больше, нежели в первом (17,61 кг/мм² против 11,74 кг/мм²). Но сдвиг в первом случае возрастал медленнее, нежели во втором.



Черт. 48.

Проф. Бах полагает, что сила трения, отнесенная к 1 мм² поперечного сечения заклепки, в среднем может быть принята таким образом:

Шов односторонний	однорядный	7,0	кг/мм ²
"	двурядный	6,5	"
"	трехрядный	6,0	"
"	двусторонний	однорядный	12,0
"	"	двурядный	11,5
"	"	трехрядный	11,0

Несмотря на результаты опытных исследований, основывать расчет заклепочного соединения на силе трения, большинство инженеров в настоящее время еще не решает. Причина этому лежит в том, что при производстве соединений весьма трудно, почти невозможно, уверенно знать относительно температуры, при которой заканчивается работа; точно так же нельзя утверждать, что условия образования двух рядом лежащих заклепок в точности совпадают и т. д. Поэтому большинство конструкторов предпочитает при расчете игнорировать вовсе силу трения и определять размеры заклепочного соединения так, как будто бы внешние силы прямо передаются на стержень заклепки. В результате конечно должен получиться некоторый избыток прочности.

II. *Определение диаметра заклепки.* Возьмем наиболее простой случай (черт. 49) — однорядный и односторонний шов (внапуск) — и вырежем мысленно полоску, имеющую по ширине размер t , равный шагу соединения, т. е. расстоянию между центрами двух соседних заклепок. Внешние силы P , P можно представить себе действующими как распределенные нагрузки в средних плоскостях листов. При сдвигении одного листа относительно другого одним из видов разрушения шва может быть смятие поверхности дыры по geh , вследствие чего получится нарушение плотности. Среднее давление q на квадратную единицу осевого сечения заклепки будет:

$$q = \frac{P}{d\delta} \quad (a)$$

Следовательно имеем $P = q d \delta$. С другой стороны, называя напряжение срезания в сечении заклепки через k_s , найдем:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} k_s \quad (b)$$

Как увидим ниже, наибольшее напряжение смятия — q_1 выражается через среднее q в таком виде: $q_1 = \frac{4}{\pi} q$, а потому окончательно можно написать из условия равного сопротивления срезанию и смятию:

$$\frac{\pi d^2}{4} k_s = \frac{\pi}{4} q_1 d \delta \quad (c)$$

Принимая в среднем $q_1 = 2k_s$, найдем:

$$d = 2\delta \quad (52)$$

Зависимость эта пользуется большим распространением при расчете прочных, но неплотных соединений. Для котельных швов она не может быть всегда применима, так как при толстых листах дает слишком большие величины для диаметра заклепки. Толщина δ листов в котельном деле колеблется в гораздо больших пределах, нежели при клепке мостовых соединений. Трудность учета влияния различных факторов, например неравномерного распределения напряжений в котлах вследствие

¹⁾ Напряжение q смятия не распределяется равномерно, а, будучи равным нулю при g и h , достигает своего максимума у точки e .

нагревания, заставляет прибегать к эмпирическим зависимостям, которые, будучи испытаны на практике, показали полную свою пригодность. Таких опытных формул имеется целый ряд.

Весьма широкой известностью пользуются данные для постройки котлов, выработанные специальным съездом инженеров и носящие названия „гамбургских норм“.

Нормы впервые были приняты съездом, созданным представителями и инженерами от Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine в 1884 г. в Брюсселе, и неоднократно изменялись на съездах 1885, 1891, 1892, 1895 1896, 1898 гг.

Диаметр заклепки определяется по выражению:

$$d = \delta + m - 0,2n \text{ (в сантиметрах).} \quad (53)$$

Здесь δ — толщина листа и n — число заклепок, находящихся на полюсе — шириной, равной t , — другими словами — число рядов; $m = 1,2 \text{ см}$ при односрезных и $m = 1 \text{ см}$ при двусрезных швах.

Проф. Бах дает формулу:

$$d = \sqrt{5\delta} - m \text{ см,} \quad (54)$$

где m изменяется от 0,4 до 0,7 в зависимости от вида соединения; для односрезных швов $m = 0,4$, для двусрезных — $m = 0,5$ при однорядном, $m = 0,6$ при двурядном и $m = 0,7$ при трехрядном шве.

Проф. Unwin приводит зависимость:

$$d = (1,2 - 1,4) \sqrt{\delta} \text{ (в дюймах)}^1. \quad (55)$$

Формула гамбургских норм является наиболее интересной в том смысле, что она содержит в себе число рядов заклепок.

Ввиду большой известности формул проф. Баха приведем по формулам (53) и (54) сравнительные таблицы заклепок вычислены в миллиметрах.

блины (табл. 16 и 17 на стр. 104); диаметры

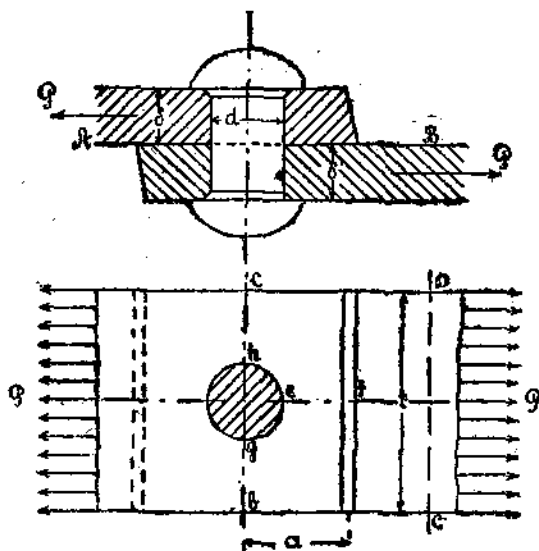
Как видно из этих данных, существенно большого отличия между цифрами, полученными по обоим приведенным формулам, не замечается, а потому безразлично, какую из них пользоваться. В дальнейшем будем ссылаться на данные гамбургских норм, как на наиболее употребительные.

III. Определение шага заклепочного шва и расстояния его до кромки. Шов однорядный внахлест. Возвращаясь к этому простейшему случаю, заметим, что правильно спроектированное заклепочное соединение должно быть так сказать равнопрочным в различных направлениях, в которых возможно разрушение шва.

Как видно из черт. 49, помимо упомянутой уже формы разрушения вследствие смятия по поверхности geh могут наблюдаться еще следующие:

- 1) срезание заклепки в плоскости соприкосновения листов (форм. b);
- 2) разрыв листа по плоскости bc ;
- 3) разрыв листа в плоскости ef .

¹ 1) Множитель 1,2 предпочитается для железных заклепок и многорядных швов; 1,4 — для стальных заклепок и однорядных швов.



Черт. 49.

Прочное сопротивление листа разрыву напишется в форме:

$$P = (t - d) \delta k. \quad (с)$$

Приравнявая левые части выражений (b) и (с) и определяя отсюда t , найдем:

$$t = \left(\frac{\pi d k_s}{4 \delta k} + 1 \right) d. \quad (56)$$

Так как для заклепок выбирают обыкновенно сварочное железо высшего качества, то при склепывании листов из сварочного железа можно принять, что сопротивление заклепки срезанию равно сопротивлению листа разрыву, т. е. допустить, что $k_s \approx k$. В таком случае величина шага определится из выражения (56) как

$$t = \left(\frac{\pi d}{4 \delta} + 1 \right) d. \quad (57)$$

Если же соединяются листы из высоких сортов мягкого литого железа (Flüßseisen), то при наличии таких же заклепок принимают, что сопротивление разрыву несколько выше сопротивления срезанию, а именно, берут $k_s = 0,85 k$. В таком случае для величины шага получим зависимость:

$$t = \left(0,85 \frac{\pi d}{4 \delta} + 1 \right) d = \left(0,66 \frac{d}{\delta} + 1 \right) d. \quad (58)$$

Возможен случай, когда листы из литого железа соединяются заклепками из сварочного железа; в таком случае назначают $k_s = 0,75 k$, и формула (56) примет вид:

$$t = \left(0,75 \frac{\pi d}{4 \delta} + 1 \right) d = \left(0,59 \frac{d}{\delta} + 1 \right) d. \quad (59)$$

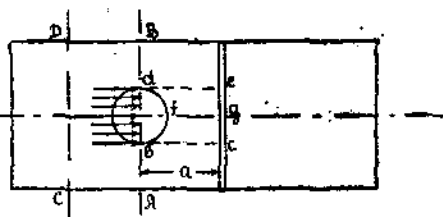
как и принято в гамбургских нормах.

При вычислении вообще расстояния между двумя соседними заклепками необходимо иметь в виду возможность исполнения шва, а именно, штемпель при механической и обжимка при ручной клепке должны ложиться свободно, не задевая соседних головок; кроме того расстояние между головками должно быть так выбрано, чтобы подчеканка их производилась свободно. Считая, что диаметр d_1 головки заклепки (фиг. 44, А) равен $d_1 = 1,73 d$ и толщина стенок обжимки равна 5 мм, найдем $t_{\min} = 1,73 d + 5$ мм; часто принимают:

$$t_{\min} = 2d + 8 \text{ мм} \quad (59a)$$

Переходим к определению величины a — расстояния центра заклепки от кромки листа. Примерный расчет может быть сделан таким образом. Часть листа $bcde$ (черт. 50) рассматривается как балка, лежащая на опорах bc и de , причем концы ее не поворачиваются. Нагрузка представляется давлением q на дуге dfb , распределенным, как выше уже упоминалось, неравномерно, именно от нуля у точек b и d и до наибольшего значения q_1 в точке f . Чтобы сильно не усложнять определения наибольшего изгибающего момента, примем, что балка везде имеет высоту, равную $h = fg$, толщина ее равна δ . Изгибающий момент в сечении fg тогда определится как $M = 0,125 Pd$, где $P = \frac{\pi d^2}{4} k_s$, т. е. сила, срезающей заклепку. Условие прочности будет иметь вид:

$$0,125 \frac{\pi d^2}{4} k_s d = \frac{\delta h^2}{6} k_s. \quad (d)$$



Черт. 50.

ТАБЛИЦЫ 16 и 17

Швы односрезовые

δ мм	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	Примечание		
	Формула:																												
$d = \delta + 1,2 - 0,2 \dots$	—	—	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	Односрезный		
$d = \delta + 1,2 - 0,4 \dots$	—	—	—	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	Двусрезный		
$d = \delta + 1,2 - 0,6 \dots$	—	—	—	—	—	—	—	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	—	—	Трёхсрезный		
$d = \sqrt{5\delta} - 0,4 \dots$	12	13,5	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	30	31	32	33	33	34	35	—	Для всех рядов		

Швы двусрезные

Формула:	δ мм																																			Примечание
	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35							
$d = \delta + 1 - 0,2 \dots$	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	Однорезный					
$d = \sqrt{5\delta} - 0,5 \dots$	—	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—					
$d = \delta + 1 - 0,4 \dots$	—	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	Двурезный					
$d = \sqrt{5\delta} - 0,6 \dots$	—	—	—	—	—	—	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	—	31	—	33	—	—	—	—	—	—	—	—	—					
$d = \delta + 1 - 0,6 \dots$	—	—	—	—	—	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	—	—	—	—	—	—	—	—	—					
$d = \sqrt{5\delta} - 0,7 \dots$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25	26	27	28	29	30	—	32	—	33	—	34	35	—	—	—	—						

Принимая в среднем $d = 2\delta$, $k_s = 0,8 k_b$, находим:

$$h \leq d \text{ и } a = d + 0,5d = 1,5d. \quad (60)$$

В практике обыкновенно этот размер и принимается, как дающий достаточную прочность и против изгиба и для подчеканки. Иногда размер a увеличивают, принимая $a = 1,5d + 0,3 \text{ см}$ и даже $a = 2d$. Опыты с заклепочными швами, при установке их на расстоянии $a = 2d$ от кромки листа, показывают, что сопротивление шва несколько возрастает, но при более или менее тонких листах подчеканка затрудняется вследствие пружинности листов.

IV. Определение толщины листа. При нахождении размеров частей заклепочного соединения предполагалось, что толщина стенки δ котла или резервуара известна. Она могла быть найденной по формуле (51) для сплошного цилиндра. В действительности лист в шве ослаблен заклепочными отверстиями, и напряжение материала его в этом листе будет очевидно больше. Из черт. 50 видно, при сравнении сопротивляемости полосы, равной по ширине одному шагу t , в сечениях AB и CD , следующее. Назовем напряжение материала в сечении AB через k и в сечении CD через k_1 ; очевидно будем иметь:

$$(t - d)\delta k = t\delta k_1,$$

откуда

$$k_1 = \frac{t - d}{t} k = \eta k. \quad (61)$$

Коэффициент η называется коэффициентом прочности шва. Внося значение η в зависимость (51), найдем:

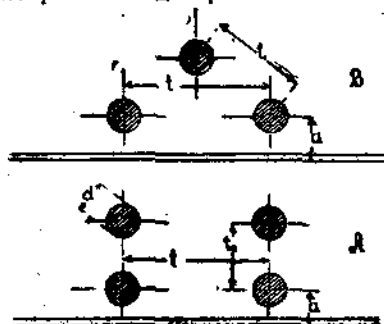
$$\delta = \frac{pD}{2k\eta}. \quad (62)$$

Из (62) ясно, что благодаря ослаблению листа в шве надо толщину стенки взять несколько большую, чтобы напряжение здесь не превосходило заданного предела. Принимая во внимание возможность некоторого изнашивания листа от ржавления и т. п., обыкновенно к вычисленному по (62) значению прибавляют 1 мм, и формула принимает вид:

$$\delta = \frac{pD}{2k\eta} + 0,1 \text{ см}. \quad (62a)$$

Что касается величины коэффициента η , то она меняется для данного шва вместе с изменением d и δ , равно как она будет различна для разных швов — однорядного, двурядного и т. д. Из формулы (62) вытекает, что толщина стенки котла зависит от коэффициента η и уменьшается вместе с его увеличением. Так как от величины δ зависит вес котла или резервуара, то правильный выбор необходимого заклепочного шва играет большую роль.

V. Двойной шов внапуск. Как видно из (61), коэффициент прочности шва при одном и том же диаметре заклепки увеличивается с возрастанием шага t . Но так как при значительном шаге уменьшается плотность шва, то, увеличивая шаг, ставят второй ряд заклепок; при этом второй ряд может быть поставлен при совершенно параллельном расположении заклепок (черт. 51, А), или их располагают в шахматном порядке (черт. 51, В). Продольный (вдоль кромки листа) шаг t в обоих случаях остается одинаковым. Действительно, вырезая полосу шириною t , увидим, что в обоих



Черт. 51.

случаях она будет заключать в себе две заклепки. Поэтому условие равнопрочности заклепок срезанию и листа разрыву напишется для обоих рядов одинаково:

$$2 \frac{\pi d^2}{4} k_s = (t - d) \delta k,$$

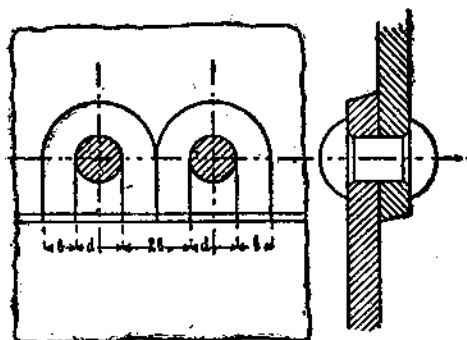
откуда найдем, что шаг будет:

$$t = \left(\frac{\pi d k_s}{2 \delta k} + 1 \right) d. \quad (63)$$

Отношение $k_s : k$ берется на основании сказанного выше. Для котельного соединения параллельное (цепное) расположение (черт. 51, А) не применяется, так как этот шов имеет более неравномерное ослабление листа, во-вторых, расстояние между рядами (в направлении, перпендикулярном кромке листа) здесь больше, нежели при шахматном расположении (черт. 51, В). Расстояние между двумя соседними заклепками двух рядов t_1 найдется из того же условия равнопрочности для полосы шириною t_1 с одной заклепкой, т. е. из условия:

$$\frac{\pi d^2}{4} k_s = (t_1 - d) \delta k, \text{ или } t_1 = \left(\frac{\pi d k_s}{4 \delta k} + 1 \right) d. \quad (64)$$

Коэффициент прочности η имеет тот же вид, как и для однорядного шва, но так как возрастание диаметра заклепки идет медленнее, нежели увеличение t , то величина η для двурядного шва будет больше.



Черт. 51а.

VI. Способ Шведлера. Для большей наглядности при определении размера заклепочного шага Шведлер предложил такой прием. Предполагается, что каждая заклепка охватывается лентой материала листа (черт. 51а). При однорядном шве между двумя соседними заклепками пройдут две ленты, каждая шириною b .

Далее предполагается, что два конца ленты, охватывающей заклепку, растягиваются и для равнопрочности соединения необходимо, чтобы ее сопротивление растяжению равнялось сопротивлению заклепки срезанию, т. е. необходимо, чтобы соблюдалось условие:

$$2b \delta k = \frac{\pi d^2}{4} k_s, \text{ или } b = \frac{\pi d^2 k_s}{8 \delta k}. \quad (65)$$

А так как шаг (черт. 51а) равен:

$$t = 2b + d, \text{ то имеем } t = \left(\frac{\pi d k_s}{4 \delta k} + 1 \right) d,$$

т. е. получаем зависимость (64), как и следует ожидать, ибо в приеме Шведлера лежит то же основное положение равнопрочности. Помощью этого приема можно писать сразу выражение для любого многорядного шва. Например на фиг. 57, А имеем трехрядный односрезный шов. Вычерчивая указанные ленты Шведлера, видим, что между двумя заклепками основного (по кромке листа) шага проходит шесть лент; следовательно шаг t будет:

$$t = 6b + d = \left(\frac{3 \pi d k_s}{4 \delta k} + 1 \right) d. \quad (66)$$

Между заклепками первого и второго ряда проходят три ленты, и шаг t_1 определяется из

$$t_1 = 3b + d = \left(\frac{3\pi d k_s}{8\delta k} + 1 \right) d. \quad (67)$$

Распределение усилий между рядами заклепок при значительном числе рядов трудно поддается точному учету. В практике стараются избегать постановки швов, содержащих более четырех рядов.

VII. Швы с накладками, односрезные. Как указывалось выше, швы впритык с одной накладкой, по существу, с точки зрения расчета, не отличаются от односрезных швов. Размер накладки по ширине определяется размерами шва с соблюдением условия, чтобы первый ряд заклепок находился от кромки на расстоянии не меньше $a = 1,5d$. Следовательно ширина накладки для однорядного шва будет равна:

$$b = 4a. \quad (68)$$

Для двурядного шахматного шва она будет равна (фиг. 49, А):

$$b = 4a + 2t_2, \quad (69)$$

где

$$t_2 = \sqrt{t_1^2 - \left(\frac{t}{2}\right)^2}.$$

Толщина δ_1 накладки берется больше толщины листа при одинаковом качестве котельного материала. Если накладка вырезана по длине листа и перекрывает шов продольный, то δ_1 следует увеличить из тех соображений, что сопротивление котельного железа вдоль прокатки (вдоль листа) всегда несколько больше, нежели поперек. В этом случае принимают $\delta_1 \leq 1,2\delta$.

VIII. Швы с накладками двусрезные. Шов однорядный показан на фиг. 52, А. Срезание заклепки может произойти одновременно по сечениям в плоскостях АВ и CD.

Теоретически поэтому можно положить, что сопротивление каждой заклепки увеличивается вдвое; размер шага будет определен из условия:

$$(t - d) \delta k = 2 \frac{\pi d^2 k_s}{4},$$

или

$$t = \left(\frac{\pi d k_s}{2\delta k} + 1 \right) d, \quad (70)$$

т. е. шаг получается такой же, как и для односрезного, но двурядного шва. Практически вычисление производят или по формуле (70), но, принимая меньшее значение для отношения $k_s:k$, или считают, что одновременно срезу подвергаются не два, а $1\frac{1}{2}$ сечения. В первом случае считают, что отношение $k_s:k$ для заклепок листового железа равно $k_s:k = 0,75$, для сварочного $k_s:k = 0,65$. Во втором случае имеем:

$$\frac{3\pi d^2}{8} k_s = (t - d) \delta k, \text{ или } t = \left(\frac{3}{8} \frac{\pi d k_s}{\delta k} + 1 \right) d. \quad (71)$$

Шов двурядный и двусрезный показан на фиг. 53, А, где между прочим пунктиром нанесены полосы Шведлера. На основании сказанного выше можно написать:

$$\left. \begin{aligned} 4 \frac{\pi d^2}{4} k_s &= 4b\delta k, \text{ или } b = \frac{\pi d^2 k_s}{4\delta k}; \\ t &= 4b + d = \left(\frac{\pi d k_s}{\delta k} + 1 \right) d. \end{aligned} \right\} \quad (72)$$

Между заклепками первого и второго ряда проходят три ленты, и шаг t_1 определяется из

$$t_1 = 3b + d = \left(\frac{3\pi d k_s}{8\delta k} + 1 \right) d. \quad (67)$$

Распределение усилий между рядами заклепок при значительном числе рядов трудно поддается точному учету. В практике стараются избегать постановки швов, содержащих более четырех рядов.

VII. Швы с накладками, односрезные. Как указывалось выше, швы впритык с одной накладкой, по существу, с точки зрения расчета, не отличаются от односрезных швов. Размер накладки по ширине определяется размерами шва с соблюдением условия, чтобы первый ряд заклепок находился от кромки на расстоянии не меньше $a = 1,5d$. Следовательно ширина накладки для однорядного шва будет равна:

$$b = 4a. \quad (68)$$

Для двурядного шахматного шва она будет равна (фиг. 49, А):

$$b = 4a + 2t_2, \quad (69)$$

где

$$t_2 = \sqrt{t_1^2 - \left(\frac{t}{2}\right)^2}.$$

Толщина δ , накладки берется больше толщины листа при одинаковом качестве котельного материала. Если накладка вырезана по длине листа и перекрывает шов продольный, то δ , следует увеличить из тех соображений, что сопротивление котельного железа вдоль прокатки (вдоль листа) всегда несколько больше, нежели поперек. В этом случае принимают $\delta, \geq 1,2\delta$.

VIII. Швы с накладками двусрезные. Шов однорядный показан на фиг. 52, А. Срезание заклепки может произойти одновременно по сечениям в плоскостях АВ и CD.

Теоретически поэтому можно положить, что сопротивление каждой заклепки увеличивается вдвое; размер шага будет определен из условия:

$$(t - d) \delta k = 2 \frac{\pi d^2 k_s}{4},$$

или

$$t = \left(\frac{\pi d k_s}{2 \delta k} + 1 \right) d, \quad (70)$$

т. е. шаг получается такой же, как и для односрезного, но двурядного шва. Практически вычисление производят или по формуле (70), но, принимая меньшее значение для отношения $k_s:k$, или считают, что одновременному срезу подвергаются не два, а $1\frac{1}{2}$ сечения. В первом случае считают, что отношение $k_s:k$ для заклепок листового железа равно $k_s:k = 0,75$, для сварочного $k_s:k = 0,65$. Во втором случае имеем:

$$\frac{3\pi d^2}{8} k_s = (t - d) \delta k, \text{ или } t = \left(\frac{3}{8} \frac{\pi d k_s}{\delta k} + 1 \right) d. \quad (71)$$

Шов двурядный и двусрезный показан на фиг. 53, А, где между прочим пунктиром нанесены полосы Шведлера. На основании сказанного выше можно написать:

$$\left. \begin{aligned} 4 \frac{\pi d^2}{4} k_s &= 4b \delta k, \text{ или } b = \frac{\pi d^2 k_s}{4 \delta k}; \\ t &= 4b + d = \left(\frac{\pi d k_s}{\delta k} + 1 \right) d. \end{aligned} \right\} \quad (72)$$

Для заклепок литого и сварочного железа соответственно:

$$t = \left(\frac{2,35d}{\delta} + 1 \right) d \text{ и } t = \left(\frac{2,04d}{\delta} + 1 \right) d.$$

Диагональное расстояние определяется по формуле:

$$t_1 = 2b + d = \left(\frac{\pi d k_2}{2\delta k} + 1 \right) d. \quad (73)$$

Толщина накладки

$$\delta_1 = (0,5 - 0,63)\delta.$$

Шов трехрядный, двусрезный изображен на фиг. 56, А. Согласно Шведлеру, имеем (72):

$$t = 6b + d = \left(\frac{3\pi d k_2}{2\delta k} + 1 \right) d. \quad (74)$$

При конструировании многорядных швов основной шаг t может получиться настолько большим, что подчеканка кромки между заклепками делается затруднительной. В этих случаях делают кромку листа вырезанной по волнистой линии, как например на фиг. 58, А, где изображен трехрядный двусрезный шов; на фиг. 58а, А четырехрядный двусрезный шов; при этом стараются, чтобы линия кромки проходила на расстоянии $a \leq 1,5d$. Изготовление таких фасонных накладок дорого. Чаще в этих случаях прибегают к постановке накладок разной ширины. На фиг. 58б, А приведен шов с разными накладками, наружная — меньшей ширины, внутренняя (или нижняя) — большей; тщательной подчеканке подвергается верхняя накладка. Нижняя прикреплена тремя рядами, из которых крайний ряд односрезный и имеет шаг двойной или полуторной величины.

Чтобы представить себе примерно, как может измениться напряжение материала в листе при переходе от ряда заклепок к другому в сложных швах, рассмотрим только что описанное соединение. Полоса шириною t содержит 5 заклепок по одну сторону стыка. Пусть сила, растягивающая эту полоску, будет P_1 , на второй ряд будет передана сила P_2 , уменьшенная на сопротивление срезу заклепки первого ряда. Отношение напряжения k_2 в листе во втором ряду к напряжению k_1 в первом будет равно:

$$\delta = \frac{P_2}{(t - 2d)} : \frac{P_1}{(t - d)}.$$

Но сила P_1 уравнивает сопротивление пяти заклепок при девяти сечениях среза, сила P_2 уравнивает сопротивление четырех заклепок при восьми сечениях; следовательно $P_2 : P_1 = 8 : 9$, а потому имеем:

$$\delta = \frac{8(t - d)}{9(t - 2d)}.$$

Таким образом δ зависит от величины шага. Пусть например $\delta = 30$ мм; по (58) имеем при $m = 1$ см и $n = 3$, $d = 34$ мм. По уравнению (74) при $k_2 = 0,85$ k найдем $t_1 = 5,5d$. Поэтому при $t = 2t_1$ будем иметь $\delta = 1,15$, т. е. материал во втором ряду напряжен сильнее. В этом смысле шов с фасонной кромкой имеет преимущество, так как в нем может быть достигнуто более равномерное распределение напряжений¹⁾.

¹⁾ Заклепка первого ряда односрезная, заклепки остальных рядов двусрезные; подробности во второй книге.

Ввиду распространенности формул Баха они здесь приводятся для наиболее употребительных случаев.

а) шов однорядный внапуск, односрезный:

$$t = 2d + 0,8 \text{ см}, d = \sqrt{5\delta} - 0,4 \text{ см};$$

б) шов двурядный внапуск, односрезный:

$$t = 2d + 1,5 \text{ см}, d = \sqrt{5\delta} - 0,4 \text{ см};$$

с) шов трехрядный внапуск, односрезный:

$$t = 3d + 2,2 \text{ см}, d = \sqrt{5\delta} - 0,4 \text{ см};$$

д) шов однорядный, двусрезный:

$$t = 2,6d + 1 \text{ см}, d = \sqrt{5\delta} - 0,5 \text{ см};$$

е) шов двурядный, двусрезный:

$$t = 3,5d + 1,5 \text{ см}, d = \sqrt{5\delta} - 0,6 \text{ см};$$

ж) то же, но шаг в первом ряду вдвое больше:

$$t = 5d + 1,5 \text{ см (шаг первого ряда);}$$

з) шов трехрядный, двусрезный:

$$t = 6d + 2 \text{ см}, d = \sqrt{5\delta} - 0,7 \text{ см (первый ряд);}$$

Шаг в первом ряду вдвое больше.

(75)

§ 26. Выбор заклепочного шва. Из сказанного выше очевидно, что для решения этого вопроса нельзя дать какое-либо простое правило; помимо соображений чисто технического характера сюда приходят и указания экономические. Производство различных швов стоит неодинаково; толщина стенки котла, а стало быть и вес его зависит от типа шва через коэффициент прочности его η . Несомненно, что этот коэффициент изменяется в сторону увеличения вместе с увеличением числа рядов. С другой стороны, величина δ и размер шага t зависят от выбранных допустимых напряжений k_s — на срезание и k — на растяжение, т. е. зависят от качества материала, употребляемого для сооружения котла или резервуара. Если принять как временное сопротивление для котельного железа $k_s = 8400 \text{ кг/см}^2$, то для односрезных швов принимают запас прочности около 4,5, для двусрезных швов 4. При этом предполагается хорошая машинная клепка при рассверленных дырах. При ручной клепке указанный запас повышают до 4,75—5 в первом случае и до 4,25—4,5 во втором. Коэффициент прочности шва для односрезных швов внапуск изменяется примерно таким образом:

Шов	Однорядный	Двурядный	Трехрядный
Отношение $t:d$	2,6 — 2,2	3,6 — 3,0	4 — 3
Коеф. прочн.	η 0,62 — 0,55	5,72 — 0,66	0,75 — 0,66.

В швах с двумя накладками коэффициент прочности несколько больше. Таким образом в смысле уменьшения толщины листа δ выгоднее ставить швы многорядные и двусрезные; но конечно стоимость их будет выше вследствие большей сложности работы, стоимости накладок и т. д. Окончательно решить вопрос о выборе шва может завод, который, зная свое оборудование и калькуляцию, делает сравнительные расценки. Здесь же можно дать указания по отношению к вопросу прочности. Практически продольный шов для котлов редко берут ниже двурядного внапуск, конечно в зависимости от диаметра котла и давления в нем. Выбрав тип шва, задаются подходящим значением коэффициента прочности η , производят определение толщины стенки δ всех элементов шва и находят значение η . Совпадение заданного значения η с полученным по расчету позволяет считать его удовлетворительным, если при этом сдвигающая листы сила будет не больше, нежели возможная, по данным опытов, сила трения между листами. В качестве основания для расчета можно пользоваться таблицей Промана, приведенной в табл. 18 или удобнее всего гамбургскими нормами. Последние построены таким образом, что по задан-

ному произведению $\frac{DP_i}{2} = W$, где D — диаметр котла в сантиметрах, P_i — внутреннее рабочее давление в атмосферах, можно определить непосредственно род шва — долевого и поперечного, а по последнему все остальные размеры котельного соединения¹⁾.

Поперечные швы, как имеющие меньшее напряжение, могут иметь и меньшее число рядов. Напряжение заклепок на срезание не допускается более 700 кг/см^2 .

Пример 19. Диаметр котла $D = 1,2 \text{ м}$, давление пара $p = 10 \text{ ат}$, временное сопротивление железа $k_2 = 3400 \text{ кг/см}^2$; шов двойной внапуск. Заклепка и листы литого железа. Принимаем запас прочности 4,5, коэффициент прочности $\eta = 0,7$, отношение $k_2:k = 0,85$. Имеем по уравнению (62):

$$\delta = \frac{120 \cdot 10 \cdot 4,5}{2 \cdot 3400 \cdot 0,7} \approx 1,1 \text{ см};$$

прибавляя 1 мм на снашивание, примем $\delta = 1,2 \text{ см}$. Диаметр заклепки, по Баху, $d = \sqrt{5\delta} = 0,4 = 2 \text{ см}$. Шаг t , по формуле (63):

$$t = \left(\frac{\pi d k_2}{2\delta k} + 1 \right) d = \left(\frac{\pi \cdot 2 \cdot 0,85}{2 \cdot 1,2} + 1 \right) 2 = 6,5 \text{ см},$$

или коэффициент η :

$$\eta = \frac{t-d}{t} = \frac{6,5-2}{6,5} = 0,69,$$

т. е. почти совпадает с принятым. Проверяем на усилие, срезающее заклепку, из условия

$$(t-d)\delta k = 2 \frac{\pi d^2}{4} k_2, \text{ откуда } k_2 = 600 \text{ кг/см}^2,$$

что не превосходит силы трения в шве, отнесенной к см^2 поперечного сечения заклепки (стр. 101).

Поперечный шов одинарный в напуск. По таблице имеем при

$$\delta = 1,2 \text{ см}, d = 2,2, \text{ шаг } t = 4,9 \text{ см}.$$

Проверяем по условию $t_{\min} = 2d + 0,8 = 5,2 \text{ см}$, каковой размер и допускаем. Число заклепок по среднему диаметру $D_0 = D + \delta = 121,2 \text{ см}$ будет

$$n = \frac{\pi D_0}{5,2} = 73 \text{ шт.}$$

На каждую заклепку приходится срезающее усилие, равное полному усилию на днаще $Q = \frac{\pi D^2}{4} p$, разделенному на число заклепок. В данном случае

$$Q = 1550 \text{ кг, или } k_2 = 1550 : 3,8 = 407 \text{ кг/см}^2,$$

что не превосходит допустимого предела. Расстояние $a = 1,5d = 3,3 \text{ см}$.

Пример 20. Дано: диаметр котла $D = 180 \text{ см}$, давление в котле (рабочее) $P_i = 12 \text{ ат}$. Временное сопротивление котельного железа $k = 3600 \text{ кг/см}^2$.

Решение 1.

$$W = \frac{D \cdot P_i}{2} = \frac{180 \cdot 12}{2} = 1080;$$

этому значению отвечает по гамбургским нормам долевой шов тройной с двумя накладками.

¹⁾ См. Hütte, т. II, стр. 39, изд. 1928.

2. По таблице для тройного шва с двумя накладками находим:

- а) толщина листа $\delta = 18$ мм;
- б) диаметр заклепки $d = 22$ мм;
- с) шаг заклепочного шва $t = 114$ мм.

Из полученных размеров имеем:

$$\eta = \frac{11,4 - 2,2}{11,4} = 0,806,$$

т. е. почти совпадающее с принятым при построении таблиц. Поперечный шов двойной выпукл. Имеем по таблице при

$$\delta = 1,8 \text{ см}, d = 2,6 \text{ см}, t = 7,6 \text{ см}.$$

Число заклепок в одном ряду n будет:

$$n = \frac{\pi(D + \delta)}{t} = \frac{\pi(180 + 1,8)}{7,6} = 75 \text{ шт.},$$

а всего 150 заклепок. На каждую приходится усилие:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} p : 150 = 2070 \text{ кг},$$

что соответствует напряжению срезания:

$$k_s = 2070 : \frac{\pi \cdot 2,6^2}{4} = 385 \text{ кг/см}^2.$$

Пример 21. Для котла предыдущего примера подсчитать двусрезный шов, при котором на верхней (наружной) накладке расположен двурядный шов, на нижней — трехрядный. Шаг в третьем ряду нижней накладки вдвое больше шага t двурядного шва. Имея в виду, что для такого расположения коэффициент прочности шва больше, примем как начальное допущение $\eta = 0,82$. При этом условии толщина стенки определяется из

$$\delta = \frac{180 \cdot 12}{2 \cdot 800 \cdot 0,82} + 1 = 1,65 + 1 \approx 1,8 \text{ см}.$$

По табл. 18 для двурядного двусрезного шва.

$$d = 2,4 \text{ см и } t = 9,9 \text{ см}$$

Крайний ряд внутренней накладки будет иметь шаг $t' = 2t = 19,2 \text{ см}$, или

$$\eta_1 = \frac{19,2 - 2,4}{19,2} = 0,875.$$

Найдем величину η для второго ряда; для этого надо написать (фиг. 63) отношение сопротивления листа (в полосе шириною $2t$) с прибавлением сопротивления одной заклепки, сидящей в первом ряду, к сопротивлению полосы листа шириною $2t$.

$$\eta_2 = \frac{k\delta(2t - 2d) + \frac{\pi d^2}{4} k_s}{2t\delta k} = 0,84.$$

Аналогично этому для коэффициента η — в третьем ряду будем иметь:

$$\eta_3 = \frac{k\delta(2t - 2d) + \frac{\pi d^2}{4} k_s}{2t\delta k} = 1,24.$$

Здесь введено пять сечений заклепок: 1 — в первом ряду и 2 — двусрезных во втором. Таким образом выясняется, что в наиболее невыгодных условиях находится второй ряд, и надо подсчет вести при коэффициенте $\eta = 0,84$. Имеем:

$$\delta = 1,6 + 0,1 = 1,7 \text{ см}; d = 2,3 \text{ см}, t = 9,6 \text{ см}.$$

Проверяем по формуле для η_2 находим:

$$\eta_2 = \frac{2t - 2d + \frac{\pi d^2 k_s}{4\delta k}}{2t} \approx 0,84,$$

т. е. почти полное совпадение.

При склепке резервуаров, относительно тонкостенных, как например водяные баки, толщину стенки выбирают толще, нежели получается по расчету, считаясь с возможностью ржавления и трудностью подчеканки. Бах рекомендует диаметр заклепки брать около $d = 8 \text{ мм}$ и производить клепку в холодном состоянии. Шаг для однорядного шва внапуск принимается:

$$t = 3d + 0,5 \text{ см}. \quad (76)$$

Так как листы тоньше $\delta = 5 \text{ мм}$ подчеканке не поддаются, то этот размер надо считать нижним пределом.

Пример 22. Рассчитать заклепочный шов для цилиндрического водяного резервуара; диаметр его $D = 3 \text{ м}$, высота $H = 2 \text{ м}$.

Давление на стенку возрастает от свободного уровня к дну, где достигает наибольшей величины. В данном случае эта величина определится в

$$p = 0,2 \text{ кг/см}^2.$$

Принимаем далее допустимое напряжение $k = 750 \text{ кг/см}^2$ и коэффициент прочности шва $\eta = 0,55$. Имеем:

$$\delta = \frac{pD}{2k\eta} + 0,1 = \frac{0,2 \cdot 300}{2 \cdot 750 \cdot 0,55} + 0,1 = 0,17 \text{ см}.$$

На основании сказанного выше надо принять для δ величину большую. Если пользоваться для размеров котельного листового железа табл. 19, то надо взять $\delta = 6 \text{ мм}$ из следующих соображений. При диаметре резервуара $D = 3 \text{ м}$ лист, из которого он должен быть свернут, имеет длину $L = \pi D + 2a$, где a — расстояние заклепки от линии шва, что дает размер более 9 м. Поэтому надо брать либо два листа, при $\delta = 5 \text{ мм}$, шириною 2,3 м, либо два листа, при $\delta = 6 \text{ мм}$, шириною 1,1 м. Сборка в последнем случае проще, так как изгиб очень широких листов труднее и кроме того в первом случае надо ставить два продольных шва.

Останавливаясь на $\delta = 6 \text{ мм}$, будем иметь для диаметра d заклепки, по Баху, $d = 8 \text{ мм}$, шаг, по (76), $t = 3 \cdot 0,8 + 0,5 = 2,9 \text{ см}$, а потому $\eta = 0,72$, что вполне понятно, так как толщина листа взята с большим избытком. Расстояние a от края принимается в таких швах около $a = t/2 \approx 15 \text{ мм}$. Таким образом полная длина развернутого барабана будет равна $L = 9,45 \text{ м}$. Шов поперечный — тех же размеров. Днище укреплено при помощи кольца из углового железа № 5,5 с толщиной полок $\delta_1 = 7 \text{ мм}$ (фиг. 61, А). Для придания жесткости верхнему краю к нему снаружи прикреплено кольцо такого же профиля. Резервуар установлен на двутавровых балках a , а с деревянными подкладками b , b .

Днища котлов. При более или менее значительном диаметре котла днища делают выпуклыми, штампованными по шаровой поверхности, с отогнутыми бортами, которые приклепываются к корпусу котла поперечным швом. Заводы выпускают днища различной толщины. В таблицах даются размеры D — диаметра котла, H —

высоты стрелки, h — высоты бортов и R — радиуса шаровой поверхности (черт. 52).

Толщина стенки может быть проверена по формуле:

$$\delta = p \frac{R}{2k},$$

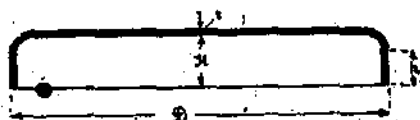
где p — давление внутри котла, k — допустимое напряжение для материала котла; принимая во внимание криволинейную переходную часть от днища к бортам для напряжения k , принимают:

для сварочного железа	до $k = 500$ кг/см ²
„ литого	„ „ $k = 650$ „
„ меди	„ „ $k = 400$ „ ¹⁾

Плоские штампованные днища (черт. 52а) требуют укрепления их со стенками котла, для чего ставятся связи. Это значительно усложняет сборку котла и



Черт. 52.



Черт. 52а.

конечно следует отдавать предпочтение днищам сферическим. Если рассчитывать плоское днище без связей, то толщина его получается очень большая.

Для справок приведена табл. 18, содержащая размеры заклепочных плотных швов двусрезных и односрезных, и в табл. 19 даны размеры круглых и прямоугольных котельных листов (см. стр. 114 и 115).

§ 27. Соединения прочные, но неплотные. Такие соединения применяются в большом количестве в мостовых и строительных фермах, при клепке половых, потолочных балок, в составных железных колоннах, в балках мостовых кранов и т. п. Элементы заклепочных соединений в этих случаях определяются только из условий прочности, так как вопрос о плотности здесь роли не играет.

Чтобы составить представление о ходе расчета, рассмотрим несколько случаев.

1. Клепаная балка для постоянной нагрузки. При расчете балок, служащих для перекрытия более или менее значительных пролетов и несущих на себе известную нагрузку, всегда задается величина пролета L (в свету, т. е. свободная длина) и величина и способ распределения нагрузки. По этим данным находят давления в опорах (реакции), величину наибольшего изгибающего момента и величину наибольшей секущей (перерезывающей) силы S .

Железные балки изготавливаются прокаткой, обычно из болванок литого железа и поступают на рынок в качестве балок различных профилей, из которых наиболее ходовыми являются формы: двутавровая (фиг. 62а, А), корытная (швеллерная, фиг. 62б, А), зетобразная (с), двутавровая система Грея (с широкими полками, д), а также уголки равнобокие (е) и неравнобокие (f). Задаввшись величиною допускаемого напряжения k и формой профиля поперечного сечения, находят условие прочности на изгиб:

$$M_{\max} = \frac{J}{e} k, \quad (2)$$

где J — момент инерции относительно главной оси Z и e — расстояние наиболее удаленного волокна от нейтрального слоя. По найденному значению так называемого

¹⁾ Если температура не выше $t = 200^\circ \text{C}$.

ТАБЛИЦА 18

Толщина листа	Однорезный шов анапук или с одной накладкой						Двурезный шов (с двумя накладками)						
	Заклепка и лист литого железа			Заклепка из сва- рочного железа, лист из литого			Заклепка и лист литого железа			Заклепка из сва- рочного железа, ли т из литого			
	δ	d	t	κ	d	t	η	d	t	η	d	t	η
Однорядный							Однорядный						
7	17	44	0,61	17	41	0,59	15	53	0,72	15	48	0,60	
8	18	45	0,60	18	42	0,57	16	54	0,70	16	49	0,6	
9	19	46	0,59	19	43	0,56	17	55	0,69	17	50	0,66	
10	20	47	0,57	20	44	0,55	18	56	0,68	18	51	0,65	
11	21	48	0,56	21	45	0,53	19	58	0,67	19	53	0,64	
12	22	49	0,55	22	46	0,52	20	59	0,66	20	54	0,63	
13	23	50	0,54	23	47	0,51	21	61	0,65	21	55	0,62	
14	24	51	0,53	24	48	0,50	22	63	0,65	22	57	0,61	
15	25	53	0,52	25	49	0,49	23	65	0,65	23	59	0,61	
16	26	54	0,52	26	51	0,48	24	66	0,64	24	61	0,61	
17	27	55	0,51	27	52	0,48	25	68	0,63	25	63	0,60	
18	28	57	0,51	28	53	0,47	26	70	0,63	26	64	0,59	
Двурядный							Двурядный						
8	16	58	0,72	16	54	0,70	14	72	0,81	14	65	0,78	
9	17	60	0,71	17	55	0,69	15	74	0,80	15	66	0,77	
10	18	61	0,70	18	56	0,68	16	76	0,79	16	68	0,76	
11	19	63	0,69	19	58	0,67	17	79	0,78	17	71	0,76	
12	20	65	0,69	20	59	0,66	18	82	0,78	18	73	0,75	
13	21	66	0,68	21	61	0,66	19	85	0,77	19	76	0,75	
14	22	68	0,68	22	63	0,65	20	87	0,77	20	78	0,74	
15	23	70	0,67	23	65	0,65	21	90	0,76	21	81	0,74	
16	24	72	0,67	24	66	0,64	22	93	0,76	22	84	0,74	
17	25	74	0,67	25	68	0,63	23	96	0,76	23	86	0,73	
18	26	76	0,67	26	70	0,63	24	99	0,76	24	89	0,73	
19	27	78	0,66	27	72	0,63	25	102	0,75	25	92	0,73	
20	28	80	0,66	28	74	0,62	26	106	0,75	26	95	0,73	
Техрядный							Техрядный						
12	18	72	0,75	18	65	0,73	16	92	0,83	16	82	0,81	
13	19	74	0,74	19	68	0,72	17	96	0,82	17	85	0,80	
14	20	77	0,74	20	70	0,71	18	100	0,82	18	89	0,80	
15	21	80	0,74	21	73	0,71	19	104	0,82	19	93	0,80	
16	22	82	0,74	22	75	0,71	20	108	0,81	20	97	0,80	
17	23	85	0,73	23	78	0,71	21	113	0,81	21	100	0,79	
18	24	88	0,73	24	80	0,70	22	117	0,81	22	104	0,79	
19	25	91	0,73	25	83	0,70	23	121	0,81	23	108	0,79	
20	26	94	0,72	26	86	0,70	24	126	0,81	24	112	0,79	
21	27	97	0,72	27	88	0,69	25	130	0,81	25	116	0,78	
22	28	99	0,72	28	91	0,69	26	134	0,81	26	120	0,78	
23	29	102	0,72	29	94	0,69	27	138	0,80	27	124	0,78	
24	30	105	0,72	30	96	0,69	28	141	0,80	28	128	0,78	
25	31	108	0,71	31	99	0,69	29	145	0,80	29	132	0,78	
26	32	112	0,71	32	101	0,68	30	149	0,80	30	136	0,78	
27	33	114	0,71	33	104	0,68	31	154	0,80	31	140	0,78	
28	34	117	0,71	34	106	0,68	32	158	0,80	32	144	0,78	

ТАБЛИЦА 19

Толщина в мм	Диаметр круга листа в мм	При ширине листов в метрах															
		1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
		Возможная длина в метрах															
5	2,5	9	9	9	8	8	8	7	7	6	6	6	6	6	5	5	5
6	2,6	10	10	10	10	10	9	9	8	8	8	7	7	7	7	7	6
7	2,8	12	12	12	12	12	10	10	10	10	9	9	9	9	8	8	7
8	2,8	12	12	12	12	12	12	11	11	11	9	9	9	9	9	9	8
9	3,0	13	13	13	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	9
10	3,6	13	13	13	13	13	13	13	13	13	12	12	11	11	11	10	10
11	3,7	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	12	12	11	11
12	3,8	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	13	13	12
13	3,9	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	13	13
14	3,9	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	14	14
15	4,2	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
20	4,2	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16
30	4,2	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16
40	4,2	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16
50	4,2	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
60	4,2	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14
		При ширине листов в метрах															
		2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0	4,1
		4,2															
7	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	7	6	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
9	9	8	8	7	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	10	10	10	10	10	9	8	7	6	6	5	—	—	—	—	—	—
11	10	10	10	10	10	9	8	8	7	7	6	5	—	—	—	—	—
12	11	11	10	10	10	10	9	8	8	7	7	6	5	—	—	—	—
13	12	12	11	11	10	10	10	9	9	8	7	6	6	5	—	—	—
14	13	13	13	13	13	12	12	10	9	9	8	8	8	6	—	—	—
15	15	15	15	15	15	14	13	12	10	10	10	9	9	8	7	6	5
20	16	16	16	16	16	15	15	15	14	14	13	13	12	10	8	6	5
30	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	15	14	12	10	6	5
40	16	16	16	16	16	15	15	14	14	14	14	13	13	12	10	6	5
50	15	15	15	14	13	13	12	12	12	12	11	11	10	10	10	6	5
60	13	12	12	12	11	11	11	10	10	10	10	9	9	9	8	6	5

модуля сопротивления $W = J : e$ отыскивают в сортаменте¹⁾ подходящее по размерам сечение или, как говорят, номер профиля; номером называется число сантиметров в высоте данного сечения. Так как заводы вырабатывают ходовые номера, т. е. не выше известного номера, то может оказаться, что профиля, удовлетворяющего полочным из (а) размерам не имеется вовсе, т. е. он получается больших размеров. Если нельзя поставить вместо одной две, три балки рядом, то приходится прибегать к изготовлению составного профиля, т. е. балки, составленной из элементов, соединенных между собой заклепками.

Подсчитанное по условию (а) прочное сопротивление на изгиб сечения балки должно удовлетворять еще условию прочного сопротивления касательным напряжениям, определяемым по формуле (15).

Возможен случай, когда ставится требование, чтобы наибольшая деформация балки, в данном случае наибольшая стрела прогиба f , не превосходила известного значения. Обычно стрела задается в долях пролета $f = (0,002 - 0,001)L$, в зависимости от назначения балки. Тогда, пользуясь одной из формул, приведенных в табл. 1, находят момент инерции J и подыскивают подходящий профиль по сортаменту или проектируют составное сечение; затем по уравнению (а) проверяют величину напряжения k .

При расчете составной балки имеется целый ряд величин к определению: высота балки H , размеры входящих в состав сечения уголков, поясов, заклепок. Между тем имеется всего два условия прочности; поэтому приходится задачу разрешать постепенным подходом, задавая наперед ряд величин. Так высота H балки принимается в зависимости от полной длины ее L_1 , которая выбирается по формуле

$$L_1 = 1,01 L + 0,4 \text{ м.} \quad (77)$$

Высота H изменяется примерно от $1/7$ до $1/30$ длины L_1 ; например для мостовых сооружений берут $H = (1/7 - 1/12)L_1$, для потолочных балок

$$H = \left(\frac{1}{15} - \frac{1}{20} \right) L_1 \text{ и т. д.}$$

На черт. 53 показана составная двутавровая балка, составленная из вертикальной стенки, четырех уголков c и двух поясных листов b . Размер B принимается по формуле.

$$B = 0,005 L_1 + 15 \text{ см.} \quad (78)$$

Толщина стенки δ берется обыкновенно в пределах $\delta = (8 - 12) \text{ мм}$. Заданные размерами всех элементов, входящих в данное сечение, составляют момент инерции его относительно нейтрального слоя, т. е. оси OZ . Будем иметь:

$$\begin{aligned} \text{момент инерции стенки } J_1 &= \frac{\delta H_1^3}{12}, \\ \text{уголка } J_2 &= j + Fa^2, \\ \text{пояса } J_3 &= \frac{B\delta_1^3}{12} + B\delta_1 \left(\frac{H + H_1}{4} \right)^2. \end{aligned}$$

Здесь H_1 — высота стенки; j — момент инерции уголка относительно оси, проходящей через его центр тяжести и параллельной оси OZ , a — расстояние центра тяжести уголка до нейтрального слоя OZ (черт. 54). Полный момент инерции будет равен сумме частных моментов, т. е.

$$J = J_1 + 4J_2 + 2J_3. \quad (b)$$

¹⁾ Сортаментом называется таблица профилей, вырабатываемых заводами, содержащая все размеры поперечного сечения.

Если подсчитанный по (b) момент инерции близко подходит к определенному из уравнения (a), можно профиль считать подобранным удачно; в противном случае придется изменить несколько начальные задания; изменить высоту, изменить номер уголка, толщину пояса, число поясов и т. п. Предварительный выбор размеров поясных уголков можно сделать следующим образом: толщину вертикального листа обычно принимают от 8—20 мм и проверяют на касательное напряжение по формуле:

$$k_s = \frac{1,25 S_{\max}}{\delta H},$$

где $S_{\max}$ — наибольшая срезающая сила, H — высота листа δ — его толщина, допустимое напряжение k_s — не должно превышать 800 кг/см² (обычно гораздо меньше).

Если пренебречь моментом инерции поясных листов, момент инерции профиля балки будет равен:

$$J = 4J_2 + J_1 = \frac{\delta H^3}{12} + 4(I + Fa^2),$$

но величина J ничтожна по сравнению с Fa^2 , точно так же a мало отличается от $\frac{H}{2}$, поэтому можно принять

$$J = \frac{\delta H^3}{12} + FH^2,$$

тогда модуль сопротивления сечения равен:

$$W = \frac{2J}{H} = \frac{\delta H^2}{6} + 2FH$$

Выбирая δH и k_b , получим уравнение для определения площади двух поясных уголков:

$$\frac{\delta H^2}{6} + 2FH = \frac{M_{\max}}{k_b}$$

или

$$2F = \left(\frac{M_{\max}}{Hk_b} - \frac{\delta H}{6} \right) \quad (c)$$

По расчетной площади уголка F находим из сортамента его N , этим определяется состав профиля балки.

Затем следует проверить напряжение по формуле (a) (учесть собственный вес балки), которое не должно превышать

$$k_b = 1\,200 \text{ кг/см}^2.$$

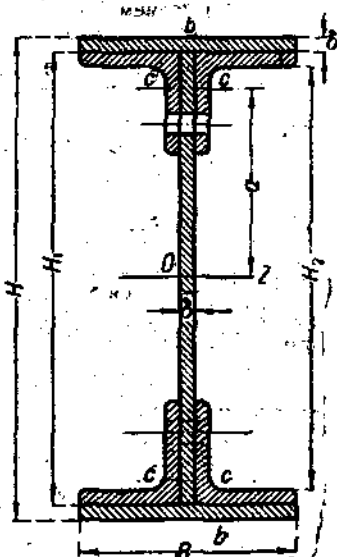
Для иллюстрации к сказанному приведем числовой пример.

Пример 23. Даны: пролет в свету $L = 12$ м, нагрузка $Q = 2\,000$ кг/пог. м. Форма двутавровая; допустимое напряжение в балке на изгиб $k = 800$ кг/см².

Из формул (77) и (78)

$$\begin{aligned} L_1 &= 1,01 \cdot 12 + 0,4 = 12,5 \text{ м;} \\ B &= 0,005 \cdot 1\,200 + 15 = 21 \text{ см.} \end{aligned}$$

Принимаем далее $H = 0,075 L = 90$ см. Так как собственный вес балки еще неизвестен, то предварительно полагаем $k_b = 750$ кг/см². Наибольший изгибающий



Черт. 53.

момент (в опасном сечении) будет в среднем сечении балки и может быть принят равным:

$$M = Q \frac{L^2}{8} = \frac{2\,000 \cdot 12^2}{8} = 36\,000 \text{ кг/м.}$$

Из (а) имеем:

$$J = \frac{Me}{k} = \frac{MH}{2k} = \frac{3\,600\,000 \cdot 90}{2 \cdot 750} = 216\,000 \text{ см}^4.$$

Выбираем толщину листа

$$\delta = 8 \text{ мм,}$$

причем

$$k_s = \frac{1,25 \cdot 2\,000 \cdot 12}{2 \cdot 0,8 \cdot 90} = 200 \text{ кг/см}^2 < 800,$$

т. е. допустимое. По формуле (с):

$$2F = \frac{36\,000 \cdot 100}{90 \cdot 800} - \frac{0,8 \cdot 90}{6} = 38 \text{ см}^2$$

или

$$F = 19 \text{ см}^2.$$

По сортаменту ближе всего требуемой площади отвечает уголок № 9.

Поэтому примем:

Толщина $\delta = 0,8 \text{ см}$, толщина пояса $\delta_1 = 1 \text{ см}$, уголки № 9 толщиной полок $\delta_2 = 1,1 \text{ см}$, диаметр заклепки по (52) $d = 2 \text{ см}$. Будем иметь

$$J = 138 \text{ см}^4, a = 44 - 2,6 = 41,4 \text{ см}, F = 18,7 \text{ см}^2,$$

а потому найдем:

$$J_1 = \frac{0,8 \cdot 88^3}{12} = 42\,750 \text{ см}^4;$$

$$J_2 = 138 + 18,7 \cdot 41,4^2 = 32\,138 \text{ см}^4;$$

$$J_3 = \frac{21}{12} + 41\,730 = 41\,732 \text{ см}^4,$$

или

$$J = 42\,750 + 4 \cdot 32\,138 + 2 \cdot 41\,732 = 254\,766 \text{ см}^4.$$

Так как в сечении (черт. 54) находятся четыре гнезда для заклепок, то найденный момент инерции надо уменьшить на момент инерции площадей прямоугольников $2 \times 2,1 = 4,2 \text{ см}^2$. Этот момент инерции будет:

$$J_4 = \frac{2 \cdot 2,1^3}{12} + 4,2 \cdot 44^2 = 8\,133 \text{ см}^4.$$

Окончательно получим $J = J_1 + 4J_2 + 2J_3 - 4J_4$, или $J = 222\,234 \text{ см}^4$. Этому моменту инерции будет соответствовать напряжение k

$$k' = \frac{MH}{2J} = \frac{3\,600\,000 \cdot 90}{2 \cdot 222\,234} = 730 \text{ кг/см}^2.$$

Собственный вес балки определяется так:

Вес 1 пог. м стенки	56,58 кг
• 1 • • уголков $4 \times 14,68$	= 58,72 кг
• 1 • • поясов $2 \times 16,49$	= 32,98 кг
	Всего 148,28 кг
Вес заклепочных головок 5%	7,42 кг

Итого 155,70 кг $\leq$ 156 кг.

Дополнительное напряжение от изгиба собственным весом будет:

$$M' = \frac{156 \cdot 12^3}{8} = 2810 \text{ кгм и } k'' = \frac{281000 \cdot 45}{222234} = 57 \text{ кг/см}^2,$$

а всего

$$k = k' + k'' \approx 787 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. отличающееся от заданного $k_0 = 800 \text{ кг/см}^2$ всего на 13 кг/см^2 — около 1,6%, что надо признать вполне удовлетворительным.

Само собою понятно, что если бы потребовалось, по какому-либо соображению принять высоту меньшую, например $H = 70 \text{ см}$, то пришлось бы взять уголки большего номера, число полок увеличить. На черт. 54 показаны размеры профиля при уголках № 10 с толщиной полки, равной $\delta_1 = 1 \text{ см}$, и при двух поясах с $\delta_2 = 1 \text{ см}$. Погонный вес такой балки 159 кг. Напряжение материала

$$k = 785 \text{ кг/см}^2.$$

При вычислении моментов инерции J_1 , J_2 и J_4 выражения для них получаются в виде двучленов, причем один из членов по сравнению с другим сильно отличается по величине; именно, выражение момента инерции элемента относительно оси, проходящей через центр тяжести этого элемента, очень мало по сравнению с произведением его площади на квадрат расстояния от этого центра до оси OZ (нейтральный слой). Поэтому при расчетах следует ради облегчения их отбрасывать эти малые величины, а именно, в выражениях для J_2 , J_3 и J_4 — первые слагаемые. Ошибка от этого получаемая, весьма мала и совершенно допустима. Действительно, с опущением этих членов найдем, что $J = 222234 - 4 \cdot 138 - 2 \cdot 175 - 4 \cdot 154 = 221672$, т. е. разность около 0,25%.

Определение шага заклепочного шва для соединения уголков со стенкою и поясов с полками уголков происходит на основании следующих соображений.

Из уравнения (15) находим, что величина скалывающей силы вдоль балки на погонную единицу будет:

$$uk_s = \frac{SU}{J}; \quad (b)$$

если шаг заклепочного шва равен t , то на этом протяжении действует сила T :

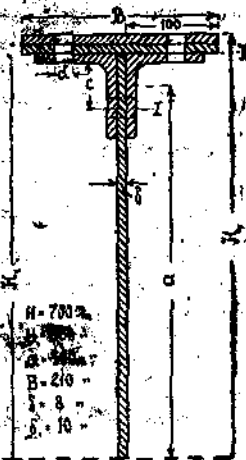
$$T = u \cdot t \cdot k_s = \frac{S \cdot U \cdot t}{J}. \quad (c)$$

Очевидно заклепка срезается этой силой, а потому для определения шага t надо положить, что сила uk_s равна или меньше сопротивления заклепки срезанию. Для балки, рассмотренной выше, заклепка срезается по двум плоскостям, а потому, называя напряжение в сечении заклепки через k'_s , будем иметь:

$$T = \frac{S \cdot U \cdot t}{J} \leq 2 \frac{\pi d^2}{4} k'_s. \quad (d)$$

Здесь S — наибольшая секущая сила, U — статический момент уголков и поясов (верхних или нижних) относительно нейтрального слоя, J — момент инерции профиля.

Секущая сила равна для любого сечения балки сумме сил внешних, лежащих по одну сторону сечения:



Черт. 54.

С другой стороны, величина шага может быть найдена из условия прочного сопротивления стенки листа смятию, которое вызывается нажатием той же силой T , а именно должно быть соблюдено условие:

$$T \leq \delta d q \geq \frac{S \cdot U \cdot t}{J}, \quad (e)$$

где q — среднее сопротивление смятию.

Пример 24. Рассчитать заклепочное соединение для балки, рассмотренной в примере 23.

Наименее выгодное положение занимают заклепки, соединяющие вертикальные полки уголков со стенкой. Обращаясь к зависимости (f), примем, как и раньше, что наибольшее напряжение смятия $q_1 = \frac{4}{\pi} q = 2k_1$, где k_1 — напряжение в заклепках. Секущая сила S достигает своего наибольшего значения в сечении над опорами, где S равно реакции — в данном случае половине внешнего груза, т. е. груза QL и собственного веса балки

$$Q_1 L, S = \frac{QL + Q_1 L}{2}; \text{ но } Q = 2000 \text{ кг/м, } Q_1 = 166 \text{ кг/м;}$$

следовательно сила

$$S = \frac{2000 \cdot 12,8 + 166 \cdot 12}{2} \approx 12500 \text{ кг.}$$

Статический момент U равен статическому моменту сечения уголков (верхних), сложенному со статическим моментом сечения пояса относительно оси OZ (нейтральный слой), т. е.

$$U = 2 \cdot F \cdot a + B \cdot \delta_2 \cdot \frac{(H^2 + H_1)}{2} = 2 \cdot 18,7 \cdot 41,4 + 21 \cdot 1 \cdot 44,5 = 2290 \text{ см}^3.$$

Величину k_1 принята равной $k_1 = 600 \text{ кг/см}^2$; следовательно

$$q_1 = 2k_1 = 1200 \text{ кг/см}^2 \text{ и } q = \frac{\pi}{4} q_1 = 950 \text{ кг/см}^2.$$

Внося эти значения в выражение (f), найдем:

$$t = \frac{\delta d \cdot q \cdot J}{S \cdot U} = \frac{0,8 \cdot 2 \cdot 950 \cdot 221\,672}{2\,490 \cdot 12\,500} \approx 10,18 \approx 11 \text{ см.}$$

Обращаясь к зависимости (d), определяем величину k_2 при полученном шаге заклепочного ряда. Имеем:

$$k_2 = \frac{S \cdot U \cdot t}{J \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{12\,500 \cdot 2\,490 \cdot 11,0}{221\,672 \cdot 2 \cdot 3,14} = 245 \text{ кг/см}^2,$$

что надо признать вполне допустимым. В практике принято для шага t как наивысшее расстояние $8d$, т. е.

$$t \leq 8d. \quad (79)$$

Так как в рассматриваемом случае величина секущей силы уменьшается от опор к середине балки, где эта сила обращается в нуль, то возможно шаг t в средней части увеличить до предела, указанного в (79). Особой заметной экономии при этом не наблюдается, а потому можно оставить по всей длине балки размер, полученный выше, т. е. $t = 11 \text{ см.}$

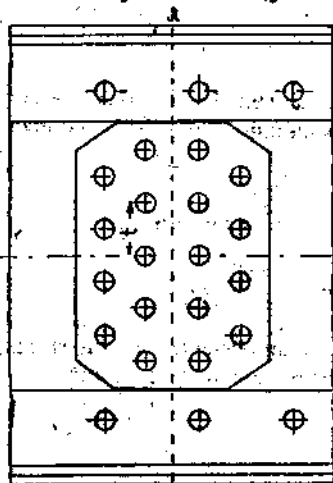
Чтобы сильно не ослаблять сечения балки отверстиями для заклепок, заклепочный ряд, соединяющий пояса с горизонтальными полками уголков, исполняют в

перевязку с заклепочным рядом на стенке; другими словами, заклепки подного ряда располагают так, что они приходятся в промежутках между заклепками вертикального ряда; следовательно шаг в этом ряду остается тот же.

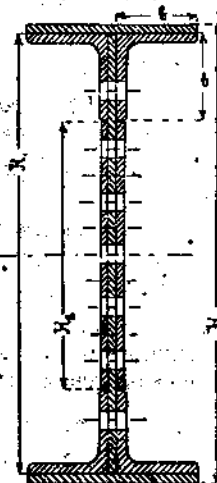
Нормальное расположение заклепок в поясных уголках указано на фиг. 62а, А; в таблице к фиг. 62а, А даны размеры для уголкового железа №№ 4—16.

Стык вертикальной стенки. В случаях больших пролетов возможно, что по длине балку придется составлять из частей, и таким образом получится необходимость устраивать соединение листа стенки, поясных листов, поясных уголков. Так как место стыка всегда будет местом несколько более слабым, нежели сплошное сечение балки, то, как общее правило, рекомендуется не устраивать стыки всех элементов в одном сечении, а располагать их так, чтобы стык какой-либо части не совпадал со стыком другой части.

Стык вертикальной стенки перекрывается накладками обыкновенно с обеих сторон ее. При этом возможны два способа постановки накладок: 1) она располагается между поясными уголками (черт. 55) или 2) она концами лежит на верти-



Черт. 55.



Черт. 56.

кальных полках уголков. Во втором случае, во избежание работы на изгибание накладок (черт. 56, левая сторона), для плотного их прилегания к стенке под накладками *a* кладут подкладки *b*, толщина которых равна толщине полки уголка. Несомненно, что в первом случае толщина накладки будет несколько больше, нежели во втором, но в общем количество материала, затраченного на перекрытие стыка, будет меньше, равно как количество необходимой работы на производство соединения. Поэтому следует отдать предпочтение первому способу, на котором и остановимся.

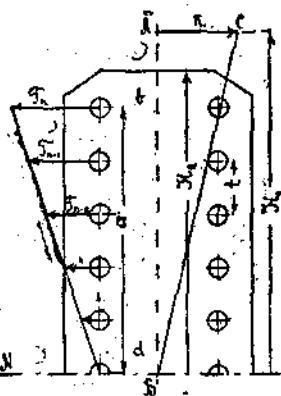
Накладки должны собою заменить в стыке сечение стенки, а следовательно сопротивление их изгибу должно равняться сопротивлению изгибу стенки. Называя высоту накладки через H_1 (черт. 55) и толщину через δ_1 , будем иметь:

$$\frac{\delta H_1^3}{6} = 2\delta_1 \frac{H^3}{6}, \text{ или } \delta_1 = \frac{H^3}{2H_1^3} \delta. \quad (80)$$

Очевидно толщина накладки всегда больше половины толщины стенки; некоторые конструкторы принимают $\delta_1 = (0,7 - 1)\delta$.

Замежки укрепляющие накладки к стенке, подвергаются срезающему действию как под действием изгибающего момента, который стремится повернуть накладки

по стенке, так и под влиянием секущей (перерезывающей) силы. Пусть половина накладки (верхняя или нижняя) укреплена к стенке двумя рядами заклепок, как показано на черт. 57, по одному на каждом из стыкаемых концов стенки. В последней под влиянием изгибающего момента M_1 , действующего в данном месте, вызываются напряжения растяжения или сжатия, равные нулю в нейтральном слое NN и достигающие наибольшего значения k в наиболее удаленном элементе A . Подобным образом должно распределиться напряжение в накладке, заменяющей собою отсутствующее в действительности живое сечение стенки. Поэтому надо ожидать, что и заклепки подвергаются срезающей силе T , которая будет тем больше, чем дальше от нейтрального слоя расположена заклепка. Если в ряду (или четверти накладки) находится n заклепок, то сумма сопротивлений их $T_1 + T_2 + T_3 + \dots + T_n$ должна быть равна сумме напряжений, действующих в сечении половины накладки, т. е. должно быть:



Черт. 57.

$$T_1 + T_2 + T_3 + \dots + T_n = \frac{H_2 \delta_1 \cdot k}{2 \cdot 2} \quad (g)$$

Если далее шаг заклепочного ряда равен t_1 , то из подобия треугольников (черт. 57) найдем:

$$T_1 : T_2 : T_3 : \dots : T_n = 1 : 2 : 3 : 4 : \dots : (n - 1).$$

Следовательно из (g) будем иметь:

$$(1 + 2 + 3 + \dots + n - 1) \frac{T_n}{n - 1} = \frac{T_n \cdot n}{2} = \frac{H_2 \delta_1 k}{4} \quad (81)$$

Так как диаметр заклепок выбран, допустимое напряжение k_s задается, то можно вычислить сопротивление заклепки, равное, считая двойное срезание:

$$2 \frac{\pi d^2}{4} k_s = T_n$$

я потому из (81) найдем и необходимое количество заклепок n по одну сторону стыка на четверти накладки.

Все число заклепок на накладке равно $n_0 = 4n$, или

$$n_0 = \frac{H_2 \delta_1 k}{\frac{\pi d^2}{4} k_s} \quad (81a)$$

Если секущая сила в данном сечении значительна, то необходимо учесть ее влияние. Она вызывает в заклепках сопротивление срезания, направленное вертикально и распределенное равномерно между всеми заклепками. $2n$ на одной стороне стыка, т. е. по условию:

$$S = 2 \cdot 2n \frac{\pi d^2}{4} k'_s \quad (h)$$

Полученное напряжение складывается с напряжением k_s по правилу параллелограмма. Необходимо иметь в виду еще следующее соображение: все усилие, т. е. равнодействующая сил, срезающих заклепку от момента изгибающего и от секущей силы, прижимающее заклепку к гнезду ее в стенке, может вызвать здесь большие напряжения смятия q . Поэтому надлежит сделать проверку. Указанная равнодей-

ствующая T , складывается для заклепки, наиболее удаленной от нейтрального слоя, из силы T_n и силы $S:2n$ по правилу параллелограмма. Условие прочности будет:

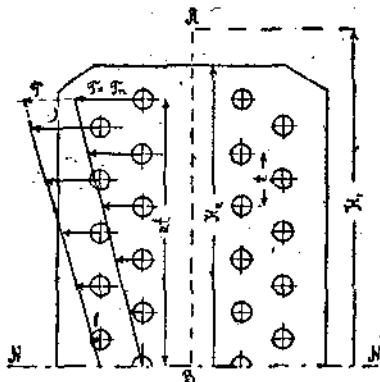
$$T \leq q\delta d, \quad (k)$$

причем q должно быть не более двойного допустимого напряжения на срезание.

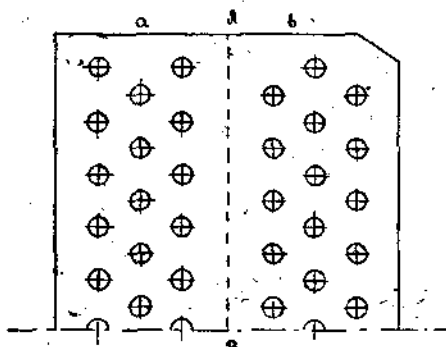
Установив окончательно потребное для соединения количество заклепок n , располагают их с таким расчетом, чтобы шаг t находился в пределах

$$t \leq (3-4)d. \quad (82)$$

Возможно, что при этом все заклепки не уместятся в одном ряду; тогда устанавливают их в два (черт. 57), три (черт. 58) и более рядов. Расстояние между рядами берется: $t_1 = (2,5-3)d$ — при шахматном расположении, $t_1 = (3-4)d$ — при параллельном. Расстояние от края $a \leq 2d$



Черт. 57a.



Черт. 58.

Ввиду того, что место стыка является ослабленным, не следует допускать совпадения его с опасным сечением, т. е. таким, в котором действует наибольший изгибающий момент.

Пример 25 Для балки, по заданным примера 23, подсчитать стыковое соединение стенки, в предположении, что оно находится на расстоянии одной трети от опоры

В таком случае изгибающий момент будет в этом сечении равен:

$$M_1 = Q \frac{L^2}{2} \cdot \frac{2}{3} - \frac{Q}{2} \left(\frac{2L}{3} \right)^2 = 32000 \text{ кг/м.}$$

Этому будет соответствовать напряжение в стенке (наибольшее):

$$320000 = \frac{2J}{H_1} k = \frac{2 \cdot 222234}{88} k,$$

откуда $k = 635 \text{ кг/см}^2$.

Толщина накладки по (80) будет $\delta_1 = \frac{88^2 \cdot 0,8}{2 \cdot 70^2} = 0,63 \text{ см}$, так как высота накладки, равная расстоянию между вертикальными полками уголков, будет:

$$H_1 = H_2 - 2b = 88 - 2 \cdot 9 = 70 \text{ см.}$$

Принимаем для δ_1 значение $\delta_1 = 0,6 \text{ см}$, так как обычно толщины листов изменяются через 1 мм. При этом конечно несколько повысится напряжение в накладке, именно оно будет:

$$k = \frac{0,63}{0,6} 685 = 720 \text{ кг/см}^2.$$

Допустимое напряжение для заклепки на срезание принимаем $k_s = 500 \text{ кг/см}^2$ ввиду того, что при двойном перерезывании нельзя быть уверенным в точном распределении напряжений на оба сечения. В таком случае наибольшая сопротивляемость заклепки срезанию будет равна:

$$T_n = 2 \frac{\pi d^2}{4} k_s = 3140 \text{ кг.}$$

Далее из (81) имеем:

$$T_n \frac{n}{2} = \frac{H_s \delta_1 k}{4},$$

или

$$n = \frac{H_s \delta_1 k}{2 T_n} = \frac{70 \cdot 0,6 \cdot 720}{2 \cdot 3140} \approx 5 \text{ шт.}$$

$$n_0 = 20.$$

Секущая сила в рассматриваемом сечении равна:

$$S = Q \frac{L}{2} - Q \frac{L}{3} = 12000 - 8000 = 4000 \text{ кг.}$$

Эта сила срезает все заклепки на одной стороне стыка по двум плоскостям одновременно и вызовет напряжение:

$$k'_s = \frac{S}{2 \cdot 2n \frac{\pi d^2}{4}} \approx 32 \text{ кг/см}^2.$$

Это напряжение, направленное вертикально, очень мало по сравнению с напряжением $k_s = 500 \text{ кг/см}^2$, направленным горизонтально, а потому можно величину k'_s в учет не принимать.

Переходим к определению напряжения смятия, вызываемого нажатием заклепки силами T_n к ее гнезду в стенке. Будем иметь:

$$T_n = d \cdot \delta \cdot q, \text{ или } q = \frac{3140}{2 \cdot 0,8} = 1960 \text{ кг.}$$

Такое напряжение, значительно превосходящее величину $q = 2k_s = 2 \cdot 500 = 1000 \text{ кг/см}^2$, недопустимо. Следовательно число заклепок необходимо увеличить в $1960:1000 = 1,96$ раза, т. е. почти вдвое.

Принимаем поэтому $n = 20$ на одной половине и 20 на другой половине накладки, т. е. всего 40 шт. на накладке стыка. Полагая, что расстояние крайнего ряда заклепок (вверху или внизу) равно $a = 1,5d = 3 \text{ см}$ и шаг вертикальный $t = 3d = 7 \text{ см}$, получим в одном вертикальном ряду 10 заклепок, а всего 2 ряда по каждую сторону стыка. В горизонтальном направлении расстояние выбирается в зависимости от того, какое будет принято расположение, шахматное или параллельное. В первом случае накладка получится немного короче (фиг. 63, А).

Стык поясных листов. Стык поясного листа может быть перекрыт только с одной стороны, а потому толщина накладки должна быть равна толщине пояса. Число n заклепок, соединяющих накладку с балкой, определяется из того условия, чтобы сопротивляемость заклепок, лежащих по одну сторону стыка, срезанию равнялась сопротивлению накладки разрыву. Пользуясь прежними обозначениями,

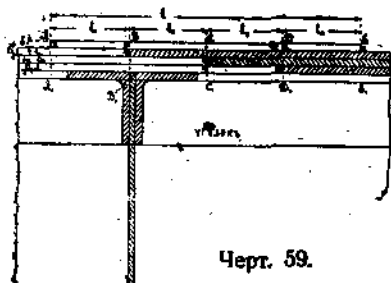
найдем условие равнопрочности в виде:

$$B\delta k = n \frac{\pi d^2}{4} k_s \quad (1)$$

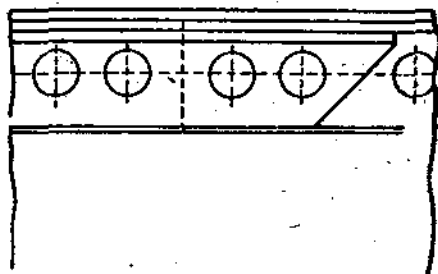
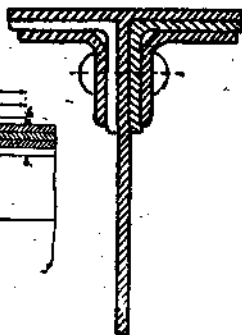
где B — ширина пояса, δ — его толщина. Полученное число обычно увеличивают на 10—20%, ввиду того, что нет уверенности в равномерном распределении срезающих усилий между всеми заклепками.

Пример 26. Для балки, рассмотренной в примере 23, толщина пояса $\delta = 1$ см, ширина его $B = 21$ см, напряжение $k = 800$ кг/см². Принимая $k_s = 500$ кг/см², найдем из (1) $n \approx 14$ шт.; увеличивая на 15%, будем иметь $n \approx 16$ шт. Длина накладки определяется числом заклепок в ряду, причем шаг t должен быть равен шагу f в ряду, укрепляющем вертикальные полки уголка к стенке.

Если число поясных листов более одного, то приходится иметь несколько стыков, расположенных в перевязку, но с таким расчетом, чтобы все они перекрывались одной накладкой. На черт. 59 показано лестничное расположение стыка трех поясных листов. Так как обыкновенно все листы в поясах имеют одинаковую толщину δ , то число заклепок может быть найдено из выражения (1). Оно



Черт. 59.



Черт. 60.

будет соответствовать стыку одного пояса. Длина накладки будет определена расположением стыков, и в данном случае очевидно она получится вдвое более длинной, нежели в предыдущем.

Стык поясных уголков. Место стыка перекрывается обычно уголками же. Но так как уголок перекрывающий должен быть меньше, иначе полки его будут выступать за полки основного уголка, то не стыкают в одном сечении оба поясных уголка одного (верхнего или нижнего) пояса. На черт. 60 показан такой односторонний стык уголков C и D . Накладные уголки меньшего размера должны давать в сумме своих сечений величину, равную площади сечения F — основного уголка. Действительно, называя через F_1 сечение накладного уголка, будем иметь условие равнопрочности

$$2F_1 + F \geq 2F, \quad (m)$$

или

$$F_1 \geq F/2.$$

Число n заклепок, необходимое по одну сторону стыка, найдется

$$n \frac{\pi d^2}{4} k_s = F_1 k \quad (n)$$

Так как в сечении уголка входящий угол скругляется по радиусу r , соответствующему номеру уголка, то для возможности поставить накладной уголок при одновременном касании по обеим полкам необходимо вершину наружного прямого угла сострогать, как это видно на черт. 60. Торцы накладных уголков нельзя обре-

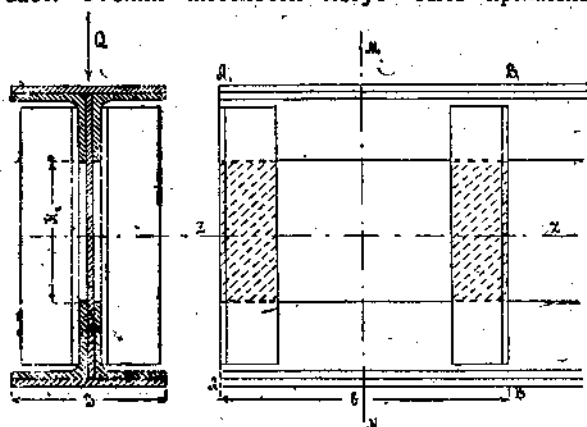
зать плоскостью, перпендикулярной оси балки, как это указано на том же чертеже, и вертикальные полки приходится скашивать.

• **Пример 27.** В балке, рассмотренной выше, поставлены уголки № 9 с площадью сечения $F = 18,7 \text{ см}^2$. Из (п) имеем поэтому, что площадь накладного уголка должна быть $F_1 \geq 9,35 \text{ см}^2$. Этому соответствует уголок № 7 с толщиной полки $\delta_1 = 0,7 \text{ см}$. Из (п), принимая прежние значения для k и k_s , найдем, что $n = 5$; увеличивая на 15%, возьмем $n = 6$.

Уголки жесткости. Наблюдения показывают, что высокие балки, совершенно прочные в смысле сопротивления изгибу, оказываются иногда слабыми в направлении поперечном. Под действием значительных грузов в таких случаях замечается боковое выпучивание стенки. Для противодействия указанному явлению необходимо увеличить жесткость балки в этом (поперечном) направлении. Достигается означенное увеличение жесткости постановкой так называемых уголков жесткости, которые располагаются на боковых сторонах стенки вертикально. Расстояние между ними берется тем меньше, чем выше балка. На фиг. 63, А показана балка для мостового крана на 15 т. Она исполнена в форме равного сопротивления с убывающей к опорным частям высотой, так как изгибающий момент также убывает. Уголки жесткости могут быть приклепаны прямо к стенке (фиг. 64, А) или

с промежуточной прокладкой (фиг. 65). В первом случае концы уголков загибаются, чтобы обойти полки поясных уголков. Если пояса имеют большой свес над поясными уголками (фиг. 65а, А), то уголки жесткости отгибаются сильнее и приклепываются также и к поясам. Конечно устройство по типу фиг. 65, А и тем более по типу фиг. 65а, А несколько дороже.

Расчет балки на поперечную жесткость очень сложен. Очень приблизительно можно подойти к решению на опорной части, где сосредоточена большая сила реакции, таким путем. Если вообра-



Черт. 61.

зить часть балки на длине, равной длине опоры, самостоятельно нагруженной силою R реакции опоры, и такое сжатие рассматривать как продольный изгиб стойки со средним сечением в виде прямоугольника с размерами b по длине опоры и δ , то можно написать (на основании форм. 23):

$$\beta R = \frac{\pi^2 E}{4H^2} J_{\min} \quad (p)$$

здесь β — запас прочности, $\alpha = 1:4$, так как один конец совершенно свободен. Из (p) имеем:

$$J_{\min} = \frac{4\beta R H^2}{\pi^2 E} \quad (r)$$

Весьма часто принимают $b = 2B$ (черт. 61).

Пример 28. Возвращаясь к той же балке, будем иметь: $R = 12\,000 \text{ кг}$, $b = 2B = 42 \text{ см}$, $\delta = 0,8 \text{ см}$. Примем далее $\beta = 5$, тогда из (r)

$$J_{\min} = \frac{4 \cdot 5 \cdot 12\,000 \cdot 70^2}{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^6} = 59 \text{ см}^4.$$

Момент инерции продольного сечения стенки (наименьший) будет равен:

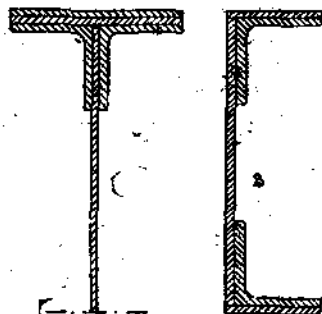
$$J'_{\min} = \frac{0,8^3 \cdot 42}{12} = 1,8 \text{ см}^4,$$

т. е. совершенно недостаточный. Ставим, как показано на чертеже, четыре уголка № 7 с толщиной полки равной $\delta = 0,7 \text{ см}$. Момент инерции увеличивается до (черт. 61).

$$J = 280,8 \text{ см}^4,$$

т. е. с громадным запасом¹⁾

Все сказанное выше относительно расчета клепаной балки двутавровой формы относится и к балкам других профилей, например тавровой формы (черт. 62, А) корытной (черт. 62, В) и др. Из этих форм могут комбинироваться более сложные, как например коробчатые сечения (черт. 63). Подробное рассмотрение таких сложных балок имеет место в курсах мостов.



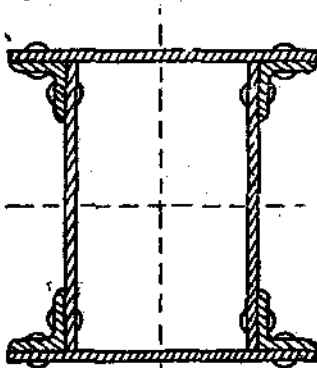
Черт. 62.

2. Соединения в жестких узлах ферм.

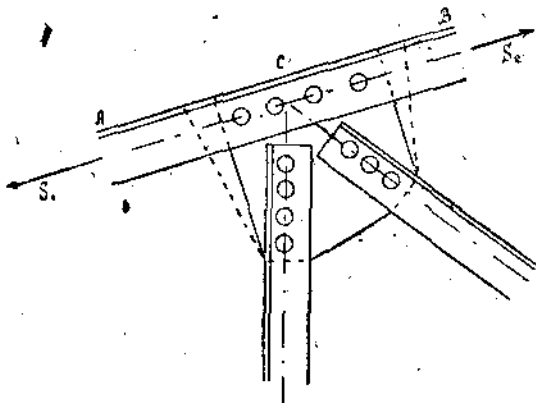
Соединения заклепками в жестких узлах ферм. Плоские фермы различного вида, как стропильные, мостовые, крайные и т. д., состоят из отдельных стержней, соединенных друг с другом в узлах. При расчетах обыкновенно делают два основных предположения:

- 1) все узлы фермы шарнирные и
- 2) внешние силы приложены только в узлах.

При этих условиях, как известно из курсов сопротивления материалов, стержни, входящие в состав той или другой плоской фермы, подвергаются лишь центральным продольным усилиям, растягивающим или сжимающим элементы фермы.



Черт. 63.



Черт. 64.

В действительности выполнение шарнирных соединений встречается теперь очень редко. Причина этому лежит в том, что шарнирный узел является более опасным, так как при разрушении шарнирного стержня уничтожается сразу все

¹⁾ Более точное решение задачи будет приведено во второй книге.

узловое соединение, тогда как при узлах склепанных последние могут еще работать при порче некоторой части заклепок (около 10%). Кроме того шарнирные узлы достаточно гибки, между тем как известная жесткость системы должна быть ей необходимо присуща. Наконец и с точки зрения стоимости заклепочное соединение является более выгодным. Не входя в рассмотрение способов нахождения усилий, действующих в стержневых системах, мы должны указать что правильно спроектированный узел должен быть обязательно центрирован, т. е. оси всех входящих в состав его стержней должны пересекаться в одной точке — центре узла. Требуется это совершенно понятно — для равновесия такого узла необходимо, чтобы усилия, действующие на него, взаимно уравновешивались, т. е. чтобы равнодействующая их равнялась нулю. Если окажется, что осевые линии элементов, а следовательно и направления действующих на них продольных усилий не пересекаются в одной точке, то такая система не может быть уравновешена без пары сил, а потому появится изгибающий момент и следовательно дополнительные напряжения.

Элементы фермы, т. е. стержни, рассчитываются на растяжение, а сжатые — на продольный изгиб, обычно по формуле Эйлера, считая второй способ укрепления концов. Как в случае растянутых, так и в сжатых частях следует ставить симметричные формы поперечного сечения, полагая, что плоскостью симметрии является средняя плоскость фермы, или же несимметричные, но такие, у которых центр тяжести лежит в средней плоскости фермы. Указанное условие надо считать необходимым, так как при иных формах будет иметь место эксцентрическое растяжение или сжатие, что влечет за собою явление изгиба. Чтобы образовать узловое соединение, наиболее простым способом будет следующий. Все поперечные сечения делаются двойными, т. е. состоящими из двух одинаковых профилей, расположенных друг от друга на одинаковых расстояниях δ . По узлам в указанный промежуток вставляется фасонный лист (косынка), к которому примыкают все сходящиеся в этом узле элементы.

Толщина δ фасонного листа, а следовательно и расстояние между составными частями двойного профиля берется постоянной для всей фермы и определяется для соединений наиболее напряженных. Следовательно размер этот должен быть получен для стыка в элементах с наибольшим профилем. Здесь могут быть два случая: такой стык приходится в узле или между узлами. Несомненно, что первый случай является для узла менее выгодным. Действительно, пусть пояс AB (черт. 64) проходит через узел без стыка; тогда число заклепок, необходимых для скрепления пояса с фасонным листом, должно быть рассчитано на разность усилий S_1 и S_2 , действующих в панелях A и B . Если же стык придется на узле, то число заклепок очевидно определится для каждого элемента A и B отдельно по срезающей силе (черт. 65) S_1 и S_2 , т. е. в зависимости от суммы $S_1 + S_2$. Конечно количество заклепок во втором случае будет больше, а потому большим получается и фасонный лист (пунктир, черт. 64). Предположим поэтому, что стык пояса приходится между узлами (черт. 65). Между параллельными полками вставляется прокладка ab , а сверху накладка cd . Толщиною прокладки определяется толщина δ фасонных листов для всех узлов фермы. Величину δ можно определить таким образом например для профиля, показанного на черт. 66.

Пусть толщина полки уголка будет δ_1 , а ширина ее b . Примем, что толщина накладки cd (черт. 65) равна толщине δ_1 . Тогда найдем из условия равенства площадей поперечных сечений накладки и прокладки, с одной стороны, и профильных уголков, с другой, — толщину прокладного фасонного листа. На черт. 65 показано сечение места соединения плоскостью mn . Игнорируя закругления во входящих углах, а также на внутренних сторонах кромок, получим:

$$(2b + \delta)\delta_1 + b\delta - \delta d = 2b\delta_1 + 2(b - \delta_1)\delta_1 - 2\delta_1 d.$$

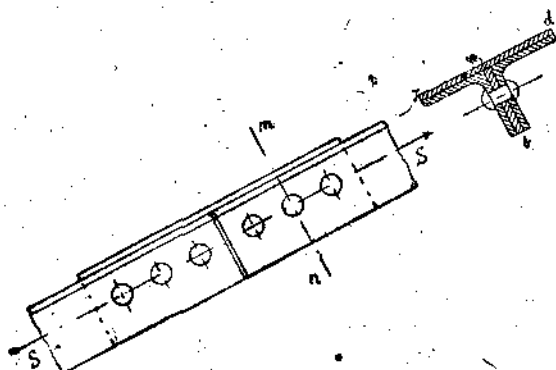
Принимая в среднем $d = 2\delta_1$, а также замечая по таблицам профилей, что δ_1 изменяется от 0,1b до 0,2b¹⁾, найдем, что при $\delta_1 = 0,1b$ и при $\delta_1 = 0,2b$

$$\delta \leq 1,55\delta_1 \\ \delta \leq \delta_1,$$

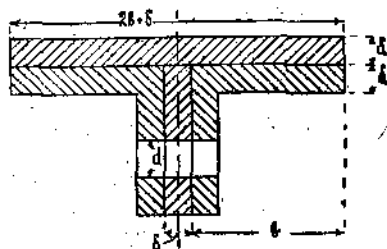
а потому в среднем часто принимают

$$\delta = 1,2\delta_1 \quad (83)$$

Конечно в каждом отдельном случае можно найти толщину δ , которая зависит, как видно, от толщины накладки. При увеличении последней δ убывает²⁾. Если δ получается значительной она может быть уменьшена введением перекрытия стыка наружными накладками на вертикальных полках уголков и даже накладными уголками. Это



Черт. 65.



Черт. 66.

обстоятельство следует иметь в виду при проектировании тяжелых ферм. Количество заклепок, необходимое для укрепления стыка, может быть найдено из таких соображений. Половина силы S , действующей вдоль стержня, передается вертикальными, а другая половина — перпендикулярными плоскости фермы полками. В таком случае, если на одной стороне стыка находится n заклепок, то число это состоит из $n = n_1 + n_2$, где n_1 относится к прокладке, а n_2 — к накладке. Очевидно будем иметь:

$$\frac{S}{2} = 2n_1 \frac{\pi d^2}{4} k_p,$$

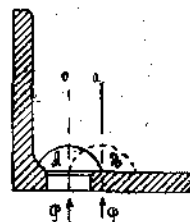
$$\frac{S}{2} = n_2 \frac{\pi d^2}{4} k_p,$$

так как в первом случае имеем двойное срезание, а во втором одиночное; получаем:

$$n_2 = 2n_1.$$

Диаметр заклепки берется в среднем $d = 2\delta_1$ и меняется в пределах

$$d = (14-22) \text{ мм.}$$



Черт. 67.

¹⁾ Уголки ниже № 5 — редко употребляются при склейке ферм. По русскому сортаменту имеем:

№ 4 $\frac{1}{2}$, $\delta_{\text{max}} = 8 \text{ мм}$, т. е. отношение $\delta_1 : b \leq 0,2$.

№ 14, $\delta_{\text{min}} = 12$, $\delta : b \leq 0,1$.

²⁾ Приняв тот или другой размер для δ , необходимо эту величину проверить на смятие в гнезде заклепки.

Если $n_1 > 4$, то заклепки утамавливаются в два ряда; число $n_1 < 2$ обычно не принимают. Напряжение k_s берется в зависимости от условий работы фемы в пределах $k_s = (400—600) \text{ кг/см}^2$. Располагать заклепки надлежит так, чтобы заклепки, сидящие на одной полке, не приходились в одном поперечном сечении с заклепками на другой (перпендикулярной) полке.

Что касается расстановки заклепок вдоль стержней, то вследствие стремления центрировать узел надо их располагать на осевых линиях стержней; в противном случае наблюдается эксцентрическая передача усилий, что вызывает, конечно, наличие пары и дополнительные напряжения материала.

Но выполнить указанное требование не всегда возможно. Часто размер полки профиля не позволяет расположить ось заклепки на линии центров тяжести, так как нельзя установить заклепочную головку, часть которой приходится уже на закругленном переходе между полками уголка (черт. 67, заклепка А). В этом случае необходимо отступить с линии центров в aa . Чем больше эксцентриситет e , тем значительнее момент $M = P_e$, пары, вызывающей в заклепках дополнительное напряжение сдвига.

При конструировании узла необходимо обращать внимание, чтобы элементы, входящие в состав его¹⁾, возможно близко подходили к центру. При этом получается большая жесткость узла, с одной стороны, и уменьшение дополнительных напряжений в фасонном листе, равно как уменьшение размеров его.

Если стык пояса получится на узле, то число заклепок на каждом конце найдется отдельно по действующим силам S_1 и S_2 . Что касается скрепления, то стык может быть перекрываем накладкой; иногда ее не ставят. Размеры фасонного листа в средней его плоскости определяются после расстановки всех необходимых для соединения элементов узла. Края листа должны отстоять от ближайших заклепок на расстоянии a , равном от 1,5 до 2d.

Сварные швы. Большое распространение находят сварочные швы как в котельных конструкциях, так и балочных. Сварка производится ацетиленом, водородом или электрическим током (переменным и постоянным).

Едва ли не более всего изучены электросварные швы. Оказывается, что в месте сварки и вблизи его упругие и пластические свойства металла значительно изменяются. Основные механические показатели — временное сопротивление и удлинение — испытывают изменения в противоположных направлениях: первое растет, второе убывает примерно до $\frac{1}{2}$ удлинения целого листа.

Способ расчета рекомендовать пока затруднительно. Можно указать лишь виды швов, которыми чаще пользуются.

Подобные швы представлены на фиг. 69—72, А, где сделаны указания относительно их употребления. Здесь же помещены нормы устройства сварных швов по DIN и OCT.

¹⁾ Примыкающие к узлу стойки диагонали. На фиг. 66—68, А показаны примеры узлов плоских стропильных ферм: фиг. 66, А представляет коньковый узел; фиг. 68а, А — опорный узел, неподвижный, на плите А; последняя — на цементной подливке.

ГЛАВА V

ОСИ И ВАЛЫ

§ 28. Общие сведения. Вращательное движение частей машины является самым распространенным видом движения; его особенностью является возможность осуществления в ограниченном пространстве, занимаемом машинной, непрерывного движения с постоянной заданной скоростью. Вращающиеся части располагаются всегда на осях или на валах; эти элементы представляют собою, так сказать, воплощение той геометрической оси, около которой вращение происходит. Между осью и валом существует определенное отличие. Осью называется деталь, которая имеет своим назначением именно вышеуказанное воплощение теоретической оси вращения. Физическая ось может вращаться вместе с сидящей на ней частью, может оставаться неподвижной относительно последней; например колесо автомобиля вращается на оси, колесо вагонного или паровозного ската вращается вместе с осью; подобно этому ось шарнира крейцкофа (ползуна) неподвижна относительно головки шатуна; палец кривошипа вращается вместе с другой головкой того же шатуна. Иногда ось в то же время является поддерживающим элементом для детали, сидящей на ней. При всех указанных расположениях ось подвергается действию изгибающих моментов.

Вал, помимо выполнения тех же задач, кои исполняет ось, всегда передает работу от одной части другой; поэтому он вращается с сидящими на нем частями и подвергается действию, помимо изгибающих моментов, всегда моментам крутящим. Таким образом в то время как ось испытывает главным образом только напряжения растяжения и сжатия, вал, помимо этого, подвергается сильному действию еще и касательных напряжений.

Понятно поэтому, что ход расчета оси будет несколько отличаться от расчета вала. Но и та и другая детали имеют общие черты. Как ось, так и вал лежат на опорах того или другого вида, в которых происходит вращение. Расчет детали всегда начинается с определения этих частей, работающих под давлением. По виду можно эти элементы осей и валов разделить на три категории; шип или цапфа — находится всегда на свободном конце оси или вала (фиг. 73 и 74, А); шейка — нагруженная часть, работающая на опоре, находящаяся где-либо посреди вала (фиг. 75, А); пята, если усилием вдоль вала или оси они прижимаются своими торцами (фиг. 76, А). Если ось укреплена, а вращающиеся на ней части расположены свободно, то места сидения этих частей рассматриваются и рассчитываются как цапфа, шейка или пята, в зависимости от местоположения их. Поэтому начнем изучение осей и валов со знакомства с этими опорными частями.

§ 29. Цапфа цилиндрическая. Цапфа находится всегда под действием постоянного или периодического вращательного движения; на поверхности ее развивается при этом сила трения, которая в данном случае является обстоятельством вредным, так как: 1) для преодоления трения необходимо затрачивать часть передаваемой работы, что ведет к уменьшению коэффициента полезного действия; 2) благодаря трению происходит изнашивание рабочих поверхностей цапфы и ее опоры и 3) работа трения, превращаясь в тепловую энергию, поднимает температуру цапфы, опоры и смазочного материала, который вводится между работающими поверхностями. Как уви-

Работа эта, превращаясь в тепловую энергию, нагревает цапфу, опору и смазочный материал. При установившемся равновесии, т. е. при постоянной температуре цапфы, она отдает в единицу времени одно и то же количество единиц тепла. Как указывалось выше, слишком высокое нагревание, обусловленное тем, что отдача тепла происходит медленнее, нежели его образование, может повести к нежелательным явлениям выжимания смазочного вещества и даже выплавления бабитовой заливки вкладышей. Поэтому при расчете цапфы необходимо принимать в соображение указанное развитие тепла. Если величину T разделить на диаметрально сечение цапфы dl , то получается так называемая удельная работа T_1 силы трения, отнесенная к квадратной единице указанного сечения.

$$T_1 = \frac{Qd\mu l}{15dl} = \frac{Q\mu l}{15l}, \quad (86)$$

которая могла бы служить характеристикой снашивания данной цапфы. Но в выражение (86) входит величина μ — коэффициента трения, которая зависит от целого ряда факторов: удельного давления q , скорости v на окружности цапфы, температуры t цапфы. Поэтому в качестве характеристики для снашивания цапфы выбирают произведение удельного давления q на окружную скорость v :

$$T_2 = qv. \quad (b)$$

Величина T_2 пропорциональна работе трения, которая получится, если T_1 умножить на коэффициент μ трения ¹⁾. На основании опытов устанавливаются значения T_2 для различных случаев работы цапф. В табл. 20 приведены некоторые данные как значения q , так и величины T_2 .

ТАБЛИЦА 20

	T_2 кг/м	q кг/см ²
Цапфы паровозных осей	70—100	15—25
" вагонных осей	35—50	15—25
Чугунн. трансмисс. опоры	13—18	7—10
Валы паровых турбин	20—80	3—6
" авиационных моторов	до 200	100—120
Цапфы валов паровых машин	20—30	15—30
Валы динамомашин	15—25	3—5
Цапфа кривошипа паровых машин	40—60	60—100
" паровоза	до 140	100—140
Шейки коленчат. валов паровых машин	40—60	35—65
Вал двигател. внутр. горения	20—0	40—80

Значительное колебание в величинах T_2 объясняется главным образом интенсивностью охлаждения. Например палец (цапфа) кривошипа паровоза благодаря движению его охлаждается энергичнее, нежели цапфа кривошипа паровой машины, находящаяся в закрытом помещении, где движение воздуха мало заметно. Сообразно с этим величина T_2 для паровозных цапф принимается выше.

¹⁾ Подробности во второй книге.

дим ниже, небольшое нагревание можно считать даже желательным, ибо при этом уменьшается вязкость смазочного материала и понижается коэффициент трения. Но при значительном нагревании, при сильном разжижении смазки она может выжиматься, и как результат этого может получиться порча рабочих поверхностей.

Поэтому при определении необходимых размеров цапфы нельзя руководствоваться только условиями ее прочного сопротивления изгибающим моментам; приходится учитывать и обстоятельства, указанные в пп. 1—3. Сила трения зависит от величины нормального давления, которое испытывает цапфа на своей рабочей поверхности со стороны внешней нагрузки Q . Обычная форма цапфы — цилиндр с диаметром сечения d и длиной l . Встречаются формы в виде усеченного конуса или шара, но сравнительно редко, а потому рассмотрим работу цапфы нормального типа.

Пусть цапфа прижата к своей опоре (например к вкладышу подшипника) силой Q ; между рабочими поверхностями цапфы и опоры возбуждается напряжение смятия q , распределенное по поверхности неравномерно. В A (черт. 68) и B эти давления равны нулю; наибольшее значение будет в нижней точке C .

Очевидно величина этого нормального давления зависит от $\angle \alpha$. Распределение этого давления можно найти, если сделать предположение, как это принято, что при нажатии цапфой опоры, материал которой гораздо мягче, она изменяет свою форму, тогда как форма цапфы остается неизменной. При таком допущении мы найдем, что¹⁾

$$q_s = \frac{4}{\pi} \frac{Q \cos \alpha}{dl} \quad (84)$$

В этом выражении произведение dl представляет собою сечение цапфы диаметральной плоскостью AB , и частное $Q:dl = q$ называется средним давлением на рабочую поверхность. В таблицах допустимых напряжений

на смятие всегда даются цифры для этого среднего значения. Из (84) видно, что наибольшее давление соответствует $\angle \alpha = 0$, т. е.

$$q_{\max} = q_s = \frac{4}{\pi} \frac{Q}{dl} = \frac{4}{\pi} q \quad (85)$$

Если бы вызываемое силой Q давление распределялось на рабочих поверхностях равномерно, то момент силы трения относительно оси вращения равнялся бы:

$$Q \frac{d}{2} \mu,$$

но так как это давление изменяется согласно выражению (84), то момент трения будет:

$$M_t = \frac{4}{\pi} \frac{Qd}{2} \mu = \frac{2Qd\mu}{\pi} \quad (85a)$$

Работа T трения при вращательном движении равна в одну секунду произведению величины момента M_t на угловую скорость $\omega = \pi n : 30$, где n — число оборотов в минуту, следовательно

$$T = M_t \omega = \frac{2Qd\mu}{\pi} \frac{\pi n}{30} = \frac{Qd\mu n}{15} \quad (a)$$

¹⁾ Вывод дан во второй книге

Работа эта, превращаясь в тепловую энергию, нагревает цапфу, опору и смазочный материал. При установившемся равновесии, т. е. при постоянной температуре цапфы, она отдает в единицу времени одно и то же количество единиц тепла. Как указывалось выше, слишком высокое нагревание, обусловленное тем, что отдача тепла происходит медленнее, нежели его образование, может повести к нежелательным явлениям выжимания смазочного вещества и даже выплавления бабитовой заливки вкладышей. Поэтому при расчете цапфы необходимо принимать в соображение указанное развитие тепла. Если величину T разделить на диаметрально сечение цапфы dl , то получается так называемая удельная работа T_1 силы трения, отнесенная к квадратной единице указанного сечения.

$$T_1 = \frac{Q\mu v}{15dl} = \frac{Q\mu v}{15l}, \quad (86)$$

которая могла бы служить характеристикой снашивания данной цапфы. Но в выражение (86) входит величина μ — коэффициента трения, которая зависит от целого ряда факторов: удельного давления q , скорости v на окружности цапфы, температуры t цапфы. Поэтому в качестве характеристики для снашивания цапфы выбирают произведение удельного давления q на окружную скорость v :

$$T_2 = qv. \quad (b)$$

Величина T_2 пропорциональна работе трения, которая получится, если T_1 умножить на коэффициент μ трения¹⁾. На основании опытов устанавливаются значения T_2 для различных случаев работы цапф. В табл. 20 приведены некоторые данные как значения q , так и величины T_2 .

ТАБЛИЦА 20

	T_2 кг/м	q кг/см ²
Цапфы паровозных осей	70—100	15—25
" вагонных осей	35—50	15—25
Чугунн. трансмисс. опоры	13—18	7—10
Валы паровых турбин	20—80	3—6
" авиационных моторов	до 200	100—120
Цапфы валов паровых машин	20—30	15—30
Валы динамомашин	15—25	3—5
Цапфа кривошипа паровых машин	40—60	60—100
" паровоза	до 140	100—140
Шейки коленчат. валов паровых машин	40—60	35—65
Вал двигателя внутр. горения	20—0	40—80

Значительное колебание в величинах T_2 объясняется главным образом интенсивностью охлаждения. Например палец (цапфа) кривошипа паровоза благодаря движению его охлаждается энергичнее, нежели цапфа кривошипа паровой машины, находящаяся в закрытом помещении, где движение воздуха мало заметно. Сообразно с этим величина T_2 для паровозных цапф принимается выше.

¹⁾ Подробности во второй книге.

Она же будет выше для паровоза скорого поезда по сравнению с паровозом товарным и т. д.

Что касается величины удельного давления q , то она зависит в значительной степени от материала опоры. Так трансмиссионные подшипники с чугунными подвижными вкладышами допускают гораздо меньшую нагрузку, нежели медные неподвижные вкладыши паровозного шатуна.

Величина q для кривошипных машин определяется для среднего давления Q на цапфу.

Выражение (b) можно преобразовать так:

$$T_2 = qv = \frac{Q}{dl} \cdot \frac{d}{2} = \frac{Q\pi n}{60l}. \quad (87)$$

Из выражения (87) вытекает, что в смысле нагревания главное значение из двух размеров цапфы — диаметра d и длины l — имеет последняя величина. Можно написать:

$$l = \frac{Q\pi n}{60T_2}. \quad (88)$$

выражение, по которому проверяется необходимая длина цапфы.

Переходим к определению другого размера цапфы — ее диаметра d .

С точки зрения расчета на прочность цапфу можно рассматривать как брус EF , закрепленный в сечении CH (черт. 69) и нагруженный по длине равномерно распределенным грузом Q .

Условие прочности на изгиб будет иметь вид:

$$Q \frac{l}{2} = \frac{\pi d^3}{32} k, \quad (c)$$

где k — напряжение материала при изгибе. С другой стороны, из (85) получим:

$$Q = dlq. \quad (d)$$

Внося в (c) вместо Q его значение из (d), найдем:

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi k}{16q}} \approx \sqrt{\frac{0,2k}{q}}. \quad (89)$$

Это выражение показывает, что отношение длины к диаметру всецело зависит от величины k и q , т. е. от выбранных материалов для цапфы и для опоры.

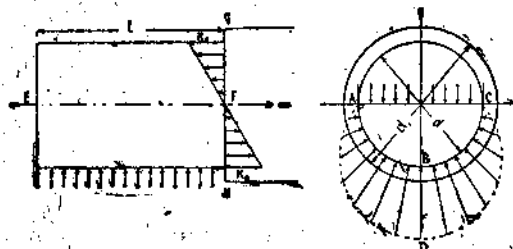
Значения для q даны уже в табл. 20.

Что касается величины k , то выбор ее определяется материалом и условиями работы. Цапфа, показанная на чертеже, изгибается силою Q реакции опоры, постоянно направленной вверх. В таком случае нижнее волокно B растягивается, но через пологорота оно займет положение верхнее и будет сжато.

Следовательно за один оборот напряжение в любом элементе сечения

цапфы два раза меняет свой знак, т. е. из растяжения переходит в сжатие и обратно.

Такой род нагрузки, как объяснялось в § 6, наиболее невыгодный для материала, и напряжение k не допускается большим. Возможны случаи, когда при не-



Черт. 69.

подвижной оси сила, изгибающая ее, меняет свое направление так, что напряжения, изменяясь по величине, не меняют знака, т. е. остаются все время либо растягивающими, либо сжимающими; например ось крейскопфного шарнира машины простого действия, ось поворотного крана, если она вращается вместе с краном и т. п. В этих условиях допустимое напряжение может быть больше. Некоторые данные приведены в табл. 21.

ТАБЛИЦА 21

Материал	Напряжение в кг/см ²	
	1-й случай	2-й случай
Железо свар.	300—400	600—800
" лит.	300—500	600—1000
Сталь лит.	400—600	800—1200
Стальн. отл.	250—400	500—800
Чугун	до 200	до 400

Пределы, показанные в таблице, имеют в виду, с одной стороны, неодинакового качества материал; с другой стороны, на выбор величины k влияет число оборотов: чем оно больше, тем меньше приходится принимать значения для k .

Определив из (89) величину $\lambda = l/d$, вносим ее в условие прочности (с), откуда находим:

$$\frac{Ql}{d} = \frac{\pi d^2}{16} k, \text{ или } \frac{\pi d^2}{4} = \frac{4Q\lambda}{k}. \quad (90)$$

Также

$$d = \sqrt[3]{\frac{5Ql}{k}}. \quad (90a)$$

Таким образом определится диаметр цапфы, а следовательно и длина ее $l = 3d$. Подставляя заданные величины в (88), находим значение для l , удовлетворяющее условиям правильной работы в смысле нагревания: если l , полученное из (88), окажется равным полученному из условий прочности или меньше, то расчет можно считать удовлетворительным; в противном случае требуется делать пересчет.

Пример 29. Требуется рассчитать цапфу для вала (литой стали) паровой машины, делающей $n = 200$ об/мин, давление $Q = 2000$ кг.

На основании табл. 20 принимаем $q = 15$ кг/см²; $k = 400$ кг/см²; получаем из (89) и (90):

$$\lambda = 2,3; d = 7,7 \text{ см}; l = 18 \text{ см}.$$

Принимая для T_2 значение 20, найдем из (87):

$$l = \frac{Q_{пл}}{60 T_2} = \frac{2000 \cdot \pi \cdot 200}{60 \cdot 20 \cdot 100} = 10,5 \text{ см}.$$

В знаменатель введен множитель 100, так как в табл. 20 величина работы показана для скорости v , выраженной в метрах; между тем длина l определена в сантиметрах.

Пример 30. Вал динамомашины делает $n = 750$ оборотов. Давление в опоре $Q = 720$ кг.

Принимая попережнему $q = 15$ кг/см², $k = 400$ кг/см², имеем из (88) и (90):

$$\delta = 2,3; \quad d = 1,7 \text{ см}; \quad l = 11 \text{ см}.$$

Из (88), при $T_2 = 15$, например:

$$l = \frac{720 \cdot \pi \cdot 750}{60 \cdot 15 \cdot 100} = 18,8 \text{ см},$$

т. е. полученная из расчета на прочность длина мала. Увеличивая ее до 18,8 см, необходимо соответственно увеличить диаметр до размера, удовлетворяющего условию $l:d = 2,3$, т. е. принимаем:

$$d = 18,8 : 2,3 = 8,2 \text{ см}.$$

Конечно при этом вал будет работать с гораздо меньшим напряжением. Действительно, определяя из (с) величину напряжения, будем иметь:

$$k = 310 \text{ кг/см}^2.$$

В некоторых случаях оси и валы делаются не сплошного, а кольцевого сечения, т. е. полые.

Так изготавливаются чугунные валы водяных колес, вертикальные оси поворотных кранов. Если полость проходит по всей длине вала или оси, то цапфа также будет несплошного сечения. Если назовем внешний диаметр цапфы через d , а внутренний через d_1 , то условие прочности примет вид:

$$\frac{Ql}{2} = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)}{32 \cdot d} k. \quad (91)$$

Принимая во внимание выражение (d) и называя $d_1 = ad$, найдем:

$$\delta = \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi(1 - a^4)k}{16q}}. \quad (92)$$

Так как полые цапфы применяются в осях и валах с небольшим числом оборотов, нагревание заметного значения здесь иметь не может, и расчет ведется только по условиям прочного сопротивления внешним силам. Что касается коэффициента $a = d_1:d$, то он зависит от материала; для чугунной оси он будет меньше, для стальной отливки больше.

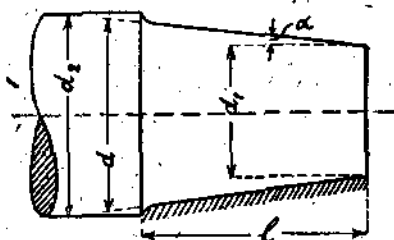
Цапфа, показанная на фиг. 74, А, отличается от рассмотренной (фиг. 73 А) тем, что первая имеет кроме заплечика, примыкающего к телу оси или вала, еще заплечик на свободном конце. Назначение этого второго заплечика — не допускать перемещения вала вдоль его оси. Стремление к такому перемещению может вызываться например при наличии на валу или на оси конических зубчатых колес.

Необходимо отметить, что если вал например лежит на двух опорах, то внутренние заплечики уже вполне гарантируют вал против долевого смещения и необходимости в наружных заплечиках не имеется.

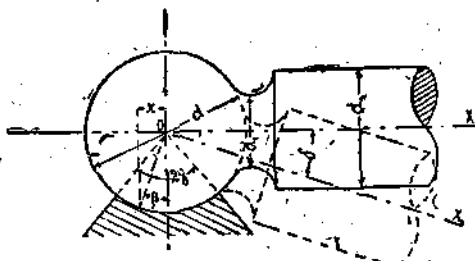
§ 20. Другие формы цапф. Кроме цилиндрической цапфы в практике встречается применение конической формы. Такая цапфа имеет вид усеченного конуса с довольно малым углом при вершине 2α . Ввиду малой конусности, от $\frac{1}{15}$ до $\frac{1}{30}$, можно вести расчет конической цапфы так же, как и цилиндрической, относя нагрузку к среднему диаметру $d = \frac{d_1 + d_2}{2}$ (черт. 70).

Коническая цапфа имеет применение в случаях, когда требуется особенно хорошая фиксация оси, отсутствие сотрясений; это имеет место например в осях передних бабкок токарных станков. Отсутствие сотрясений и дрожания здесь очень важно, когда приходится обрабатывать предмет с большой точностью. На фиг. 77, А показан так называемый шпиндель (ось) бабки токарного станка; обе опорные части его *A* и *B* обработаны на конусы. Такого рода опорная часть может поддерживать ось, не только подверженную силам, перпендикулярным оси, но и силам, действующим вдоль оси.

• Об этом будет еще сказано ниже, в параграфе о пятах.



Черт. 70.



Черт. 71.

Гораздо реже встречаются цапфы шаровые (черт. 71). Особенность этой цапфы заключается в том, что она может допускать отклонение положения оси на значительный угол, как это показано на чертеже пунктиром. Конечно, чем больше угол отклонения, тем меньше возможная поверхность соприкосновения рабочих поверхностей, тем меньше будет диаметр *d*, переходной части. Шаровые цапфы, как это видно из чертежа, представляются чрезвычайно неконструктивными и не могут быть применяемы при более или менее значительных нагрузках. Расчет на прочность относится к опасному сечению с диаметром *d*₁.

Как указывалось выше, шейка представляет опорную часть оси или вала, расположенную не на конце детали. Расчет шейки производится подобно расчету цапфы. Диаметр шейки проверяется по условию прочности на изгиб и смятие, длина проверяется на нагревание. Ввиду того что шейка всегда составляет одно целое с валом или осью, здесь не выделяется ее расчет, и он будет показан при расчете осей и валов; в последнем случае через шейку может передаваться крутящий момент, и расчет ее производится по условиям сложного сопротивления.

§ 31. Цапфы вставные и приставные. До сих пор предполагалось, что цапфа представляет одно целое с валом или осью. Бывают случаи, когда цапфу приходится делать вставную или приставную; это имеет место всегда, когда цапфа и вал (или ось) изготавливаются из разных материалов. Например железная цапфа у деревянного или чугунного вала; железные или чугунные цапфы у железных клепаных валах; укрепление пальца кривошипа в его теле и т. п.

На фиг. 78, А показано укрепление железной цапфы в чугунной оси при помощи клина; на фиг. 79, А представлена хвостовая цапфа в деревянном валу; на фиг. 80, А — укрепление чугунной дисковой цапфы к чугунному валу.

Хвостовые цапфы. Начнем наше рассмотрение с хвостовой цапфы. Пусть (черт. 72) дана цапфа с диаметром *d* и длиной *l*, нагруженная силой *P*. Предположим сначала для простоты, что хвост имеет поперечное сечение в форме квадрата¹⁾; сторона его в среднем сечении хвоста пусть будет *a* = *b*. Далее ввиду незначительности уклона, какой придется хвосту, предположим его призматическим.

¹⁾ На практике хвосты квадратного сечения применяются в валах деревянных.

Приложим теперь на середине длины хвоста две силы P и $-P$. Очевидно пара с моментом $M = P \cdot AB = P \left(\frac{l_1 + l}{2} + \delta \right)$ производит перекашивание хвоста и он прижимается ко втулке на участках ab и ef , причем напряжения q распределяются по закону прямых cb и eg и достигают своих наибольших значений q_1 в a и f . Кроме того сила P прижимает хвост ко втулке по всей плоскости ap с равномерным напряжением q_2 , равным

$$q_2 = P : al_1 \quad (a)$$

Следовательно закон распределения напряжений представится ломаной mnl , на верхней грани ap .

Напряжения смятия, вызываемые парой M , должны ее уравновесить; момент, который они дают относительно оси B (перпендикулярной плоскости чертежа), напишется очевидно в форме:

$$M = \frac{q_1 al_1}{4} \cdot \frac{2l_1}{3} = \frac{q_1 al_1^2}{6},$$

а потому имеем:

$$P \left(\frac{l + l_1}{2} + \delta \right) = q_1 \frac{al_1^2}{6} \quad (b)$$

откуда

$$q_1 = \frac{3(l_1 + l + 2\delta)P}{al_1^2} \quad (c)$$

Результирующее давление-максимум, например в a , будет равно:

$$q_{\max} = q_1 + q_2 = \frac{P}{dl_1} \left[1 + \frac{3(l_1 + l + 2\delta)}{l_1} \right], \quad (d)$$

так как обыкновенно берут

$$a \approx d.$$

Если хвост имеет сечение круглое, то

$$q_{\max} = \frac{4P}{\pi dl_1} \left[1 + \frac{3(l_1 + l + 2\delta)}{l_1} \right]. \quad (93)$$

Напряжение q — смятия берется в зависимости от материала втулки, так как хвостовая цапфа почти всегда делается из стали, реже из железа.

В вышеприведенном расчете не принималась во внимание затяжка клином, как это имеет место в чугунных осях (валах) (фиг. 78, А) и железных (или стальных, например укрепление пальцев кривошипа).

При наличности затяжки конечно для q надо брать значения меньшие.

Так как клин требует для себя выреза в цапфе и тем самым уменьшает поверхность соприкосновения, то длину l_1 следует брать несколько большую, нежели может получиться по расчету из (d) и (93). Часто принимают

$$l_1 \approx \text{от } 1,4 \text{ до } 2l \quad (94)$$

и проверяют выбранный размер по (93).

Пример 31. Рассчитать хвостовую цапфу для чугунного вала. Давление в опоре $P = 4000$ кг, материал цапфы — сталь, давление в опоре при малом числе оборотов

$q = 50 \text{ кг/см}^2$. Напряжение на смятие между хвостом и чугунным гнездом $q = 400 \text{ кг/см}^2$. Средний диаметр сечения хвоста b равен диаметру цапфы. Имеем из (89):

$$\lambda = \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi k}{16q}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot 500}{16 \cdot 50}} = 1,42.$$

Далее из (с):

$$d = 7,6 \text{ см и } l = 10,8 \text{ см.}$$

Толщина δ бурта принимается около 0,1 l , т. е. $\delta = 1 \text{ см}$; примем $l_1 \approx 1,4 l = 13 \text{ см}$.

Тогда из (93) найдем:

$$q_{\max} = 294 \text{ кг/см}^2.$$

Хотя это напряжение меньше допустимого $q = 400 \text{ кг/см}^2$, но ввиду некоторого уменьшения поверхности смятия вырезом для клина можно принять найденные размеры.

Пример 32. Вал дубовый при том же давлении в опоре и при том же материале цапфы. Напряжение смятия на поверхности дерева $q_{\max} = 50 \text{ кг/см}^2$.

Подставляя в выражение (93) величины $d = 7,6 \text{ см}$, $l = 10,8 \text{ см}$, $\delta = 1 \text{ см}$, $q = 50 \text{ кг/см}^2$, находим

$$l_1 = 62 \text{ см.}$$

Если длина хвоста получается очень большая, то при металлических частях (цапфа и вал) хвост не делают сплошным конусом, а помещают посредине его выточку, длина которой берется около одной трети длины l_1 хвоста (черт. 72, пунктир).

Способ расчета не изменяется, но окончательная зависимость примет несколько иной вид. Называя длину выточки через l_2 , найдем, вместо (93):

$$q_{\max} = \frac{4P}{\pi d} \left(\frac{1}{l_1 - l_2} + \frac{3(l + l_1 + 2\delta)l_1}{l_1^3 - l_2^3} \right). \quad (93a)$$

Если принять $l_2 = l_1 : 3$, то

$$q_{\max} \approx \frac{4P}{\pi d l_1} \left(1,5 + \frac{3(l + l_1 + 2\delta)}{l_1} \right). \quad (95)$$

§ 32. Пята. Если давление Q передается вдоль вала или вращающейся оси, то и реакция со стороны опоры будет направлена так же, и опорной частью является торцовая поверхность. Как пример можно указать вал винтового судна, ходовой винт станка, вал турбины, ось поворотного крана и т. д. При значительном давлении на рабочих поверхностях и большом числе оборотов на них развивается большая работа трения и наблюдается нагревание, как это имеет место в цапфах. Форма рабочей поверхности может быть плоская (фиг. 82, а-с, А) или кривая (фиг. 83), часть шаровой поверхности. В последнем виде пяты применяются редко, в случаях очень малого числа оборотов, например пяты небольшого поворотного крана. При шаровой форме пяты она позволяет небольшие отклонения оси от ее нормального положения. Как увидим ниже, такую небольшую подвижность можно получить и на плоской пяте, а потому остановимся только на рассмотрении пяты плоской.

Удельное давление q на плоской пяте, как и на поверхности цапфы, не распределяется равномерно. В общем случае пята представляет собою кольцо вую поверхность с диаметрами d и d_1 (черт. 72а). Среднее удельное давление будет равно

$$q_0 = \frac{4Q}{\pi(d^2 - d_1^2)}. \quad (96)$$

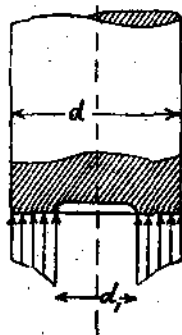
В случае сплошной пяты $d_1 = 0$. Наблюдения показывают, что даже после длительной работы пята остается плоской; надо допустить поэтому, что работа снашивания (работа трения) на каждой квадратной единице рабочей поверхности одинакова. Работа трения на квадратной единице равна произведению

$$T_1 = qrv, \quad (b)$$

где v — линейная скорость в рассматриваемом месте, μ — коэффициент трения. Если считать величину μ постоянной, то удельная работа T_1 пропорциональна произведению qv . Но

$$v = \omega r, \quad (c)$$

где ω — угловая скорость вращения, а r — расстояние той частицы поверхности, в которой ищем значение давления q ; поэтому очевидно, что q тем больше, чем меньше r , и наоборот. Следовательно наименьшего давления q надо ожидать у внешней окружности (диаметр d) и наибольшего — у внутренней (диаметр d_1) (черт. 72а). Рассуждая подобно тому, как это имело место при рассмотрении работы трения на цапфе, и принимая приближенно, что равнодействующая силы трения располагается на средней окружности кольца, будем иметь:



$$T_2 = qv = q_0 v_0 = \frac{4Q\omega}{\pi(d^2 - d_1^2)} \frac{(d_1 + d)}{2 \cdot 2} = \frac{Qn}{30(d - d_1)} \quad (96)$$

Здесь принято: средний диаметр

$$d_0 = \frac{d + d_1}{2} \text{ и } v_0 = \frac{\omega d_0}{2}$$

Черт. 72а.

Удельное давление q_0 можно принимать согласно табл. 22. Величина T_2 меняется в чрезвычайно больших пределах в зависимости от надежности охлаждения — от 5 до 150 и даже выше. Примерно берут такие цифры как средние.

Среднего размера кольцевая пята	$T_2 =$ до 20
При хорошей смазке	40—80
В специальных конструкциях	до 150
Гребенчатая опора паровых валов	5—10

Гребенчатая пята. В тех случаях, когда передается вдоль вала большая нагрузка Q и не может быть допущено значительное удельное давление q на смазку, размеры пяты получаются очень значительными. Это представляет большое

ТАБЛИЦА 22

Материал	q_0 в кг/см ²
Сталь по бронзе	50 — 75
Сталь по стали	до 100
Железо по бронзе	30 — 40
„ по чугуну	20 — 25
„ по бакауту	20 — 25

При сравнительно невысоких гребнях размеры их можно проверить, с одной стороны, на срезание, с другой, — на смятие. Если число гребней назовем через m , то условие на смятие напишется так:

Условие прочности против срезания имеет вид:

Удельное давление q_0 принимают примерно:

Расстояние δ_1 между гребнями зависит от формы и материала опоры; принимают δ_1 равной от 2 до 3 δ .

При значительном числе оборотов необходимо проверять размер $d - d_0$ при помощи зависимости (96). Так как охлаждение гребенчатой пяты в значительной мере затруднено, необходимо принимать меры к тщательной смазке и в известных случаях искусственному охлаждению струей воздуха или воды.

В некоторых случаях пятя делается вставной, т. е. не составляет с валом или осью одно целое. При этих условиях при порче рабочей поверхности она легко может быть заменена другой без замены вала или оси новой. На черт. 74 показаны два способа соединения вставной пяты с телом вала.

В первом случае (А) в валу имеется цилиндрическое гнездо a , куда входит цилиндрический хвост пята. Вал опирается на пята на площади F , равной площади кольца с диаметрами d и d_1 ; условие прочности будет:

$$P = \frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4} q_1,$$

где q_1 конечно значительно больше, нежели удельное давление q на рабочей поверхности, так как между валом и пятой относительного движения нет. Иногда ставят даже штифты b . В случае втором (черт. 74, В) вал опирается на конический хвост цапфы, имеющий размеры: высоту h и диаметры d_1 и d_2 . Имеем зависимость:

$$P = \frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4} q_2.$$

Здесь величина q_2 представляет собой удельное давление на квадратную единицу проекции конуса на плоскость, перпендикулярную геометрической оси. Высота принимается около $h \approx d$, давление $q_2 \approx 5 \text{ кг/мм}^2$ для стального вала. Пята предполагается стальная.

Черт. 74.

Примеры расчета пят будут приведены при рассмотрении осей и валов.

§ 33. Оси. Из сказанного выше относительно различия между осями и валами выясняется, что первые подвергаются действию изгибающих моментов, в то время как последние передают кроме того моменты крутящие; поэтому расчет осей несколько проще. Определив все внешние силы, действующие на ось, включая и силы реакции в опорах, находят размеры опасного сечения из условия прочности на изгиб. Окончательная форма внешнего очертания выбирается в зависимости от вида частей, сидящих на оси, от формы опор и т. д. Удобнее всего познакомиться с расчетом осей на отдельных примерах, к рассмотрению которых переходим.

1. На фиг. 84, А показана вилкообразная головка шатуна, которая при помощи так называемого крейцкопфного болта АВ¹⁾ соединяется с телом ползуна (крейцкопфа). Последний охватывает ось на участке CD. Шатун передает на ось давление Q , действующее по его длине. Для лучшего укрепления оси АВ в головке она имеет две конические заточки AC и BD, притянутые к своим гнездам гайкой. Назовем свободную длину оси, являющейся в данном случае шейкой, через l ; пусть длины конусов будут $l_1 = l_2 = l/2$. Так как полной уверенности в том, что оба конуса прижаты одновременно с достаточным усилием, не имеется, то из предосторожности лучше предположить, что вполне плотного защемления нет. Тогда ось можно рассматривать как балку, лежащую на двух опорах AC и BD и нагруженную на участке CD равномерно грузом Q . Реакции в опорах, равные $\frac{Q}{2}$, можно

считать приложенными в средних их сечениях. В таком случае наибольший момент будет в среднем сечении оси, и условие прочности на изгиб примет вид:

$$\frac{Q}{2} \left(\frac{l}{2} + \frac{l}{4} \right) - \frac{Ql}{8} = \frac{Ql}{4} = \frac{\pi d^3}{32} k. \quad (a)$$

¹⁾ Название крейцкопфный болт неправильно, так как ось роли болта не выполняет и укрепление ее может быть сделано и без гайки.

Условие на смятие напишется так:

$$Q = qdl \quad (b)$$

Из этих двух условий имеем:

$$\beta = \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi k}{8q}} \quad (97)$$

Принимая $k = 400 \text{ кг/см}^2$ и $q = 100 \text{ кг/см}^2$, найдем:

$$\beta = 1,25.$$

Имея это соотношение из (a), получим:

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{2\beta Q}{k} \quad (c)$$

Наконец задаваясь значением T_2 , найдем из (87) наименьшее значение для l .

Пример 33. Дана сила $Q = 6000 \text{ кг}$, число оборотов $n = 200$, вкладыши бронзовые, $q = 100 \text{ кг/см}^2$, $k = 400 \text{ кг/см}^2$

Из (c) находим:

$$d = 6,9 \text{ см}, l = 8,6 \text{ см}.$$

По отношению к длине следует отметить, что, пользуясь формулой (87), нельзя вставить туда непосредственно заданное число $n = 200$ оборотов. Действительно, шатун не описывает около оси полного оборота, а качается, отклоняясь от средней линии в одну и другую сторону на угол β , зависящий от отношения $L:r$ длины шатуна к радиусу кривошипа. Пусть это отношение равно $L:r = 4$. В таком случае угол, на который поворачивается шатун на оси, равен $2\beta = 30^\circ$. За один оборот машины следовательно работа трения совершается на пути, соответствующем углу $2 \cdot 2\beta = 60^\circ$, или 200 качаний соответствуют числу n_1 полных оборотов:

$$n_1 = \frac{60}{360} 200 = 33.$$

С другой стороны, ввиду более затрудненной отдачи тепла на крейцкопфной оси по сравнению, например с пальцем кривошипа, на другом конце шатуна необходимо для T_2 взять значение меньшее, применительно скорее к условиям работы коренного подшипника той же машины. Из таблицы примем значение $T_2 = 20$. Тогда получим из (87) $l \geq 5 \text{ см}$. Следовательно, принятые размеры удовлетворительны.

Что касается опорных частей, именно конических заточек, то для возможности сборки один из конусов, несущий на себе болт, должен быть несколько меньше другого. Уклон конуса берётся около $1/30$. Проверяем напряжение смятия силой реакции $Ql_2d_2 = 3000 \text{ кг}$. Оно получается небольшое, а именно:

$$q = \frac{3000}{d_2 l_2} = \frac{3000}{6,7 \cdot 4,3} \approx 104 \text{ кг/см}^2$$

или

$$q_{\max} = \frac{4}{\pi} q = 132 \text{ кг/см}^2.$$

Можно следовательно несколько уменьшить длину конуса; но окончательных размеров нельзя установить без проверки размеров головки шатуна.

2. Ось поворотного крана. На фиг. 85, 85а, А схематически изображен кран, вращающийся на колонке АВ, неподвижно укрепленной к фундаменту при помощи болтов. Груз Р, подвешенный к узлу С, передает усилия на колонку через укосину

АС и тягу ВС. Первая упирается в кольцо, охватывающее шейку А; тяга через посредство подобного же кольца соединена с цапфой В. Очевидно, что груз P , находящийся на расстоянии L (вылет) от оси АВ, вызывает опрокидывающий момент $M = PL$; он должен уравниваться равным моментом со стороны колонны; в опорных частях А и В получаются горизонтальные силы R и $-R$, равные друг другу и прямо противоположные по направлению; расстояние между ними равно h , а потому должно существовать равенство:

$$PL = Rh,$$

откуда определяется величина силы R . Колонка делается кругового сплошного или кольцевого сечения; материалом служит металл, сталь, иногда, при сравнительно небольших усилиях, — чугун. Ввиду того что число оборотов крана очень небольшое, длина шейки и цапфы не проверяется на нагревание, а рассчитывается на прочность. Наибольший изгибающий момент будет в сечении А и ниже и равен очевидно $M = PL = Rh$. Поэтому колонка имеет сечение, убывающее от шейки А кверху, где размер определяется возможностью установки хвостовой цапфы, укрепленной на месте клином e (фиг. 85а, А).

Пусть кран имеет вылет $L = 4$ м, груз $P = 4\,000$ кг; расстояние между средними плоскостями цапфы В и шейки А — $h = 2,2$ м. Колонка стальная; диаметр $D = 40$ см, $d = 10$ см; длина шейки $l_1 = 15$ см, цапфы $l_2 = 16$ см, толщина стенки в колонке $\delta = 2,5$ см.

Напряжение материала в сечении А определится из условия прочности:

$$\frac{\pi (D^4 - D_1^4)}{32 D} k_1 = PL = Rh.$$

Здесь $D_1 = D - 2\delta = 40 - 2 \cdot 2,5 = 35$ см — внутренний диаметр шейки А. Подставляя числовые данные, имеем:

$$k_1 = \frac{32 PL \cdot D}{\pi (D^4 - D_1^4)} = \frac{32 \cdot 4\,000 \cdot 400 \cdot 40}{\pi (40^4 - 35^4)} = 605 \text{ кг/см}^2.$$

Ввиду того что при поворачивании крана около его оси напряжение меняет свой знак, надо признать найденное напряжение достаточно высоким и допустить его можно только ввиду очень малого числа оборотов крана в минуту. Колонка имеет вид усеченного конуса. Если взять сечение MN, например на половине высоты, то напряжение в нем будет при $D = 30$ см:

$$k_1 = \frac{32 \cdot 7\,300 \cdot 220 \cdot 30}{2 \cdot \pi (30^4 - 25^4)} = 560 \text{ кг/см}^2.$$

Здесь момент принят равным

$$M_2 = \frac{Rh}{2} = \frac{7\,300 \cdot 220}{2},$$

ибо сила реакции $R = 7\,300$ кг.

Цапфа изгибается моментом

$$M = \frac{Rl_2}{2} = \frac{7\,300 \cdot 16}{2} = 58\,400 \text{ кг/см}.$$

Следовательно напряжение в ней будет равно

$$k_2 = \frac{58\,400 \cdot 32}{\pi \cdot 10^3} = 595 \text{ кг/см}^2.$$

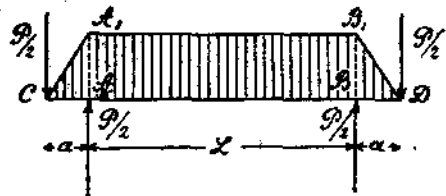
Напряжение q на смятие на поверхности цапфы определяется из

$$q = \frac{R}{l_a d} = \frac{7\,300}{16 \cdot 10} = 45,5 \text{ кг/см}^2.$$

Вертикальному перемещению опорного кольца A препятствует круговой выступ ab (фиг. 85а, А), на который оно опирается. Фундаментные болты C , C проверяются на опрокидывающий момент PL .

3. Ось вагонная. Вагонная ось несет нагрузку от кузова и груза на свои цапфы через рессоры и буксы. При равномерно распределенном в вагоне грузе и при плавном движении его по прямому участку пути давление на вагонную ось (вагонный скат) делится поровну между ее двумя цапфами.

В таком положении вагонную ось можно рассматривать как круглую балку, оподпертую опорами в сечениях A и B (черт. 75). Если считать внешнюю нагрузку приложенною в средних сечениях цапф ¹⁾ C и D , то момент изгибающий возрастает от нуля в точке C (или D) до его наибольшего значения $M = Pa/2$ в точке A (или B). На участке AB этот момент остается постоянным. На фиг. 86, А даны размеры оси германского товарного вагона; на фиг. 87, 87а, А — русской железной дороги; считая нагрузку ее вместе с тарой (вес кузова) равной $P = 10 \text{ т}$, найдем напряжение материала на участке между средними сечениями подступичных частей равным:



Черт. 75.

$$k = \frac{Pa}{2W} = \frac{32 \cdot 5\,000 \cdot 26,2}{\pi \cdot 13,5^3} \approx 540 \text{ кг/см}^2,$$

что надо признать для осевой стали очень небольшим. В действительности вагонная ось работает в условиях, зачастую очень отличающихся от указанных выше. Так при движении в кривой первая ось вагона встречает горизонтальную реакцию со стороны внешнего рельса; далее под влиянием центробежной силы скат отжимается также к внешнему рельсу, причем появляется дополнительная горизонтальная реакция; в том же направлении может действовать сила ветра; при накатывании на внешний рельс на конической поверхности бандажа развивается сила трения и т. д. В общем следовательно появляется некоторая горизонтальная сила, приложенная на бандаже колеса и дающая изгибающий момент иногда значительного размера. На основании опытных данных допускают, что эта горизонтальная сила может достигать величины $S = 0,4P$, т. е. составлять до 40% от нагрузки на ось. Вследствие указанного явления, давления на цапфы, оси становятся неодинаковыми, как и давления колес на рельсы. При особо неблагоприятных условиях нагрузка одного из колес ската может сделаться равной нулю. Это будет крайнее возможное положение равновесия. На фиг. 88, А схематически показан этот случай. Нагрузка на ось P и горизонтальная сила S дают равнодействующую, проходящую через точку E касания бандажа левого колеса с рельсом. При этом правое колесо разружено. Горизонтальная составляющая реакция, сила S , дает на оси момент $M = Sr$, где r — радиус бандажа (внешний). С другой стороны, равнодействующая R сил P и S , разложенная на составляющие R_1 и R_2 в центрах шеек, даст нагрузку на ось в виде вертикальных сил P_1 и P_2 , неравных друг другу. При этих условиях изгибающий

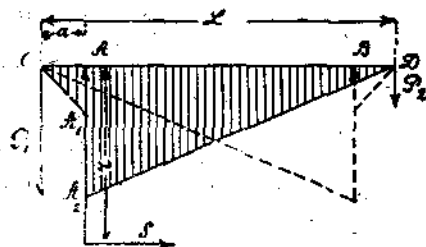
¹⁾ Обыкновенно цапфы вагонных осей называют шейками; это будет правильно лишь в том случае, когда буксы находятся между колесами.

момент, равный нулю (черт. 75а) в точке С, возрастает до точки А, где получает наибольшее значение, равное

$$M_{\max} = P_1 a + S \cdot r.$$

Эпюра момента представится ломаной $CA, A_2 DC$.

Принимая радиус окружности бандажа равным $r = 50$ см, найдем, что $P_1 = 0,78P$ и $M_{\max} = 408\,000$ кг/см. Это соответствует напряжению в подступичной части $k = 1\,660$ кг/см², т. е. в три раза большему, нежели найдено выше. Конечно рассмотренный случай является крайним и недопустимым положением вагона. Фактически напряжение будет несколько меньше.



Черт. 75а.

Но, во-первых, схема вышеизложенного подсчета указывает, что изгибающий момент непостоянен по своей величине между плоскостями А и В; во-вторых, несомненно, что ось работает с напряжением, гораздо более высоким, нежели оно получается для случая идеального движения по прямому участку. Между прочим приведенная схема объясняет, почему весьма распространены вагонные оси, сечение которых в средней плоскости меньше, нежели у подступичных частей. Необходимо здесь же

отметить, что крайний случай неблагоприятного расположения сил встречается редко; на вышеуказанный расчет не учитывает других, также неблагоприятных условий: ударов на стыках рельс, увеличения нагрузки под влиянием качания кузова вагона на рессорах и т. п. Число оборотов колеса вагона достаточно значительное, почему смазка вагонных цапф должна быть хорошая. Если принять скорость движения поезда в час равной $v = 36$ км, то при радиусе колеса $r = 50$ см это соответствует числу оборотов колеса $n = 191$ в минуту. Принимая, согласно табл. 20, для T_2 величину, равную 35, найдем, что длина шейки должна быть не менее

$$l = \frac{5\,000 \cdot \pi \cdot 191}{60 \cdot 35 \cdot 100} = 14,3 \text{ см},$$

почему принятое значение $l = 17$ см надо считать правильным, в особенности, если принять в расчет необходимость известного зазора для так называемой игры оси, т. е. предоставления ей возможности некоторого смещения в продольном направлении.

§ 34. Валы. Валы, по условиям своей работы, делятся на две группы: 1) валы, несущие большие нагрузки наряду с большими передаваемыми крутящими моментами; сюда относятся все коренные, или главные, валы машин — паровых, двигателей внутреннего горения, валы турбин, динамомашин и т. д. и 2) валы, нагруженные очень слабо, но при сравнительно значительных крутящих моментах — иначе называемые передаточные или трансмиссионные валы. Воспринимая работу от двигателя в каком-либо сечении, валы трансмиссионные передают ее на отдельные машины-орудия (станки) в небольших количествах, но в большом числе мест. Благодаря этому изгибающая нагрузка не дает значительных изгибающих моментов.

Коренные валы в свою очередь можно подразделить на две подгруппы: а) валы, на которых крутящий момент не изменяется заметно в течение более или менее длительного промежутка времени, — например валы водяных колес, водяных и паровых турбин, валы электромоторов и т. п. и б) валы машин, снабженных кривошипно-шатунной передачей.

В последних, как увидим ниже, движущая сила, меняя свое положение, а в большинстве случаев и величину, дает крутящий момент, изменяющийся в больших пределах в течение одного оборота.

Материалом для валов служит главным образом литая сталь (осевая сталь), обладающая большим сопротивлением разрыву и в то же время дающая значительные удлинения при разрыве. Встречаются валы чугунные, почти исключительно для водяных колес, равно как и валы деревянные; последние имеют всегда железные или стальные цапфы.

Стальные валы готовятся из литой стали, отлитой в болванки, которые проковываются¹⁾ до придания им грубой формы; затем надлежащие размеры получаются обработкой на токарных станках. В большинстве случаев вал обтачивается по всей длине. Особенно тщательно отделываются шейки и цапфы, которые шлифуются на специальных станках. При отливке очень крупных валов, как например для паровых машин, болванки отливаются пустотелыми; вал обтачивается сначала изнутри, чтобы убедиться в доброкачественности материала, т. е. в отсутствии порков — раковин, трещин и т. д. Внутренняя полость полезна в том смысле, кроме облегчения веса, что она облегчает отвод тепла от греющихся шеек; этот отвод может быть усилен искусственно, например нагнетанием струи воздуха, воды и т. п.

Расчет вала производится по результирующим моментам, получаемым сложением моментов крутящих и изгибающих. Чрезвычайно удобным и наглядным является графический способ. В особенности он интересен там, где требуется придать валу форму с переменными сечениями, в зависимости от действующих результирующих моментов. Это имеет место часто при отливке чугунных валов и при изготовлении стальных валов для машин большой мощности, когда экономия материала может быть заметной. Рассмотрим несколько случаев расчета валов несложной конструкции.

1. Чугунный вал водяного колеса. Обыкновенно задается передаваемая валом работа (мощность), выражаемая в лошадиных силах. Кроме того всегда известно число оборотов n .

Так как работа при кручении выражается произведением из величины крутящего момента на угловое перемещение, то для промежутка времени, равного одной секунде, будем иметь при передаче N л. с.:

$$M_k \omega = 7500 N \text{ кгсм} \quad \text{или} \quad M_k = \frac{71620N}{n} \quad (98)$$

Для примера рассмотрим расчет чугунного вала, лежащего на опорах A и B (фиг. 89). Водяное колесо имеет три ряда спиц, которые передают вес и крутящий момент через три втулки (ступицы) в C , D , E . На конце свешивающейся части за опорой B насажено зубчатое колесо, на зубец которого давит сила Q — вертикально (фиг. 89, A). Вес колеса и воды в нем передается через каждую ступицу в форме грузов, причем $P_2 = P_3 + P_1 = 2P_1 = 2P_3$, т. е. средняя ступица несет двойной груз.

Пусть железное наливное колесо имеет средний диаметр $D = 5$ м; высота напора воды $H = 3$ м. Расход воды в 1 сек. $0,5 \text{ м}^3$, число оборотов $n = 6$ в мин. При этих условиях передаваемая работа равна $N = 20$ л. с.; глубина ковша и ширина могут быть приняты равными 50 и 200 см. Вес колеса и воды определится в 6400 кг. Зубчатое колесо дает нагрузку на вал, равную окружному усилию на зубце. Примем эту силу равной $Q = 1000$ кг. Выбрав масштабы сил и длин, строим силовой многоугольник с полюсом O и эпюру изгибающих моментов

$$A_1 B_1 F E_1 D_1 C_1 A_1.$$

Крутящий момент действует от сечения C — средняя плоскость левого ряда спиц — до F — средняя плоскость зубчатого колеса. Если считать, что момент этот распределяется поровну между рядами спиц, то в сечении C будет крутящий момент

¹⁾ Или обрабатываются без ударов на сильных прессах. Об изготовлении валов см. Сводоп, Горячая обработка, т. II, перевод под ред. А. В. Панкина.

$M_1 = M_k/3$, в сечении $D - M_2 = 2M_k/3$ и в сечении $E - M_3 = M_k$, т. е. на участке EF будет действовать полный крутящий момент M_k . Приняв для него тот масштаб моментов, в котором должен вычисляться изгибающий момент, можем построить эпюру крутящих моментов. Например если положим масштабы: для сил $1 \text{ см} = 500 \text{ кг}$ и для длины $1 \text{ см} = 20 \text{ см}$, то масштаб моментов будет $1 \text{ см} = 500 \cdot 20 = 10\,000 \text{ кгсм}$. В данном случае крутящий момент равен:

$$M_k = \frac{71\,620 \cdot 20}{8} \approx 240\,000 \text{ кгсм};$$

$M_1 = 80\,000$, $M_2 = 160\,000$, $M_3 = M_k = 240\,000$ и будут выражаться отрезками для $M_1 = 8 \text{ см}$, $M_2 = 16 \text{ см}$ и $M_3 = M_k = 24 \text{ см}$. Вообще же масштабы выбираются с таким расчетом, чтобы эпюра удобно размещалась на листе. Для крутящих моментов эпюра примет вид ломаной линии $cc_1d_1d_2e_2e_3ff$. Так как результирующие моменты получаются сложением крутящих M_k и изгибающих M_u , по формуле (20), то эпюра результирующих моментов получится так: например в сечении $D - M_u$ равно отрезку $D_1D_2 = Dd_1$; повернув отрезок $Dd_2 = M_k$ на 90° , соединим точки d и d_1 ; отрезок dd_1 представит собою гипотенузу прямоугольного треугольника DDd_1 , построенного на катетах M_u и M_k , т. е. $dd_1 = \sqrt{M_u^2 + M_k^2}$. Взяв от этой величины $0,65$ и от отрезка $Dd - 0,35$, складываем эти части и откладываем сумму на Dd_3 , эта величина и представит собою значение результирующего момента для сечения D , т. е.

$$Dd_3 = 0,35M_u + 0,65\sqrt{M_u^2 + M_k^2}.$$

Измерив этот отрезок и зная величину полюсного расстояния, перемножаем их и находим истинное значение результирующего момента, переводя его при помощи выбранных масштабов в килограммосантиметры. Поступая подобным образом для ряда сечений, найдем эпюру результирующих моментов $Aec_1d_2e_3b_3f_1F$. Чугунный вал значительных размеров всегда делается полым. Задаясь отношением величины внутреннего диаметра d_0 к внешнему d , равным $\alpha = d_0/d$, напомним условие прочности:

$$M_r = \frac{\pi(d^4 - d_0^4)}{32d} k \leq 0,1(1 - \alpha^4)d^3k, \quad (a)$$

если принять, как это часто делают, величину $\pi/32 = 0,1$

Конечно та же задача может быть разрешена и без графического построения. Находим реакции R_a и R_b в опорах A и B . Имеем $R_a = 3\,170 \text{ кг}$, $R_b = 4\,230 \text{ кг}$. Затем, вычисляя изгибающие моменты для сечений A, C, D, E, B и F , имеем:

	и крутящие моменты
$M_a = 0$	$M_c = 80\,000 \text{ кгсм}$
$M_c \leq 127\,000 \text{ кгсм}$	$M_d = 160\,000$
$M_d \leq 220\,000$	$M_e = 240\,000$
$M_e \leq 89\,000$	$M_b = 240\,000$
$M_b = 40\,000$	$M_f = 240\,000$
$M_f = 0$	

Результирующий момент, по (20), и соответствующие диаметры, по (b), будут при $\alpha = 0,7$ и $k = 170 \text{ кг/см}^2$:

Сечение	$AM_1 = 0$	$d = 0 \text{ см}$	$d = 15 \text{ см}$
$CM_1 = 151\,000 \text{ кгсм}$		$d = 22,6$	$d = 28$
$DM_1 = 272\,500$		$d = 27,6$	$d = 33$
$EM_1 = 255\,500$		$d = 27,0$	$d = 33$
$BM_1 = 243\,000$		$d = 26,5$	$d = 27$
$FM_1 = 156\,000$		$d = 22,9$	$d = 23$

Очертание вала будет иметь вид, показанный пунктиром на фиг. 90, А. Так как в местах посадки ступиц, колеса водяного и колеса зубчатого, необходимо укрепление их шпонками, и диаметры на протяжении длин l_1 — ступиц должны быть увеличены, то прибавляем примерно по 5 см к вычисленным диаметрам этих сечений. Примем длину ступиц $l_1 = 30$ см. Примем далее длину цапфы А, $l_2 = 30$ см, длину шейки В, $l_3 = 36$ см. Диаметр цапфы А теоретически равен нулю, потому что предположено действие реакции R_a в одной точке. Фактически эта сила распределится на длине $l_2 = 30$ см, и наибольший изгибающий момент в цапфе будет равен

$$\frac{R_a l_2}{2} = \frac{3170 \cdot 30}{2} = 0,1 (1 - 0,7^4) d^3 \cdot k = 0,1 \cdot 0,76 \cdot 170 d^3,$$

или $d = 15$ см.

Окончательно принятые размеры показаны в последнем столбце предыдущей таблицы.

Вал получит наружное очертание, показанное на фиг. 90, А. Внутренняя полость отмечена пунктиром. Внутренний диаметр определяется из условия $d_0 = 0,7d$. Это соотношение делается меньшим против участков подступичных, которые ослабляются шпунтами для шпонок, и где стало быть стенки должны быть толще.

При составлении рабочего чертежа, по которому готовится модель для отливки и шипки, надо обращать внимание на то обстоятельство, чтобы места переходов сечений с меньшим диаметром в сечения с большим диаметром для внутреннего очертания (полость) не совпадали с таковыми местами для внешнего; в противном случае может получиться утонение стенки. (На черт. 76 показано неправильное расположение А и правильное В.)

В заключение проверим снятие в опорных частях; имеем для цапфы А: собственный вес вала получается около 800 кг, распределяющегося так: в опоре А — 370 кг, в опоре В — 430 кг. Поэтому реакции будут:

$$R_a = 3170 + 370 = 3540 \text{ кг}$$

$$R_b = 4230 + 430 = 4660 \text{ кг.}$$

Удельное давление в опорах:

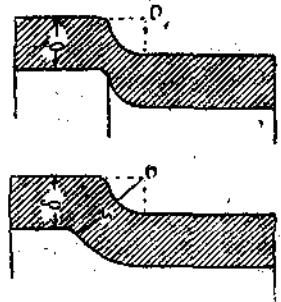
$$q_a = \frac{R_a}{l_2 d_a} = \frac{3540}{30 \cdot 15} = 7,87 \text{ кг/см}^2,$$

$$q_b = \frac{R_b}{l_3 d_b} = \frac{4660}{36 \cdot 28} = 4,64 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. очень невелики. Ввиду малого числа оборотов проверки длины цапфы и шейки на нагревание не требуется.

2. Вал с кривошипом применяется во всех машинах, имеющих в составе своих частей шатунный механизм, как-то: паровые поршневые машины, двигатели внутреннего сгорания, поршневые насосы, компрессоры и т. д. Материалом такого вала является железо, в последнее же время почти исключительно литая сталь.

Внешними силами, действующими на вал, будут: давление на палец кривошипа, натяжение ремней, канатов, давление на зубцы зубчатых колес, веса маховых колес, шкивов и т. д. и крутящий момент, обуславливающий передаваемую работу.



Черт. 76.

Кривошип представляет деталь, надеваемую на вал, и потому расчет его рассмотрим отдельно. В кривошипно-шатунном механизме усилие P^1 , идущее от поршня к пальцу кривошипа, в течение одного оборота изменяет свое положение в пространстве, а иногда и свою величину, что имеет место в паровых машинах, двигателях внутреннего горения. Представим себе цилиндр K хотя бы паровой машины (фиг. 91, А). Поршень S движется слева направо под давлением пара p , входящего в цилиндр. Если площадь поршня равна $F_{см}^4$, то усилие P , передаваемое от поршня через шток ab , будет $P = Fp$. Но по прохождении поршнем некоторого пути aa_1 наступает отсечка, т. е. приток свежего пара из котла прекращается; замкнутый в цилиндре пар расширяется, понижая свое давление до конца хода поршня в его правое крайнее положение; здесь открывается выпускной канал, позволяющий отработавшему пару выходить из цилиндра. Давление пара при этом p_2 будет зависеть от того, куда удаляется пар. В машинах без охлаждения пара, с удалением его в атмосферу, давление p_2 будет несколько выше атмосферного: p_2 равно от 1,2 до 1,3 ат. Если машина работает с конденсацией пара, то p_2 соответствует давлению в холодильнике, т. е. ниже атмосферного. По достижении поршнем правого крайнего положения он начинает двигаться обратно, справа налево, выталкивая перед собою отработанный пар. Свежий пар входит теперь с правой стороны. Палец кривошипа, который в первый ход поршня шел например в верхней части окружности O_1O_2 , теперь пойдет по нижней ее части. Усилие от поршня, сжимавшее шток и шатун, теперь растягивает эти части. Если AB представит путь, проходимый поршнем, а по вертикали в избранном масштабе откладывать давление пара p , соответствующее каждому положению поршня, то получается так называемая индикаторная диаграмма, по которой можно судить о работе пара. Пусть начальное давление пара представлено ординатой $AE = p_1$; пусть далее в положении F происходит отсечка (прекращение выпуска свежего пара в цилиндр машины); тогда при расширении пара, замкнутого в цилиндре, давление падает, что представляется кривой F_1D ; по достижении правого положения в начале выхода отработанного пара в нем устанавливается давление $p_2 = BB_1$. Такая точно диаграмма должна иметь место и для правой стороны поршня (начерчено пунктиром). Таким образом для любого промежуточного положения поршня давление на него определится отрезком внутри индикаторной диаграммы; например для положения a_2 имеем

$$P_x = F da_1 = Fp_x.$$

Произвольному положению поршня соответствует известное положение пальца кривошипа. Усилие P_x на шатун передается в виде $P' = P_x \cos \beta$, где β — угол, образуемый шатуном с осью машины. Перенеся силу P' вдоль по шатуну в центр c — пальца кривошипа, разложим ее на составляющую T , идущую по касательной к окружности, описываемой центром c , и составляющую — Q , направленную к центру вала O . Если длина радиуса кривошипа R , то произведение $T \cdot R = M_x$ дает величину крутящего момента. Совершенно очевидно, что величина составляющей T зависит и от величины силы P_x , т. е. от величины индикаторного давления p_x и от положения поршня. В другом положении поршня, например в a_1 , шатун расположится по b_1c_1 . Давление на поршень будет меньше, так как началось расширение. Переносим силу P' в C_2 и разлагаем ее, как и ранее, на составляющие — касательную T_1 и радиальную Q_1 , заметим, что первая уменьшилась, а вторая при этом изменила свое направление.

Среди различных положений поршня отметим два из них: 1) палец кривошипа занимает в пространстве такое положение, что шатун с кривошипом составляют угол в 90° . В таком случае составляющая Q по радиусу обращается в нуль. Если в это

⁴ Сила движущая в машинах-двигателях и сила сопротивления в машинах-орудиях, например в насосе, компрессоре.

время отсечка еще не наступила, то величина крутящего момента достигает своего наибольшего значения; 2) палец кривошипа занимает одно из мертвых положений в O_1 или O_2 . Так как теперь шатун по направлению своему совпадает с направлением радиуса кривошипа, то составляющая T по касательной обращается в нуль, а стало быть обращается в нуль и величина крутящего момента. Следовательно за один оборот машины крутящий момент дважды обращается в нуль и стало быть дважды достигает своего наибольшего значения. Благодаря указанному явлению должен нарушаться равномерный ход машины, и если этого не происходит в заметной на-глаз форме, то лишь благодаря наличию тяжелого махового колеса, которое имеет своей целью регулировать ход машины. Благодаря инерции массы махового колеса оно противодействует ускоряющемуся ходу в период возрастания крутящего момента от нуля (мертвое положение) до наибольшего значения (угол между шатуном и кривошипом равен прямому). Наоборот, благодаря этой же инерции маховое колесо, в период уменьшения крутящего момента от его наибольшего значения до нуля, поддерживает необходимое число оборотов, противодействуя стремлению машины уменьшать свою скорость в указанный период. Из изложенного очевидно, что определить простым правилом опасное для вала положение частей машины нельзя, так как это зависит, как сказано выше, от многих обстоятельств. Но в большинстве случаев такое наиболее неблагоприятное для вала расположение частей совпадает с одним из двух выше отмеченных положений.

Для упрощения решения задачи можно сделать допущение, что ввиду относительно небольшого отклонения шатуна от линии мертвых точек сила P , действующая по штоку, передается на палец кривошипа, оставаясь параллельной оси машины; кроме того можно принять, что направление натяжения ремней, канатов и т. п. направлено вертикально или горизонтально. При таких допущениях все силы, действующие на вал, будут лежать или в вертикальной или в горизонтальной плоскости¹⁾. При графическом способе решения строим эпюры изгибающих моментов в двух указанных плоскостях и, суммируя геометрически полученные изгибающие моменты, складываем их с крутящим моментом по указанному выше способу.

Для иллюстрации найдем напряжения в валу паровой машины, показанном на фиг. 92, А. Вал имеет кривошип и лежит на опорах A (цапфа) и B (шейка). Машина горизонтальная, имеет диаметр цилиндра $D = 30$ см, ход поршня $L = 45$ см, следовательно радиус кривошипа $r = 22,5$ см; давление свежего пара $p_1 = 7,5$ ат отработавшего $p_2 = 1,2$ ат, число оборотов $n = 80$; между опорами расположен маховик весом $Q = 3.000$ кг, несущий горизонтально расположенный ремень с натяжением обоих концов $S = 1.500$ кг. Рассмотрим положение, когда кривошип образует прямой угол с линией мертвых точек. Имеем две системы сил $P \leq 4.200$ кг и S , параллельных горизонтальной плоскости, и Q — вертикального направления. Поэтому вал одновременно изгибается в двух плоскостях. Результирующий изгибающий момент в любом сечении найдется, как сказано выше, суммированием составляющих.

На фиг. 93, А показано решение графическим путем. В качестве опасного положения принято, что направление силы P противоположно направлению натяжения S — концов ремня (фиг. 91, А, палец в точке C_3). Сила P соответствует давлению до начала расширения, т. е. до отсечки; движение поршня — справа налево. При построении эпюр приняты масштабы: сил — 1 см = 1.000 кг и длина — 1 см = 10 см. Называя силу S — 1-й, силу P — 2-й, реакции в B — 3-й, в A — 4-й, строим многоугольник сил mn , где nm — сила 1-й, mp — сила 2-й. Выбираем полюсное расстояние $a = 3,5$ см и при полюсе O_1 строим шарнирный многоугольник $aCDba$. Замыкающая ab (луч — 3,4) отсекает на прямой mp отрезок $pq = 4,45$ см и $mn = 1,75$ см. Следовательно реакция в опоре $B \rightarrow R_b = 4.450$ кг и в $A \rightarrow R_a = 1.750$ кг, при-

¹⁾ Конечно при более точном решении надо все силы проектировать на две взаимно перпендикулярные плоскости, не делая указанных допущений. Подробности в книге второй.

чем направление их взаимно противоположно (построение I). Сумма реакций должна равняться сумме внешних сил, что в данном случае и имеем: $4\,200 - 1\,500 = 4\,450 - 1\,750$. Чтобы удобнее отсчитывать моменты, относим полученную эпюру к линии AD — оси вала, получаем диаграмму ADb_eA , дающую изменение изгибающего момента в горизонтальной плоскости. В вертикальной плоскости имеется всего одна сила Q , приложенная в сечении C . Строим для нее эпюру изгибающих моментов по многоугольнику сил ls с полюсом O_2 и с прежним полюсным расстоянием $a = 3,5$ см. Эпюра моментов имеет вид треугольника $A_1B_1C_2$; снесенная на ось вала A_1B_1 получает вид $A_1b_1c_2$ (построение II). Так как суммарный изгибающий момент из двух расположенных во взаимно перпендикулярных плоскостях получается геометрическим сложением, то для любого сечения находим гипотенузу прямоугольного треугольника, построенную на ординатах эпюр как на катетах. Например для сечения C : сносим циркулем отрезок c_1c_2 в положение c_1e (построение II); точку e проектируем в e_1 (построение I), соединяем c с e_1 , отрезок ce_1 и представит собою ординату результирующей эпюры; откладываем его на вертикали C_3C_2 (построение III). Поступая так же для всех точек, построим эпюру $A_2D_2b_2f_2c_2A_2$ суммарных изгибающих моментов. К ним надо прибавить крутящий момент $M_k = Pr = 4\,200 \cdot 22,5 = 94\,500$ кгс·м. Величина отрезка, в которой выразится этот момент при принятом построении, найдется так:

$$q = \frac{M_k}{a, m_1} = \frac{94\,500}{3,5 \cdot 1\,000 \cdot 10} = 2,7 \text{ см.}$$

где a , m_1 и m_2 — соответственно будут: полюсное расстояние, масштабы сил и длин. Крутящий момент действует между средней плоскостью пальца кривошипа и средней плоскостью шкива (маховика). Поэтому прямоугольник $C_3C_4D_1D_2$ представит собою эпюру крутящих моментов, если $\overline{C_3C_4} = \overline{D_1D_2} = q = 2,7$ см. Сложение суммарных изгибающих моментов с крутящим моментом по формуле (20) показано на том же построении III. Например в сечении C : отложив $C_3k = \overline{C_3C_4} = q$, соединяем точки c_3 и k . Отрезок c_3k — соответствует гипотенузе треугольника, построенного на катетах M_k и M_u , т. е. $\sqrt{M_u^2 + M_k^2}$. Отмерив c_3m — равное 0,35 от M_u (от c_3C_3) и c_3n — равное 0,65 от c_3k (т. е. $\sqrt{M_u^2 + M_k^2}$), складываем эти отрезки $\overline{c_3m}$ и $\overline{c_3n}$ и откладываем сумму на прямой $C_3c_4 = c_3m + c_3n$. Поступая так для любого сечения, где имеются и крутящий и изгибающий моменты, построим эпюру приведенных моментов $A_2D_2D_3b_3f_3c_3A_2$. Очевидно, что в сечении D отсутствует изгибающий момент, и отрезок D_2D_3 соответствует $0,65 \sqrt{M_k^2} = M_k \cdot 0,65 = 0,65q$. В сечениях между A и C отсутствует крутящий момент, и эта часть эпюры целиком совпадает с эпюрой суммарных изгибающих моментов¹⁾.

Опасное сечение будет в сечении C , где ордината эпюры c_2c_4 наибольшая. Найдем напряжение в сечениях H , M , C , B и G по формуле:

$$M_r = \frac{\pi d^3}{32} k, \text{ или } k = \frac{32 M_r}{\pi d^3} = \frac{M_r}{W}, \text{ где } W = \frac{\pi d^3}{32}.$$

Полученные напряжения для стального вала могут быть признаны допустимыми.

Далее проверяются опорные части. Реакции будут найдены сложением составляющих в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Именно:

$$R_a = \sqrt{1\,364^2 + 1\,750^2} = 2\,220 \text{ кг. } R_b = \sqrt{1\,636^2 + 4\,450^2} = 4\,745 \text{ кг.}$$

¹⁾ Возможно вести расчет по формуле $M_r = \sqrt{M_u^2 + M_k^2}$, причем построение упростится, и эпюра результирующих моментов примет вид $A_2D_1D_4b_4f_4c_4A_2$.

Сечение	Ордината q в см	Момент $M, = q \cdot a \cdot m_1 m_2$	Диаметр в см	Модуль W в см ³	Напряжение k в кг/см ²
H	0,5	17 500	7	33,6	520
M	26	91 000	14	272,2	335
C	49,5	173 000	16	405,0	427
B	39,5	138 000	15	332,9	415
G	28	98 000	12	168,5	582

Удельное давление на опорах будет: на опоре $A = \frac{2220}{15 \cdot 7} = 21,2$ кг/см², на опоре $B = \frac{4745}{24 \cdot 15} = 13,2$ кг/см². Наконец проверка длины опорных частей дает при $T_2 = 20$:

$$\text{Цапфа } A \quad l = \frac{2220 \cdot \pi \cdot 80}{20 \cdot 60 \cdot 100} = 4,6 \text{ см}$$

$$\text{Шейка } B \quad l = \frac{4745 \cdot \pi \cdot 80}{20 \cdot 60 \cdot 100} \approx 10 \text{ см.}$$

Полученные данные могут привести к заключению, что шейка имеет избыточную длину, так как и удельное давление 13,2 невелико и требуемая длина $l = 10$ см значительно меньше принятой. Подступичная часть (под шкивом или маховиком) сделана толще шейки, потому что момент $M_C > M_B$. Если принять в учет возможность шпонки, то напряжение в сечении C повысится.

Построением, подобным только что описанному, можно убедиться, что при направлении силы P , одинаковом с направлением силы S (т. е. слева направо), результирующий момент получается несколько меньше, т. е. это положение дает меньшее напряжение. Действительно, построение (фиг. 94, А) показывает, что эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости дает иное распределение, а именно получается эпюра $AcdB_A$. Складывая ее ординаты с ординатами эпюры изгибающих моментов в вертикальной плоскости (треугольник AC_2B), которая остается без изменения, получим эпюру суммарных изгибающих моментов в виде площади $A_1D_1b_2c_2A_1$. Наибольший момент не в сечении C , как в первом случае (фиг. 93, А), а в B . Но по величине ордината $b_2b_3 = 3,25$ см, тогда как в первом случае соответствующая ордината $B_2b_2 = 3,35$ см. Поэтому дальнейшее исследование не интересно. Что же касается реакции, то во втором случае опорное давление в шейке возрастает, а именно для горизонтальной плоскости оно равно отрезку $pq = 6,15$ см (см. многоугольник сил), т. е. дает 6150 кг. А так как вертикальная реакция осталась без изменения, то получим, что $R_b = \sqrt{6150^2 + 1636^2} = 6380$ кг, а потому удельное давление будет больше, именно $\frac{6380}{15 \cdot 24} = 17,7$ кг/см², чем и объясняется некоторая

казавшаяся избыточность длины шейки в $l_2 = 24$ см. В тех случаях, когда вал имеет два кривошипа по концам, ход решения задачи в общем остается тот же. Так как кривошипы заклиниваются под разными углами друг к другу, то выбор плоскостей, в которых ищут составляющие изгибающие моменты, зависит от этого расположения. Например при заклинивании под углом, равным нулю (оба кривошипа направлены в одну сторону), или равным 180° (оба кривошипа стоят прямо противоположно друг другу), за одну плоскость выбирается плоскость, проходящая через оси кривошипов, другая ей перпендикулярна. При заклинивании под углом в 90° одна плоскость про-

ходит через ось одного кривошипа, другая через плоскость второго. Все действующие на вал силы проектируются на обе плоскости и в них строятся эпюры изгибающих моментов, дающие одну результирующую эпюру, которая совместно с эпюрой крутящих моментов составит эпюру результирующих сложных моментов M_r . Собственный вес вала обыкновенно невелик по сравнению с величинами действующих сил, и им можно пренебречь. Исключение составляют валы очень длинные, как например валы движущих машин, винтовых пароходов или теплоходов.

Расчет кривошипа. Кривошип представляет собою в большинстве случаев отдельную деталь, надеваемую на вал в нагретом состоянии или при обыкновенной температуре, но под большим давлением. Обычный тип кривошипа представлен на фиг. 95, А. Иногда ему придают вид, данный на фиг. 96, А, где внизу имеется противовес. С той же целью уравнивания применяют дисковые кривошипы (фиг. 97, А). Материалом для изготовления кривошипа чаще всего служит литая сталь такого же качества, как и осевая, реже применяется сварочное железо и еще реже чугун. Последний можно встретить в дисковых кривошипах и при небольших числах оборотов.

Расчет кривошипа начинается с определения размеров пальца его или цапфы. Она изготавливается отдельно от кривошипа и вставляется в тело последнего; материалом для цапфы берут сталь несколько более твердую, нежели для кривошипа. Принимая во внимание постоянную смену напряжений, переходящих дважды через ноль в течение одного оборота, а также толчки, в случае, если охватывающая цапфу головка шатуна не сидит вполне плотно, необходимо наблюдать, чтобы для пальцев кривошипа ставился материал высокого качества; отделка (вплоть до полировки) должна быть весьма тщательная. Хорошие заводы часто принимают специальные сорта стали, причем рабочую поверхность цапфы иногда закалывают. Благодаря этому наблюдается ничтожная изнашиваемость от трения.

Длина l и диаметр d цапфы (фиг. 95, А) находятся из обычных условий прочности на изгиб, смятие и проверки длины, как часто выражаются, на нагревание, т. е. по формуле (87).

Сила P является в большинстве случаев величиной переменной; при расчете принимается конечно наивысшее ее значение.

Высота буртика δ между цапфой и ее хвостом берется по формуле:

$$\delta = 0,15d + 5 \text{ мм}$$

Присутствие этого буртика необходимо для предохранения от соприкосновения между вкладышами шатуна и телом кривошипа. Иногда, при малых скоростях, буртика не делают вовсе (фиг. 98, А).

Из условий прочности, пользуясь обозначениями чертежа ¹⁾, напомним:

$$\delta = l : d = \sqrt{\frac{\pi k}{16q}};$$

$$d = 4 \sqrt{\frac{\zeta P}{\pi k}}.$$

Значения для допустимого напряжения q на смятие даны в § 1. Что касается величины k , то она берется в зависимости от материала цапфы:

Чугун	$k \leq 200 \text{ кг/см}^2$
Железо свар.	$k = 400$ "
Железо лит.	$k = 500$ "
Сталь специальная	$k = 600 - 700 \text{ кг/см}^2$

¹⁾ См. фиг. 89.

Палец кривошипа, как это видно из фиг. 95—98, А, представляет собою хвостовую цапфу; размеры хвоста определяются согласно изложенному в § 2, а именно длина его l_1 из

$$q_{\max} = \frac{4P}{\pi d_1 l_1} \left\{ 1 + \frac{3(l + l_1 + 2\delta)}{l_1} \right\},$$

где $q_{\max}$ — наибольшее допустимое напряжение смятия материала и d_1 — средний диаметр; хвосту обычно придают коническую форму с уклоном в $\frac{1}{30} - \frac{1}{50}$. При проектировании часто принимают $d_1 = d$; иногда же придают меньшему диаметру хвоста значение

$$d_1' = 0,9d,$$

а больший диаметр d_1 принимают равным диаметру d цапфы. Как среднее значение для коэффициента β встречается чаще всего величина

$$\beta = 1,25; \quad (99)$$

что касается длины l_1 хвоста, то она колеблется в пределах:

$$l_1 = (\text{от } 1,4 \text{ до } 1,75) \cdot d_1. \quad (100)$$

Напряжение смятия на поверхности хвоста может быть принято в среднем:

$$q \approx 500 \text{ кг/см}^2.$$

Вставка конуса в тело кривошипа производится либо в нагретом состоянии, причем нагревается конечно часть кривошипа, содержащая в себе гнездо, либо эта операция делается в холодном состоянии при помощи гидравлического пресса.

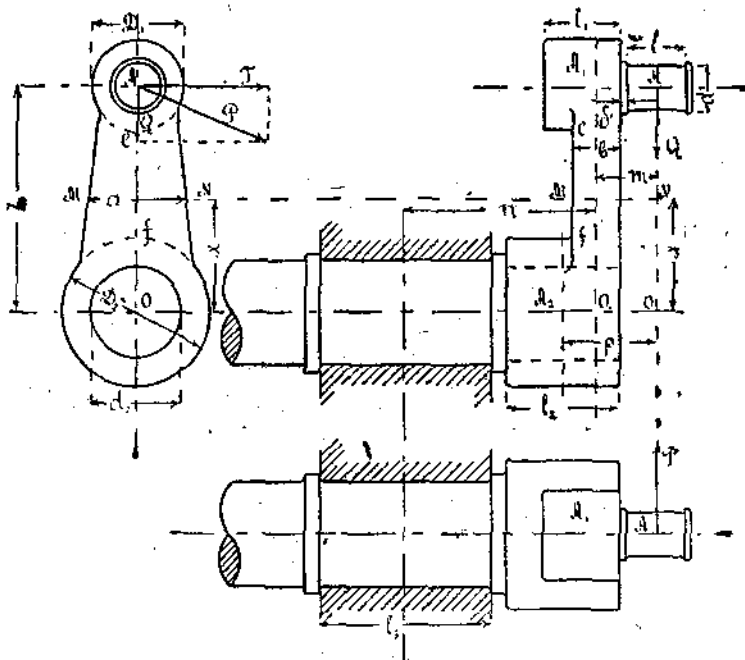
Как видно из образцов, приведенных в атласе, имеется всегда налицо укрепление хвоста при помощи клина (фиг. 99, 95, А) или болта (фиг. 96, 100, А). Такого рода соединение приходится рассматривать как запасное, на случай если палец начнет расшатываться в гнезде под действием боковых толчков. На фиг. 95, А показано приспособление для смазывания пальца; масло из сосуда А стекает в шаровидный сосуд В, укрепленный при помощи трубки С к пальцу. При вращении кривошипа масло из В увлекается центробежной силой и вгоняется в канал, просверленный в пальце. На фиг. 98, А представлен палец с обратным конусом, удерживаемый от выпадения пластинкой А и винтами В. В Устройство очень компактное. На фиг. 100, А поставлен обратный болт — соединение, уступающее показанному на фиг. 96, А.

Размеры этих соединительных частей принимаются по эмпирическим формулам, приведенным около соответственных фигур.

Перейдем к расчету тела кривошипа. Обычно оно представляет собою две втулки — одна, в которую вставляется палец кривошипа, другою он насаживается на вал в горячем, а чаще в холодном состоянии. Обе втулки соединены между собою плоскою частью, имеющей прямоугольное сечение. На черт. 77 такой кривошип показан в трех проекциях.

Посмотрим, как могут быть определены размеры поперечного сечения в какой-либо плоскости MN. Представим себе для этого общий случай, когда направление осей шатуна и кривошипа составляют между собою угол, отличный от 90° , и разложим силу P , действующую вдоль шатуна, на составляющие — касательную T и радиальную Q . Нетрудно видеть, что первая сила производит по отношению к сечению в плоскости MN изгиб около оси, параллельной меньшей стороне; парю с моментом $M_1 = T(r - x)$ и скручивание того же сечения моментом $M_2 = T \cdot m$; сила Q производит изгиб около большой оси моментом $M_2 = Q \cdot m$ и сжа-

тие. На черт. 78 для наглядности показано, как распределяются напряжения, возбуждаемые указанными моментами.



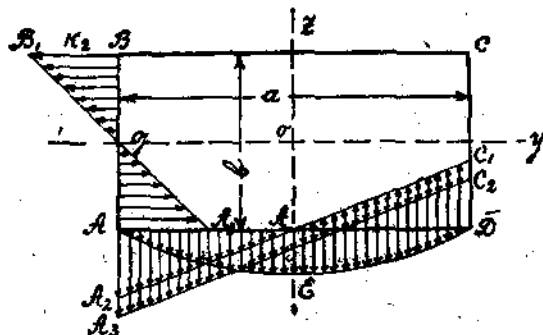
Черт. 77.

Момент M_1 вызовет напряжение растяжения и сжатия при изгибе сечения около оси OZ . При размерах поперечного сечения — ширине a и толщине b — наибольшее напряжение будет равно

$$k_1 = \frac{M_1}{W_1} = \frac{6T(r-x)}{a^2b} \quad (b)$$

и относится к элементам сечения, лежащим вдоль краев AB и CD . В то же время крутящий момент даст напряжение касательное и равное

$$k_s = \frac{9M_k}{2ab^2} = \frac{9Tm}{2ab^2}, \quad (c)$$



Черт. 78.

достигающее наибольшего значения у концов малой оси. Если изобразить графически распределение напряжений, от изгиба вдоль например линии AB , оно выразится прямой B_1A_1 , где $BB_1 = AA_1 = k_1$, в выбранном масштабе.

Касательное напряжение в элементах, например вдоль ребра AD , представится кривой AED , где $EA = k_s$,

Момент $M_2 = Qm$ изгибает около оси OY и вызывает наибольшие сжатия (или растяжения) вдоль ребер BC и AD . Графически на стороне например AD это представится прямой A_2C_1 , где $AA_2 = DC_1 = k_2$ и

$$k_2 = \frac{M_2}{W_2} = \frac{6Qm}{ab^2}. \quad (d)$$

Кроме того сила Q вызовет сжатие (или растяжение, если напряжение ее будет противоположно), равное

$$k_3 = \frac{Q}{ab}; \quad (e)$$

отложив $A_2A_3 = k_3$, найдем, что распределение напряжений вдоль ребра AD представится прямой A_3C_2 .

Это рассмотрение приводит к таким выводам: 1) наибольшее нормальное напряжение (изгиба) не совпадает в одном и том же элементе с наибольшим касательным напряжением, поэтому проверки на изгиб и на кручение делаются независимо одна от другой; 2) напряжение изгиба от силы Q много меньше, нежели от силы T , так как в первом случае в знаменатель входит квадрат большой стороны a^2 , во втором квадрат малой — b^2 . Поэтому нет основания рассматривать общий случай, когда сила P давления со стороны шатуна дает две составляющие T и Q . Следует проверить напряжение касательное, предполагая, что радиальной составляющей Q нет, т. е. что $T = P$; затем определить напряжение от изгиба и сжатия силою Q , когда нет касательной составляющей, т. е. когда $Q = P$. Следовательно ищут напряжения:

$$k_1 = \frac{9Pm}{2ab^2}; \quad k_2 = \frac{6Pm}{ab^2} \quad \text{и} \quad k_3 = \frac{P}{ab}.$$

Последние два напряжения складывают. При сказанном упрощении очевидно в рассмотрение надо брать наименьшее сечение, т. е. под верхней втулкой.

Втулка кривошипа. Длина втулки для цапфы (палец) определяется длиной хвоста ее. Внешний диаметр принимается в среднем равным двойному внутреннему; следовательно если средний диаметр хвоста равен диаметру d пальца, то внешний диаметр можно принять:

$$D = (1,8 - 2)d \quad (101)$$

В соединении частей насадкою в горячем или холодном состоянии нет определенности в величине вызываемого сжатием напряжения, так как оно зависит от относительной расточки и от состояния соприкасающихся поверхностей. Если не принимать в расчет последнего обстоятельства, то можно найти отношение $D:d$ в таком виде:

$$\frac{D}{d} = \sqrt{\frac{k_2 + 0,7p_1}{k_2 - 1,3p_1}}$$

где $k_2 = \frac{Ei}{l}$, причем i — относительная расточка¹⁾. Принимая $i = 0,003$, $E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ и p_1 — давление во втулке после посадки $= 2000 \text{ кг/см}^2$, получим:

$$D = 1,73d.$$

¹⁾ См. фиг. 26.

²⁾ $i = \frac{d - d_1}{d}$, где d_1 — внутренний диаметр втулки кривошипа. Обычно при посадке

$$i = \frac{1}{1000} - \frac{1}{400}.$$

Считаясь с тем, что нагрузка не является постоянной и равномерно распределенной, размер диаметра увеличивается соответственно отношению (101).

Те же рассуждения относятся и к нижней втулке, сидящей на валу. Никаких укреплений последней с валом нет оснований делать; хотя некоторые заводы ставят шпонки, но они существенно о значении в передаче силы не оказывают. Длина втулки принимается l равной от 0,8 до $1d$.

Опыты дают определенное указание, что при посадке в горячем состоянии трение, развиваемое на соприкасающихся поверхностях, много больше, нежели при холодной посадке. Это обстоятельство объясняется тем, что при наливании втулки, имеющей внутренний диаметр несколько меньше диаметра вала, она сминает встречаемые слои материала вала и таким образом измеряет величину расточки для частей смятых.

Пример 34. Проверить размеры кривошипа для вала, показанного на фиг. 92, А. Размеры кривошипа даны на фиг. 99, А.

Отношение длины цапфы (пальца) к диаметру $\zeta = 80:65 = 1,23$; напряжение на изгиб при $P = 4200$ кг будет по формуле (90а):

$$k = \frac{5 \cdot 4200 \cdot 8}{6,5^3} = 612 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение на смятие по формуле $P = dlq$:

$$q = \frac{4200}{8 \cdot 6,5} = 81 \text{ кг/см}^2.$$

Обе величины не выходят из пределов допустимых нагрузок для стальных цапф

Необходимая длина, по (88), будет: $[T_2 = 40$ по табл. 20]:

$$l = \frac{4200 \pi \cdot 80}{60 \cdot 40 \cdot 100} = 4,4 \text{ см.}$$

Напряжение смятия на поверхности хвоста, по уравнению (93):

$$q = \frac{4 \cdot 4200}{\pi \cdot 0,5 \cdot 10} \left(1 + \frac{3(10 + 8 + 2)}{10} \right) = 576 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение в прямоугольном сечении тела кривошипа под втулкой пальца определится следующим образом:

Крутящий момент имеет плечо по фиг. 99, А $m = 4,0 + 0,5 + 3,5 = 8$ см. Согласно выражению (с)¹⁾ будем иметь:

$$k_1 = \frac{9 \cdot 4200 \cdot 8}{2 \cdot 14 \cdot 7^2} = 220 \text{ кг/см}^2$$

Напряжение растяжения (или сжатия) при изгибе, по (d),

$$k_2 = \frac{6 \cdot 4200 \cdot 8}{14 \cdot 7^2} = 294 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение растяжения (или сжатия) силою P :

$$k_3 = \frac{4200}{14 \cdot 7} \approx 86 \text{ кг/см}^2,$$

а всего

$$k_2 + k_3 = 380 \text{ кг/см}^2.$$

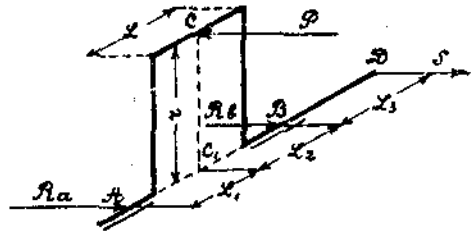
¹⁾ Фиг. 99, А.

Эти цифры показывают, что толщина $b=7$ см взята с избытком.

Валы коленчатые. В тех случаях, когда необходимо примкнуть шатун к валу между осями и нельзя поставить обыкновенный кривошип (открытый), делают коленчатый вал. Колено по существу представляет собою двойной кривошип (закрытый). На фиг. 101, А изображен вал с одним коленом. Вал лежит в опорах А и В, между которыми расположен кривошип (колено); в С — шейка кривошипа, охватываемая головкой шатуна. В Е сидит маховое колесо, обычно играющее роль и шкива; в случае надобности последний может быть надет на конец D.

На фиг. 102, А показан вал с двумя коленами D и E, лежащий в опорах А, В и С. В F — посажен шкив (он же маховик).

Небольшие коленчатые валы отковываются из одного куска литой стали. При более или менее значительной длине вала его делают составным из частей, связанных друг с другом при помощи фланцев. На фиг. 103, А показан вал с 4 коленами, составленный из двух частей, соединенных между собою муфтой В на болтах. На концах справа и слева имеются фланцы А и С, которыми можно достигнуть дальнейшего удлинения вала. Реже встречаются конструкции, при которых кривошипы изготавливаются отдельно и укрепляются на прямолинейных участках вала. Этот способ, несколько удешевляющий изготовление коленчатого вала, нельзя признать желательным, так как при нем труднее достигнуть вполне правильного расположения шеек колен и опорных частей, что весьма важно для хорошей работы вала. С другой стороны, коленчатый вал по форме своей должен давать несколько большие деформации, нежели вал с прямолинейной осью тех же поперечных размеров; наличие же соединительных частей способствует уменьшению жесткости.



Черт. 79.

Расчет коленчатого вала по существу мало отличается от расчета вала с кривошипом. Если рабочий шкив один, то крутящий момент, передающийся на участке от средней плоскости шкива до средней плоскости колена, захватывает в свое влияние только один кривошип кол на, который называется рабочим. Другой кривошип подвергается меньшим напряжениям. Но в практике установилось правило оба кривошипа делать одинаковых размеров. Помимо значительной трудности изготовлять вал, в особенности из цельного куска, с разными кривошипами, наличие несколько более прочного нерабочего кривошипа только содействует увеличению жесткости вала и может быть вполне оправдана.

На черт. 79 показано расположение одноколенного вала, когда движущая сила P перпендикулярна плоскости колена. Если натяжение ремней S тоже горизонтально и по величине значительно меньше силы P , то наибольший сгибающий момент будет в сечении С. Рассматривая силы, расположенные по одну сторону его, например слева, найдем, что изгибающий момент в этом сечении будет равен $M_1 = R_a L_1$, где R_a — реакция в опоре А. Эта же сила даст крутящий момент $M_k = R_a L$. Следовательно приведенный момент, по Мору (Mohr), в рассматриваемом сечении будет:

$$M_r = \sqrt{M_1^2 + M_k^2},$$

и условие прочности в среднем сечении шейки:

$$\sqrt{M_1^2 + M_k^2} = \frac{\pi d^3}{32} k = R_a \sqrt{L^2 + L_1^2}.$$

Правый (рабочий) кривошип подвергается в сечении у шейки изгибающему моменту $M_2 = R_a r$ и крутящему

$$M_k = R_a(L_1 + 0,5L) = 0,5PL.$$

Так как большая ось сечения кривошипа находится в плоскости вращения, то изгиб будет происходить относительно малой оси сечения с размером b , другой (большой) размер — a . Напряжение растяжения (и сжатия) будет:

$$k_1 = \frac{6R_a r}{ab^2}.$$

При повороте кривошипа на 90° он займет положение, указанное на черт. 80. То же сечение будет подвергаться изгибу моментом

$$M_3 = R'_a(L_1 + 0,5L) = 0,5PL$$

относительно большей оси. Соответствующее напряжение будет равно:

$$k'_1 = \frac{6\{R'_a(L_1 + 0,5L) - 0,5PL\}}{ab^2}.$$

Наконец наибольшее напряжение от скручивания для первого положения будет:

$$k_s = \frac{9}{2} \frac{M_k}{ab^2} = \frac{9}{2} \frac{\{R'_a(L_1 + 0,5L) - 0,5PL\}}{ab^2}.$$

Пример 35. Вал горизонтальный паровой машины на 20 л. с. (фиг. 101, А). Диаметр цилиндра $D = 25$ см, ход поршня $2r = 40$ см, число оборотов $n = 150$. Давление входящего пара $p = 9$ ат, выходящего $p_1 = 1,2$ ат. Натяжение ремней $S = 480$ кг.

На основании этих данных находим усилие вдоль шатуна

$$P = \frac{\pi D^2}{4} (p - p_1) = \frac{\pi \cdot 25^2}{4} (9 - 1,2) = 3\,800 \text{ кг.}$$

Реакции в опорах: $R_a = 2\,120$ кг, $R_b = 1\,200$ кг. Следовательно изгибающий момент M_1 (по черт. 79 и фиг. 101, А) равен:

$$M_1 = R_a L_1 = 2\,120 \cdot 27 = 57\,200 \text{ кгсм.}$$

Крутящий момент:

$$M_k = R_a r = 2\,120 \cdot 20 = 42\,400 \text{ кгсм.}$$

Условие прочности

$$\sqrt{57\,200^2 + 42\,400^2} = \frac{\pi d^3}{32} k = \frac{\pi 11^3}{32} k, \text{ или } k = 535 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение смятия на шейке колена равно:

$$q = \frac{P}{dl} = \frac{3\,700}{11 \cdot 12} = 28,4 \text{ кг/см}^2.$$

Необходимая наименьшая длина (по 88:

$$l \geq \frac{P_{пл}}{60 \cdot 100 \cdot T_z} = \frac{3800 \cdot \pi \cdot 150}{60 \cdot 100 \cdot 40} = 8,35 \text{ см.}$$

Шейка в опоре *B* подвергается изгибающему моменту $M_4 = SL_3 = 480 \cdot 26 = 12470 \text{ кгсм}$, т. е. значительно меньшему, нежели шейка колена.

Переходим к проверке сечения рабочего кривошипа (у шейки), имеющего поперечные размеры: малая ось $b = 7 \text{ см}$, большая $a = 16 \text{ см}$.

В положении, указанном на черт. 79, изгибающий момент равен:

$$M_2 = R_a l = 2120 \cdot 20 = 42400 \text{ кгсм,}$$

напряжение:

$$k_1 = \frac{6 \cdot 42400}{7 \cdot 16^2} = 142 \text{ кг/см}^2.$$

В положении, указанном на черт. 80,

$$M_2 = R_a(L_1 + 0,5L) - 0,5PL = 2120(27 + 10) - 3800 \cdot 10 = 40440 \text{ кгсм,}$$

напряжение:

$$k_1 = \frac{6 \cdot 40440}{16 \cdot 7^2} = 310 \text{ кг/см}^2.$$

При проверке размеров применялась формула (19а), а не Сен-Венана (19). Как указывалось выше, обе формулы находят широкое приложение и отличаются тем, что формула (19а) дает при подсчетах несколько больший запас прочности при тех же допустимых напряжениях. В случае расчета коленчатого вала это безусловно желательно, так как изложенный прием не является вполне точным. Точное решение вопроса, основанное на изучении деформации коленчатого вала, весьма сложно и в настоящей книге изложено быть не может¹⁾.

Валы многоопорные. Рассмотренные до сих пор примеры подсчета или проверки размеров валов относились к случаям, когда вал лежит на двух опорах. Для нахождения опасных сечений, следовательно для нахождения наибольших изгибающих моментов необходимо знать все внешние силы, действующие на вал, в том числе и реакции в опорах. До тех пор, пока число опор не более двух, нахождение сил реакции в них не представляет труда. Надо написать только, что сумма моментов всех сил (лежащих в одной плоскости) относительно опоры, например *A*, равна нулю; получается одно уравнение, содержащее одну неизвестную величину — давление в другой опоре *B*.

На фиг. 103, *A* представлен 3-опорный вал автомобильного двигателя американского типа.

Если число опор более двух, задача становится статически неопределимой, т. е. при помощи условий равновесия действующих на вал или балку сил найти реакции нельзя; число уравнений статики для сил, лежащих в одной плоскости, равно двум, а число неизвестных трем и более.

Приближенное решение заключается в том, что рассматривают отдельно части балки или вала, лежащие на двух смежных опорах; другими словами, предполагают, что имеется столько двухопорных валов или балок, сколько пролетов²⁾.

Подсчет, сделанный этим путем, дает в результате избыточно толстые валы, избыточно сильные балки. Более правильным надо считать решение вопроса, учитывая все опоры одновременно, но считая их жесткими. Задача эта разрешается в теории сопротивления материалов и приводит к не особенно сложным выводам.

¹⁾ Подробное рассмотрение излагается в книге второй.

²⁾ Пролет — расстояние между двумя соседними опорами.

Не останавливаясь на рассмотрении вопроса в общей форме, посмотрим, как решается он в случае, часто встречающемся в практике, именно случае трехопорного вала. Пусть (черт. 81) имеется вал одинакового диаметра по всей длине и лежащий на трех опорах A , B и C .

В сечениях D , E и F приложены силы Q_1 , Q_2 и Q_3 ; положение их определяется расстояниями до опор $a_1 - b_1$, $a_2 - b_2$, a_3 . Длины пролетов: 1-го — l_1 , 2-го — l_2 и свес около опоры C , равный l_3 . Назовем изгибающие моменты в сечениях над опорами A , B и C — M_1 , M_2 и M_3 . Тогда для пролетов 1-го и 2-го можно написать:

$$M_1 l_1 + 2M_2(l_1 + l_2) + M_3 l_2 = Q_1 \frac{a_1(l_1^2 - a_1^2)}{l_1} + Q_2 \frac{b_2(l_2^2 - b_2^2)}{l_2} \quad (a)$$

Легко видеть, что изгибающий момент $M_1 = 0$; действительно, изгибающим моментом называется сумма моментов всех сил по одну сторону сечения. Так как слева от опоры A сил нет, то $M_1 = 0$. Далее очевидно, что $M_3 = Q_3 a_3$ — как сумма моментов сил, лежащих по одну сторону, например справа.

Поэтому уравнение (a) принимает вид:

$$2M_2(l_1 + l_2) + Q_3 a_3 l_2 = Q_1 \frac{a_1(l_1^2 - a_1^2)}{l_1} + Q_2 \frac{b_2(l_2^2 - b_2^2)}{l_2} \quad (b)$$

Так как все величины кроме M_2 известны, то этот момент определяется из (b).

Но, с другой стороны, момент M_2 можно выразить через сумму моментов сил, лежащих левее опоры B , т. е. можно написать:

$$M_2 = -R_a l_1 + Q_1(l_1 - a_1), \quad (c)$$

откуда R_a — реакция в опоре A — определяется.

Если же добавить еще два условия, что сумма всех сил (включая реакции) равна нулю, т. е.

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 - R_a - R_b - R_c = 0, \quad (d)$$

и что сумма моментов всех сил относительно произвольной точки, например A , тоже равна нулю

$$Q_3(l_1 + l_2 + l_3) + Q_2(l_1 + a_2) + Q_1 a_1 - R_b l_1 - R_c l_2 = 0, \quad (e)$$

то из условий (c), (d) и (e) находятся все реакции и можно приступить к расчету.

Пример 36. Балка, показанная на черт. 81, перекрывает пролеты $l_1 = l_2 = 1$ м, $l_3 = 0,5$ м. Силы $Q_1 = Q_2 = 4t$, сила $Q_3 = 2t$, расстояния $a_1 = a_2 = 0,5$ м.

Из (b) находим:

$$2 \cdot 2M_2 + 2 \cdot 0,5 \cdot 1 = 2 \cdot \frac{4 \cdot 0,5(1 - 0,5^2)}{1},$$

откуда $M_2 = 0,5$ т/м, или $M_2 = 50\,000$ кгс·м. Из (c) имеем, что $R_a = 1,5$ т, или $1\,500$ кг; решая совместно уравнения (d) и (e), получаем $R_b = 4\,000$ кг и $R_c = 4\,500$ кг.

Так как при сосредоточенных силах наибольший изгибающий момент находится в сечении, в котором приложена одна из внешних сил, то ищем моменты в сечениях D , B , E и C ; в сечениях A и F моменты очевидно равны нулю.

Имеем $M_d = R_d a_1 = 1500 \cdot 50 = 75000$ кгс.м, $M_b = M_2 = 50000$ кгс.м.

$$M_c = Q_3(b_2 + a_2) - R_c b_2 = 2000 \cdot 100 - 4500 \cdot 50 = -25000 \text{ кгс.м}$$

и

$$M_e = M_3 = Q_3 a_3 = 2000 \cdot 50 = 100000 \text{ кгс.м},$$

таким образом опасное место приходится над опорой С.

Деформация вала. Вал, под влиянием сидящих на нем грузов, натяжения ремней, давления на кривошип, деформируется, т. е. дает некоторый прогиб. В некоторых случаях может быть поставлено требование, чтобы прогиб этот был возможно мал и не превосходил заданной величины. Как пример можно привести вал динамомашинны, на котором укреплен якорь. Пространство (зазор) между ним и полусами не должен сильно меняться под влиянием прогиба. В таком случае при расчете вала приходится исходить из величины заданного прогиба.

Например пусть вал, лежащий на двух опорах, несет нагрузку Q , распределенную на длине l . Тогда (по формуле 16, V) стрела прогиба посередине будет:

$$f = \frac{5}{384} \frac{Ql^3}{EJ}, \quad (f)$$

где E — модуль упругости материала вала и J — момент инерции поперечного сечения вала.

Так как $J = \frac{\pi d^4}{64}$, то из (f) получаем:

$$d = \sqrt[4]{\frac{5 \cdot Ql^3}{6\pi EJ}}. \quad (g)$$

Найдя величину d , определяют напряжение материала k от изгибающего момента и складывают найденное значение k с напряжением k_p , которое получается от скручивания моментом M_k — крутящим. По результирующему напряжению судят о запасе прочности. В большинстве случаев диаметр, определенный по (g), получается большим, нежели по условию прочности изгибу, которое обуславливается заданным напряжением.

Пример 37. Вал машины, лежащей на двух опорах с пролетом $l = 60$ см, несет нагрузку, распределенную по длине и равную $Q = 1200$ кг; наибольшая стрела прогиба не должна превосходить $f = 0,25$ мм.

Стрела прогиба посередине вала выразится формулой (по формуле 16, V):

$$f = \frac{5}{384} \frac{Ql^3}{EJ} = \frac{5}{384} \frac{64 \cdot Ql^3}{\pi d^4 E}.$$

Принимая модуль упругости E равным $2 \cdot 10^6$ кг/см², будем иметь:

$$d = \sqrt[4]{\frac{5 \cdot Ql^3}{6\pi EJ}} = \sqrt[4]{\frac{1200 \cdot 60^3 \cdot 5}{6\pi \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 0,025}} = 6,1 \text{ см}.$$

Напряжение материала в опасном сечении (среднее) будет найдено из

$$\frac{Ql}{8} = \frac{\pi d^3}{32} k, \text{ или } k = \frac{4Ql}{\pi d^3} = \frac{4 \cdot 1200 \cdot 60}{\pi \cdot 6,1^3} = 406 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. меньше, нежели принимается для валов литой стали, где k берется около 500 кг/см².

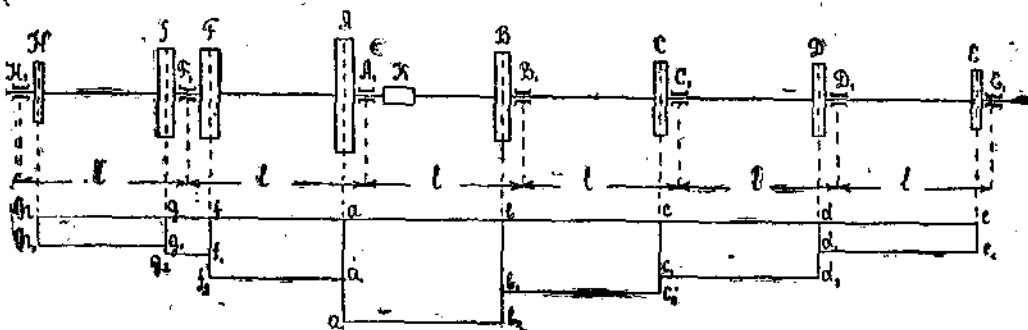
§ 33. Приводные (трансмиссионные) валы. Выше указывалось (стр. 147), что приводной вал служит для раздачи энергии на более или менее значительном протяжении. Это имеет место обыкновенно, когда ряд машин-орудий, расположенных в одну линию, получает вращение от вала, лежащего вдоль этой же линии.

Сюда относятся станки в механических мастерских для обработки металлов и дерева, в мукомольных мельницах, в ткацких и прядильных фабриках, в типографиях и т. п.

Чаще всего приводной вал несет на себе соответствующее количество шкивов для передачи энергии помощью ремней на так называемые контрприводы ¹⁾, а иногда и непосредственно машине-орудию (станку). Кроме того при длине вала данного диаметра d , превосходящей длину отрезка круглого железа (стали), выпускаемого специальными заводами, приходится делать трансмиссионный вал составным, из отрезков, соединенных между собой особыми деталями, называемыми муфтами.

Таким образом приводной вал представляет собою круглую балку, нагруженную кроме собственного веса еще рядом сосредоточенных грузов, весами шкивов, муфт и силами натяжения ремней. Во избежание заметного прогиба вала расстояние l между опорами делается небольшое, а потому, вообще говоря, приводной вал является многоопорным.

Крутящий момент, передаваемый на вал в какой-либо его точке от двигателя или от соседнего вала, распределяется ступенями между рабочими шкивами, постепенно убывая по мере удаления последних от приемного шкива.



Черт. 82.

Точный расчет трансмиссионного вала представляется в большинстве случаев невозможным, так как заранее указать место положения шкивов и усилия на них очень трудно.

Обыкновенно шкивы устанавливаются на валах после распределения станков. При наличии всех данных, т. е. диаметра вала, весов, шкивов, муфт, величин и направлений натяжений ремней и т. д., определить каково будет напряжение материала очень легко, но в то же время утомительно благодаря громадному количеству вычислительной работы. Практически к этому приему никогда не прибегают. Действительно, величины моментов, изгибающих трансмиссионный вал, невелики, так как количество энергии, передаваемое на отдельный станок, небольшое — от 0,25 до 2 л. с. ²⁾. Поэтому с точки зрения расчета вала здесь первенствующее значение имеют моменты крутящие. Следовательно возможно определить диаметр вала только из условия прочного его сопротивления скручивающим моментам; само собою понятно, что при этом допустимое напряжение k берется небольшим.

Пусть (черт. 82) данный вал получает при числе n оборотов в минуту N л. с. на приемном шкиве A . Отдачи энергии производится в $B - N_b$ л. с., $C - N_c$ и т. д.

¹⁾ Контрприводы снабжаются в большинстве случаев приспособлением для перевода на холостой шкив и ступенчатыми шкивами для изменения скорости. Подробности смотри в разделе о ременной передаче.

²⁾ Если в установке имеются более крупные станки, расходующие 3—5 и выше лошадиных сил, то они (станки) снабжаются самостоятельными приводами.

Если принять, что благодаря различным потерям часть энергии расходуется на валу, то, называя через α коэффициент (меньший единицы), указывающий количество означенных потерь, найдем равенство:

$$N = (1 + \alpha) \{N_b + N_c + N_d \dots\}. \quad (a)$$

Распределение крутящего момента будет изображаться ломаной

$$hh_1g_1g_2f_1f_2a_1a_2b_1b_2c_1c_2d_1d_2e_1e,$$

где

$$M = \overline{aa_1} + \overline{a_1a_2},$$

$$\alpha M_b = \overline{b_1b_2},$$

$$\alpha M_c = \overline{c_1c_2} \text{ и т. д.}$$

Схема эта указывает, что при точном подсчете диаметр вала должен убывать от сечения A к обоим концам. В действительности трансмиссионный вал делают однообразного сечения по целому ряду соображений: 1) при разных диаметрах, при переходе от пролета к пролету, приходится ставить много соединительных муфт; 2) так как каждому диаметру соответствует известный размер опорных частей, то получается целый набор трансмиссионных частей разного формата; сборка и монтаж становятся весьма затруднительными и т. д. Обыкновенно составляют вал из частей разных диаметров лишь в том случае, если общая длина вала значительна, например 20 и более метров.

Предполагая, что вал имеет однообразное сечение, диаметр его определяют для участка, через который передается наибольший крутящий момент, следовательно на одном из участков, примыкающих к приемному шкиву.

Для случая, указанного на чертеже, это будет иметь место в пролете A_1B_1 . Количество передаваемой здесь энергии будет:

$$N = (1 + \alpha) \{N_b + N_c + N_d + N_e\}.$$

Если угловую скорость вала назовем через ω , то имеем для величины крутящего момента

$$M = \frac{7500N}{\omega} \text{ кгсм,}$$

или, вводя сюда число оборотов, принимая $\omega = \pi n : 30$,

$$M = \frac{71620N}{n}. \quad (b)$$

Условие прочности с точки зрения скручивания будет по формуле (14):

$$\frac{\pi d^3}{16} k_s = \frac{71620N}{n}, \quad (c)$$

а потому получим

$$d = \beta \sqrt[3]{\frac{N}{n}}. \quad (102)$$

Коэффициент β зависит от принятого значения k_s , допустимого напряжения при скручивании, которое колеблется в зависимости от материала и условий работы. Так как формулой (102) совершенно не учитывается изгиб, который имеет место, и так как весьма часто поперечное сечение вала ослабляется шпунтом, в котором помещается шпонка, то для определения достаточно прочных размеров вала принимают очень небольшое допускаемое напряжение. Именно, считают для

$$\begin{array}{ll} \text{сварочного железа} & k_s \leq 120 \text{ кг/см}^2 \\ \text{литого} & k_s \leq 200 \text{ кг/см}^2. \end{array}$$

При коротких валах закручивание вала мало влияет на правильность работы. Совершенно другое замечается при валах длинных. Если бы вал, вращаясь, преодолевал постоянно одно и то же сопротивление, то естественно, что концевые сечения его были бы повернуты относительно сечения средней плоскости приемного шкива на постоянные углы, определяемые вышеуказанным выражением. Но в действительности передаваемая станком от данного вала работа редко потребляется одновременно и полностью. Станки вводятся и выводятся из сцепления по мере надобности; кроме того и количество энергии, расходуемое станком, меняется в зависимости от величины, формы и материала обрабатываемого предмета. Поэтому передаваемый вдоль вала крутящий момент изменяет свою величину, а вместе с этим меняется и угол закручивания — φ . Последнее ведет к тому, что угловая скорость вращения колеблется и колебания эти очевидно зависят от пределов изменения угла φ .

Практически установлено, что во избежание сильного влияния на равномерность вращения вала угол закручивания не должен превосходить $0,25^\circ$ на погонный метр вала. А потому, относя угол кручений к длине 1 см, получим:

$$\frac{0,25}{100} = \frac{360 M_k}{2\pi J_0 G} = \frac{5760 \cdot M_k}{\pi^2 d^4 G} \quad (e)$$

Принимая $G = 770\,000$ кг/см² (для железа), находим:

$$0,25 = \frac{71\,620 \cdot 5760 \cdot 1\,000 \cdot N}{770\,000 \cdot \pi^2 d^4 n}$$

откуда

$$d = 12,1 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \text{ см.}$$

Для стали, полагая $G = 830\,000$ кг/см², найдем:

$$d = 11,9 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \text{ см.}$$

Так как обычно в настоящее время валы изготовляют из литой стали, то можно принять как расчетную формулу

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \text{ см.} \quad (105)$$

Сравнивая выражения (104) и (105), замечаем, что при $N:n > 1$ следует пользоваться первым, а при $N:n < 1$ — вторым. Так как последнее отношение в большинстве случаев и имеет место, то формула (105) применяется гораздо чаще. Она безусловно должна применяться для проверки при длинных валах. Угол φ в $0,25^\circ$ на погонный метр понимается как наибольший допустимый. В известных случаях этот угол может быть задан еще меньшим. Тогда соответственно увеличится диаметр d .

Пример 38. Вал передает $N = 30$ л. с. при $n = 200$ об/мин. Найти диаметр вала, при условии чтобы угол φ закручивания не превосходил $\varphi = 0,10^\circ$ на погонный метр; вал — литой стали.

Согласно (e) имеем:

$$\frac{0,1}{100} = \frac{360 \cdot M_k}{2\pi J_0 G} = \frac{5760 \cdot 71\,620 N}{\pi^2 d^4 830\,000 n}$$

откуда

$$d = 9,2 \text{ см.}$$

Напряжение материала, соответствующее этому диаметру, будет найдено из условия:

$$M_k = \frac{71\,620 \cdot 30}{200} = \frac{\pi \cdot 9,2^3}{16} k_s, \text{ или } k_s = 70,5 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение очень малое, потому что диаметр рассчитан по условию очень малой деформации.

При установке вала в опорах надо иметь в виду, что в случае, если имеются силы, действующие вдоль оси его, вал может сместиться. Такое явление имеет место при наличии конических колес на валу и т. п. Смещение вала не должно допускаться; поэтому принимают меры, препятствующие указанному смещению.

Наиболее простой способ состоит в укреплении на валу так называемых установочных колец, расположенных у опоры, на которую вал опирается при стремлении к продольному смещению. На фиг. 104, А показано установочное сплошное кольцо, укрепляемое на валу винтами a , a . На фиг. 105, А показано разрезное, состоящее из двух половинок кольца; половинки эти соединяются между собою винтами a , a ; винты a_1 , a_1 служат для укрепления кольца на валу. Разрезное кольцо удобно тем, что оно устанавливается на валу, уже положенном на опоры, в любом месте. Кольцо сплошное должно быть надето до монтировки.

Усилие, передаваемое на кольцо, не должно быть большим, что обыкновенно и имеет место. При больших продольных силах надо устраивать нормальную опору (подпятник).

Пользуясь тем или другим, необходимо заботиться, чтобы трящиеся поверхности были достаточного размера во избежание сильного снашивания. Очевидно, называя напряжение смятия через q , мы должны иметь соотношение:

$$q = \frac{4P}{\pi(D^2 - d^2)},$$

где P — усилие вдоль оси вала. Кроме того надо иметь в месте соприкосновения кольца с вкладышем подшипника достаточную смазку, для уменьшения вредной работы трения.

В табл. 24 приведены размеры колец по каталогу завода Luther. Следует отметить, что закрепление вала против продольного перемещения следует делать лишь в одной опоре. В противном случае вал при изменении длины под влиянием колебания температуры будет оказывать давление (в направлении оси) на опоры; благодаря этому возникает дополнительное напряжение, излишняя работа трения — явления совершенно нежелательные.

Перейдем к рассмотрению вопроса об определении расстояния между опорами вала. Прогиб вала — явление весьма нежелательное, хотя и неизбежное. Вследствие искривления оси вала средние плоскости шкивов колес, сидящих на нем и вращающихся с ним, выходят из вертикальной плоскости. Благодаря этому обстоятельству получается изнашивание ремней, зубьев колес; вследствие наклона касательной к упругой кривой замечается неравномерное истирание вкладышей. Таким образом конструктор всемерно должен стремиться к уменьшению прогиба вала. Это достигается постановкой шкивов, колес, тяжелых муфт возможно ближе к опорам.

Если шкив или колесо сильно нагружены, то опоры устанавливаются по обеим сторонам, почти вплотную ко втулке. С другой стороны, уменьшение прогиба достигается либо увеличением диаметра, либо уменьшением пролетов, т. е. расстояний между опорами. Само собою понятно, что увеличивать диаметр вала не следует, но нежелательно также значительно уменьшать пролеты, ибо при этом возрастает количество опор.

Указать наперед точное расположение шкивов не представляется возможным. Если бы при заданном диаметре вала и известной внешней нагрузке потребовалось определить удовлетворительность пролетов, то это можно сделать общим методом, рассматривая вал как сплошную многоопорную балку. Чтобы найти величину возможного пролета для заданного вала диаметра d , необходимо сделать какое-либо допущение относительно нагрузки. Бах принимает, что трансмиссионный вал представляет собою балку с равномерно распределенною нагрузкою и для удобства представляет себе вал с удельным весом $\Delta_1 = \alpha \Delta$, где Δ — удельный вес железа или стали, α — коэффициент, равный 4,5.

В таком случае, рассматривая какой-нибудь средний пролет и считая, что на опорах вал зашпелен, получим для наибольшего изгибающего момента (табл. 1):

$$M_u = \frac{pl^2}{12}; \quad (f)$$

здесь l — длина пролета, $p = \Delta_1 \frac{\pi d^2}{4}$ — вес погонной единицы вала с нагрузкою.

Напряжение материала, вызываемое этим моментом, будет:

$$k_b = \frac{32\pi d^2 \Delta_1 l^2}{4 \cdot 12 \pi d^3} = \frac{2l^2}{3d} \Delta_1. \quad (g)$$

Напряжение вследствие скручивания k_s принимается, как и при выводе формулы (104), т. е. $k_s = 200 \text{ кг/см}^2$.

Результирующее напряжение k будет получено сложением по формуле Сен-Венана. Полагая для k величину $k = 400 \text{ кг/мм}^2$, найдем:

$$400 = 0,35k_b + 0,65 \sqrt{k_b^2 + 4k_s^2}$$

откуда, принимая для $\Delta_1 = 0,0000078 \text{ кг в куб. миллиметрах}$, найдем, если l и d в миллиметрах,

$$l = 400 \sqrt{d},$$

или

$$l = 125 \sqrt{d}, \quad (106)$$

если l и d в сантиметрах.

Данные, получаемые по формуле (106), несколько преувеличены по сравнению с теми, которые принимаются на практике. Заводы дают цифры для l меньшие, но в том случае, если шкив посажен рядом с опорами, допускают увеличение l до 50%¹⁾.

Иногда расстояние между опорами определяется по расположению вала в мастерской; в таком случае следует проверить диаметр на изгиб.

Например если вал проходит вдоль стены с оконными отверстиями, то настенные кронштейны будут укреплены в простенках; если вал располагается на потолочных подвесках, расстояние между ними зависит от положения потолочных балок и т. д. Изгиб, который вызывается весами сидящих на валу частей, натяжениями ремней и т. д., должен быть невелик и практически определяется заданием прогиба не более одной трети миллиметра на погонный метр.

Заводы в своих каталогах дают расстояние l между опорами. В табл. 23 приведены длины завода Luther (Германия). Эти цифры, согласно указанию фирмы, могут быть увеличены на 50%, если шкивы расположены непосредственно у опор. Можно пользоваться зависимостью, если d взято в сантиметрах

$$l = 100 \sqrt{d} \text{ см.} \quad (107)$$

Ввиду того, что с распространением электромоторов применение очень длинных валов встречается все реже, что при групповом расположении станков длинные

¹⁾ Каталоги BAMA, завода Luther и др.

ТАБЛИЦА 23

d мм	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
l мм	1 700	1 800	1 900	2 000	2 100	2 200	2 300	2 400	2 500	2 700

валы также не находят применения, в практике встречаются относительно чаще валы на небольшом количестве опор. Так как, с другой стороны, потеря на трансмиссионных валах довольно заметна, то лучше при расчете такого вала делать проверку на напряжение и возможную деформацию по действительным нагрузкам, а не пользоваться эмпирическими зависимостями.

Хотя выше указывалось, что работа с приводного вала передается на станки, в действительности чаще она передается на так называемый контрпривод, а лишь с последнего на станок. Контрпривод обычно несет на себе холостой и рабочий шкивы и располагается на двух опорах. Вал контрпривода поэтому не следует рассчитывать по формуле (104) или (105), а вести расчет, как вала двухопорного, т. е. на сложное сопротивление изгибу и кручению.

Приводные валы изготавливаются из круглого железа, которое прокатывается различных диаметров. Прокатка ведется обычно в горячем состоянии в вальцевых станах, причем ручки валков постепенно изменяются до требуемого диаметра.

Сечения полученных таким образом стержней не имеют точной формы, поверхность довольно грубая, и они не могут быть непосредственно употребляемы в трансмиссии. Найдя расчетом необходимый диаметр вала, берут круглое железо несколько большего диаметра, правят стержень на станке и затем обтачивают до требуемого размера. Обработка вала необходима потому, что, во-первых, значительное количество шкивов и колес изготавливаются цельными и надеваются на место протаскиванием вала через втулку, которая растачивается по диаметру вала; во-вторых, после обточки вал получает строго цилиндрическую круговую форму. Наконец при снятии верхнего слоя, покрытого окалиной, можно обнаружить пороки (трещины, рванины) и во-время забраковать материал. Существует и другой способ обработки. Круглое железо подвергают действию слабого раствора кислоты для уничтожения окалины и затем — прокатке в холодном состоянии под весьма большим давлением. Вал получается ровный, гладкий и годится для постановки на место сразу. Необходимо здесь же указать, что валы, обработанные последним способом, не допускают вынужтия шпунтов для шпонок. Шкивы колеса должны быть закреплены на таких валах только помощью фрикционных приспособлений. Дело в том, что вал при прокатке на холоду подвергается сильным напряжениям, главным образом в частицах, расположенных у верхнего слоя. Поэтому в каждом поперечном сечении образуется как бы кольцо сильно напряженного материала. При прорезании такого кольца шпунтом нарушается равновесие частиц, и вследствие перемещения их вал деформируется. Проф. Бах произвел в этом отношении специальное наблюдение над валом $d=70$ мм, полученным обыкновенным способом, и двумя валами $d=75$ мм и $d=50$ мм, полученными холодной прокаткой. Оказалось, что валы эти после вынужтия шпунтов (20 мм $\times$ 4 мм и 17 мм $\times$ 3 мм в валах холодной прокатки и 21 мм $\times$ 4 мм в валу горячей прокатки) искривляются в сторону, противоположную шпунту. При этом при одинаковой длине в 3376 мм получен наибольший прогиб:

вал $d=75$ мм — $1,38$ мм; $d=50$ мм — $3,34$ мм и $d=70$ мм — $0,42$ мм.

Таким образом выборка шпунта, вообще мало желательная, особенно резко отражается на валах холодной прокатки и малого диаметра. Конечно, если шпунт

имеет длину небольшую, указанное явление должно ослабиться в значительной степени, но исчезнуть совсем не может.

§ 36. Укрепление частей на валах. Шпонки. Части, располагающиеся на валах и участвующие в передаче работы, — шкивы, колеса, муфты — должны быть укреплены на месте посадки. Это укрепление может быть достигнуто различными способами. Начнем рассмотрение с соединения при помощи шпонок. Шпонка представляет собою клиновидный или призматический брусок, помещаемый между валом (осью) и втулкой, устанавливаемой на нем детали. При клиновидной шпонке она загоняется на место ударами молотка, и соединение получается напряженным, а шпонка называется затяжной. На фиг. 106, А показана такая шпонка; поперечное сечение ее прямоугольное с постоянной шириною b ; высота δ изменяется при угле $i =$ от 0,01 до 0,006. Шпонка помещается частью в пазу, вырезанном в валу, частью в пазу втулки С; такая шпонка называется врезной. Головка А служит для забивания шпонки и для вытаскивания ее при разъединении. Ввиду того что при быстром вращении вала выступающая головка мало заметна, она очень опасна для лиц, обслуживающих трансмиссию, главным образом для масленщиков.

Практика знает много случаев ранений, тяжелых увечий и даже смерти при захвате головкой шпонки за рукав или другую часть одежды рабочего. Поэтому выступающая часть шпонки должна быть ограждена футляром Е из тонкого железа, укрепленным ко втулке (фиг. 106, А).

Если шпонка не имеет уклона (призматическая), то соединяемая с валом часть надвигается на установленную заранее шпонку (фиг. 107, А), которая чаще всего на месте укрепляется шурупами.

При этом получается соединение ненапряженное. Как увидим ниже, его можно сделать напряженным введением винтов, проходящих сквозь втулку.

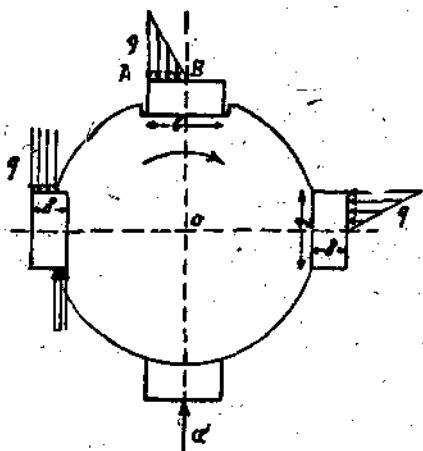
Расчет затяжной шпонки произвести более или менее точно нельзя, поскольку невозможно определить усилие, употребленное на загонку шпонки на место. Весьма часто размер шпонки находят по эмпирическим данным:

$$b = 0,25d + 0,5 \text{ см и } \delta = (0,5 - 0,6)b. \quad (108)$$

Чтобы примерно представить себе действующие на шпонку усилия, рассмотрим два возможных случая передачи этих усилий. Одновременная пригонка всех четырех граней шпонки к четырем сторонам гнезда чрезвычайно затруднительна. В шпонках затяжных работают широкие грани (размер b). Если предположить этот случай, т. е. предположить, что шпонка соприкасается с валом и втулкой по широким граням, то противодействие на шпонку со стороны втулки можно считать распределенным по прямой CB , т. е. наибольшее давление q находится на ребре А (черт. 83).

Равнодействующая этого давления, сила Q , очевидно равна $Q = q \frac{bl}{4}$, если l — длина шпонки. Эта сила дает момент относительно оси вала, равный

$$M_1 = q \frac{bl}{4} \cdot \frac{b}{3}.$$



Черт. 83.

Вследствие нажатия шпонкою (во время работы) вала ко втулке на противоположной поверхности получим момент вдвое больший, т. е. $2M_1$. Этот момент уравнивает момент, крутящий вал и равный $M_k = \frac{\pi d^3}{16} k_s$.

Имеем

$$2M_1 = q \frac{b^2 l}{6} = \frac{\pi d^3}{16} k_s \quad (a)$$

Если принять как средние величины

$$l = 1,33d, \quad b = 0,3d, \quad q = 1\,200 \text{ кг/см}^2,$$

то найдем из (a)

$$k_s = 120 \text{ кг/см}^2.$$

В действительности такую шпонкою можно, при том же $q = 1\,200 \text{ кг/см}^2$, передать больший крутящий момент, так как вследствие нажатия между валом и втулкой развивается сила трения, дающая момент, противоположный вращению.

В приводных валах отдельными шпонками передается не весь крутящий момент, а соответствующий данному шкиву. В тех случаях, когда напряжение q получается слишком большим, ставят две шпонки. При этом не располагают их по концам одного и того же диаметра (т. е. друг против друга), а по концам диаметров, наклоненных друг к другу под углом 90° .

Если шпонка припасована боковой стороной, то давление q распределяется по площади, равной половине боковой поверхности шпонки. Принимая по причине небольшой высоты, что давление распределяется равномерно, найдем полное усилие на шпонку равным $Q = q \frac{\delta l}{2}$ (черт. 83, слева); момент этой силы относительно оси вала, равный моменту крутящему, будет:

$$M_1 = M_k = q \frac{\delta l \cdot d}{2} = \frac{\pi d^3}{16} k_s \quad (b)$$

Принимая те же цифровые данные, что и ранее, найдем при $\delta = 0,5b$

$$k_s = 240 \text{ кг/см}^2.$$

Следовательно при тех же условиях можно передать меньший крутящий момент.

Шпонки незатяжные обычно и работают боковыми гранями.

Врезные шпонки ослабляют вал благодаря необходимости выбирать шпунт. Длина шпунта для незатяжных шпонок равна длине шпонки (фиг. 107, А). Затяжная шпонка требует шпунт длинный, равный не менее двойной длины шпонки. Желание делать укрепление деталей с возможно меньшим ослаблением вала вызвало постановку шпонки на лыске (черт. 83, справа). Вдоль вала выбирается полоска шириною, равной ширине b шпонки. Последняя может быть затяжной или незатяжной, укрепленной на месте шурупами.

Само собой понятно, что толщина шпонки δ может быть взята несколько меньше. Все рассуждения, которые имеют место при расчете размера b для врезной шпонки, остаются в силе и для шпонки на лыске, а потому останавливаться дальше на ней не будем.

Для толщины δ можно принять

$$\delta \leq 0,4b. \quad (c)$$

Врезные шпонки, помимо того, что шпунтами они вызывают ослабление вала, обладают еще следующим недостатком. В случае внезапно возросшего сопротивле-

ния в передаче вызываются большие внутренние напряжения, соответствующие ударному способу приложения силы. При большой величине такого удара возможны повреждения соединения — остающееся (неупругое) смятие стенок втулки, которая обычно делается из чугуна и обладает большей мягкостью, нежели шпонка; могут появиться трещины во входящих углах в шпунте и т. п. Шпонка на лыске в этом отношении представляет некоторое преимущество в том смысле, что при ударе она может, сминая поверхность вала, несколько сместиться и в значительной мере парализовать вредное действие удара на втулку.

Фрикционная шпонка. Можно в указанном направлении идти дальше; совершенно отказаться от какого бы то ни было ослабления вала и, наоборот, обрабатывать одну грань шпонки по поверхности вала. Такая шпонка, будучи прижата к валу винтами, может дать значительный момент трения, достаточный для передачи необходимой работы. Пусть сила нажатия винтов на шпонку (черт. 83, внизу) равна Q ; тогда, если коэффициент трения равен μ , будем иметь:

$$Q\mu d = M_k = \frac{\pi d^3}{16} k_s \quad (d)$$

Если число болтов, производящих нажатие, равно n , диаметр болтов δ , напряжение k , то выражение (d) примет вид:

$$\mu n \frac{\pi \delta^2}{4} k d = \frac{\pi d^3}{16} k_s$$

откуда

$$\delta = d \sqrt{\frac{k_s}{4\mu n k}} \quad (108a)$$

Пример 39. Дано: диаметр вала $d = 5$ см, напряжение $k_s = 200$ кг/см², поставлены два болта с диаметрами $\delta = 22$ мм, коэффициент $\mu = 0,2$. Найти напряжение в болтах. Из (108a) имеем:

$$k = \frac{k_s d^2}{4\mu n \delta^2} = \frac{200 \cdot 25}{4 \cdot 0,2 \cdot 2 \cdot 4,8} = 650 \text{ кг/см}^2.$$

В сечении внутреннего диаметра нарезки напряжение будет больше в отношении $\delta^2 : \delta_1^2$. По таблице международной нарезки $\delta_1 = 18,48$ мм, что соответствует напряжению $k = 915$ кг/см². Ввиду такого значительного напряжения лучше ставить болты стальные.

Тангенциальные шпонки. Весьма часто вместо обыкновенных описанных выше врезных шпонок ставят так называемые тангенциальные.

На фиг. 108, А показано положение такой шпонки на валу: она располагается, входя одним из прямых углов в тело вала, почему шпунт имеет лишь две стороны: широкую — основание и узкую — боковую грань. Давление со стороны вала передается через грань АВ (вращение указано стрелкою). Легко видеть, что при одинаковых размерах с обыкновенной шпонкой тангенциальная передает вдвое больший крутящий момент без увеличения напряжения сжатия. Чаще вместо одной шпонки в гнездо вставляется пара, как это видно в EFOH на той же фигуре.

Каждая шпонка, входящая в состав соединения, имеет ширину, равную половине ширины одинарной, и представляет собою односторонний клин. Обе шпонки соприкасаются между собою наклонными гранями; при заколачивании по широкому концу одного из клиньев получается затяжка, причем напряжения сжатия развиваются на узких гранях и распределяются равномерно.

Из сказанного очевидно, что толщина тангенциальной шпонки может быть взята значительно меньше, нежели для простой незатяжной. По сравнению с последней двойная тангенциальная шпонка имеет, помимо меньшего ослабления вала, еще одно значительное преимущество, а именно благодаря боковой затяжке втулка укрепляется на валу совершенно неподвижно. Как средние размеры можно принять для ширины b двух шпонок и толщины их δ величины:

$$b = 0,25d \text{ и } \delta = 0,08d. \quad (109)$$

Соединение тангенциальной шпонкою обладает недостатком, который заключается в невозможности передавать вращение в обе стороны; это достаточно ясно из чертежа. В тех случаях, когда можно предвидеть или даже требовать возможность вращения в обе стороны, устанавливают два соединения, расположенных как показано на фиг. 108, А в I и II, под углом несколько большим, нежели 90° , и обращенных друг к другу.

Иногда можно встретить указание, что при расчете шпонки (врезной) надо проверять размер b и даже находить его по условию прочного сопротивления на срезание. Нетрудно показать, что шпонка, прочно рассчитанная на сжатие, всегда является с большим избытком прочной на срезание. Действительно, возьмем врезную незатяжную шпонку с размерами $b = 0,25d$ и $\delta = 0,5b$.

Окружное усилие S , срезающее шпонку, равно частному от деления крутящего момента на радиус вала, т. е. $S = \frac{\pi d^2}{8} k_s$. Напряжения срезания k'_s в продольном сечении шпонки будет очевидно $k'_s = S/b\delta = \frac{\pi d^2}{8} k_s : 0,25 \cdot 2 \cdot d^2$, откуда

$$k'_s = \frac{\pi}{4} k_s, \text{ т. е. } k'_s < k_s$$

Но, во-первых, напряжение k_s в материале вала допускается очень небольшим; во-вторых, как указывалось выше, шпонка делается из стали, для которой напряжения, равные 200—400 кг/см², являются совершенно незначительными. Заканчивая вопрос о расчете шпонки, считаем лишним сделать общую сводку соображений за и против различных их типов.

1. Шпонки врезные и тангенциальные ослабляют поперечное сечение вала благодаря выборке шпунтов.

Величина этого ослабления в точности не поддается учету, так как вопрос о распределении напряжений при наличии выреза является весьма сложным. Можно сказать лишь с уверенностью, что ослабление не пропорционально двойной глубине выреза (т. е. высоте шпонки), а несколько меньше. На практике считают обыкновенно, что, принимая во внимание наличие шпонки, следует увеличить диаметр не более как на 10%. Совершенно достаточно при вычислении диаметра вала округлять полученную цифру до ближайшего большего калибра.

2. И врезных шпонок затяжная, представляя собою наиболее прочное соединение, обладает существенными недостатками, а именно, наличием головки, которая служит для выколачивания шпонки при разборке соединения. Выступающая головка при более или менее значительном числе оборотов вала становится мало заметной для глаза и представляет большую опасность для рабочего, так как, захватив пальцы последнего, может притянуть его к валу, что, как указывает практика, нередко ведет к тяжелым последствиям.

Вторым недостатком обыкновенной клиновидной шпонки является необходимость длинного шпунта на валу, так как шпонка заводится под установленную уже на место деталь, а не наоборот, как это имеет место при шпонках незатяжных.

Тангенциальная шпонка первым из указанных недостатков не обладает, и потому ей безусловно должно быть отдано предпочтение.

ТАБЛИЦА 24
Установочные кольца

Отвер- стие d	Внешний диаметр D		Ширина B		Число винтов	Отвер- стие d	Внешний диаметр D		Ширина B		Число винтов
	Не- разр.	Разъ- емн.	Не- разр.	Разъ- емн.			Не- разр.	Разъ- емн.	Не- разр.	Разъ- емн.	
мм	мм	мм	мм	мм		мм	мм	мм	мм	мм	
30	70	75	35	35	1	120	180	190	50	50	2
35	75	80	—	—	—	125	185	195	—	—	—
40	80	85	—	—	—	130	200	210	55	55	—
45	85	90	—	—	—	135	205	215	—	—	—
50	90	100	40	40	—	140	210	220	—	—	—
55	95	105	—	—	—	145	215	225	—	—	—
60	100	110	—	—	—	150	220	230	—	—	—
65	105	115	—	—	—	155	225	235	—	—	—
70	110	130	40	45	2	160	240	250	60	60	2
75	115	135	—	—	—	165	245	255	—	—	—
80	130	140	45	—	—	170	250	260	—	—	—
85	135	145	—	—	—	175	255	265	—	—	—
90	140	150	—	—	—	180	260	270	—	—	—
95	145	155	—	—	—	185	265	275	—	—	—
100	160	170	50	50	—	190	280	280	65	85	—
105	165	175	—	—	—	195	285	285	—	—	—
110	170	180	—	—	—	200	290	290	—	—	—
115	175	185	—	—	—						

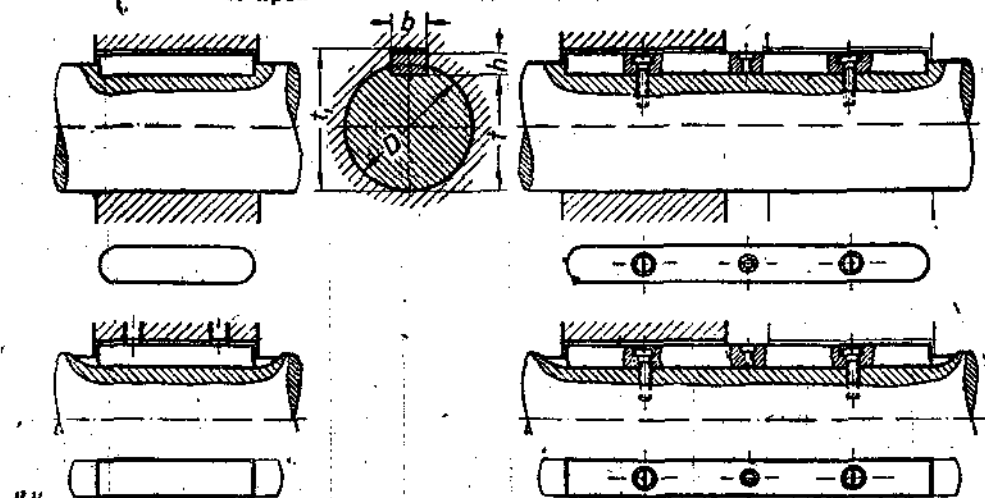
3. Затяжные шпонки вообще вызывают во втулке дополнительные напряжения, опять-таки и здесь шпонка тангенциальная имеет преимущество, так как при ней перекос части, сажаемой на вал, получается наименьший.

4. Шпонки фрикционные имеют особенное достоинство: не требуя для себя шпунта или снятия фаски (лыски), они позволяют устанавливать детали в любом месте вала, почему сборка совершается значительно легче.

На основании изложенного можно прийти к заключению, что при передаче больших крутящих моментов предпочтительнее ставить шпонки тангенциальные; при сравнительно небольших и неравномерно передаваемых моментах — шпонки фрикционные. При наличии весьма тщательной пригонки хороши врезные, но незатяжные шпонки (рис. 107, А). Воспрепятствовать перемещению втулки вдоль вала можно либо болтами, проходящими через втулку и нажимающими (не сильно) на шпонку, либо установочными кольцами.

Различные типы шпонок и их стандартные размеры даны в таблицах — 24б.

Шпонки призматические: а) обыкновенные (без крепления на валу), б) направляющие (с креплением на валу). Сечение шпонок и пазы.



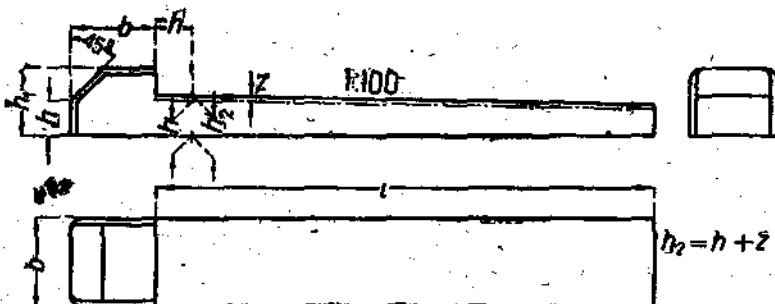
Диаметры валов D	Номинальные размеры шпонок $b \times h$	t	q
от 7 до 10	3×3	$D - 2$	$D + 1,2$
11 14	4×4	$D - 2,5$	$D + 1,7$
15 18	5×5	$D - 3$	$D + 2,2$
19 24	6×5	$D - 3$	$D + 2,2$
25 30	8×6	$D - 3,5$	$D + 2,7$
32 36	10×7	$D - 4$	$D + 3,3$
37 42	12×8	$D - 4,5$	$D + 3,8$
44 48	14×9	$D - 5$	$D + 4,3$
50 55	16×10	$D - 5$	$D + 5,3$
58 65	18×11	$D - 5,5$	$D + 5,8$
68 78	20×12	$D - 6$	$D + 6,3$
80 90	22×14	$D - 7$	$D + 7,3$
92 105	25×16	$D - 8$	$D + 8,4$
110 120	32×18	$D - 9$	$D + 9,4$
125 140	36×20	$D - 10$	$D + 10,5$
145 170	40×22	$D - 11$	$D + 11,4$
175 200	45×24	$D - 12$	$D + 12,4$
210 240	50×26	$D - 13$	$D + 13,5$
250 280	60×32	$D - 16$	$D + 16,5$
290 330	70×36	$D - 18$	$D + 17,5$
340 400	80×40	$D - 20$	$D + 20,5$
410 500	100×50	$D - 25$	$D + 25,5$

1. Диаметры согласованы с ОСТ 34.
2. Сортамент шпонок см. ОСТ 296.
3. Допуски шпонок и пазов см. ОСТ 299.
4. Указываемые для отдельных сечений шпонок диаметры валов являются лишь ориентировочными при проектировании; длина шпонок принята равной $1,5 D$. В зависимости от условий работы шпоночного соединения (удары, число шпонок и т. п.) каждая шпонка данного ряда может быть поставлена и на другие диаметры.
5. Детали крепления шпонок направляющих см. ОСТ 297.

ТАБЛИЦА 246

ОСТ 290

Шпонки клиновые врезные. Сечение шпонок и пазы



Диаметр вала D	Номинальные размеры шпонок $b \times h$	t	t_1
от 10 до 14	4×4	$D - 2,5$	$D + 1,5$
15 18	5×5	$D - 3$	$D + 2$
19 24	6×5	$D - 3$	$D + 2$
25 30	8×6	$D - 3,5$	$D + 2,5$
32 36	10×7	$D - 4,5$	$D + 3$
37 42	12×8	$D - 4,5$	$D + 3,5$
44 48	14×9	$D - 5$	$D + 4$
50 55	16×10	$D - 5$	$D + 5$
58 65	18×11	$D - 5,5$	$D + 5,5$
68 78	20×12	$D - 6$	$D + 6$
80 90	24×14	$D - 7$	$D + 7$
92 105	28×16	$D - 8$	$D + 8$
110 120	32×18	$D - 9$	$D + 9$
125 140	36×20	$D - 10$	$D + 10$
145 170	40×22	$D - 11$	$D + 11$
175 200	45×24	$D - 12$	$D + 12$
210 240	50×26	$D - 13$	$D + 13$
250 280	60×32	$D - 16$	$D + 16$
290 330	70×36	$D - 18$	$D + 18$
340 400	80×40	$D - 20$	$D + 20$
410 500	100×50	$D - 25$	$D + 25$

1. Диаметры согласованы с ОСТ 34.

2. Сортамент шпонок см. ОСТ 291 и 292.

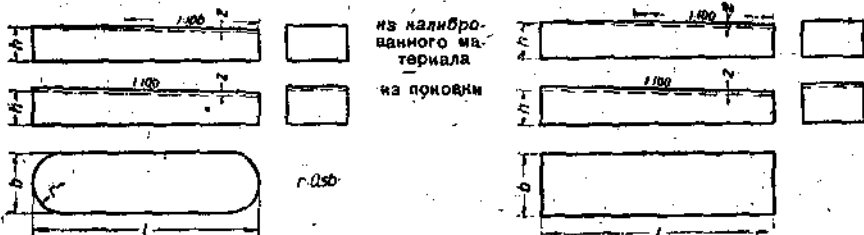
3. Допуски шпонок см. ОСТ 298

4. Указываемые для отдельных сечений шпонок диаметры валов являются лишь ориентировочными при проектировании; длина шпонок принята $\geq 1,5D$. В зависимости от условий работы шпоночного соединения (удары, число шпонок и т. п.) каждая шпонка данного ряда может быть поставлена и на другие диаметры.

• ТАБЛИЦА 24с

OCT 29 1964

Шпонки клиновые врезные: а) с скругленными торцами (закладные), б) с плоскими торцами (забивные). Сортамент

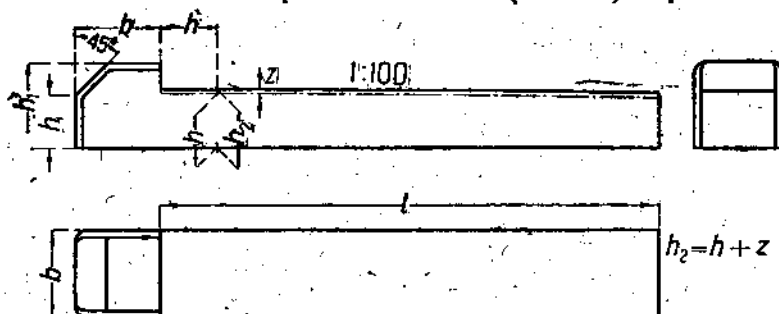
[illegible]

1. Во всех случаях, когда шпонка готовится не из чистотянутого материала, — обработка кругом.
2. Материал шпонок — сталь.
3. Допуски шпонок см. ОСТ 298.
4. Применение шпонок см. ОСТ 290.
5. Высота шпонки выполняется по размеру $h+z$, где z — минимальный припуск на пригонку.
6. Пример обозначения клиновой врезной шпонки сечением 18×11 мм, длиной 100 мм:
Шпонка клин врезн. закладн. $18 \times 11 \times 100$ ОСТ 291.
Шпонка клин врезн. забивн. $18 \times 11 \times 100$ ОСТ 291.

ТАБЛИЦА 24а

ОСТ 292

Шпонки клиновые врезные с головкой (высокие). Сортамент



мм

b	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24	28	32	36	40	45	50	60	70	80	100
h	4	5	5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22	24	26	32	36	40	50
z	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
h_1	7	8	8	9	11	12	13	15	16	19	22	25	28	32	36	40	44	50	56	64	80
20																					
25	25																				
30	30	30																			
35	35	35	35																		
40	40	40	40	40	40																
45	45	45	45	45	45	45															
50	50	50	50	50	50	50	50														
		60	60	60	60	60	60	60													
			70	70	70	70	70	70	70												
				80	80	80	80	80	80	80											
				90	90	90	90	90	90	90	90										
					100	100	100	100	100	100	100	100									
						120	120	120	120	120	120	120	120								
						140	140	140	140	140	140	140	140	140							
							160	160	160	160	160	160	160	160	160						
								180	180	180	180	180	180	180	180	180	180				
									200	200	200	200	200	200	200	200	200	200			
										220	220	220	220	220	220	220	220	220	220		
											260	260	260	260	260	260	260	260	260	260	
												300	300	300	300	300	300	300	300	300	
													350	350	350	350	350	350	350	350	
														400	400	400	400	400	400	400	
															450	450	450	450	450	450	
																500	500	500	500	500	

Длины назначаются по конструктивным соображениям с округлением на 0

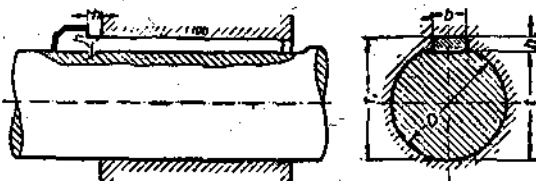
1. Из поковок; обработка кругом
2. Материал шпонок — сталь.
3. Допуски шпонок см. ОСТ 298.
4. Применение шпонок см. ОСТ 290.
5. Высота шпонки выполняется по размеру $h + z$, где z — минимальный припуск на пригонку.
6. Пример обозначения клиновой врезной шпонки с головкой сечением 18×11 , длиной 100 мм.

Шпонка клин. врезн. с головк. $18 \times 11 \times 100$ ОСТ 292.

ТАБЛИЦА 34е

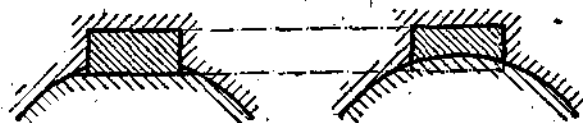
ОСТ 293

Шпонки клиновые на лыске с головкой (низкие). Сечение шпонок и пазы



мм

Диаметр валов D	$b \times h$	t	t_1
от 25 до 30	8×4	$D - 1,5$	$D + 2,5$
32 36	$10 \times 4,5$	$D - 1,5$	$D + 3$
37 42	12×5	$D - 1,5$	$D + 3,5$
44 48	$14 \times 5,5$	$D - 1,5$	$D + 4$
50 55	$16 \times 6,5$	$D - 1,5$	$D + 5$
58 65	18×7	$D - 1,5$	$D + 5,5$
68 78	20×8	$D - 2$	$D + 6$
80 90	24×9	$D - 2$	$D + 7$
92 105	28×10	$D - 2$	$D + 8$
110 120	32×11	$D - 2$	$D + 9$



1. Диаметры согласованы с ОСТ 34.
2. Сортамент шпонок см. ОСТ 294.
3. Допуски шпонок см. ОСТ 293.
4. Указываемые для отдельных

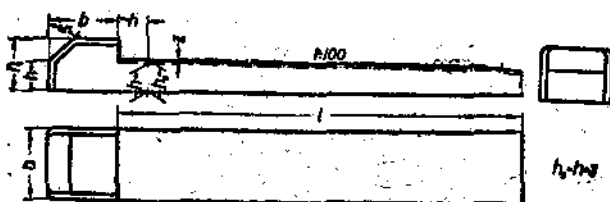
сечений шпонок диаметры валов являются лишь ориентировочными при проектировании; длина шпонок принята $\geq 1,5D$.

5. В случае необходимости иметь фрикционную шпонку, для таковой используют заготовку клиновой низкой шпонки, получая за счет строжки или опиловки необходимые радиусы и высоту. Глубина канавки во втулке общая с клиновой низкой шпонкой.

ТАБЛИЦА 24)

ОСТ 294

Шпонки клиновые на лыске с головкой (низкие). Сортамент



<i>b</i>	8	10	12	14	16	18	20	24	28	32
<i>h</i>	4	4,5	5	5,5	6,5	7	8	9	10	11
<i>z</i>	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4
<i>h₁</i>	7	8	9	10	12	13	15	17	19	21
	35									
	40	40								
	45	45	45							
	50	50	50	50						
	60	60	60	60	60					
	70	70	70	70	70	70				
	80	80	80	80	80	80	80			
	90	90	90	90	90	90	90	90		
	100	100	100	100	100	100	100	100	100	
			120	120	120	120	120	120	120	120
				140	140	140	140	140	140	140
					160	160	160	160	160	160
						180	180	180	180	180
							200	200	200	200
							220	220	220	220
								260	260	260
									300	300
										350

1. Из поковки; обработка кругом.

2. Материал шпонок — сталь.

3. Допуски шпонок см. ОСТ 298.

4. Применение шпонок см. ОСТ 293.

5. Высота шпонки выполняется по размеру $h + z$, где z — минимальный припуск на пригонку.6. Пример обозначения клиновой на лыске шпонки с головкой сечением 18×7 , длиной 100 мм.Шпонка клин. на лыске с головк. $18 \times 7 \times 100$ ОСТ 294.

ТАБЛИЦА 24н

ОСТ 296

Шпонки призматические обыкновенные: а) с скругленными торцами, б) с плоскими торцами. Сортамент



мм

b	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24	28	32	36	40	45	50	60	70	80	100
h	3	4	5	5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22	24	26	32	36	40	50
10	10	10																				
12	12	12																				
15	15	15	15																			
18	18	18	18	18																		
20	20	20	20	20	20																	
25	25	25	25	25	25	25																
30	30	30	30	30	30	30	30															
			35	35	35	35	35	35														
			40	40	40	40	40	40	40													
				45	45	45	45	45	45	45												
				50	50	50	50	50	50	50	50											
					55	55	55	55	55	55	55	55										
					60	60	60	60	60	60	60	60	60									
					65	65	65	65	65	65	65	65	65	65								
					70	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70							
						75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75						
						80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80					
						90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90				
							100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100			
							110	110	110	110	110	110	110	110	110	110	110	110	110	110		
							120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	
								130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130
								140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140
								160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160
								180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180
									200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200
										220	220	220	220	220	220	220	220	220	220	220	220	220
											260	260	260	260	260	260	260	260	260	260	260	260
												300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300
													350	350	350	350	350	350	350	350	350	350
															400	400	400	400	400	400	400	400

Длины назначаются по конструктивным соображениям с окончанием на 0

1. Во всех случаях, когда шпонка готовится не из чистотянутого материала, — обработка кругом.

2. Материал шпонок — сталь.

3. Допуски шпонок см. ОСТ 229.

4. Применение шпонок см. ОСТ 295.

5. Пример обозначения призматической обыкновенной шпонки сечением 18×11 , длиной 100 мм, с скругленными или плоскими торцами.

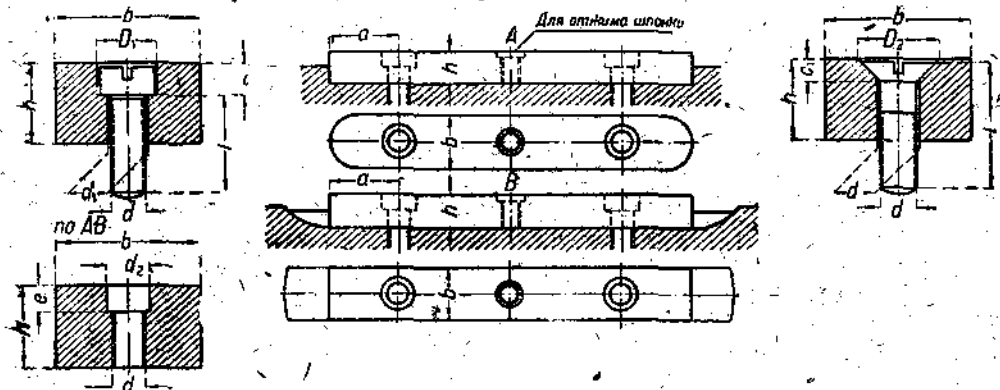
Шпонка призм. обыкн. скругл. $18 \times 11 \times 100$ ОСТ 296.

Шпонка призм. обыкн. плоск. $18 \times 11 \times 100$ ОСТ 296.

ТАБЛИЦА 24

ОСТ 297

Шпонки призматические направляющие (с креплением на валу).
 Детали крепления шпонок шириной от 14 до 36 мм включительно



мм

Шпонки $b \times h$	Детали крепления винтами									Размеры отвер- стия д/отжима шпонки		
	Общие размеры			Размеры д/винт. с цилиндрич. головкой			Размеры д/винт. с конич. голов- кой					
	$a_{\text{мин.}}$	d_1	d	D_1	c	l	D_2	c_1	l	d	d_2	e
14×9	14	5	5,5	8	4,5	12	12	3,5	15	5	6	2
16×10	16	6	7	10	5	15	14	4	18	6	7	3
18×11	18	6	7	10	5	15	14	4	18	6	7	3
20×12	20	6	7	10	5	15	14	4	22	6	7	3
24×14	24	8	9	13	6,5	18	18	5	22	8	9	5
28×16	28	8	9	13	6,5	18	18	5	26	8	9	5
32×18	32	10	11	16	8,5	26	22	6	35	10	11	7
36×20	36	10	11	16	8,5	26	22	6	35	10	11	7

1. Длины шпонок не нормируются. При подборе длин рекомендуется брать размеры с окончанием на 5 и 0.

2. Число витков для крепления шпонки, а также расстояния между ними не нормируются.

3. Винты по ОСТ 216 и ОСТ 218.

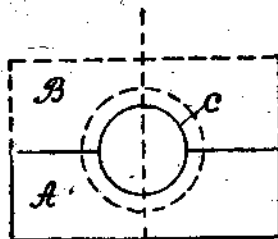
4. Число отжимных отверстий не нормируется.

5. Резьба по ОСТ 32 и ОСТ 94.

ГЛАВА VI

ОПОРЫ ВАЛОВ

§ 37. Подшипники скользящего трения. Общие соображения. Опоры валов разделяются соответственно опорным частям их на подшипники, служащие для поддержки цапф и шеек, и подпятники — для пят. Независимо от этого разделения все опоры должны удовлетворять двум основным требованиям: а) сборка и монтаж вала должны быть возможно удобны, равно как и надзор и б) работа трения должна быть возможно меньше. Последнее требование вызывается тем обстоятельством, что каждый вал, передавая работу в место ее потребления, расходует часть на вредные сопротивления, главным образом на преодоление трения в опорах. Работа трения зависит от двух факторов: нормального давления и коэффициента трения. Что касается первого, то при заданных внешних силах в распоряжении конструктора остается возможность лишь уменьшить сколько возможно вес сидящих на валу частей, равно как и вес самого вала.



Черт. 84

Как увидим ниже, в этом отношении имеется целый ряд препятствий, так сказать, постороннего характера, как, например, требование отливки и т. п. Таким образом особое внимание приходится обратить на второй фактор — уменьшение коэффициента трения.

Подшипник в своей наиболее простой форме представляется деталью А (черт. 84) с полуцилиндрическим углублением, в котором лежит шейка или цапфа. Сверху для предохранения от возможных толчков и ударов, а также чтобы препятствовать засорению шейки, может быть употреблена крышка В. Возможно для упрощения сделать части А и В как одно целое. Такого рода подшипники иногда называются в практике стаканами. На фиг. 109, А показан один из типов таких опор.

Ввиду того что давление со стороны вала на опору не распределяется равномерно при постоянном направлении реакции, опорная часть истирается (разрабатывается) точно так же неравномерно. Цилиндрическая часть овалируется, и вал не может уже лежать, строго совпадая со своим первоначальным положением. Подшипник по мере его срабатывания надо заменять новым; чтобы эта замена была дешевле, стали вводить добавочную часть — вкладыш С (черт. 84, пунктир).

Последний может быть цельный или состоящий из двух частей¹⁾.

Первый случай имеет место, если А и В также составляют одно тело, и, как увидим ниже, применяется при малых числах оборотов, например в лебедках подъемных кранов. При снашивании вкладыша или вкладышей они заменяются новыми без замены частей А и В. Для уменьшения коэффициента трения вкладыши стали делать из бронзы; при этом сработавшиеся вкладыши не выбрасываются, а идут в переплавку на отливку новых, причем конечно является некоторая потеря на угар материала. На фиг. 110, А показан подшипник с цельным вкладышем.

Второй случай имеет место, если А и В также составляют одно тело, и, как увидим ниже, применяется при малых числах оборотов, например в лебедках подъемных кранов. При снашивании вкладыша или вкладышей они заменяются новыми без замены частей А и В. Для уменьшения коэффициента трения вкладыши стали делать из бронзы; при этом сработавшиеся вкладыши не выбрасываются, а идут в переплавку на отливку новых, причем конечно является некоторая потеря на угар материала. На фиг. 110, А показан подшипник с цельным вкладышем.

¹⁾ Иногда, как это часто имеет место в коренных подшипниках кривошипного вала, число вкладышей увеличивается до четырех.

На фиг. 111, А представлен подшипник, носящий название подшипника нормального типа. Он имеет чугунное тело А, крышку В и бронзовые вкладыши С, С.

Подшипник укрепляется на подставке или фундаменте помощью болтов а и а; крышка притягивается болтами б и б. Вкладыши, числом два, имеют разрезку горизонтальной плоскостью. Чтобы удержать вкладыши от вращения вместе с цапфой или шейкой, верхний вкладыш имеет выступ D, входящий в соответствующее гнездо, сделанное в крышке В. Иногда таким выступом снабжают нижний вкладыш.

Материал вкладыша должен обладать следующим свойством: достаточной прочностью против действующих давлений и в то же время давать коэффициент трения возможно низкий. Частое нагревание в работе бронзовых вкладышей привело к мысли о необходимости заменить бронзу каким-либо более мягким металлом. Появился так называемый белый металл; главную составную часть его было олово, затем медь и сурьма; иногда добавляют свинец и цинк.

Наблюдения показали, что белый металл (баббит) действительно уменьшает нагреваемость цапфы или шейки, в особенности пока вкладыш новый. Но слабое сопротивление напряжениям смятия, а вследствие этого быстрое снашивание, делают баббитовый вкладыш непригодным для более или менее продолжительной службы. Появилась идея, оставляя тело вкладыша бронзовым, делать в нем кольцевое углубление, которое заливается баббитом. При этом удовлетворялись два требования: рабочая поверхность была достаточно мягка, лучше держала смазку и в то же время вкладыш хорошо сопротивлялся внешним силам, так как основным материалом являлась бронза. Кроме того при снашивании или вообще при порче рабочей поверхности ее легко восстановить, ибо температура плавления баббита гораздо ниже таковой у бронзы. Поэтому баббит выплавляется очень легко; так же легко заливается новый, причем эту операцию можно произвести прямо на валу. Чтобы лучше обеспечить соединение баббитовой подкладки с телом вкладыша, делают на последнем кольцевые бороздки (фиг. 112, А) трапециoidalной формы. Стремление понизить стоимость подшипника заставило отказаться от дорогого материала — бронзы и заменить ее дешевым чугуном. В настоящее время имеется масса конструкций подшипников, в которых вкладыши сделаны из чугуна с баббитовой заливкой. Следует отметить, что стоимость баббита прежде всего зависит от цены олова. Поэтому с повышением последней удорожается баббит¹⁾. Этим обстоятельством объясняется появление различного рода специальных сплавов в последнее время, рекламируемых под названием атлас-металл, клико-металл и т. д., и якобы отличающихся высокими качествами и низкой ценой. Последняя легко объясняется составом сплава, приблизительно: свинец — 80%, сурьма — 14%, олово — 6%²⁾. Пока указанные сплавы находят себе применение при малых нагрузках, т. е. в мелких передачах. Применение чугуна как материала для вкладыша повлияло и на конструкцию подшипников. Это мы увидим при более подробном рассмотрении различных типов подшипников. Хотя во многих случаях чугунные вкладыши с успехом заменяют собою бронзовые, имея на своей стороне преимущество дешевизны, но, несмотря на свою большую распространенность, они не могут совершенно вытеснить бронзовые. Эти последние находят себе применение во всех случаях, где передача сопряжена с сильными сотрясениями и даже ударами; в большинстве случаев из бронзы же делают вкладыши подшипников коренных валов у двигателей, так как, здесь обычно налично большое удельное давление (давление на квадратную единицу) смятия.

Смазка в опорах. Для увеличения коэффициента полезного действия на валу необходимо уменьшать по мере возможности величину силы трения. Это достигается помимо выбора материала вкладыша еще устройством рациональной

¹⁾ Средний состав баббита: олова 78%, сурьмы 13% и меди 9%.

²⁾ I. Grossmann, Schmiermittel.

смазки. Здесь имеем два вопроса: выбор смазочного материала и правильный подвод его к рабочим поверхностям.

Обычно для подшипников идет жидкая смазка — масла животные, растительные и минеральные. В последнее время минеральные масла вытесняют масла органического происхождения, заключая в себе значительные преимущества, так например возможность применения их при высоких температурах и большую, если можно так выразиться, долговечность, ибо минеральные масла не разлагаются и не осмалываются. Растительные масла при очистке подвергаются действию серной кислоты, следы которой могут при недостаточно добросовестной обработке остаться и вредно влиять на металл цапфы¹⁾.

Смазочное вещество должно удовлетворять таким условиям:

1. Коэффициент трения должен быть наименьшим.
2. Степень вязкости должна быть такова, чтобы смазка распределялась равномерно по всей трущейся поверхности и вместе с тем не выдавливалась под влиянием удельного давления.

3. Смазка не должна содержать посторонних примесей, вредно влияющих на металл цапфы.

4. Возможно долгий срок службы.

5. Возможно низкая стоимость смазки.

Наиболее простой и часто встречающийся способ подведения смазки в подшипник, — это фитильная смазка. На фиг. 111, А показана такого рода масленка. Она устроена прямо в крышке подшипника; медная трубка *E* соединяет помещение для масла *d* с вкладышем *D*. Фитиль одним концом погружен в масло, другим свешивается в трубку. Масленка сверху закрыта крышкой. Масло вследствие капиллярности поднимается по фитилю и опускается в трубку *E*, по которой стекает на поверхность цапфы. Масленка, показанная на фиг. 113, А, — отъемная, обычно бронзовая; укрепляется в крышке подшипника помощью резьбы *F* и головки *G*. Смазка помощью фитиля может быть применима и с подводом масла на нижнюю поверхность цапфы. Для этого необходимо конечно, чтобы нижний вкладыш имел соответственное отверстие. На черт. 85 схематически представлена эта система. *A* — *A* — вкладыш, *B* — масло, *C* — фитиль. Масло по фитилю поднимается к цапфе и увлекается поверхностью последней. Благодаря канавкам, вырубленным во вкладыше, масло перемещается вдоль цапфы и у торцовых концов вкладыша стекает обратно в резервуар *B*.

Черт. 85.

Металлические частицы, приносимые с собою отработанным маслом, осаждаются на дне резервуара, и время от времени образовавшаяся грязь удаляется. Указанное устройство весьма остроумно, но не особенно практично, ибо фитиль скоро засорится и перестает подавать масло в достаточной степени.

Более совершенной можно признать смазку штифтовую. В общем она состоит (фиг. 113, А) из сосуда *A*, опрокинутого горлышком вниз. В последнее вставлена деревянная пробка *B*, которая укреплена в крышке подшипника. Сквозь пробку проходит тонкий стержень (штифт) *C*, плотно прилегающий к трубке *D*, вставленной в нижнюю часть пробки *B*. Штифт тонким концом касается поверхности цапфы. При вращении последней вследствие неизбежных толчков вверх штифт несколько приподнимается и пропускает масло вниз. Естественно, что с увеличением числа оборотов, а следовательно и числа толчков, смазка будет обильнее.

¹⁾ При долгом стоянии растительные и животные масла могут портиться от выделения входящих в состав их органических кислот.

Описанные выше способы по своим достоинствам уступают так называемой *кольцевой смазке*, которая в настоящее время пользуется особенно большим распространением.

На цапфе свободно лежит кольцо *A* (черт. 86) большего диаметра, нежели вал. При вращении вала вследствие трения между ним и кольцом последнее также увлекается в движение. А так как нижняя часть кольца погружена в масло, то оно поднимается кольцом в наивысшую точку, т. е. на верхнюю производящую цапфы, откуда разливается по последней.

Кольца изготовляют сплошными или разрезными; в этом случае половинки кольца соединяются между собою проволокой (фиг. 114а, А) или в случае солидных размеров винтами (фиг. 114б, А).

Вместо подвижных колец можно ставить неподвижные, т. е. укрепленные на валу. Нижняя часть кольца погружена также в масляную ванну, и оно поднимается вверх, где особым скребком масло снимается и падает в верхний резервуар, откуда и стекает на цапфу. На фиг. 115, А представлен подшипник завода Wülfel; кольцо чугунное состоит из двух половин *A*, *A*, соединенных между собою помощью винтов *B*. Поднимаемое вверх масло снимается наклонной пластинкой *D*, по которой стекает в резервуар *E*. Отсюда каналами *FF* масло попадает на цапфу.

Следует, если кольцо не играет роли установочного, укреплять его на валу помощью например пружины, которая достаточно сильна, чтобы кольцо увлекалось во вращение, но не препятствовало бы продольному смещению вала.

Смазка при помощи колец укрепленных на валу неподвижно, имеет по сравнению с системой свободных колец недостатки:

1. При очень больших скоростях масло вследствие центробежной силы будет разбрызгиваться в стороны ранее, нежели скребок его снимет.

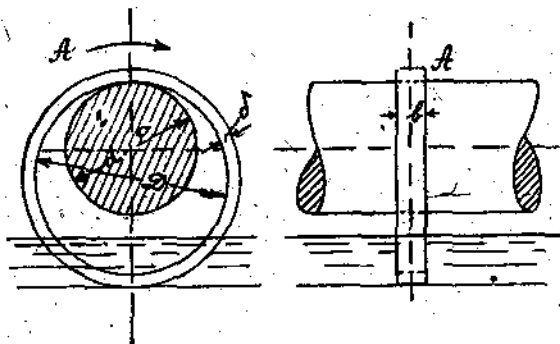
2. При одинаковых диаметрах колец в первом случае подшипник должен быть выше.

3. При одинаковых скоростях вала окружная скорость кольца в первом случае будет больше, нежели во втором, по крайней мере в отношении $D:d$. Поэтому высота масляной ванны должна быть при неподвижно укрепленных кольцах больше, нежели при свободных. В противном случае будет плохое отставание масла и очищение его от металлических частиц.

Из сказанного можно прийти к заключению, что наиболее совершенной следует признать смазку помощью свободно сидящих колец. Необходима лишь гарантия, что кольцо будет двигаться; обычно эта гарантия лежит в значительном весе кольца.

Иногда вместо жидкой смазки применяют твердую или, вернее, густую; она представляет собою смесь омыленного животного (или растительного) жира и минерального масла с прибавкою какого-либо смолистого вещества, например канифоли.

Так как твердая смазка не может самостоятельно поступать к трущимся поверхностям, то необходимо ее перемещать насильственно. На фиг. 116, А изображена масленка Штауфера. Смазка кладется на диск *A* и выжимается при навинчивании крышки *B* через трубку *b*; в таблице даны размеры.



Черт. 86.

Можно этот прибор сделать автоматическим, для чего надлежит поместить над поршнем винтовую пружину. На фиг. 117, А показан такой прибор. Для наполнения — гайкою *Е* сжимают пружину *Ј*, поднимая поршень *Д* доверху. Затем, когда смазка положена, навинчивают крышку; гайку *Е* поднимают до головки *В*; пружина начинает нажимать на смазку через поршень, и последняя выдавливается в трубку. Винт *С* играет роль регулирующего крана.

В некоторых случаях твердая смазка начинает работать лишь тогда, когда температура подшипника поднимается настолько, что начинается плавление смазки. Между прочим подшипники Селлерс (без кольцевой смазки) снабжаются (фиг. 118, А) помимо масленок для смазывающего масла еще чашками *а* для помещения твердой смазки. Если нормальная смазка по какой-либо причине прекратит свое действие, вследствие работы трения начинается нагревание тела подшипника, твердая смазка расплавляется и начинает смазывать вал. Таким образом здесь твердая смазка является запасной. В общем можно сказать, что преимуществами твердой смазки являются, во-первых, экономичность в расходе смазочного материала, так как во время покоя трансмиссии оно не расходуется вовсе, во-вторых, чистота содержания опор, так как здесь нет вытекания отработанного материала. Но этот же способ смазки имеет существенный недостаток, а именно, внутреннее трение твердого смазочного материала выше, нежели у масел. Специальный опыт на машине для исследования масел показал, что при температуре 54° Ц. при том же удельном давлении как и для масла, трение при твердой смазке оказалось на 33% больше, нежели для масла при температуре в 37° Ц.

В 90-х годах появилась новая смазка — графитовая. Она представляет собою смесь тонко измолотого промытого графита с растительным или минеральным маслом, иногда с салом (твердая смазка). Наблюдения над жидкой графитовой смазкой помощью фитиля показывают, что по фитилю движется только масло, графит же не достигает до трущихся поверхностей; с другой стороны, оказывается, что при нагревании трущихся поверхностей введение графитовой смазки обнаруживало всегда понижение температуры. Можно предположить, что в графитовой смазке смазывающим веществом является масло, графит же действует как полирующий элемент. С другой стороны, при несколько испорченных рабочих поверхностях графит заполняет углубления и таким образом способствует уменьшению трения. Следовательно, не имея в общем преимуществ перед обыкновенной смазкой, графитовые составы могут быть с пользою употребляемы как временное средство при нагревании опор или же при порче рабочих поверхностей.

Правильный выбор смазочного материала имеет существенное значение, в особенности при больших трансмиссионных установках. В настоящее время считается наиболее рациональной смазка минеральным маслом. Но при этом необходимо иметь в виду, что вредные потери в опорах будут зависеть от степеней вязкости масла. Обычно ее определяют по вискозиметру Энглера. В вискозиметре определенный объем масла вытекает через трубочку в течение времени t ; отношение этой величины к времени t_1 , в которое вытечет такой же объем дистиллированной воды при той же температуре, т. е. отношение $a = t:t_1$ называется степенью вязкости масла.

Для трансмиссий принимают вязкость 20—30 при температуре 20° Ц. Само собою понятно, что, переходя от обыкновенной трансмиссии к отдельным опорам, например к подшипникам коренных валов, необходимо соответственно изменять и качество смазочного масла.

Таким образом масло для вагонных букс должно быть отличным от масла для динамомашин или для электрических моторов. Не останавливаясь подробно на рассмотрении всех возможных случаев, приводим некоторые данные в табл. 25 (стр. 190).

Величина коэффициента трения μ меняется в зависимости от многих условий: материала смазочного вещества, скорости вращения, удельного давления q на валах и температуры.

Коэффициент μ определяется опытным путем при помощи приспособления, схематически показанного на черт. 87. На вал A надевается подшипник B , к которому укреплен брус CD . В D подвешена чашка E . Вся установка приводится в горизонтальное положение противовесом g , подвешенным в точке C . Вес подшипника, рычага с чашкой E определяются до опыта; следовательно, к началу опыта нагрузка на цапфу (или шейку) известна. Вал приводится во вращение; силою трения рычаг стремится повернуться по направлению вращения; добавочным грузом Q на чашку весов рычаг удерживают в горизонтальном положении, и тогда момент силы Q относительно оси вращения будет равен моменту силы трения. Если полная нагрузка на цапфу равна P кг, диаметр вала равен d , то имеем (по форм. 85а):

$$Ql_2 = \frac{2}{\pi} P d \mu,$$

откуда определяется величина коэффициента трения μ .

Схема, указанная на черт. 87, может быть изменена: вместо чашки E устанавливают пружинный динамометр; чтобы избежать колебаний рычага, вводят масляный катаракт и т. д.

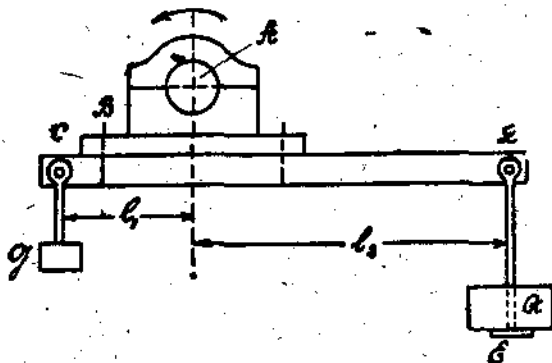
Ряд опытов, произведенных над подшипниками, или вернее над вкладышами разных типов, показывает, что установившееся положение наступает через некоторое время так называемой приработки новых вкладышей, которые вначале всегда дают большую работу трения и нагреваются сильнее. Период приработки вкладыша может быть ускорен прибавлением к смазке графита. Лучшее всего и скорее прирабатываются вкладыши из заливкой белым металлом, затем бронза, хуже чугуна и сталь; вкладыши из последних материалов требуют очень большого времени приработки. Каждой нагрузке вкладыша в зависимости от притока смазки соответствует при данном числе оборотов известная температура. Последняя измеряет нагревание вкладыша, причем необходимо шарик термометра располагать возможно ближе к рабочей поверхности. В известных пределах опыта установлено, что коэффициент трения уменьшается с увеличением удельного давления q , с повышением температуры t и с уменьшением окружной скорости v . Само собою понятно, что это явление может иметь место, как сказано, в некоторых границах изменения величин q и t . При очень больших давлениях q смазка может выжиматься, в особенности при повышенной температуре, и тогда, естественно, коэффициент трения быстро увеличивается.

Опыты показали, что при хорошей смазке средняя температура масла (вернее вкладыша) держится около таких цифр:

Цапфа кривошипа станцион. паровой машины	40° Ц
коренного вала	35°
Опора динамомашин	35°
паровой турбины при нагнетательной смазке	70°

Эти цифры конечно не имеют абсолютного значения, и их надо рассматривать как примерные при более или менее нормальных условиях работы.

Величина q удельного давления, как на это указывалось выше (§ 29), колеблется в очень широких пределах в зависимости от типа и назначения машины;



Черт. 87.

ТАБЛИЦА 25

Материал	Применяется	Удельный вес	Вязкость по Энглери	температура в град. Ц	Температура в град. Ц	
					Воспламенения	Застывания
I. Минер. масла						
А. Легкие	Холодильные машины . . .	0,85—0,91	4,5—1,5	20	145	—21
	Веретена	0,90	1,9—2,5	50	140—170	<—10
	Измерит. машины	0,85	5—15	20	140	<—5
	Паровые турбины	0,87—0,90	9—13 2,6—3	20 50	175	<0
	Цилиндры воздушных компрессоров	0,87—0,90	9,5—22 2,7—5	20 50	200	<+5
	Станки для холодной обработки	0,87—0,91	1,5—25 2,5—4,5	20 50	200	<0
В. Тяжелые	То же	0,9—0,92	30—40 5—7	20 50	175	<—10
	Трансм. валы (опоры) . . .	0,90—0,93	5—7	50	190—160	<—5
	Динамомашинны	0,88—0,90	6—8	50	200	<+5
С. Масла для двигателей внутр. горения	Цилиндры дизелей	—	5—7 9—10	50 50	180 220	<—10 <—5
	Опоры в моторных вагонах	0,87—0,94	6—8 8—14	50 50	195 210	<—12
D. Масло цилиндрическое	Насыщенный пар	0,89—0,94	20—40 3,5—5	50 100	250—180	
	Перегретый пар	0,90—0,91	5—9	100	300—310	
Е. Течное для вагонных осей	Летнее	0,9—0,94	40—60 7—10	20 50	145—160	
	Зимнее	0,9—0,94	25—45 4,5—7,5	20 50	135—150	—5 —20
II. Растительные						
а) Сурепное	В случае ожидания сильного нагревания	0,914	—	—	—	<—10
б) Оливковое	Прядильные машины	0,918	—	—	—	<—5
с) Касторовое	Цилиндры авиационных двигателей	0,965	120—140	20		
III. Разные						
Вазелин	Лучшая твердая смазка . . .	0,855 — — 0,905				
Глицерин	Подъемы, машины работающие на холоде	1,225				

вообще говоря, следует при больших окружных скоростях v допускать меньшие величины q ; практически это не всегда соблюдается, так как условия смазки и охлаждения опоры могут быть весьма разнообразны. Составить простую формулу, связывающую величины q , v , d и t , невозможно, и вопросы решаются на основании данных опыта.

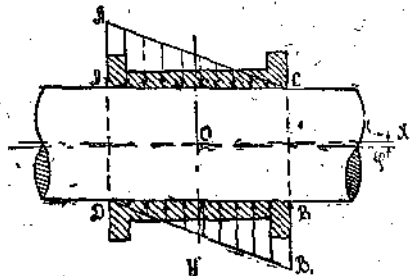
В практике сильное нагревание опор всегда составляет предмет беспокойства для лиц, наблюдающих за правильностью работы подшипника. Степень нагреваемости зависит не только от величины работы трения, но и от способности подшипника отдавать развивающуюся теплоту в окружающую атмосферу. Нормально-трансмиссионные подшипники греются при обыкновенных условиях мало, так как окружная скорость их невелика. Подшипники коренных валов паровых машин, двигателей внутреннего горения находятся в условиях более тяжелых. Иногда при трудном отводе тепла из подшипника приходится прибегать к искусственному охлаждению.

При подсчетах, когда коэффициент трения неизвестен, принимают в среднем для него значение $\mu = 0,06—0,08$, хотя опыты показывают, что он при благоприятных условиях бывает меньше, падая до 0,005 и ниже. Но конечно нельзя машину, работающую в обычных условиях, вполне приравнять к машине, находящейся в условиях опытной обстановки¹⁾.

Типы подшипников. Описанный выше нормальный подшипник может видоизменяться весьма сильно. На фиг. 115 показан подшипник с чугунными вкладышами и баббитовой заливкой их. Для лучшего укрепления ее в теле вкладыша делаются углубления кольцевые и продольные; иногда сечение канавки имеет вид трапеции.

Во избежание разбрызгивания масла при быстром вращении, а также в целях предупреждения вытекания масла наружу, делают двойные стенки. Масло, которое выходит из-под цапфы или шейки, падает в нижнюю часть корпуса, где находится масло для смазки, в которое погружается часть смазочного кольца. Винты a, a , закрывают отверстия, через которые спускается грязь, осаждающаяся в масле по мере истирания баббитовой заливки.

Неподвижные вкладыши обладают определенным недостатком — неравномерностью снашивания, что обуславливается прогибом вала. Если вал лежит в подшипнике без изгиба, то давление на вкладыш распределяется равномерно по длине его, и, стало быть, срабатывание опоры будет происходить также равномерно. В действительности под влиянием изгибающих моментов ось вала искривляется, и вал перекашивается на опоре. На черт. 88 показано схематически распределение давления на опору. При этом очевидно вкладыш будет срабатываться особенно сильно в точках A и B . В коренных валах машин обычно деформация вала очень мала, и указанное явление не проявляется резко. Поэтому в большинстве машин коренные опоры снабжаются вкладышами неподвижными. Наоборот, в валах приводных при больших пролетах между опорами, при относительно тонких валах изгиб проявляется заметнее, и здесь следует принимать меры для предупреждения значительной разработки опор. Наиболее распространенным приемом решения вопроса является установка подвижных вкладышей, снабженных шаровыми опорными частями. На фиг. 118 изображен подшипник конструкции американского инженера Селлеса (Sellers). Вкладыши имеют на средней части утолщение, обработанное по



Черт. 88.

¹⁾ Подробнее см. Осборн. Смазка силовых установок.

шаровой поверхности bc , de , описанной из центра, который лежит на оси вала. В корпусе подшипника и в крышке его сделаны такого же радиуса шаровые гнезда.

Очевидно, что при таком устройстве вкладыш неизменно следует за деформацией вала, и следовательно всегда обеспечивается равномерное давление вдоль вкладыша. В целях дешевизны вкладыш сделан из чугуна. Длина вкладыша берется значительная: $l = 3 - 4d$, поэтому удельное давление принимается небольшое, а именно:

$$q = 7 - 10 \text{ кг/см}^2,$$

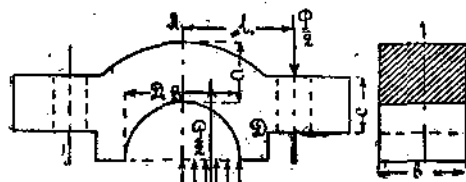
между тем как для бронзовых неподвижных вкладышей давление допускается

$$q = 20 - 40 \text{ кг/см}^2.$$

Обыкновенно чугунные подвижные вкладыши также снабжаются баббитовой заливкой, а в улучшенных конструкциях и кольцевой смазкой. На фиг. 119, А показан такой видоизмененный тип подшипника Селлера. Нижняя часть корпуса имеет двойные стенки и представляет собою одновременно резервуар для масла, в котором работают кольца. Вытекающее масло наружу не попадает, а потому чашки для сбора масла, показанные на фиг. 118, А, не нужны; нижний вкладыш B отлит за одно целое с корпусом A , почему сечение вкладыша дает большее сопротивление изгибу. В конструктивном отношении наблюдается большое разнообразие в выполнении

способов смазки, внешней формы, но идея подвижного вкладыша чаще всего выполняется при помощи указанных шаровых опорных частей.

На фиг. 119, А показан подшипник Вельса (Wels). Корпус его опирается на основание по цилиндрической поверхности MN . Благодаря этому вкладыши (вместе с корпусом) могут быть наклонены на небольшой угол, и выверка подшипника значительно облег-



Черт. 89.

чается. Подшипники Вельса употребляются для валов значительного диаметра от d равного 10 см и выше.

Проверка размеров. Корпус подшипника и его крышки обыкновенно изготавливаются из чугуна. При проверке размеров такого подшипника определяют возможные напряжения материала на растяжение, сжатие и срезание при наиболее неблагоприятном расположении внешних сил.

Например, для крышки нормального подшипника такое неблагоприятное условие будет в том случае, когда сила будет направлена вверх, отрывая крышку от основания. Как видно из черт. 89, в этом случае опасным сечением является верхнее сечение AB . Половину крышки можно рассматривать как балку, закрепленную в этом среднем сечении и нагруженную силою $\frac{P}{2}$, действующей на болт, и $\frac{P}{2}$ — на по-

ловину вкладыша. Изгибающий момент составит из разности $M = \frac{P}{2} \left(l_1 - \frac{D_1}{4} \right)$. Если ширина крышки b и толщина ее a , то напряжение материала будет найден из условия:

$$\frac{P}{2} \left(l_1 - \frac{D_1}{4} \right) = \frac{a^2 b}{6} k \quad (a)$$

Поперечное сечение крышки взято как сплошное. В действительности оно может быть и не таким, например при наличии помещения для масла, отверстия для завинчивания масленки, углубления для шипа, которым верхний вкладыш удерживается от вращения.

Корпус подшипника проверяется в сечениях AB и CD (черт. 90) и в предположении, что внешняя сила P действует вниз.

Так как корпус достаточно жесток, то можно принять противоавление на нижнюю его плоскость равномерно распределенным. Будем иметь для сечения AB

$$\frac{P}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{D_1}{4} \right) = Wk;$$

где W — модуль сопротивления. Сечение CD проверяется аналогичным путем.

Допустимое напряжение не должно превышать

для железа $k_b \leq 600 \text{ кг/см}^2$ лучше 400 кг/см^2

„ чугуна $k_b \leq 300$ „ „ 200 „

Пример 40. Диаметр вала $D = 6,5 \text{ см}$; удельное давление $q = 25 \text{ кг/см}^2$, длина вкладыша $l = 10 \text{ см}$. Болты (два) имеют диаметр $d = 2 \text{ см}$, $2l_1 = 12,5 \text{ см}$, $b = 8 \text{ см}$, $a = 3 \text{ см}$, $D_1 = 8,5 \text{ см}$ (черт. 90).

Усилие, действующее на болт при направлении силы вверх, равно:

$$\frac{P}{2} = 10 \cdot 6,5 \cdot 25 \cdot 2 = 813 \text{ кг},$$

внутренний диаметр болта $d_1 = 16,48 \text{ мм}$, что соответствует площади поперечного сечения $F = 2,13 \text{ см}^2$.

Поэтому напряжение в болте будет (учитывая затяжку):

$$k = \frac{1,25P}{2F} = \frac{1,25 \cdot 1625}{2 \cdot 2,13} = 478 \text{ кг/см}^2.$$

Подставляя цифровые данные в (а), найдем для сечения AB :

$$k = \frac{P}{2} \left(l - \frac{D_1}{4} \right) : \frac{a^2 b}{6} = \frac{1625 \cdot 6 \cdot \left(\frac{12,5}{2} - \frac{8,5}{4} \right)}{2 \cdot 8 \cdot 3^2} = 278 \text{ кг/см}^2.$$

Если предположить, что в крышке сделано сверление для вставки заслонки, диаметр которого равен $1,5 \text{ см}$, то модуль сопротивления уменьшится и будет равен:

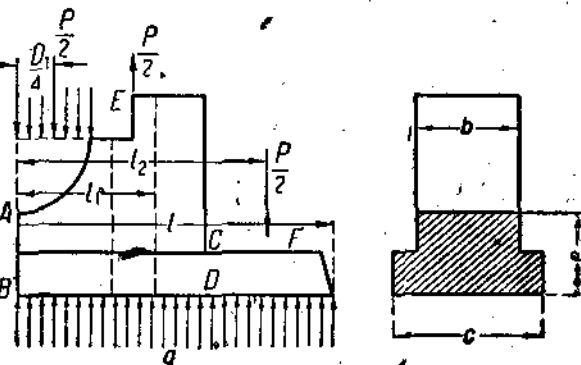
$$W = (8 - 1,5) \frac{3^2}{6} = 9,7 \text{ см}^3 \text{ и } k = 342 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения достаточно большие, и следовательно нагрузку $P = 1622 \text{ кг/см}^2$ надо считать несколько преувеличенной. Необходимо признать, что давление 25 кг/см^2 не следует допускать в работе.

Толщина вкладыша s принимается по эмпирическим зависимостям, учитывающим главным образом возможность заливки бабитом в надлежащей толщине s :

$$s = \frac{d}{20} + 5 \text{ до } \frac{d}{20} + 5,$$

где d — диаметр вала.



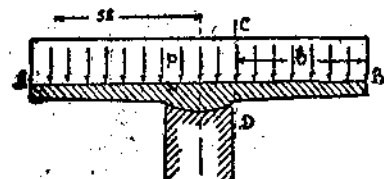
Черт. 90.

Болты, укрепляющие корпус к основанию, берут немного большего диаметра (примерно на 3 мм или $\frac{1}{9}$ дюйма), нежели крышечные, исходя из того соображения, что первые затягиваются гораздо более сильно.

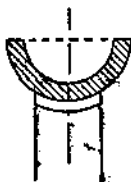
Подвижные вкладыши. Наиболее неблагоприятный случай в смысле изгиба представляет простой вкладыш подшипника Селлерса (черт. 91) ввиду большого свеса. Опасным сечением является сечение CD . Если нагрузку вдоль вкладыша назовем через p кг/см, то изгибающий момент в CD будет $M = \frac{pb^3}{2}$, а условие прочности примет вид:

$$\frac{pb^3}{2} = \frac{J}{e} k = \frac{0,3}{128} \cdot \frac{(D-d)(D+d)^3(D+d)}{\frac{2}{3\pi}(D^3 + Dd + d^3)} k, \quad \text{b)}$$

где $J = \frac{0,3}{128} (D-d)(D+d)^3$ — момент инерции полукольца с диаметрами D (внешний) и d (вала)¹⁾. Расстояние центра тяжести e от верхнего края будет для полукольца равно приблизительно $12 \frac{(D^3 - d^3)}{(D^3 + d^3)}$.



Черт. 91.



Пример 41. Диаметр вала $d = 6,5$ см, длина $b = 10$ см, нагрузка на вкладыш (удельное давление) $q = 5$ кг/см². Внешний диаметр $D = 1,5 d$.

Будем иметь: нагрузка на погонный сантиметр определится как $p =$

$$= q \cdot d = 32,5 \text{ кг/см}; \quad D = 1,5; \quad d = 9,75 \text{ см.}$$

Поэтому из (b) найдем:

$$k = 260 \text{ кг/см}^2,$$

что допустимо.

Давление на шаровую поверхность должно быть не больше $q_1 = 50$ кг/см², во избежание заедания.

Для данного случая поэтому диаметр bc или de (фиг. 118, A) — d_1 определится из условия:

$$\frac{\pi d_1^2}{4} q_1 \leq P.$$

Если полная длина вкладыша $b = 4$, $d = 26$ см, то $P = l \cdot d \cdot q = 26 \cdot 6,5 \cdot 5 = 845$ кг, а потому

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 845}{50\pi}} = 4,6 \text{ см.}$$

Фундаментная плита. Весьма редко подшипник устанавливают непосредственно на кладку; обыкновенно на последней сначала укрепляется чугунная фундаментная плита, на которой помещается подшипник. Объясняется такого рода усложнение тем, что более или менее деликатной установки на неровной поверхности фундамента сделать нельзя. Между тем на плите подшипнику можно сообщать даже весьма ничтожные перемещения, пользуясь клиньями или винтами. На

¹⁾ См. Hütte, т. I.

²⁾ Ввиду отсутствия бабита.

фиг. 120, А показана такая плита для подшипника, имеющего два основных болта. Плита в поперечном сечении имеет профиль корытный для придания ей большей жесткости. Плита притягивается к кладке болтами В, В. Выступы С, С служат опорами для клиньев, закладываемых между С, С и основной доской корпуса подшипника.

На фиг. 121, А представлена плита для более тяжелого подшипника с четырьмя основными болтами; плита имеет четыре фундаментных болта. В то время как плита, указанная на фиг. 120, А, имеет большую поверхность обработки DD, конструкция, показанная на фиг. 121, А, дает три выступа а, а, а, на которые ставится подшипник и которые подвергаются обработке. Коробчатые сечения имеют всегда преимущества, так как дают жесткую и в то же время прочную плиту. Определение напряжения всегда может быть сделано таким образом.

Подшипник опирается на плиту на выступы а, в (черт. 92, показана лишь половина плиты) и вызывает напряжение сжатия q ; плита лежит на фундаменте, реакция которого равна q ; если ширина плиты В, то при обозначениях, принятых на черт. 92, изгибающий момент в сечении АВ будет:

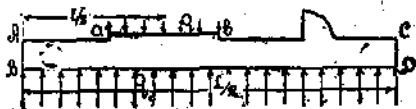
$$M = \frac{P}{4} \left(\frac{L}{2} - l \right),$$

где P — нагрузка подшипника

$$P = 2ab \cdot B \cdot q = (B - e) L q_1,$$

если, как это часто имеет место, плита не опирается на фундамент всей своей поверхностью и e — ширина выемки. Расчет по моменту M — приближенный, ибо не принимается во внимание натяжение болтов, но, считаясь с наличием последних, получим меньшее значение для M .

Иногда вал приходится пропускать через каменные толстые стены; в этом случае фундаментная плита отливается обыкновенно за одно целое с так называемым стенным ящиком, который плотно вставляется в кладку. Ящик имеет свою целью отчасти укрепить отверстие, отчасти предохранить подшипник от попадания кусочков кладки, штукатурки и т. п.



Черт. 92.

На фиг. 122, А показан такой ящик для подшипника с двумя основными болтами. Нижняя часть является фундаментной доской; верхняя, отлитая за одно целое с нижней, является предохранителем. На цилиндрической ее поверхности можно основать сводик для перекрытия отверстия.

В табл. 25а (см. стр. 196) даны нормальные размеры DIN подшипников.

Подшипники с перемещающимися вкладышами. При монтаже подшипников строго соблюдается правило, что подшипники, поддерживающие вал, должны иметь оси, строго совпадающие с осью вала. При небольшом количестве опор эта работа не представляет большой сложности. Необходимо иметь возможность небольших перемещений подшипника во время монтажа. С этой целью отверстия для пропуска основных болтов, т. е. тех, которыми он укрепляется на фундаментной плите, делаются несколько вытянутыми вдоль большего размера плиты. Небольшие перемещения достигаются ударами молотка по клиньям, которые заводятся по бокам основной плиты, между нею и выступами фундаментной доски (например С, С, фиг. 120, А).

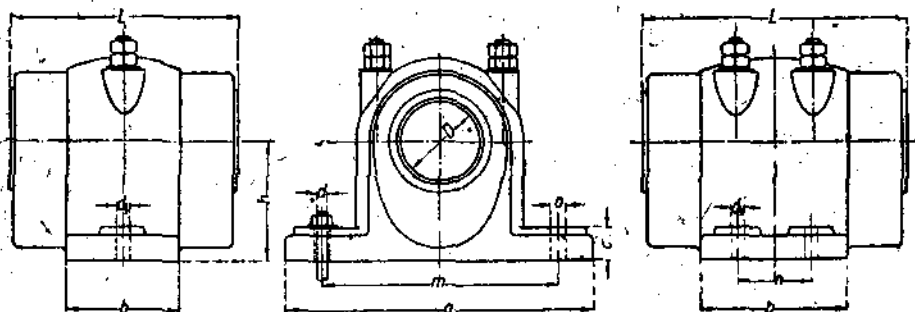
Другое дело — монтаж трансмиссионного вала, лежащего на трех и более опорах. Работа эта требует большого внимания и навыка. Поэтому каждое изменение в конструкции подшипника, которое облегчает сборку трансмиссии, надо при-

ТАБЛИЦА 25а

DIN
118Для диаметров вала
25 + 140 мм

Подшипники для трансмиссий

Опорная поверхность обработана

Для диаметров вала
160 + 500 мм

А Длинный скользящий подшипник (подшипник Селлерса)

В. Короткий скользящий подшипник (с заливкой белым металлом)

С. Шариковый подшипник

Обозначение длинного скользящего подшипника для диаметра вала, равного 80 мм:

Подшипник А 80 118

Диаметр вала <i>D</i>	Высота под- шип. <i>h</i>	Максим. дли- на <i>l</i>			Опорная плита			Дыры для болт.			Шарина <i>d</i>	Болты		
		Форма <i>A</i>	Форма <i>B</i>	Форма <i>C</i>	Длина <i>a</i>	Ширина <i>b</i>	Толщина <i>c</i>	Расстоя- ние		Дл. макс. <i>o</i>		Диаметр <i>d</i>	Число	
								<i>m</i>	<i>n</i>					
25 и 30 35 и 40	65 75	140 180	120 150	100 110	200 220	55 65	25	150 170	—	20	17	1/2"		
45 и 50 55 и 60	90 100	220 260	180 210	120 130	260 290	75 85	— 30	200 230	—	25 —	— 20	2	5/8"	
70 80	110 125	300 340	240 270	140 150	330 370	95 110	— 35	260 290	—	— 30	— 23		3/4"	
90 100 и 110 125 и 140	140 165 200	380 460 550	300 360 450	170 190 —	410 470 561	125 150 195	40 50 60	320 370 450	— — —	34 39 48	26 30 36		7/8" 1" 1 1/4"	
160 и 180 200 и 220 240 и 260	250 300 350	670 790 910	550 650 750	— — —	660 760 860	250 310 370	70 80 95	540 630 720	130 170 210	44 52 58	33 40 44		1 1/8" 1 3/8" 1 1/2"	
280 и 300 320 и 340 360 и 380	400 450 500	1030 — —	850 950 1050	— — —	960 1070 1190	440 510 580	110 125 140	810 900 990	250 300 350	66 75 82	50 58 64		1 3/4" 2" 2 1/4"	4
400 и 420 440 и 460 480 и 500	550 600 650	— — —	1150 1250 1350	— — —	1310 1430 1550	650 720 800	1080 1170 1260	155 170 185	400 450 500	92 100 115	72 80 90		2 3/4" 3" 3 1/4"	

Недостающие размеры являются свободными конструктивными размерами

Болты с Т-образной головкой по DIN 188 заказываются особо

Материалы: чугун (для корпуса и крышки подшипника)

ветствовать. Одним из способов достигнуть указанного облегчения является возможность вертикального перемещения вкладышей. Это достигается в подшипниках Селлера тем, что вкладыши своими шаровыми опорными частями лежат на подвижных частях, имеющих винтовую нарезку и, стало быть, могущих изменять свое положение.

На фиг. 123, А показан такой подшипник с подвижными вкладышами А и В, которые упираются в пустотелые чугунные винты С и D, могущие перемещаться в корпусе опоры, имеющей своеобразный вид. Очевидно, вращая одновременно винты С и D, можно поднять или опустить вкладыши А и В на желаемую величину. Чтобы после установки вкладышей на желаемом уровне винты С и D не могли сместиться и тем расстроить передачу, винтами а и а производят нажатие на С и D. Если к этому прибавить возможность смещения плиты F вдоль ее большего размера, благодаря значительной длине гнезда b, b для основных болтов, то можно относительно быстро дать вкладышам надлежащее положение в пространстве.

Установительные (они же и опорные) винты С и D чаще делаются чугунными, с прямоугольной нарезкой. Последняя проверяется на срезание на полную нагрузку вкладышей и на смятие.

Проверка эта ничем не отличается от проверки, которая имеет место в обыкновенном болте, с той лишь разницей, что допустимое напряжение на срезание и смятие берется меньше, нежели для болтов, которые готовятся из железа или стали. Впрочем некоторые американские фирмы винты С и D для передвижения вкладышей иногда делают железными. Это целесообразно во всех тех случаях, когда трансмиссия может работать с заметными сотрясениями и ударами. Если принять, как это делают, диаметр винта (внешний) равным диаметру вала и ход $s = 0,2d$, то напряжение на смятие q , найдется из

$$P = dlq = \frac{n \cdot \pi [d^2 - (0,8d)^2]}{4} \cdot q. \quad (c)$$

Здесь q — удельная нагрузка на вкладыш, n — число ниток, участвующих в работе. Для выше рассмотренного подшипника (пример 41) будем иметь, при $n = 5$, $q = 14 \text{ кг/см}^2$

Напряжение k_s срезания будет найдено из

$$P = dlq = n\pi d_1 \cdot 0,5sk_s = 0,003nd^2k_s.$$

Для того же случая $k_s = 144 \text{ кг/см}^2$.

Само собою понятно, что форма вкладышей, способ смазки и т. д. могут быть различные.

Другой способ решения вопроса о конструировании подшипников, дающих возможность удобной и быстрой сборки трансмиссии, дан в подшипнике (подвеске) Куна. На фиг. 124, А эта опора показана в двух проекциях и представляет потолочную подвеску. Нетрудно видеть, что, опустив верхнюю плиту вниз, получим столовый подшипник. На цилиндрическом стержне (полем) А может перемещаться цилиндрическая обойма В, состоящая из двух половин: В₁, несущая в свою очередь полый цилиндр С, и В₂, охватывающая стержень А, с другой стороны. Обе половинки стянуты болтами и крепко прижаты к стержню А. На горизонтальном стержне С находится подшипник, корпус которого оканчивается втулкой D, охватывающей С. Втулка имеет внизу прорез, через который проходит болт F, стягивающий и прижимающий ее к стержню С. Из этого описания очевидно, что подшипник может иметь следующие перемещения: горизонтальное вдоль стержня С, вертикальное вдоль стержня А, вращательное около стержня С и вместе с последним около стержня А. В смысле возможных положений в пространстве вкладыша опору Куна можно назвать универсальной.

Что касается расчета, то, как это видно из схемы (черт. 93), стержень A подвергается изгибу и растяжению; стержень D — изгибу. Пусть, сила P направлена под углом α к вертикали; разложив силу P на составляющие: горизонтальную $P_1 = P \sin \alpha$ и вертикальную $P_2 = P \cos \alpha$, будем иметь например для верхнего сечения стержня A изгибающий момент M , равный:

$$M = P \cos \alpha \cdot b - P \sin \alpha \cdot (a - l).$$

Кроме того стержень A растягивается силою P_1 , ибо она передается целиком через втулку B . Поэтому, если полый стержень A имеет диаметры внешний и внутренний соответственно d и d_1 , то напряжение от изгиба k_1 будет:

$$k_1 = \frac{32Md}{\pi(d^4 - d_1^4)}.$$

Напряжение растяжения:

$$k_2 = \frac{4P \cos \alpha}{\pi(d^2 - d_1^2)},$$

и результирующее напряжение $k = k_1 + k_2$.

Болты на втулке B должны быть подсчитаны с таким расчетом, чтобы сила трения (от нажатия) на поверхности стержня A была бы не менее сдвигающей силы $P_1 = P \cos \alpha$, т. е., называя силу, растягивающую болт, через T , надо иметь при n болтах

$$nT \geq P \cos \alpha,$$

где μ — коэффициент трения на поверхности соприкосновения втулки B и стержня A .

Некоторое усложнение в конструкции опоры системы Куна ведет к увеличению веса ее: но по сравнению с другими системами разница в весе особенно заметна для малых диаметров вала. Например, если сравнить так называемую закрытую подвеску (фиг. 127, А) с подшипником Селлерса, с подвескою Куна, будем иметь (табл. 26):

ТАБЛИЦА 26

Тип	Расстояние a	Диаметр b	Вес	Стоимость в зол. руб.
Закрытая подвеска	40 см	4,5 см	75 фунт.	13,5
То же	70 "	9 "	191 "	33,0
Подвеска Куна	40 "	4,5 "	160 "	21,0
То же	70 "	7,5 "	220 "	36,5

§ 38. Основания для подшипников. Подшипники могут быть размещаемы весьма различно:

а) На небольшой высоте от пола; в этом случае они устанавливаются на выступающем над уровнем пола фундаменте, на специальных каменных или кирпичных столбах, к которым укреплены фундаментные доски. Ввиду громоздкости и трудности перестановки в случае перенесения трансмиссии чаще прибегают к устройству металлических оснований — ступей (фиг. 125, 126, А).

б) При расположении трансмиссии на большой высоте подшипники устанавливаются на кронштейнах, которые укрепляются к стенам или колоннам (фиг. 128, 129, 129, а, А).

с) Если необходимо приводной вал располагать под потолком, среди помещения, его укладывают на подвесках, укрепленных к потолочным балкам (фиг. 124, 127, 130, 135, 136, 138, 139, 140, А).

Во всех этих случаях надобность в фундаментной доске отпадает. Подшипник устанавливается на подготовленное для него место (например фиг. 126, 127, 128, 130, А). В других случаях вкладыши помещаются в установительных винтах (фиг. 127, 128, 135, 138, 139, А).

Формы опорных частей для подшипников могут быть весьма разнообразны. На фиг. 131 и 132, А показан подшипник с очень высоким корпусом, который для уменьшения веса сделан пустотелым. Показанный на фиг. 133, А ступ имеет сечение тавровое для придания жесткости; в случаях очень больших нагрузок поперечное сечение делается в виде полого прямоугольника. Проверка размеров производится в зависимости от направления внешней силы; при действии ее вертикально имеем растяжение или сжатие; при горизонтальной составляющей получается изгиб.

Подшипник на фиг. 134, А имеет применение, когда поставлено требование, чтобы при наклонно действующей силе плоскость разреза вкладышей была перпендикулярна направлению силы.

На фиг. 133, А представлен подшипник с корпусом, переходящим в кронштейн. Такое расположение применяется при небольших вылетах, где применение отдельного подшипника невозможно из-за недостатку места.

Подвеска, показанная на фиг. 138 (и 139, А), называется открытой, так как установка вкладышей может быть сделана сбоку. На фиг. 135, А представлена закрытая (так же как и на фиг. 127, А) подвеска американского завода. В отличие от подвески, приведенной на фиг. 127, А, американская имеет установочные винты *D* и *C*, благодаря которым весьма облегчается монтаж, так как малые перемещения в вертикальном и горизонтальном направлениях могут быть сделаны с большой точностью. Конечно вкладыши не должны при такой конструкции иметь шаровые опорные части. Действительно, опорные винты обработаны в *E*, *E* по цилиндрической поверхности, и вкладыш получает возможность следить за колебаниями вала лишь в вертикальной плоскости. На фиг. 139 и 140, А показаны укрепления подвесок к потолочным балкам железной двутавровой и деревянной. Во втором случае к балке укрепляется сначала угольник *CD*. Подвеска болтами *F*, *F* связана с этим угольником и с балкой. На фиг. 137, А представлена фундаментная плита, приспособленная для перемещения подшипника в вертикальном направлении при помощи клиньев *ab* и *cd* и винтов *B*, *B*, *C*, *C*.

В табл. 26а, 26б, 26с и 26д даны нормальные размеры DIN подвесок, фундаментных плит и кронштейнов (стр. 200, 201, 202, 203).

Проверка размеров кронштейна. Пусть кронштейн (черт. 94) нагружен силой *P*. Сечения его подвергаются действию изгибающих моментов. Например, сечение *MN* изгибается моментом $M = Pl_1$. Сечение имеет вид двутавра высотой *H* шириною *b*, с толщиной полок δ . Часть стенки между полками отсутствует (по высоте H_1). Момент инерции будет написан так:

$$J = \frac{bH^3 - (b - \delta)(H - 2\delta)^3 - \delta H_1^3}{12}$$

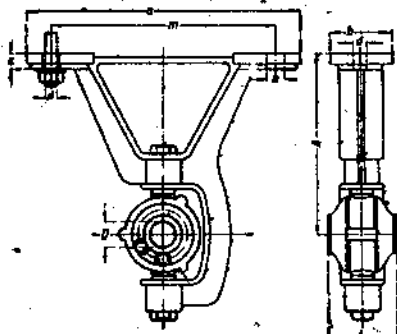
Условие прочности примет вид:

$$Pl_1 = \frac{bH^3 - (b - \delta)(H - 2\delta)^3 - \delta H_1^3}{6H} k$$

ТАБЛИЦА 26а
Подвески для трансмиссий

DIN
19

А. Со скользящим подшипником



Б. С шариковым подшипником

Пример для обозначения подвески с вылетом в 500 мм для диаметра вала в 55 мм
Подвеска 55 × 500

Диаметр вала <i>D</i>	Длина		Вылет <i>A</i>	Опорная плита			Дыры под болты			Диаметр болтов <i>d</i>
	Макс. <i>L</i>	Ориент. <i>L₁</i>		Длина макс. <i>a</i>	Ширина <i>b</i>	Толщина <i>c</i>	<i>m</i>	Макс. <i>o</i>	<i>d₁</i>	
25 30	140	100	200 300 400	340 420 500	110	25	240 320 400	25	20	5/8"
35 40	180	110	300 400 500	420 500 580	120	25	320 400 480	25	20	5/8"
45 50	220	120	300 400 500 600	430 510 590 670	130	30	320 400 480 560	30	23	3/4"
55 60	260	130	300 400 500 600	430 510 590 670	140	30	320 400 480 560	30	23	3/4"
70	300	140	400 500 600 700	520 600 680 760	160	35	400 480 560 640	34	26	7/8"
80	340	150	400 500 600 700	540 620 700 780	180	40	400 480 560 640	39	30	1"
90	380	170	400 500 600 700	550 630 710 790	200	45	400 480 560 640	44	33	1 1/8"
100 110	460	190	500 600 700	640 720 800	240	50	480 560 640	48	36	1 1/4"

Недостающие размеры являются свободными конструктивными размерами. Если желательна одновременная поставка болтовых соединений, то необходимо давать сведения о конструкции потолка, смотря по условиям, с эскизом и размерами на нем. Материал — чугун.

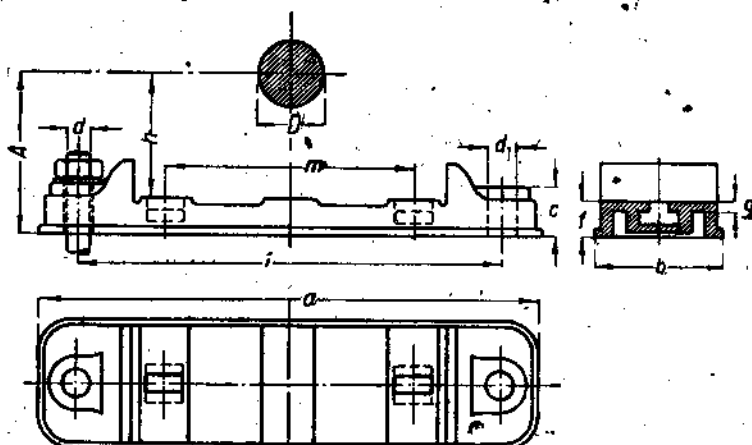
ТАБЛИЦА 26б

Фундаментные плиты для подшипников трансмиссий по DIN 118

Для диаметра вала 20 + 90 мм

Для диаметра вала 100 + 140 мм

Поверхности стыка с подшипником обработаны



Обозначение фундаментной плиты для подшипника с диаметром вала в 60 мм

Фундаментная плита 55/60 DIN 189

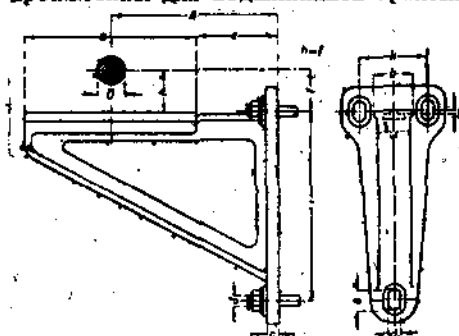
мм

Диаметр вала D	Высота		Длина a	Ширина b	Толщина c	Расст. между опорн. поверхн. l	Расст. между опорн. болт. m	Толщина полок q	Дыры под болтами		Диаметр болтов d
	A	h							i	d_1	
25 и 30	100	65	330	65	35	35	150	13	260	20	$5/8"$
35 и 40	115	75	360	75	40	40	170	13	290	20	$5/8"$
45 и 50	135	90	410	85	45	45	200	15	330	23	$3/4"$
55 и 60	150	100	450	95	50	50	230	15	360	23	$3/4"$
70	165	110	510	110	55	55	260	17	410	26	$7/8"$
80	185	125	570	125	60	60	290	19	460	30	1"
90	205	140	650	145	65	65	320	19	520	33	$1 1/8"$
100 и 110	240	165	790	180	90	75	370	21	650	36	$1 1/4"$
125 и 145	290	200	910	230	110	90	450	25	750	40	$1 3/8"$

Недостающие размеры являются свободными конструктивными размерами.
Болты с Т-образными головками по DIN 261 для закрепления заказываются особо
Материал — чугун.

ТАБЛИЦА 26с

Настенные кронштейны для подшипников трансмиссий по DIN 118

DIN
117Поверхности стыка
с подшипником
обрабатываютсяОбозначение настенного
кронштейна с вылетом от
300 до 400 мм для под-
шипника с диаметром ва-
ла в 55 ммНастенный крон-
штейн 55/66 + 30 / 400
DIN 117

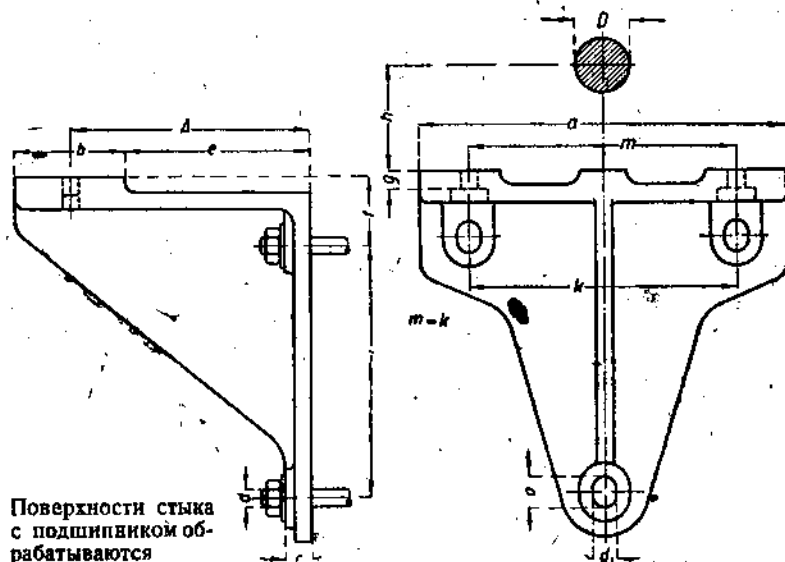
мм

Длина диаметра вала <i>D</i>	Высота под-шипника <i>h</i>	Поверхности стыка		Расстояние <i>e</i>	Толщ. полки <i>g</i>	Вылет <i>A</i>	Дыры под болты				Болты	
		Длина <i>a</i>	Ширина <i>b</i>				Расстояние		Длина <i>c</i>	Ширина <i>d₁</i>	Диам. нарезки <i>d</i>	Толщина <i>s</i>
							<i>i</i>	<i>k</i>				
25 и 30	65	310	60	95 135	13	200—300 300—400	300	120	25	20	5/8"	25
35 и 40	75	330	70	85 185 285 385	13	200—300 300—400 400—500 500—600	300	120	25	20	5/8"	25
45 и 50	90	370	80	65 165 265 365 465	15	200—300 300—400 400—500 500—600 600—700	300	140	30	23	3/4"	30
55 и 60	100	400	90	150 250 350 450 550	15	300—400 400—500 500—600 600—700 700—800	400	140	30	23	3/4"	30
70	110	440	100	130 230 330 430 530	17	300—400 400—500 500—600 600—700 700—800	400	160	34	26	7/8"	35
80	125	480	115	110 210 310 410 510	17	300—400 400—500 500—600 600—700 700—800	400	180	39	30	1"	40
90	140	520	130	130 290 390 490	19	400—500 500—600 600—700 700—800	500	200	44	33	5/8"	45
100 и 110	165	590	160	155 255 355 455	21	400—500 500—600 600—700 700—800	500	220	48	36	1 1/8"	50
125 и 140	200	680	205	210 310 410	25	500—600 600—700 700—800	600	240	52	40	1 3/8"	55

Недостающие размеры являются свободными конструктивными размерами. Болты с прямоугольными головками по DIN 261 для закрепления подшипника заказываются особо.
Материал — чугун.

ТАБЛИЦА 26а

Настенный угольник для подшипников трансмиссий по DIN 118

DIN
187

Обозначение настенного угольника для подшипника с диаметром вала, равным 60 мм

Настенный угольник 55/60 DIN 187

Диаметр вала D	Вылет A	Высота под- шипника h	Поверхность стыка с под- шипником		Тол- щина c	Расст. e	Тол- щина полки g	Дыры под болты					Диаметр болта d
			Дли- на a	Ши- рина b				f	l	k	Мак. O	d_1	
25 и 30	110	65	210	60	25	80	13	45	110	150	25	20	$\frac{3}{8}$ "
35 и 40	130	75	230	70	25	95	13	45	130	170	25	20	$\frac{3}{8}$ "
45 и 50	150	90	270	80	30	110	15	50	150	200	30	23	$\frac{3}{8}$ "
55 и 60	170	100	300	90	30	125	15	50	170	230	30	23	$\frac{3}{8}$ "
70	190	110	340	100	35	140	17	55	190	260	34	26	$\frac{3}{8}$ "
80	210	125	380	116	40	152	17	60	210	290	39	30	1"
90	240	140	420	130	45	175	19	70	240	320	44	33	1 $\frac{1}{8}$ "
100 и 110	280	165	490	160	50	200	21	80	280	370	48	36	1 $\frac{1}{8}$ "
125 и 140	350	200	580	206	55	247	25	90	350	450	52	40	1 $\frac{3}{8}$ "

Недостающие размеры являются свободными конструктивными размерами.
 Анкерные болты с Т-образной головкой по DIN 261 заказываются особо.
 Материал — чугун.

Пример 42. Кронштейн указанного типа по каталогу Лютера для вала $d = 9,5$ см, длина вкладыша $l = 34$ см; примем $q = 7$ кг/см², тогда сила P найдется из

$$P = qld = 7 \cdot 34 \cdot 9,5 = 2260 \text{ кг.}$$

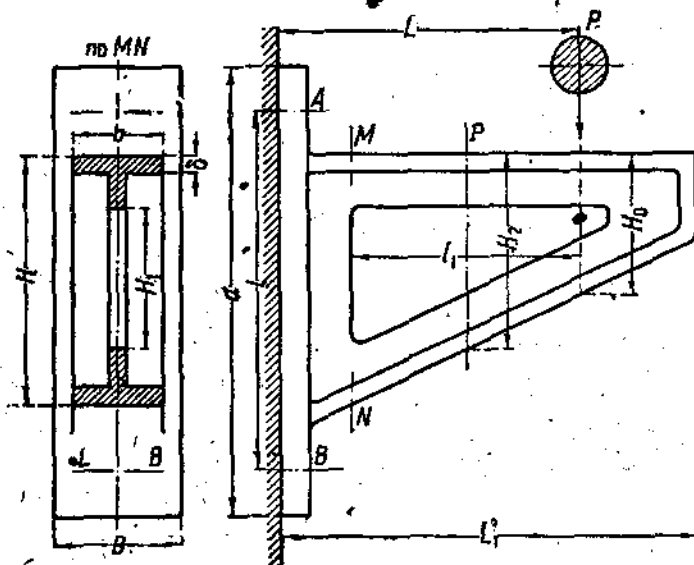
Кронштейн с вылетом $L = 50$ см имеет, согласно обозначениям на черт. 94: $l_1 = 40$ см, $\delta = 2$ см, $b = 11,5$ см, $H = 40$ см, $H_1 = 24$ см. Находим по (с):

$$2260 \cdot 40 = \frac{11,5 \cdot 40^3 - 9,5 \cdot 36^3 - 2,24^3}{6,20} k,$$

откуда

$$k = 85 \text{ кг/см}^2.$$

Такое небольшое напряжение объясняется тем, что кронштейны, стулья, подвески вообще проектируются с большим запасом прочности, дабы получать жесткие



Черт. 94

мало деформирующиеся конструкции. Это очень важно для плавной работы трансмиссии. При недостаточно жестких формах в трансмиссии могут наблюдаться дрожания, весьма нежелательные, в особенности при передачах работы на такие чувствительные станки, как например прядильные и им подобные.

По форме конструкций можно видеть, что проверка размеров кронштейна ничем не отличается от таковой же для подвески или стула, а потому останавливаться дольше на этих расчетах не будем.

§ 39. Потери в подшипниках. Работа трения в опорах вала является потерей к сожалению неизбежной. Примерное значение этой потери может быть учтено таким способом. Работа трения в 1 сек. в опоре, равная произведению из момента силы трения на угловую скорость, выразится, согласно § 29 (форм. 85а), как

$$T_1 = \frac{2}{\pi} P d \cdot \mu \cdot \frac{\pi n}{30} = \frac{P d n \cdot \mu}{15}. \quad (a)$$

С другой стороны, имеем:

$$P = l d q.$$

Но величины q и l примерно меняются в таких пределах:

$$\text{бронзовые вкладыши} \quad \frac{l}{d} = 1-2, \quad q = 20-30 \text{ кг/см}^2;$$

$$\text{чугунные} \quad \frac{l}{d} = 3-5, \quad q = 7-10 \text{ кг/см}^2.$$

Поэтому в среднем можно принять, что

$$P = ad^2 = (\text{от } 30 \text{ до } 40) d^2 \approx 35d^2.$$

Следовательно выражение (а) примет вид:

$$T_1 = \frac{(\text{от } 30 \text{ до } 40) d^3 n \pi}{15} \quad (b)$$

В лошадиных силах:

$$T_1 = \frac{(\text{от } 30 \text{ до } 40) d^3 n \pi}{15 \cdot 7500} = \beta n d^3. \quad (110)$$

Данные опыта дают для β значение при кольцевой смазке в среднем

$$\beta \approx \text{от } \frac{1}{300\,000} \text{ до } \frac{1}{400\,000}.$$

Например вал передает $N = 40$ л. с. при $n = 200$ об.; длина вала $L = 10$ м. Из (105) имеем:

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{40}{200}} = 8 \text{ см.}$$

Расстояние между опорами, по (106):

$$l = 125 \sqrt{8} = 350 \text{ см.}$$

Следовательно всего 4 опоры. Имеем, по (110), при $\beta = 1:300\,000$:

$$T_1 = \frac{200 \cdot 8^3 \cdot 4}{300\,000} = 1.36 \text{ л. с. или } \approx 3,6\%.$$

Это при условии кольцевой смазки, без учета контрприводов, а лишь одного вала.

Желание уменьшить вредную работу трения вызвало стремление заменить в подшипниках трение скольжения трением катания; практика создала шариковые и роликовые опоры, к рассмотрению которых и переходим.

§ 40. Подшипники трения катания. Шариковые опоры. Идея замены трения первого рода (скольжения) трением второго рода (катанием) не нова, но широкое практическое применение в машиностроении она нашла не особенно давно. Еще 25 лет тому назад в такой распространенной книге как „Maschinenelemente“ К. Баха (издание 1889 г.) не находим даже отдельной главы, посвященной описанию и расчету шариковых опор. Первый патент на такой подшипник взят в Германии в 1888 г. В настоящее время наблюдается чрезвычайно широкое и быстрое распространение шариковых опор в различных отраслях машиностроения. Производство шариков и элементов шариковых подшипников выливается в большую самостоятельную специальность, в которой работает за границей ряд первоклассных заводов.

Только при помощи шариковых опор велосипедное дело могло получить то широкое развитие, благодаря которому велосипед во многих случаях стал предметом необходимости. Не меньшую роль шариковая опора сыграла в истории автомобилостроения. Обращаясь к общему машиностроению, замечаем, что опоры трения второго рода начинают вытеснять подшипники скользящего трения в трансмиссиях во многих установках с быстрым вращением, например, центрофугах, веретенах, вентиляторах, червячных передачах, холостых шкивах и т. п.

Главной причиной такого интенсивного распространения шариковой опоры является конечно возможность в настоящее время иметь шарики, удовлетворяющие необходимым требованиям хорошей и продолжительной службы.

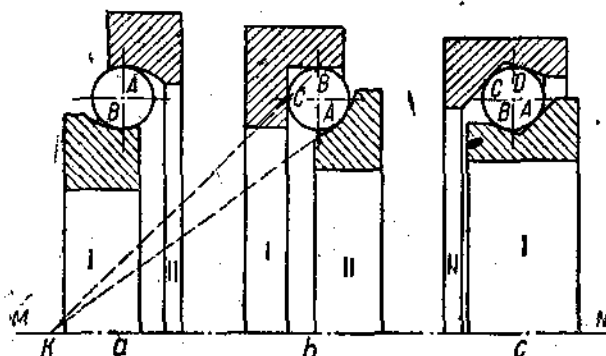
Техника изготовления шариков двинулась быстро вперед, и теперь уже заводы выпускают материал весьма высокого качества при невысокой сравнительно цене.

Шарики обладают¹⁾ громадным сопротивлением внешней нагрузке, громадной твердостью; степень точности достигается до 0,002 мм и выше.

Шариковые опоры можно разбить на две группы — подшипники и подпятники.

В первых из них усилие (внешнее) направлено перпендикулярно оси вращения и следовательно лежит в плоскости, содержащей центры шариков. Вторая группа характеризуется тем, что внешняя нагрузка действует вдоль оси, а потому направлена перпендикулярно означенной плоскости. Короче говоря, первая группа заключается в себе опоры с радиальным внешним давлением, вторая — с осевым. По отношению к обеим группам можно сделать общее замечание: вследствие чрезвычайной твердости шариков нельзя допускать, чтобы они работали непосредственно по материалу вала (оси) или опоры, иначе на последних наблюдается значительное сна-

шивание и, как следствие, нарушение правильности передачи в нагревания. Обыкновенно вводят промежуточные элементы — стальные кольца, из которых одно (I) укрепляется неподвижно на валу (оси), а другое (II) (черт. 95, а и с) — в корпусе опоры. В зависимости от требований, предъявленных к конструкции, наблюдаются два случая: либо вращается кольцо (I) вместе с валом при неподвижном корпусе опоры, например подшипники для валов, оси вагонных скатов и т. п.; либо,



Черт. 95.

наоборот, вращается корпус с элементом (II), а ось неподвижна; такое расположение встречается во втулках холостых шкивов, в автомобильных колесах и т. д.

Наблюдения показывают, что на величину потери вследствие трения влияют форма и расположение рабочих поверхностей, т. е. поверхностей, по которым происходит перекатывание шариков. Посмотрим поэтому, какие условия оказываются наиболее выгодными. На практике встречаются три типа расположения шариков по отношению к профилям рабочих желобков, а именно: с двумя, тремя и четырьмя точками касания. На черт. 95 показаны схемы таких устройств; на черт. 95, а мы имеем два кольца I и II, по которым работает шарик, касаясь их в двух точках А и В. В 95, б дано видоизменение в том смысле, что кольцо представляет собою две рабочие поверхности. На черт. 95, с имеем дальнейшее развитие, заключающееся в том, что число точек касания увеличено до четырех — А, В, С и D.

Чтобы избежать скольжения шарика при движении по рабочим поверхностям, необходимо соблюдение известного расположения точек касания. Так в случае, показанном на черт. 95, а, касательные к профилям рабочих поверхностей, проведенные в точках А и В, должны пересекаться между собою в точке, лежащей на оси вращения MN. В случае трех точек касания (черт. 95, б) необходимо, чтобы прямая, проходящая через точки касания С и В (кольцо I), и касательная в А (кольцо II),

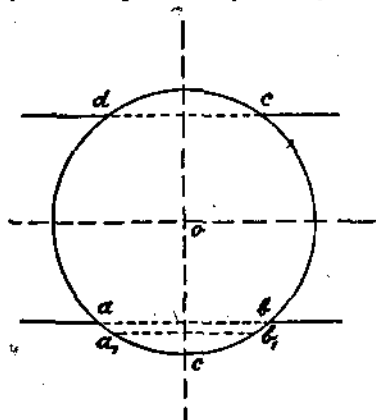
¹⁾ Например завод дает The Hoffmann Manufacturing Co такие величины разрушающей нагрузки

Диам. в мм	3	3,5	4	5	6	7	8	9	1	11	12	13	14	15	16	18	20	25
Нагрузка в кг	740	1060	1350	2050	2660	3700	4850	6050	7400	8700	10500	12400	14300	16800	18700	23600	28900	41500

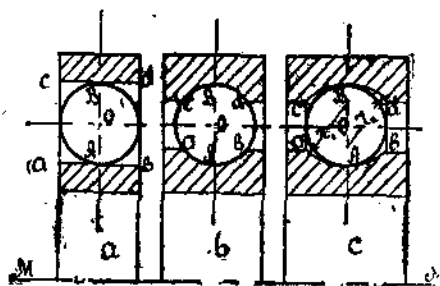
также пересекались в одной точке K на оси вращения MN . Наконец этому же требованию должны удовлетворять прямые, проходящие через точки A, B рабочего кольца I и точки C, D рабочего кольца II . В частном случае эти прямые могут оказаться параллельными оси вращения MN , т. е. общая точка пересечения лежит бесконечно далеко.

При выполнении указанного условия скольжение шарика не будет иметь места, но это еще не гарантирует, что вообще не будет работы трения первого рода.

Действительно, шарик соприкасается с рабочей поверхностью не в точке, как это представляется теоретически, а по некоторой, хотя и весьма малой, поверхности (черт. 96) aa_1 и bb_1 . Если шарик помимо перекатывания будет еще вращаться около своей оси Oc , то точки a, a_1 и т. д. будут скользить (с разными скоростями в зависимости от расстояния до оси Oc) по рабочей поверхности и развивать здесь работу трения первого рода. Следовательно необходимо рабочие поверхности подбирать так, чтобы не проявлялось кроме перекатывания еще вращение шарика около собственной оси. Этому условию удовлетворяют для шариковых подшипников рабочие поверхности с одною точкою касания на каждой и расположенные так, чтобы касательные к профилям были параллельны общей оси вращения MN . Здесь возможны два случая (черт. 97): 1) профили рабочих поверхностей представляются прямыми ab и cd (черт. 97, а) и 2) профили являются дугами кругов, радиусы которых r_1 и r_2 больше радиуса шарика (черт. 97, в). Что касается первого расположения, весьма простого, оно не может быть названо целесообразным, так как площадки, через которые передается давление со стороны шарика на рабочие поверхности, очень малы; поэтому надо ожидать сильного смятия. Кроме того положение шарика, который должен бегать по средней линии, неустойчиво, и он легко может сдвинуться вбок под влиянием сотрясения или толчка. Во втором случае поверхности соприкосновения значительно больше, и шарик, в силу формы профилей, всегда стремится пробегать в средней плоскости колец. На черт. 97, б показан третий случай, когда желобки очерчены дугами кругов того же диаметра, что и шарики. Легко видеть, что при таком расположении должно наблюдаться скольжение, ибо например не может быть одновременное перекатывание в точке B и c (или d); то же относится и к нижней рабочей поверхности.



Черт. 96.



Черт. 97.

Таким образом надо признать наиболее подходящей форму c на черт. 97.

Для радиусов r_1 и r_2 принимают соотношение: $r_1 < r_2 < \frac{2}{3}d$, именно:

$$\left. \begin{aligned} r_1 \text{ (внутреннее кольцо)} &= \frac{25}{48} d, \\ r_2 \text{ (внешнее кольцо)} &= \frac{9}{16} d. \end{aligned} \right\} \quad (111)$$

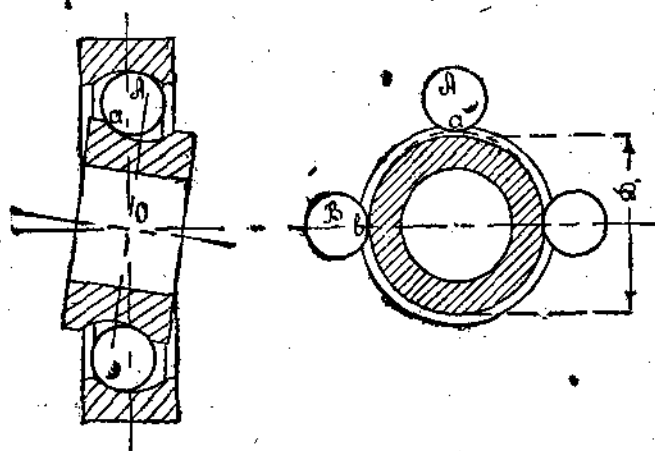
Принимают иногда

$$r_1 = r_2 = \frac{2}{3} d, \quad (112)$$

но это соотношение имеет последствием неодинаковую удельную нагрузку внутреннего и внешнего кольца.

Подшипники, построенные с соблюдением указанных условий относительно профиля, все же могут работать не вполне удовлетворительно. Замечаются иногда значительное снашивание шариков и нагревание опоры. Причиной этому может служить трение шариков друг о друга, в особенности, если принять во внимание, что такое скольжение совершается со скоростью, равной двойной скорости на окружности большого круга катания. Особенно сильно такое срабатывание шариков должно наблюдаться при перекашивании вала, причем внутреннее кольцо занимает по отношению к внешнему наклонное положение. Как видно из схемы, приведенной на черт. 98, при таком отклонении шарик *A* (и соответственный ему внизу) перекачивается не по окружности радиуса $D_1/2$, а по окружности большого радиуса *Oa*.

Шарики, лежащие на диаметре горизонтальном, перекачиваются по окружности радиуса $D_1/2$. Отсюда становится понятным, что на одной четверти окружности желоба внутреннего кольца должно наблюдаться ускорение поступательного движения шариков, на другой замедление. В результате — изнашивание их. Кроме того вследствие неправильного расположения профилей будет иметь место вращение шариков около собственной оси, а при более или менее значительном наклоне внутреннего кольца даже совер-



Черт. 98.

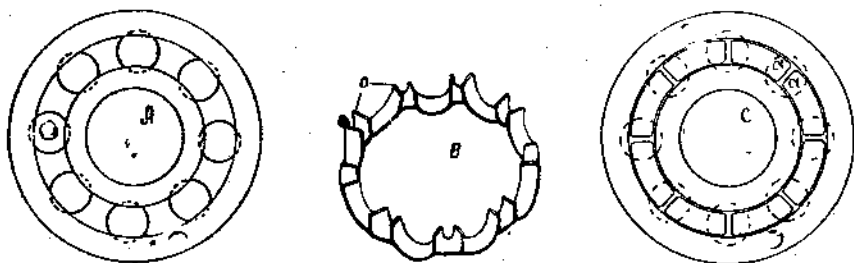
шенное защемление шариков. Это обстоятельство привело инженеров к заключению о необходимости разделять шарики таким образом, чтобы они всегда держались друг от друга на известном расстоянии. Разделение это в настоящее время достигается введением сепараторов, т. е. особых колец с ячейками, в которых заключаются шарики¹⁾. Устройство сепараторов бывает различное; мы ограничимся описанием двух конструкций.

На черт. 99 представлена конструкция завода Deutsche Waffen- und Munitionsfabrik. По заданию необходимого количества шариков *A* закладывают сепаратор *B*, причем шарики попадают в гнезда с выступами *a, a*, которые загибаются, как это видно на чертеже, в *C*.

На черт. 100 изображен сепаратор завода Фишера, состоящий из двух плоских колец *A* и *B*, соединенных между собою при посредстве штифтов *a, a*, разделяющих шарики. Наличие сепаратора влечет за собою известное понижение качеств подшипников, заключающееся в уменьшении допустимой нагрузки, с одной

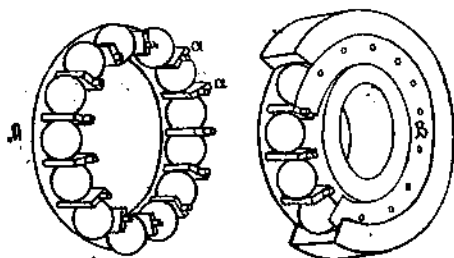
¹⁾ Следует отметить, что имеются конструкции, в которых роль сепаратора играют шарики меньшего диаметра, вводимые между нормальными рабочими; в других случаях между шариками вставляются пружинные распорки. Эти конструкции заметного распространения не получают.

стороны, и в увеличении вредного сопротивления — с другой. Первое объясняется тем, что при сепараторе количество шариков несколько меньше; второе обстоятельство имеет место вследствие трения шариков о сепаратор. Нужно впрочем отметить, что при введении смазки понижается коэффициент трения, которое само по себе не велико, так как шарики работают по сепаратору без всякого давления на последний. Во всех тех случаях, где нельзя ожидать перекашивания внутреннего кольца, следует предпочитать подшипники с полным числом шариков, т. е. без сепаратора.

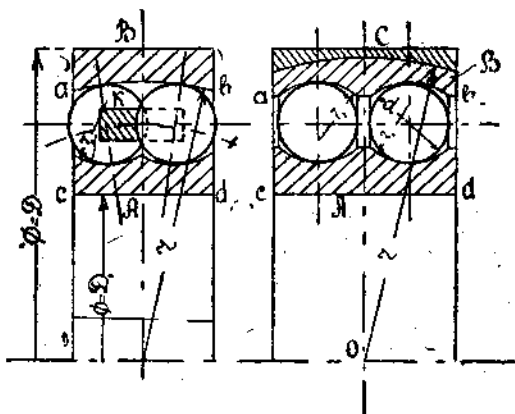


Черт. 99.

Чтобы избежать неприятных последствий перекашивания внутреннего кольца, завод „SKF Kugellager-Gesellschaft“ конструирует элементы с двумя рядами шариков (черт. 101, слева). Профиль ab внешнего кольца представляется дугою, описанной из центра O на оси MN ; профиль на внешней поверхности внутреннего кольца — две дуги радиуса r_1 . Нетрудно видеть, что при такой комбинации профилей, при наклоне вала на небольшой угол (в зависимости от ширины кольца) взаимное расположение профилей и шариков не изменяется. Конечно профиль ab уже не соответствует тому условию, чтобы вполне отсутствовало вращение около собственной оси, но здесь это явление будет иметь место в небольшом размере. На черт. 101 k представляет сечение сепаратора



Черт. 100.



Черт. 101.

Встречаются элементы так называемые самоустанавливающиеся (черт. 101, справа). Кольцо B (вообще внешнее) имеет наружную поверхность в форме шаровой, которая плотно соприкасается с такою же (внутренней) поверхностью третьего кольца C . Очевидно, что при перекашивании внутреннего кольца шарики нагружаются неодинаково, почему возбуждается пара сил, стремящаяся повернуть кольцо B и поставить его нормально к оси вала. Уже приблизительный подсчет показывает, что перегрузка одного ряда шариков по отношению к другому весьма значительна, а потому способ, указанный на черт. 101 (слева), надо считать более рациональным.

Расчет шарикового подшипника. Пусть цапфа, несущая нагрузку Q , опирается через рабочее кольцо с диаметром D на один ряд шариков (черт. 102). Шарик a занимает нижнее положение, $b—b$, $c—c$,... расположены симметрично относительно вертикальной оси. Очевидно, что усилие, действующее на шарик, направлено к оси цапфы и по величине зависит от положения шарика. Наибольшей нагрузке P подвергается шарик, расположенный внизу, т. е. шарик a . Если написать, что сумма проекций всех действующих на цапфу сил равняется нулю, то получим:

$$Q - P - 2P_1 \cos \alpha - 2P_2 \cos 2\alpha - 2P_3 \cos 3\alpha - \dots = 0. \quad (a)$$

Здесь угол α между двумя соседними шариками равняется при числе шариков, равном m :

$$\angle \alpha = \frac{2\pi}{m}. \quad (b)$$

Можно показать¹⁾, что силы $P_2, P_3, \dots$ выражаются через силу P таким образом, что, делая эту замену, получим из (a):

$$Q = P(1 + 2\sqrt{\cos^2 \alpha} + 2\sqrt{\cos^2 2\alpha} + \sqrt{\cos^2 3\alpha} + \dots). \quad (c)$$

Полагая число m равным 10—15—20 шарикам или следовательно

$$\angle \alpha = 36^\circ - 24^\circ - 18^\circ,$$

соответственно найдем из (c):

$m = 10$	15	20
$Q = \frac{mP}{4,38}$	$\frac{mP}{4,36}$	$\frac{mP}{4,37}$

или в среднем

$$Q = \frac{mP}{4,37} \text{ и } P = \frac{4,37 Q}{m}. \quad (113)$$

На практике число шариков m от 10 до 20 является наиболее употребительным, а потому можно считать, что в этих пределах числа шариков нагрузка на нижний шарик выражается формулой (113).

Коэффициент 4,37 обычно округляют до значения 5 и принимают

$$P = \frac{5Q}{m} \text{ (формула Штрибека)}. \quad (114)$$

Таким образом, зная нагрузку на цапфу и число шариков, можно найти усилие, под которым работает шарик, расположенный в наиболее неблагоприятных условиях.

Расчетная формула обыкновенно относится к среднему сечению шарика; называя диаметр его через d и напряжение сжатия в этом сечении через k , будем иметь условие прочности в виде:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} k = \beta d^2. \quad (115)$$

¹⁾ Будет изложено во второй книге.

Нетрудно видеть, что при этом в формулу (115) вводится наименьшее напряжение материала, так как все остальные нормальные (перпендикулярные) к направлению силы сечения шарика будут меньше; нагрузка же P остается постоянной. Шарик делается из хромистой и тигельной стали, дающей при закалке громадное сопротивление раздроблению, причем предел упругости поднимается выше $10\,000\text{ кг/см}^2$. Но малое напряжение на сжатие в среднем сечении приходится допускать, потому, что в месте соприкосновения все усилие передается через весьма малую площадку и напряжение смятия достигает громадных значений. Испытание шариков на раздробление показывает, что первые трещины при таком испытании замечаются при нагрузке около $T=500-700\text{ д}^2$; шарик подвергается испытанию нажатием друг на друга, т. е. в условиях особенно неблагоприятных. Принимая от нижеприведенной цифры четырехкратный запас прочности, получим допустимую нагрузку около

$$P=150\text{ д}^2\text{ кг (при д см).} \quad (116)$$

Профессор Штрибек (*Stribeck*) рекомендует следующее значение k для шариков, работающих в кольцевых желобках: $k=150\text{ д}^2$; для шариков из закаленной стали, работающих на плоских, конических и цилиндрических поверхностях из того же материала, $k=100\text{ кг/см}^2$.

Для этих значений k исполнение подшипника должно быть точным и тщательным. В случае отсутствия уверенности относительно качества изготовления значение k понижается.

Надо отметить, что работа шарика в желобке более благоприятна, так как поверхность соприкосновения при смятии получается значительнее, нежели при соприкосновении шарика с плоскостью и тем более при нажатии двух шариков друг на друга.

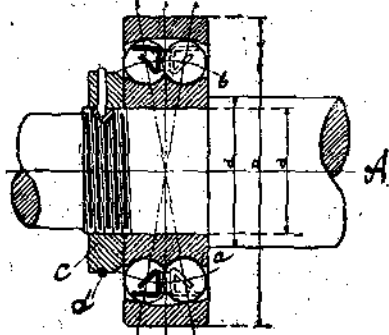
Но, как показывают наблюдения, допустимую нагрузку нельзя ставить вне зависимости от условий работы. Выяснено, что чем больше число оборотов цапфы, тем меньшую нагрузку можно допускать при всех прочих одинаковых обстоятельствах. Заводы, изготавливающие так называемые элементы для шариковых подшипников, т. е. шарик, рабочие кольца и сепараторы, дают для каждого номера допустимую нагрузку в зависимости от числа оборотов. Для примера приводим табличку из каталога одного из германских заводов для величины нагрузки Q .

ТАБЛИЦА 27

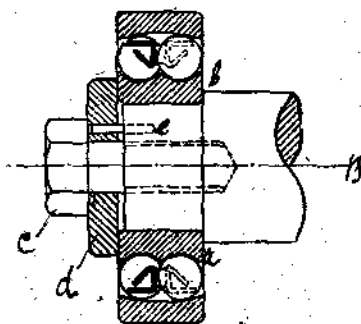
№ элементов	Диаметр		Число шариков	Число оборотов вала					Примечание
	вала в мм	шарика в дюйм		10	100	500	1000	2000	
102 с	12	$\frac{1}{2}$	10	160	120	100	80	50	Нагрузка Q в кг на весь элемент
105 с	25	$\frac{3}{8}$	13	470	350	300	235	140	
107 с	35	$\frac{1}{2}$	13	830	625	430	375	200	
111 с	55	$\frac{3}{4}$	13	1900	1400	1000	750	375	
115 с	75	1	13	3400	2500	1650	1200	—	
116 с	80	$1\frac{1}{16}$	13	3750	2850	1800	1390	—	

Заводы, специализировавшиеся на изготовлении шариковых опор, изготавливают ассортименты элементов, которые состоят из двух рабочих колец с шариками. Размеры элементов находятся в зависимости от диаметра вала. Кольцевой элемент может быть на валу укреплен различным способом. Например, нагревая элемент до $75-100^\circ\text{Ц}$, нагоняют его на вал (или ось) ударами деревянного молотка. На

черт. 103 показано укрепление кольца при помощи гайки *С*; последняя охватывается проволокой *д*, проходящей через сверление в гайке и валу и таким образом удерживающей гайку от отвинчивания. На черт. 104 показан другой способ; кольцо прижато к буртику *б* вала посредством шайбы *д*, которая укреплена винтом *с*, входящим в нарезку, сделанную в валу. Если нельзя заранее установить, где точно придется ставить элемент, то лучше изменить способы, указанные выше, именно: внутреннее кольцо заточено на конус; на вал надевается коническая втулка *а*, раз-



Черт. 103.

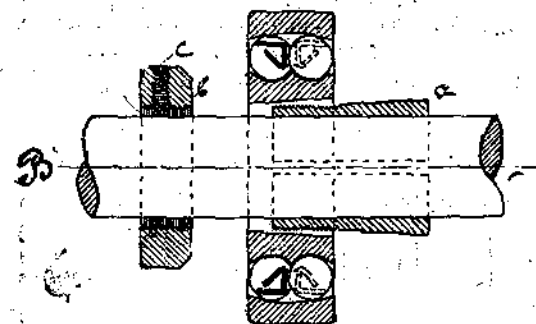


Черт. 104.

резанная вдоль и имеющая на одном конце винтовую нарезку. Когда кольцо надето на коническую втулку, на последнюю надевают гайку *б*. При затягивании последней получается одновременно сильное нажатие втулки на вал и кольца на втулку. Таким образом создается весьма сильное укрепление элемента на листе. Втулку *а* можно установить в любом месте вала. Указанный способ чрезвычайно удобен для трансмиссионных валов, при установке которых, как уже было выше объяснено, не всегда можно определить заранее место нахождения опоры. На фиг. 141, А показан такой подшипник в собранном виде.

Что касается внешнего кольца, то при наличии ряда опор укреплять кольцо можно лишь в одной из них. В остальных внешнее кольцо ставится с боковым зазором, дающим возможность свободного изменения длины под влиянием колебаний температуры.

Полезное действие шариковых подшипников. Шариковые подшипники получили громадное распространение вследствие значительного уменьшения работы



Черт. 105.

трения. Чтобы судить о вредных потерях в шариковой опоре или, что то же, о ее полезном действии, можно указать на многочисленные опыты, произведенные в этом направлении. Чаще всего схема расположения опыта та же, что и для опор скользящего трения, т. е. подвешивают к подшипнику, находящемуся на вращающемся валу, рычаги, удерживают последний в горизонтальном положении. Очевидно, что момент груза, который надо приложить к рычагу, дабы он оставался горизонтальным относительно оси вращения, равен моменту трения, развиваемого в опоре. Не отыскивая коэффициента трения при катании шариков, можно написать, что момент трения равен $Q \mu \frac{d}{2}$, где Q — нагрузка на подшипник, d — диаметр вала,

μ — коэффициент трения скольжения, который на поверхности вала дал бы такой же момент, как и подшипник шариковый. Конечно практически ввиду очень малого значения этого коэффициента прибор получается не так прост, как это имеет место в подшипниках трения скольжения, но идея остается та же. В табл. 28 приведены цифры из опытов над подшипником для цапфы с диаметром $D=7$ см, диаметр шарика $d=7/8"$.

Как видно из этих цифр, коэффициент трения μ мало изменяется с увеличением оборотов и уменьшается с увеличением нагрузки. По сравнению же с трением в подшипниках скольжения работа трения уменьшается весьма сильно.

Приведенные выше результаты получены при работе подшипника с нормальными элементами по типу, показанному на черт. 97, с. Если подшипник

имеет другие рабочие поверхности, при которых возможно вращение около собственной оси, то коэффициент трения повышается и доходит до $\mu=0,005$.

Увеличение числа оборотов не оказывает существенного значения, пока оно не особенно велико. Опыты с веретенами, работающими с кольцевыми опорами, показали, что при увеличении числа оборотов с $n=6000$ в минуту до $n=10000$, в минуту работа трения возросла вдвое.

Если нельзя избежать совершенно трения скольжения, то для уменьшения его следует вводить смазку. Состав смазки имеет влияние, и коэффициент μ колебался в опытах с различными веществами от $\mu=0,0004$ до $0,0016$. Первая цифра относится к шарикам, промытым бензином и работавшим в смеси машинного масла с бензином; вторая цифра получалась при смазке парафиновым маслом. Наблюдения показывают, что масло не следует вводить сверху; лучше, чтобы нижние ряды находились в смазке, которая шариками увлекается кверху.

Сравнивая работу шариковых подшипников с работой подшипников трения скольжения, можно отметить для первых:

- уменьшение вредного сопротивления;
- трение при пуске в ход и во время работы почти одинаково;
- расход смазочного материала минимальный;
- размеры подшипника меньше;
- чистота и легкость ухода.

Относительно пункта „b“ надо сказать, что коэффициент трения первого рода в покое значительно выше, нежели в движении, а потому при пуске машины в ход затрачивается больше работы.

Некоторые типы шариковых подшипников. На фиг. 141, А изображен трансмиссионный подшипник с двурядным элементом; крышка А отъемная, на двух крышечных болтах; корпус укреплен на месте также двумя болтами: элемент сидит на конической втулке а, прижатой к валу при помощи гайки d. Как крышка, так и корпус имеют в наружной стенке круговую выемку с, в которую закладывается войлочное кольцо, охватывающее вал и препятствующее проникновению пыли внутрь к шарикам. Это обстоятельство имеет весьма существенное значение во всех случаях, когда в помещении может быть пыль минерального происхождения или вообще содержащая частицы, очень твердые; последние, попадая на рабочие поверхности, могут содействовать их быстрому изнашиванию.

ТАБЛИЦА 28

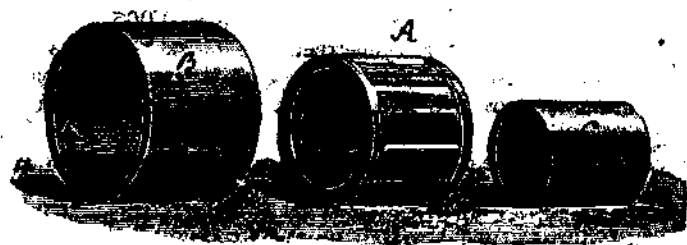
Нагрузка Q в кг	Число оборотов		
	65	385	780
380	0,0033	0,0035	0,0037
850	0,0020	0,0021	0,0022
1100	0,0017	0,0018	0,0019
1580	0,0016	0,0016	0,0165
2050	0,0015	0,0015	0,0015
3000	0,0015	0,0013	0,0013
4900	—	—	0,0011

На фиг. 142, А показан подшипник той же фирмы, служащий для подвески с установительными винтами d, d , на которые подшипник опирается шаровыми поверхностями b, b . Закрытая подвеска со вкладышами, типа Селлерса, но снабжена двумя радиальными элементами a, a . Вкладыши имеют обычный диаметральный разрез; в e, e — войлочные, защитительные кольца.

Фиг. 143, А представляет расположение шариковых элементов на передней оси автомобиля: A — ось; B — втулка; C, C — диски, между которыми зажато колесо; a и b — шариковые элементы, на которых колесо вращается; E — укрепляющая гайка; F — чехол, закрывающий снаружи и предохраняющий от пыли и грязи; D — диск с войлочным кольцом d , имеющим то же назначение; g — распорная трубка, удерживающая элементы на определенном расстоянии между собою. Фиг. 143а изображает ступицу переднего колеса автомобиля с поворотной шейкой. Фиг. 143b, А и 143c, А дают устройство опоры для задней оси автомобиля. Здесь кроме элементов радиальных (a и b), т. е. воспринимающих давление по направлению радиуса, имеются еще два элемента e , играющие роль подпятников; они воспринимают на себя давление, направленное вдоль оси слева направо или наоборот. Трубка g играет роль рабочих поверхностей для тех и других элементов. На фиг. 144, А представлен вид сверху на автомобильную коробку скоростей. Все валики расположены на нормальных шариковых элементах; здесь не показаны рычаги для перевода с одной скорости на другую путем выключе-

ния тех или иных зубчатых колес.

На фиг. 145, А изображен подшипник для радиальных элементов без отъемной крышки на болтах. Корпус цельный, элемент E закладывается сбоку и укрепляется на месте боковыми крышками F, F , завинчиваемыми в корпус на резьбе f, f .



Черт. 106.

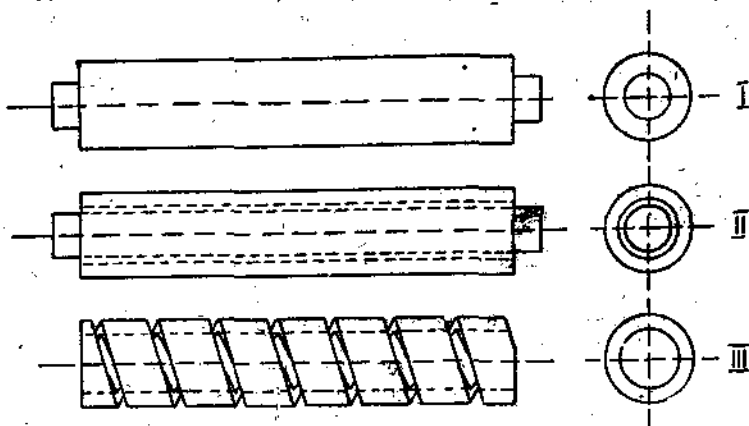
Элемент укреплен на валу в B при помощи гайки D , сидящей на нареке C . В крышках сделаны выточки N, N для войлочных колец. Отверстие M служит для пропуска масла.

На фиг. 145а, 145b и на фиг. 145c, также 145d и 145e, А изображена неправильная и правильная установка подшипников с соответствующими указаниями.

Подшипники роликовые. Подшипники, в которых вместо шариков имеются ролики, преследуют ту же цель — уменьшение работы трения. При точном выполнении в роликовых подшипниках трение скольжения не должно иметь места и заменяется трением катания. Если ролики сделаны из железа, они могут работать прямо на оси (цапфа); если же материалом служит сталь, то, в особенности при закалке последней, на вал надевается стальное кольцо (рабочее). Такое же кольцо вкладывается в подшипники, и ролики перекатываются по этим специальным рабочим поверхностям. На черт. 106 показан в разобранном виде такой роликовый элемент; A — ролики, соединенные по концам кольцами, B и C — рабочие втулки для опоры и вала.

Ролики изготовляются в трех видах: сплошные цилиндрические, трубчатые и витые, свернутые из стальной ленты, расположенной винтообразно. Чтобы ролики не набегали друг на друга, они удерживаются на определенном расстоянии при помощи двух колец, с которыми соединены тем или другим способом. На черт. 107 показаны: I — ролик сплошной с цапфочками, которые входят в гнезда кольца; II — ролик трубчатый; внутри него проходит стержень, также укрепленный концами в кольцах, и III — ролик трубчатый, витой.

Закаленные стальные ролики могут выдерживать громадные нагрузки, но при сравнительно большой длине трудно приготовить рабочие поверхности, гарантирующие правильное соприкосновение. Трудно также при большой длине гарантировать вполне от некоторого перекашивания ролика, которое может повести к поломке его, а вообще к нарушению правильности работы роликов и следовательно к потере их достоинства. В этом отношении трубчатые витые ролики являются более целесообразными, так как благодаря конструкции допускают некоторую деформацию (изгиб). При значительном числе оборотов роликовые подшипники, в особенности с витыми роликами, производят очень большой шум, что уже указывает на недостаток конструкции. Более целесообразным является употребление коротких роликов (черт. 107). По устройству такой элемент мало отличается от шарикового, уступая последнему в смысле меньшего коэффициента полезного действия. Особенно широкое распространение получил подшипник „Нагма“. Роликовые опоры находят применение в буксах вагонеток, в грузовых автомобилях и т. п., где при значительных нагрузках не тре-



Черт. 107.

буется больших скоростей. В тракторах нашли себе применение роликовые опоры с витыми роликами, что объясняется тем, что последние благодаря своему свойству пружинить хорошо переносят удары и сотрясения.

Среднее давление q принимают равным $q = P/ld$, где P — нагрузка на ролик, l и d — соответственно длина и диаметр ролика. Наибольшее давление P на ролик получается так же, как и для шарика, т. е.

$$P = \frac{5Q}{m},$$

если Q — нагрузка на цапфу и m — число роликов.

Опыты над роликовыми подшипниками показали, что коэффициент трения μ , отнесенный, как и в шариковых подшипниках, к поверхности цапфы, уменьшается с увеличением нагрузки P или с увеличением удельного давления.

Например для подшипника с трубчатыми роликами при диаметре вала $D = 7$ см найдено такое изменение величины μ :

$$\begin{array}{ll} q = 3 \text{ кг/см}^2 & q = 15 \text{ кг/см}^2 \\ \mu = 0,01 & \mu = 0,0037. \end{array}$$

Число роликов было 19, длина $l = 19$ см, $d = 12,7$ мм, диаметр штифта, на котором сидит ролик, $d_1 = 8$ мм. По длине ролик состоит из 4—5 элементов по 19 и 38 мм длиной каждый.

Опыты с подшипником, содержащим 15 витых роликов, для вала такого же диаметра $D=7$ см дали такие результаты:

$$\begin{aligned} q &= 3 \text{ кг/см}^2 & q &= 15 \text{ кг/см}^2 \\ \mu &= 0,005 & \mu &= 0,0035. \end{aligned}$$

Диаметр роликов $d=15$ мм; они свернуты из стальной ленты шириною 10 мм и толщиной $\delta=2,5$ мм.

Преимущества роликового подшипника по сравнению с подшипником скользящего трения примерно те же, что и преимущества шарикового подшипника, а именно:

1. Трение при пуске в ход почти такое же, как и в ходу.
2. Величина трения меньше.
3. Влияние скорости менее заметно.

Расчет роликового подшипника. Что касается расчета, то сплошной ролик проверяется на сжатие, с указанным выше допустимым напряжением k . Нагрузка на ролик определяется по формуле Штрибека:

$$p = \frac{5Q}{m},$$

где Q — реакция подшипника, m — число роликов.

Напряжение на сжатие равно:

$$q = \frac{P}{ld}, \quad (117)$$

где l и d — длина и диаметр ролика.

Допустимое напряжение в среднем сечении ролика принимается:

$$\begin{aligned} \text{для железа } q &= 6-15 \text{ кг/см}^2, \\ \text{для закаленной стали } q &= 150 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Такая малая величина принимается здесь, как и в шариковых подшипниках, потому что ей соответствует весьма большое напряжение в местах соприкосновения ролика с рабочими поверхностями.

Ролики трубчатые должны проверяться на изгиб, который получается при сжатии трубы вдоль производящей. Наибольший изгибающий момент получается в сечении A или B . Величина его определяется в теории сопротивления материалов равной:

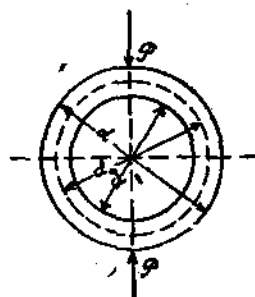
$$M \cong 0,16 P d_0, \quad (118)$$

где d_0 — средний диаметр сечения (черт. 108), равный

$$d_0 = \frac{d + d_1}{2}.$$

Если длина трубки равна l , толщина стенки δ , то имеем для сечения A или B условие прочности:

$$0,16 P d_0 = \frac{l \delta^2}{6} k. \quad (a)$$



Черт. 108.

Например для вышеупомянутых подшипников с трубчатыми роликами имеем $d=12,5$ мм, $\delta=1,9$ мм. Нормальная нагрузка на подшипник

$$Q = 400 \text{ кг}, l = 19 \text{ см}.$$

Наибольшая нагрузка P на ролик будет при числе роликов $m = 19$

$$P = \frac{5Q}{m} = \frac{5 \cdot 400}{19} = 105 \text{ кг.}$$

Средний диаметр $d_0 = d - \delta = 1,06 \text{ см.}$ Поэтому из (а) найдем:

$$k = \frac{0,96 P d_0}{l \delta^2} = \frac{0,96 \cdot 105 \cdot 1,06}{19 \cdot 0,19^2} = 155 \text{ кг/см}^2.$$

Для витого ролика, также приведенного выше (черт. 107), имеем:

$$l = 25 \text{ см, } m = 16, d = 1,5 \text{ см, } \delta = 2,5 \text{ мм, } Q = 1000 \text{ кг}$$

Находим

$$d_0 = d - \delta = 1,25 \text{ см,}$$

и следовательно

$$k = \frac{0,96 \cdot 312,5 \cdot 1,25}{25 \cdot 0,25^2} = 240 \text{ кг/см}^2,$$

так как

$$P = \frac{5Q}{m} = \frac{5 \cdot 1000}{16} = 312,5 \text{ кг.}$$

Такие относительно небольшие напряжения приняты для подшипников, несущих вал, вращающийся с большей или меньшей скоростью. Для валов или осей, вращение которых совершается медленно, как например оси поворотных кранов, кругов и т. д., могут быть приняты напряжения, более высокие.

На фиг. 146, А изображен роликовый подшипник со сплошными роликами. Подшипник имеет объемную крышку на двух болтах; ролики, числом восемь, катаются по поверхности цапфы; другая рабочая поверхность представлена стальной разрезной втулкой В, которая устанавливается на месте при помощи другой вставной втулки с (чугунной) и укрепляется винтами Д, Д. Концевые кольца, в которые входят цапфочки роликов, имеют форму звездочек. Взаимная неподвижность звездочек определяется стержнями А, расклепанными по концам. При разработке втулки В необходимую плотность можно установить, подтягивая винты Д, Д. На фиг. 147, А приведена другая конструкция, в которой элемент роликовый заводится сбоку и закрывается боковыми же крышками А на резьбе, сделанной в корпусе подшипника. В предупреждение самоотвинчивания служат винтики В.

Ввиду указанных выше недостатков роликов, благодаря трудности пригонки при значительной их длине, появились попытки применять ролики малой длины. В машинах с малым числом оборотов такие ролики употребляются весьма давно, например в поворотных кранах, в поворотных кругах и т. п. На фиг. 148, А приведена весьма простая конструкция передачи давления от укосины (стрелы) крана на его ось¹⁾. Укосина связана с коробкой В, в которой вставлены 4 ролика с, с на шарнирах Д, Д. При нагрузке крана и его вращении ролики нажимают на шейку и, перекатываясь по ней, уменьшают трение. Развитие этой идеи привело к созданию элементов роликовой опоры, совершенно аналогичной таким элементам опоры шариковой. На фиг. 149, А представлен такой элемент завода „Нормат“. Ролики с на шарнирах, связанных между собою кольцами Е, Е, перекатываются по рабочим кольцам А и В. Последние могут быть укреплены соответственно на валу и в корпусе подшипника, совершенно так же, как и элементы шариковые. Невозможность перекашивания, даже ничтожного, в цилиндрических роликах делает эту опору жесткой и неподходящей в тех случаях, когда вал дает более или менее заметную

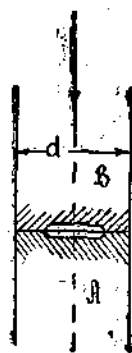
¹⁾ Конструкция относится к шейке А оси, рассмотренной в примере § 33 (фиг. 85, А).

деформацию. Поэтому появились ролики с поверхностью в форме тела вращения, вроде указанной на фиг. 148 а и б, А. Наконец те же соображения, что и в отношении шариковых опор, привели к созданию двойных роликовых элементов, т. е. элементов с двумя рядами роликов. Опыты, поставленные для определения потерь в роликовой опоре, т. е. для нахождения относительного коэффициента трения, показали, что таковой немного отличается от коэффициента трения в шариковых элементах. По данным М. Якобсона получается:

элемент шариковый двойной	$\mu = 0,0015 - 0,002$
„ роликовый „Norma“	$\mu = 0,0015$
„ „ двойной	$\mu = 0,0025 - 0,004$

вторые цифры относятся к опорам больших размеров. На фиг. 150 представлена вагонная букса (для вагонных тележек). Она снабжена одним элементом однорядным и одним с двумя рядами роликов. При нагрузке в 5 т на буксы они работали (в виде опытов на шведских железных дорогах) год без всякого повреждения. На фиг. 151, А изображена букса пассажирского вагона Пенсильванской железной дороги; при нагрузке (в среднем) 7,5 т на буксу после пробега от 110 000 до 120 000 км не было замечено никаких дефектов. На фиг. 151а и 151б, А представлены коробка скоростей и ось грузового автомобиля фирмы „Крупп“ с цилиндрическим и наклонным роликовым подшипником. На фиг. 152, А изображен коленчатый вал с боченочным подшипником; на фиг. 152а и 152б, А представлены вал двигателя, шатун мотоциклетки и ролик воздушноканатной дороги.

§ 41. Подпятники скользящего трения. Подпятником называется опора, служащая для поддержания вала или оси, находящихся под действием продольных сил. При нормальной кольцевой пяте подпятник должен иметь такую же форму и схематически будет представлен частью А (черт. 109), если В — оконечность вала. Но так как помимо продольной силы всегда имеются и силы, действующие в поперечном направлении, то подпятник должен быть приспособлен к тому, чтобы поддерживать вал и в указанном направлении. Таким образом создается комбинация подпятника и подшипника, которая в жизни носит название подпятника.



Черт. 109.

На фиг. 153, А показана обыкновенная конструкция подпятника для средних нагрузок и скоростей. Он представляет собою чугунный стакан А, отлитый заодно с основной доской С, которая при помощи четырех болтов укрепляется к фундаменту. Внутри стакана вставлена бронзовая втулка В, которая служит в качестве вкладыша для цапфы, т. е. для восприятия бокового усилия; на дне укладывается собственно подпятник — стальная пластинка Е, на которую опирается вал. Пластинка или подкладка Е часто снизу затачивается по шаровой поверхности, на случай, если торец вала не обточен строго под прямым углом к оси. Втулка В имеет сверху раструб, служащий для наливания масла при смазке; отработанная смазка удаляется каналом б.

Проверка размеров подпятника после сказанного о расчете подшипника затруднения не представляет. Подкладка, если она имеет шаровую поверхность (снизу), проверяется на изгиб. Радиус ρ шаровой поверхности берется в пределах

$$\rho = (2 - 3) d, \quad (119)$$

где d — диаметр вала. Толщина подкладки принимается равной

$$\delta_1 = (2 - 2,5) \delta, \text{ где } \delta = 0,07 d + 8 \text{ мм.}$$

Здесь δ — толщина бронзовой втулки.

Если есть основание ожидать сильного снашивания пяты, то ее можно также сделать сменной. Подобная конструкция показана на фиг. 154, А. Здесь в конец вала

вставлена стальная пята *E*, работающая на стальной пластинке *D*. Корпус подпятника имеет стакан *B*, в который вставлен второй стакан, также чугунный. Зазор между обоими стаканами служит для возможности более точной установки при сборке вала. Небольшие перемещения производятся тремя боковыми винтами *F*, которые затем укрепляются контргайками *K*.

В отдельных случаях подпятники могут конструироваться в довольно сложной форме. Например на фиг. 155, *A* представлен подпятник для вертикального вала турбины, устанавливаемый под водою. Пята — стальная, вставлена коническим концом в вал *a*; подкладка *c* также стальная, имеет снизу шаровую заточку. Масло подводится в центр пятника трубкою *mt*; отработанное масло стекает по периферии пятника, собирается в углублении *q* и трубкою *n* отводится наружу. Боковые усилия передаются на бронзовый вкладыш *e* обработанный снаружи и внутри. Чтобы вода, которая окружает подпятник, не могла попадать в него, имеется сальник, состоящий из внутреннего кольца *f* (грундбукса) и наружного *g*, между которыми помещается набивка. Верхнее кольцо притягивается к корпусу *d* болтами *h*; между прочим для предохранения нарезки болта и гайки от ржавления последняя сделана глухой и из бронзы. Корпус *d* устанавливается на фундаментной плите, к которой укреплен помощью болтов *k*.

Установка производится посредством клиньев *l*, *l*.

Весьма часто при значительных нагрузках и числе оборотов делают пята кольцевой. На фиг. 156, *A* изображена верхняя пята для турбинного вала. Вал *A* несет на себе часть *B*, укрепленную на нем шпонкою и гайками *c*, *c*, *c*. Подкладка *D* бронзовая, кольцевая, насажена в части *E*, которая укреплена болтами на станине *F*. Рабочая поверхность *ab* имеет кольцевые канавки, куда вгоняется масло под давлением через трубку *K*. Подпятник представляет одну из ответственных частей в турбинах; но на этих специальных типах мы здесь, к сожалению, более останавливаться не можем и отсылаем интересующихся к соответственным источникам по турбиностроению.

Как пример часто встречающейся кольцевой пяты можно привести гребенчатую пята. Подпятник для этого рода рабочей поверхности называется обыкновенно гребенчатым подшипником и по конструкции своей, действительно, мало отличается от подшипника скользящего трения. На фиг. 157, *A* представлен гребенчатый подшипник конструкции завода ВАМАГ. Вкладыши, нижний и верхний, имеют ряд желобков, расположенных перпендикулярно оси вала, по числу гребней и размерам последних. Смазка — помощью колец. Масло поступает сверху через отверстия, куда вставляются масленки. Отработанное масло стекает в нижнюю полость и может быть выпущено через отверстие, закрытое пробкой.

Вкладыши — чугунные, залиты бабитом.

Подпятники шариковые. Совершенно на тех же основаниях, что и в подшипниках, применяются шарики и в подпятниках. На фиг. 158, *A* показан элемент шарикового подпятника; он состоит из колец *A* и *B*, между которыми расположены шарики, катающиеся в желобках рабочих колец. Вал упирается в кольцо *A*; кольцо *B* находится в корпусе подпятника. Во избежание набегания шариков друг на друга и взаимного трения устанавливается сепаратор, представляющий собою обычно также кольцо, но с гнездами для шариков. Всегда можно ожидать некоторого отклонения оси от ее правильного положения (фиг. 158а и 158b, *A*), поэтому правильное нижнее кольцо делать с шаровой заточкой, лежащей на втором кольце *C* (фиг. 158с и 158d, *A*).

Все шарики, работающие на подпятнике, находятся в одинаковых условиях, а потому усилие *Q*, действующее вдоль вала, распределяется между шариками одинаково, и каждый шарик нагружается силою *P*, равною, если *m* — число шариков,

$$P = \frac{Q}{m} \quad (a)$$

Как можно видеть из данных заводской таблицы, допускаемая нагрузка P уменьшается вместе с увеличением числа оборотов и напряжение материала в среднем сечении шарика убывает от $k=160 \text{ кг/см}^2$ при малом числе оборотов ($n \leq 100$) до $k=16 \text{ кг/см}^2$ при большом числе оборотов ($n=3000$).

При проверке размеров элемента следует убедиться, что опорная часть вала (фиг. 158d, A) достаточно велика. Именно надо, чтобы напряжение смятия q не превосходило значительно напряжения сжатия k в валу. Принимают

$$Q: \frac{\pi(D_3^2 - d^2)}{4} \leq (1,5 - 2) k, \quad (b)$$

причем меньшее значение относится к валам меньшего размера.

Иногда сила Q , действующая вдоль оси вала, может менять свое направление на противоположное. Это имеет например место при червячной передаче, могущей вращаться в обе стороны. В таком случае устанавливается двойной элемент подпятника. На фиг. 159, A показана подобная установка, а на фиг. 159a, A двусторонний элемент. Червяк лежит на двух радиальных элементах A и B (фиг. 159, A), играющих роль подшипников. C и D — подпятник с шаровыми кольцами по обе стороны опоры. При вращении червяка в одну сторону работает элемент C; при изменении вращения в противоположную сторону усилие воспринимается элементом D. На фиг. 160, A изображен подпятник, одновременно представляющий собою и подшипник. Осевое усилие передается через насадку A на кольцо B и подпятниковый элемент C. Поперечные усилия воспринимаются радиальным двухрядным элементом D. Такой же подшипник, но с одним рядом шариков изображен на фиг. 160a, A.

Трубка G служит для подвода смазки. Если осевые усилия невелики, то комбинируют рабочие поверхности радиального элемента так, чтобы он мог воспринимать и некоторое осевое давление. На фиг. 161, A представлена такая форма. Рабочие поверхности расположены несколько отодвинутыми друг относительно друга, почему шарики могут, не смещаясь, выдерживать некоторое усилие, направленное вдоль вала. Конечно в силу сказанного в параграфе о шариковых опорах здесь появится трение скольжения, но для легких передач это особого значения может не иметь; применение описанных элементов можно встретить в велосипедных передачах. В тяжелых передачах, когда осевое усилие велико, вместо одного ряда шариков ставят два ряда, расположенные концентрически.

На фиг. 161a и 161b, A представлено устройство подшипника по принципу Mitchellis. В клиновом пространстве между вращающейся частью и опорной, которая качается на пальцах или шаровых пластинках, создается масляный фильм с большим давлением. Таким образом цапфа вала как бы плавает в масле, что имеет последствием малый износ вкладышей и малые потери их трения (коэффициент трения равен 0,0008 до 0,003 при давлении 400 кг/см² и скорости 12 м/сек.).

На фиг. 161c, 161d, 161e, 161f, A изображены упорные подшипники и для горизонтальных валов подшипники с двумя рядами шариков (SKF) и роликовые. В таблицах к этим фигурам указаны нагрузки для подшипников.

ГЛАВА VII

СОЕДИНЕНИЯ ВАЛОВ

Приводные валы изготавливаются отрезками длиной, в зависимости от диаметра вала, от 2 до 7 м¹). Поэтому, если длина вала для устанавливаемого привода более указанного предела, приходится отдельные части вала соединять между собой. Соответствующие детали носят название соединительных муфт. Иногда требуется устраивать подобное соединение и на коренных валах; например в так называемых пародинамо вал парового двигателя связан с валом динамомашинны. По условиям работы муфты могут быть разделены на две группы: муфты разъемные и неразъемные. Под первыми понимаются также соединения, разъем которых при помощи выключателя может быть произведен на ходу машины или трансмиссии. Муфты неразъемные являются соединениями глухими, разобрать и собрать которые можно только при остановке движения. Количество различных конструкций муфт, в особенности разъемных, чрезвычайно велико. Мы остановимся лишь на наиболее типичных и начнем рассмотрение с муфт неразъемных, как, по большей части, менее сложных.

§ 42. Муфты неразъемные. 1. Дисковая муфта, показанная на фиг. 162, А состоит из двух одинаковых частей А, А, надеваемых на концы соединяемых валов. Укрепление на валу производится шпонкой. Диски связаны друг с другом при помощи болтов и имеют борты В, В, служащие для предохранения от малозаметных при вращении муфты гаек и головок. Шпонки закладываются со стороны торцов валов. Для центрирования при рассверливании болтовых гнезд служит круговой выступ *b* и соответствующая ему впадина *a* на другом диске. Другой способ центрирования указан на фиг. 162а, А. Головки болтов весьма часто делаются квадратными, и болт удерживается от вращения при затягивании его выступающим приливом *p*.

Эмпирические зависимости для размеров различных частей муфты даны на фиг. 162, А. Размеры муфты могут быть также взяты по табл. 28а и 28б. Проверка размеров может быть сделана на основании следующих соображений.

Болты, хорошо припасованные к своим гнездам, рассчитываются на срезание; окружность центров болтов описывается диаметром $D_1 = \frac{8}{3} D$, а потому, если назовем силу, срезающую болт, через *T*, то будем иметь такое равенство моментов:

$$m \cdot \frac{T D_1}{2} = \frac{\pi D^3}{16} k_s, \quad (a)$$

здесь *m* — число болтов и *D* — диаметр вала, *k_s* — допустимое напряжение скручивания для валов (*k_s* = 120—200 кг/см²). Поэтому напряжение *k_s* срезания в болте определяется из условия:

$$T = \frac{\pi D}{8m} \cdot \frac{3}{8D} k_s = \frac{3\pi D^2}{64m} k_s = \frac{\pi d^2}{4} k_s, \quad (b)$$

или
$$k_s' = \frac{3}{16} \cdot \frac{D^2}{d^2 m} k_s \quad (c)$$

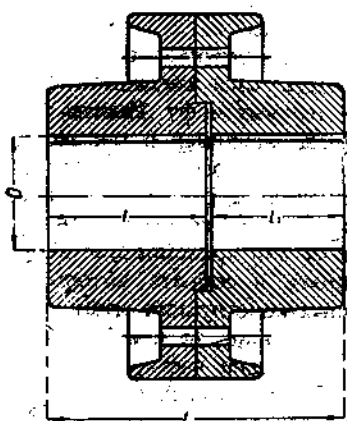
¹) По специальным заказам заводы готовят отрезки валов и большей длины.

ТАБЛИЦА 28а

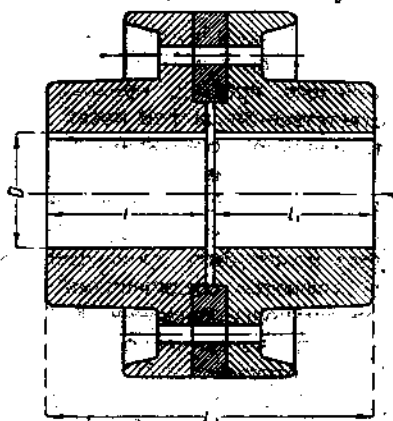
Тарельчатые муфты для трансмиссий

DIN
116

А. Без промежуточного диска



В. С промежуточным диском, составленным из двух частей



Обозначение тарельчатой муфты формы А для диаметра вала в 90 и 100 мм

Тарельчатая муфта 90/100 DIN 116

Обозначение тарельчатой муфты формы В для диаметра вала в 140 мм

Тарельчатая муфта В 140 DIN 116

мм

Диаметр валов D	Длина втулок максимальная				Диаметр валов D	Длина втулок максимальная			
	L	L_1	l	l_1		L	L_1	l	l_1
25 и 30	130	150	70	59	140	390	420	205	184
35 и 40	150	170	80	69	160	430	460	225	204
45 и 50	170	190	90	79	180	470	500	245	224
55 и 60	190	210	100	89	200	510	540	265	244
70	210	230	110	99	220	550	580	285	264
80	230	250	120	109	240	600	630	310	289
90	260	280	135	124	260	650	680	335	314
100	290	310	150	139	280	700	730	360	339
110	320	340	165	154	300	750	780	385	364
125	350	380	185	164					

Недостающие размеры являются свободными конструктивными размерами.

Муфта не может заказываться по отдельным половинкам, но только целиком.

При запросах и заказах необходимо указывать, должна ли быть на муфте шпоночная канавка или нет.

Если диаметры соединяемых валов различны, то необходимо выбирать модель, соответствующую наибольшему размеру диаметра.

Расстояние между концами валов в муфтах без промежуточного диска должно быть равно 1 мм, в муфтах же с промежуточным диском — 10 мм.

Шпоночные канавки — по DIN 141.

Материал чугуна

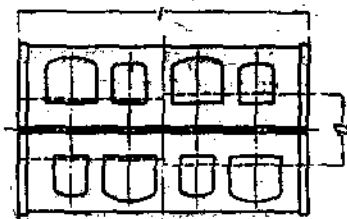
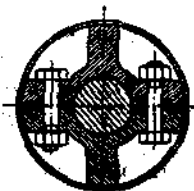
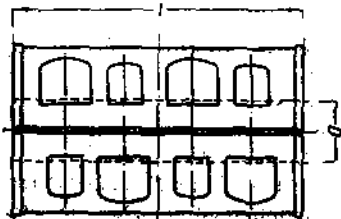
ТАБЛИЦА 286

Половинчатые муфты для трансмиссии

DIN
115

А. Для одинаковых диаметров валов

В. Для разных диаметров валов



Обозначение ребристой муфты формы А для валов диаметром в 55 мм

Половинчатая муфта А 55 115

мм

Обозначение ребристой муфты формы В для вала с диаметром в 55 мм и другого вала с диаметром в 60 мм.

Половинчатая муфта В 55/60 115

Диаметр валов <i>D</i>	Длина максим. <i>l</i>	Диаметр валов <i>D</i>	Длина максим. <i>l</i>	Диаметр валов <i>D</i>	Длина максим. <i>l</i>	Диаметр валов <i>D</i>	Длина максим. <i>l</i>
25	130	55	220	110	390	220	770
30	130	60	220	125	430	240	840
35	160	70	250	140	490	260	910
40	160	80	280	160	580	280	980
45	190	90	310	180	630	300	1 050
50	190	100	350	200	700		

Недостающие размеры являются свободными конструктивными размерами.

Муфта заказывается только целиком, но не по отдельным половинкам.

Если диаметры соединяемых валов различны по величине, то необходимо выбирать модель, соответствующую большему валу.

Канавки для закладных шпонок делаются по DIN 269.

При запросах и заказах необходимо указывать, должны ли муфты снабжаться закладными шпонками или нет.

Материал: чугун.

При плохой пригонке болтов к их гнездам появляются большие напряжения изгиба; поэтому некоторые фирмы предпочитают ставить болты призонные, т. е. с коническим телом (фиг. 162а, А).

Толщина δ стенки диска должна быть проверена на смятие гнезда болтом по условию:

$$T = d\delta q \quad (d)$$

Что касается диаметра D_2 втулки, последний может быть проверен на касательные напряжения при передаче скручивающего момента и на распирающее действие шпонки.

Как указывалось выше, шпонка, работающая широкими гранями, при вращении вала вызывает распирающее действие на втулку с силой P , равной при самых неблагоприятных условиях

$$P = \frac{lbq}{4} \quad (e)$$

где l и b — соответственно длина и ширина шпонки, q — наибольшее напряжение смятия по ребру ее (черт. 83 и 110). Очевидно на противоположной стороне появится такая же сила P . Под действием этих распирающих сил втулка должна сокращаться в направлении CD , причем будет давить на вал с некоторой силой Q .

Вследствие равенства действия и противодействия вал будет в C и D давить на втулку, распирая ее силами Q , Q в горизонтальном направлении. В результате в сечениях A , B и C , D возникают изгибающие моменты и растягивающие силы. Если принять, как средние, цифры: $l = 1,5 D$, толщину втулки равной

$$\delta_1 = \frac{(D_1 - D)}{2} = 0,4d,$$

то величина наибольшего изгибающего момента в сечении A (или B), будет:

$$M = 0,2Pr = 0,14PD, \quad (f)$$

где $r = 0,7 D$ — средний радиус поперечного сечения втулки¹⁾. Сила $Q = 0,65P$. Принимая во внимание, что изгибаемое тело (втулка) имеет криволинейную ось, найдем, что наибольшее напряжение будет равно:

$$k = 0,34q. \quad (g)$$

Например для напряжения смятия (как среднее значение) $q = 750 \text{ кг/см}^2$, найдем $k = 255 \text{ кг/см}^2$.

Пример 42. Проверить размеры дисковой муфты для вала, передающего работу $N = 30 \text{ л. с.}$ при числе оборотов $n = 200$.

Пользуясь зависимостью (105), имеем для диаметра:

$$D = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 12 \sqrt[4]{\frac{30}{200}} = 7,5 \text{ см.}$$

Диаметр D_2 при $\delta_1 = 0,4D = 3 \text{ см}$ будет $D_2 = 13,5 \text{ см}$.

Напряжение материала в валу

$$k = \frac{M}{W_0} = \frac{71.620 \cdot 3.016}{200 \cdot \pi \cdot 7,5^3} = 125 \text{ кг/см}^2.$$

¹⁾ Вывод во второй книге

Соответственное напряжение на шпонке будет, согласно § 36, формуле (а):

$$q = 940 \text{ кг/см}^2,$$

а напряжение растяжения k по (г) определится в

$$k = 0,34 \cdot 940 = 320 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение от скручивания найдется по условию прочности

$$\frac{\pi(D_2^3 - D_1^3)}{16D} k_s = 71\,620 \cdot \frac{N}{n}, \text{ или } k_s = 24 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. влияние касательного напряжения очень мало.

По каталогам фирм рассматриваемой муфты соответствуют четыре болта с диаметром $d = 22 \text{ мм}$ $\left(\frac{7}{8}\right)$. Расстояние оси болта от центра

$$p = \frac{4}{3} D = 10 \text{ см.}$$

Поэтому по уравнению (а) срезывающая болт сила определится в $T = 268 \text{ кг}$ и напряжение в болте

$$k'_s = \frac{4 \cdot 268}{\pi \cdot 2,2^2} = 70 \text{ кг/см}^2.$$

Так как кроме начальной затяжки дополнительных сил, растягивающих болт, не имеется, то полученную цифру можно считать допустимой. Толщина δ диска принимается в среднем равной $\delta = 1,5d$. В данном случае $\delta \approx 3 \text{ см}$. Проверив смятие по (б), найдем, что

$$q = \frac{T}{d\delta} = \frac{268}{3 \cdot 2,2} = 40 \text{ кг/см}^2.$$

Величина q может удвоиться при перекашивании болта, и как максимум будем иметь:

$$q_{\max} = \frac{2 \cdot 40 \cdot 4}{\pi} \leq 102 \text{ кг/см}^2 \text{ } ^1),$$

что допустимо ввиду неподвижности болта относительно муфты.

Подобно сказанному производится расчет фланцевого соединения в паровых валах, где фланцы (диски) изготавливаются за одно целое с трубчатым валом.

Дисковые муфты обладают неудобством в том смысле, что для посадки на вал нового шкива или колеса, не состоящего из частей, надо муфту сбивать с вала для пропуска последнего во втулку надеваемой детали.

1. Половинчатые муфты. На фиг. 163, А, также табл. 28 показана половинчатая муфта. Она состоит из двух частей А и В, соединяемых между собою по плоскости, проходящей через ось вала. Эта муфта может работать без шпонки, если болты дают затяжкой достаточную силу трения между валом и внутренней поверхностью муфты. Поэтому муфта годится для валов холодной прокатки, которые не допускают выборки шпунтов для шпонок. Главное удобство муфты в том, что даже при наличии последних она разбирается очень быстро и не требует неприятной операции выбивания шпонки. Если расчет вести на передачу силою трения, то получим следующее. Пусть давление, вызванное нажатием болтами, между

¹⁾ Множитель $\frac{4}{\pi}$ вводится при переходе от среднего давления на цилиндрическую поверхность к наибольшему.

2. Муфта Селлерса. На фиг. 165, А изображена цилиндрическая муфта, носящая имя известного американского инж. Селлерса (*Sellers*).

Муфта состоит из двух усеченных конусов А и А, имеющих каждый прорез по производящей и охватываемых одною общей втулкой В. При затягивании болтов С, С, С — конусы приближаются друг к другу, прижимаются одновременно к валу и к наружной муфте, причем трение, возбуждаемое на этих поверхностях, достаточно для передачи работы. Муфта представляет значительные удобства в смысле сборки и разборки и по весу мало отличается от муфты половинчатой. На фиг. 165а, А показан соборный вид конструкции муфты Селлерса. На фиг. 165, А показаны эмпирические зависимости для приблизительного определения размеров; заводы готовят эти муфты, как и остальные, трансмиссионные части, по своим таблицам. Приведенные формулы интересны лишь для возможности подсчета напряжений. Болты делаются квадратного сечения, чтобы они не вращались в своих гнездах. Шпонка здесь, как и в муфте половинчатой, играет роль второстепенную. Посмотрим прежде всего, как велико должно быть усилие, действующее вдоль оси болта.

Очевидно, что давление между наружным цилиндром и внешней поверхностью конуса q_1 будет во столько раз меньше q — давления между внутренней поверхностью конуса и валом, во сколько средний внешний диаметр $\frac{D_1 + D_2}{2}$ больше диаметра вала. Давление q найдется из формулы предыдущего пункта (1) с тою разницею, что вместо $\frac{L}{2}$ надо поставить длину a конуса, т. е. будем иметь:

$$\frac{\pi D^3}{2} a \mu q = \frac{\pi D^3}{16} k_r. \quad (l_1)$$

При затяжке болтов надо вызвать указанные давления, т. е. надо преодолеть силу трения на внутренней и наружной поверхностях конуса. Так как давления q и q_1 находятся друг к другу в отношении, обратном средним диаметрам, то силы трения на той и другой поверхности равны одна другой. Если число болтов равно m , то получим:

$$2\pi D a q \cdot \mu = m \cdot \frac{\pi d^2}{4} k, \quad (m_1)$$

откуда определяем напряжение в болте.

Наружный цилиндр находится под давлением q_1 внутри, и напряжение в нем определяется по формуле для расчета толстостенных труб:

$$\frac{2D_3}{D_1 + D_2} = \sqrt{\frac{k_r + 0,7q_1}{k_r - 1,3q_1}}. \quad (n_1)$$

Пример 44. Для тех же условий (пример 42) будем иметь по каталогу и по относительным размерам (эмпирические формулы):

$$D_3 = 19,5 \text{ см}; a = D + 3 = 10,5 \text{ см}; D_1 = D + 4,5 = 12 \text{ см}; D_2 = D_1 - 0,06a = 11,4 \text{ см}; \frac{D_1 + D_2}{2} = 11,7 \text{ см}; m = 3; d = 3/4" \approx 19 \text{ мм}.$$

Находим из (1), что

$$q = 70 \text{ кг/см}^2, q_1 = \frac{7,5 \cdot 70}{11,7} = 45 \text{ кг/см}^2.$$

Из (m) получим $k = 650 \text{ кг/см}^2$.

Наконец из (n) находим $k = 109 \text{ кг/см}^2$.

При разъеме муфты Селлерса на место вынутых болтов вставляют стержни с тавровой головкой и при помощи хомута, охватывающего внешний цилиндр,жимают конусы изнутри.

По типу описанной муфты строятся и другие, например муфта Шмита с одним затяжным конусом.

3 Упругая муфта (неразъемная). Весьма часто приходится соединять два вала между собою таким образом, чтобы неравномерности движения, удары и сотрясения одного из них по возможности не отражались на другом; особенно часто эластичное соединение желательно при соединении между собою вала паровой машины или газового двигателя с динамомашинной. Упругая муфта состоит из двух частей, связанных друг с другом каким-либо гибким промежуточным телом, например ремнем, резиной, деревом, стальными пружинами и т. д. Помимо смягчения ударов и неравномерности хода упругая муфта обычно позволяет некоторую неточ-

ность в установке, так как части ее входят друг в друга с достаточно большим зазором.

На фиг. 166, А представлена пользующаяся большим распространением в практике упругая муфта Фойта (Vollh).

Часть А (обычно ведущая) входит в В совершенно свободно; на ободах обоих дисков сделаны прорезы, в которые проходит бесконечной лентой ремень, охватывающий зигзагообразно обод частей А и В попеременно. При вращении одной части натяжением ремней увлекается другая. Размеры муфт определяются таблицами. Что касается проверки напряжения, то на основании вышеизложенного это сделать нетрудно.

4 Шарнир Гука или карданово соединение устанавливается

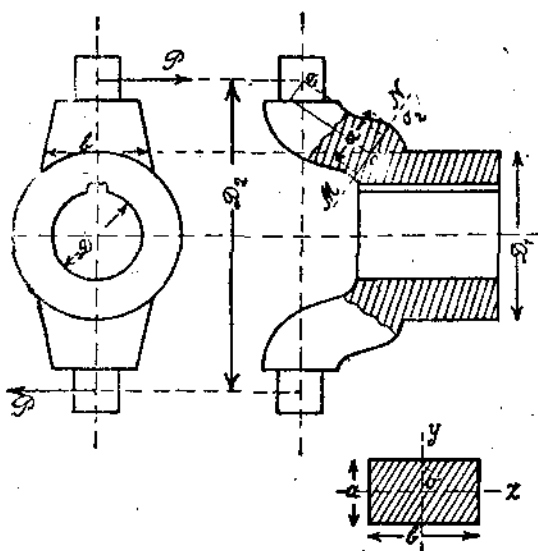
тогда, когда оси соединяемых валов не совпадают и образуют между собою угол α . Муфта (фиг. 167, А) состоит из двух одинаковых вилкообразных частей А и В, укрепляемых неподвижно (шпонками) на концах соединяемых валов. Обе вилки связаны между собою помощью крестовины С и стержней D и D, проходящих через последнюю. Ввиду того, что стержни должны пересечься друг с другом, один из них делается сплошным, другой состоит из двух частей, не доходящих до середины. Можно показать, что при передаче вращения шарниром Гука равномерное движение одного вала преобразуется в неравномерное вращение другого; этот последний будет иметь изменяющуюся в течение одного оборота угловую скорость, причем отношение между наибольшим и наименьшим значением ее равно квадрату косинуса угла α между осями валов.

Поэтому в тех случаях, когда колебание можно допустить только малое, необходимо для угла α принимать малые значения.

Шарнир Гука получил большое приложение в деле автомобильном и в сельскохозяйственном машиностроении; применяется нередко во фрезерных станках.

Размеры отдельных частей первоначально намечаются (например по относительным размерам), затем проверяются по условиям прочности.

Описанная муфта весьма проста по конструкции, но недостаточно компактна. Более совершенная форма изображена на фиг. 168, А. Внутренняя крестовина заменена



Черт. 111.

внешним кольцом, в которое входят цапфы B , B вилок C , C . Кольцо A разрезано плоскостью, перпендикулярной оси, половинки связаны друг с другом болтами D , D . Для уменьшения трения в кольцо вставлены бронзовые вкладыши E , E ; в цапфах сделаны сверления для смазки; отверстие F закрывается винтом с потайной головкой, во избежание вытекания смазки и попадания пыли. Материалом для муфты служит обычно чугуун. Но для автомобильных передач, где требуется экономия места, шарнир делается из стали с большим временным сопротивлением.

Наиболее уязвимым местом в смысле прочности является переходная часть вилки во втулку, и при расчетах или проверках на это место надо обращать внимание. Проведя сечение MN (черт. 111), находим его центр тяжести O , определяем по чертежу расстояние сечения от центра цапфы O_1 . Если сила, действующая на цапфу, равна P , то пара $M_1 = P \cdot \overline{O_1 O_2}$ изгибает сечение; пара $M_2 = P \cdot \overline{OO_2}$ скручивает его. Если размеры сечения будут a и b (черт. 111, внизу), то найдем два условия прочности:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= P \cdot \overline{O_1 O_2} = \frac{b^2 a}{6} k, \\ M_2 &= P \cdot \overline{OO_2} = \frac{2}{9} b a^2 k_s. \end{aligned} \right\} \quad (P)$$

Величина силы P определится из условия:

$$P D_2 = \frac{\pi D^3}{16} k_s.$$

§ 43. Муфты разъемные. Если ставить требованием возможность разъема и сцепления на ходу при всяких скоростях, то этому условию могут удовлетворить главным образом муфты трения. Идея состоит в том, что часть муфты, сидящая на одном валу, при сцеплении нажимается на рабочую поверхность части, сидящей на другом, и благодаря возникающему трению возможна передача заданного крутящего момента. Из сказанного ясно, что одна из частей муфты должна иметь перемещение вдоль вала. Если нажимающие друг на друга диски расположены перпендикулярно оси вала, то для возбуждения необходимого по величине трения приходится нажатие производить с большою силою Q , что вызовет работу трения на частях включателя (как увидим ниже).

Во избежание указанного явления следует муфту проектировать так, чтобы нажим на рабочие поверхности имел направление не вдоль вала, а поперек его (радиальное направление). Нажатие производится обычно пружинами или рычагами, но с таким расчетом, чтобы, по включении муфты в сцепление, нажатие поддерживалось автоматически и приложение внешней силы продолжалось столько времени, сколько требуется на производство сцепления.

Типичным представителем такой фрикционной муфты (муфты трения) является муфта Леблана, показанная на фиг. 169, А. Диск A укреплен неподвижно на валу I и имеет по периферии рабочую цилиндрическую поверхность O . На валу II (ведомый) посажен тоже неподвижно диск B . По втулке его может перемещаться вторая втулка K . Последняя при помощи пружин E связана шарнирно с ползушками C , которые имеют радиальные направляющие в диске B . В положении, показанном на фиг. 169 А, муфта включена; сжатая пружина E прижимает ползушку C к рабочей поверхности O , вследствие чего развивается сила трения.

Если диаметр рабочей поверхности равен D_1 , сила нажатия пружины P , число ползушек m , то получим условие, необходимое для возможности передачи, а именно, что момент сил трения относительно оси вала равен или больше момента, передаваемого валом:

$$m P \cdot \mu \cdot \frac{D_1}{2} \geq \frac{\pi d^3}{16} k_s. \quad (r)$$

Из выражения (7) вытекает, что сила нажатия P может быть уменьшена при одном и том же крутящем моменте вместе с увеличением диаметра рабочей поверхности D_1 , коэффициента трения μ и числа ползушек m . В муфтах Леблана число ползушек изменяется от трех до шести.

Для увеличения трения вместо гладкой цилиндрической рабочей поверхности делают клинчатую (фиг. 169а, А, справа). В муфте Гилля ползушки А, А делаются двояными, т. е. работающими на внутренней и наружной поверхностях обода В; для увеличения коэффициента μ к ползушкам укрепляют деревянные колодки, которые собственно и работают на трение. Нажим с двух сторон в значительной мере усложняет передачу, которая состоит из ряда рычагов (фиг. 170 и 170а, также 170с).

Включатель (он же выключатель) обыкновенно состоит из кольца, помещаемого в выточку подвижной втулки (фиг. 170, А). Кольцо состоит из двух половин, соединенных болтами (фиг. 170б, А). На цапфах (фиг. 171, А), В надета вилка С, кончающаяся рычагом, который может качаться около неподвижной оси D. Нажимая в ту или другую сторону ручку К рычага, производят включение или выключение муфты. При очень больших муфтах, когда для сцепления и расцепления требуется приложить значительное усилие, в конце рычага устанавливают гайку М (фиг. 172, А), которая сидит на ходовом винте; последний приводится во вращение маховиком N.

В таблице к фиг. 170б, А даны размеры муфты Hill'я. На фиг. 170с, А представлена фрикционная многодисковая муфта Weston'a, которая употребляется в автомобилях. На фиг. 170д, А изображена фрикционная муфта Benn'a.

Усилие P , определяемое из уравнения (7), при расчетах должно быть увеличено на основании следующих соображений. При сцеплении вращающегося (ведущего) вала с неподвижным (ведомым) необходимо последний привести во вращение с заданным числом оборотов n . Но так как начальная скорость этого вала была равна нулю, то он первое время должен двигаться с ускорением. Как известно из механики, при этом развивается сила инерции масс, бывших доселе в состоянии покоя. Следовательно до момента, пока ведомый вал приобретет надлежащее число оборотов, возможно, что придется преодолеть большее сопротивление, нежели какое требуется при равномерном вращении. Нажатие должно быть достаточно велико, чтобы преодолеть это временное увеличение сопротивления. По условиям работы потребная сила Q принимается равной $Q = (1,5 - 2)P$. Чем быстрее производится включение, тем больше должна быть сила Q . Вместе с тем меньше неизбежный период скольжения ползушек по рабочей поверхности, т. е. меньше изнашивание их.

В некоторых случаях чрезвычайно удобно иметь муфты электрические. Они основаны на том же принципе, что и все фрикционные муфты; но нажим рабочих поверхностей производится электромагнитом D, находящимся в одной части муфты А (фиг. 173, А); при пропускании тока электромагнит притягивает часть В, сидящую на другом валу и передвигающуюся свободно по шпонке. При размыкании тока притяжение исчезает, происходит нарушение сцепления; чтобы рабочие поверхности не истирались во время покоя ведомого вала, диск В отжимается винтовыми пружинками К, помещенными во втулке С, неподвижно укрепленной на валу. Связь втулки С и диска В производится винтами Н, G — скользящий контакт, F — изоляция. См. таблицу к фиг. 173, А для выбора этих муфт.

Пример 45. Муфта Леблана для вала с диаметром $D = 5,5$ см имеет 4 ползушки; найти усилие, которое должна вызвать пружина. Принимая напряжение в валу равным $k_s = 120$ кг/см², найдем величину крутящего момента из:

$$M = \frac{\pi \cdot 5,5^3}{16} \cdot 120 = 3930 \text{ кгсм.}$$

Диаметр рабочей поверхности у данной муфты $D_1 = 50$ см. Если коэффициент трения $\mu = 0,16$, то найдем силу P нажатия из условия равенства момента силы трения моменту M :

$$m \cdot P \mu \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{4 \cdot P \cdot 0,16 \cdot 50}{2} = 3930, \text{ или } P = 245 \text{ кг.}$$

Ввиду необходимого увеличения силы трения в период разгона следует пружину проверять на силу, примерно в 1,5 раза большую, т. е. принять

$$P \geq 360 \text{ кг.}$$

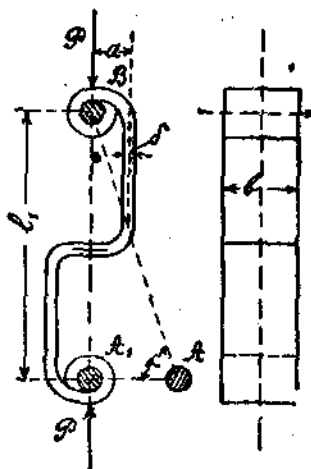
Пружина имеет размеры: $l_1 = 13$ см, $b = 5$ см, $\delta = 0,65$ см. Проверив ее на одновременное действие изгиба парой Pa и сжатия силой P , найдем, по формуле (18), при $a = 2,5$ см:

$$k = \frac{P}{F} + \frac{6Pa}{b\delta^2} = \frac{P}{F} \left(1 + \frac{6a}{\delta} \right) = 2651 \text{ кг/см}^2.$$

Такое напряжение для пружинной стали (рессорной, табл. 3) вполне допустимо. Положение A_1B (черт. 112) соответствует сжатому положению пружины; в свободном состоянии длина пружины AB будет несколько больше; в данном случае примерно на 1 мм.

Муфты зубчатые также относятся к числу разъемных соединений. На фиг. 174, А изображена зубчатая муфта с косыми зубцами; часть A надета на ведущем, часть B — на ведомом валу; последняя имеет выточку mn , куда закладывается кольцо выключателя. Установочное кольцо C ограничивает перемещение подвижной части B . Конец ведомого вала, во избежание прогиба, заходит во впадину части A . На каждой части имеется по три зубца; вращение возможно лишь в одну сторону.

Если требуется передавать вращение в обе стороны, то зубцы делают прямыми. На фиг. 175, А приведена такая муфта. Для уменьшения трения (на время разбега) конец ведомого вала кладется в бронзовый стакан C , укрепленный в части A . При помощи канала D можно производить смазку рабочих поверхностей. Включение в работу муфты с прямыми зубьями возможно только в состоянии покоя. При включении или выключении муфты приходится преодолевать значительное сопротивление трению при перемещении части B вдоль шпонки. Чтобы избежать указанного недостатка в муфте системы Гильдебрандта (фиг. 176, А), обе части муфты A и B заклинены неподвижно на концах ведущего и ведомого валов. Часть B входит внутрь части A ; соединение между ними устанавливается третьим элементом C , который может свободно перемещаться по втулке части B ; диск D служит для ограничения этого перемещения. Часть C имеет зубцы, которые в радиальном направлении длиннее зубцов частей A и B ; при включении зубцы части C входят во впадины частей A и B одновременно, и таким путем устанавливается соединение. Муфта несколько более громоздкая, нежели простая зубчатая, но требует для включения гораздо меньшего усилия. Размеры этой муфты в приложенной таблице (таблица фиг. 176, А). На фиг. 176а, б, с, приведены указания относительно размеров кулачных муфт и отводных рычагов; размеры их сведены в таблицы, помещенные при указанных фигурах.



Черт. 112.

ПЕРЕДАЧА ФРИКЦИОННАЯ

§ 44. Общие сведения. Части машин, представляющие собою кинематические пары и служащие для преобразования движения, называются передачами. Например зубчатая передача состоит из пары зубчатых колес, причем вращательное движение одного преобразуется во вращательное же движение другого; при этом угловые скорости вращения, а следовательно и числа оборотов могут быть разными; может измениться и направление вращения. При внешнем зацеплении такие колеса вращаются в разные стороны, при внутреннем — в одну и ту же.

Если на два шкива надеть бесконечную (т. е. сшитую концами) ленту, то при известном натяжении ее один вращающийся шкив вызовет соответственное вращение второго шкива. Винт и гайка могут служить также для преобразования движения; так при вращательном движении винта гайка, удерживаемая от вращения, совершает поступательное движение, и наоборот. В шатунно-кривошипном механизме, более сложном по количеству входящих элементов, нежели указанные выше, вращательное движение пальца кривошипа (один конец шатуна) преобразуется в возвратно-поступательное движение ползуна (другой конец шатуна) и т. д.

Все разнообразные комбинации элементов, составляющие передачи, можно для изучения их разбить на группы. В одной передача работы совершается за счет развиваемой силы трения — сюда относятся: фрикционные колеса (колеса трения), ременная, канатная, ленточная передачи. В механизмах другой группы движение вызывается нажатием одного элемента на другой непосредственно — зубчатые колеса, винтовая передача, червячная передача, шатунная передача, цепная и т. п. Иногда группируют передачи по другому признаку: передачи, где детали приходят в непосредственное соприкосновение, и передачи, где в состав входит промежуточное, либо какое-либо тело. К последним надо отнести передачи ременную, канатную, цепную и т. п. И то и другое деление недостаточно обосновано, а поэтому нет особого основания предпочитать тот или другой порядок.

Изучая передачи, необходимо учитывать полезное действие их, а стало быть возможную потерю передаваемой работы. Главными причинами потерь являются конечно вредные сопротивления в опорных частях вращающихся валов и осей; об этом изложено в гл. V и VI. В отдельных типах передач существуют и другие источники потерь, присущие этим типам. Так в ременной и канатной передачах как вредную работу надо рассматривать работу на преодоление жесткости материала при перегибах; в зубчатых колесах — трение на зубцах и т. п. Подробное изучение этих потерь относится к курсу кинематики и динамики механизмов. Здесь же, при описании того или другого типа передачи, на указанные обстоятельства будет обращено внимание постольку, поскольку это необходимо, чтобы представить себе картину явлений более или менее полно. Выражение коэффициента полезного действия дает указание на те меры, которые нужно иметь в виду для достижения более целесообразных форм (конструкций), более целесообразного выбора материала для детали. При значительном количестве работающих деталей (в передачах) небольшие потери могут давать в сумме значительный излишний расход движущей силы. Точно так же небольшая неправильность в конструкции, вызывающая небольшой избыток мате-

риала, при массовом производстве ходовых частей может привести к большим количествам излишне израсходованного материала.

§ 45. Фрикционная передача. Катки цилиндрические. Для передачи работы между двумя валами, установленными параллельно или непараллельно друг к другу, можно применить фрикционные колеса, или колеса трения. Идея передачи заключается в том, что, нажимая один каток (колесо) на другой с некоторой силой Q , вызывают в месте соприкосновения силу трения $T = Q\mu_1$, которая в состоянии преодолеть некоторое заданное сопротивление. Начнем рассмотрение с наиболее простого случая, когда передача устанавливается между двумя параллельными валами при помощи гладких цилиндрических колес. Пусть (черт. 113) O_1 и O_2 представляют оси валов ведущего, т. е. связанного с двигателем, и ведомого, т. е. связанного с сопротивлением (станок и другие машины, орудия). Радиусы колес r_1 и r_2 , расстояние между осями валов $a = O_1O_2 = r_1 + r_2$. Колеса в A имеют общую производящую, по которой происходит соприкосновение, и нажаты друг на друга с силой Q по линии O_1O_2 — центров. При вращении ведущего катка по часовой стрелке ведомый каток будет вращаться в сторону обратную. Числа оборотов соответственно равны n_1 и n_2 . Для ведомого катка O_2 движущей силой является сила трения $T = Q\mu_1$, где μ_1 — коэффициент трения на поверхности соприкосновения катков. Полезное сопротивление на ведомом валу можно выразить силой P , направленной по окружности катка O_2 и определяемой из условия:

$$Pv = 7500 N, \quad (a)$$

где v — окружная скорость катков (в сантиметрах) и N — число лошадиных сил, которые должны быть переданы валу ведомому. Сила T должна быть достаточно велика, чтобы преодолеть полезное сопротивление Pv и вредные сопротивления, которые складываются из работ трения в опорах ведомого вала и на поверхности ведомого катка. Это условие можно выразить так: момент силы трения относительно оси O_2 должен равняться сумме моментов сил полезного и вредного сопротивлений:

$$Tr_2 = Pr_2 + m_1 + m. \quad (b)$$

Здесь m и m_1 представляют моменты трения в опорах вала O_2 и на поверхности ведомого катка. Последняя величина очень невелика и без большой неточности в выводах ее можно отбросить.

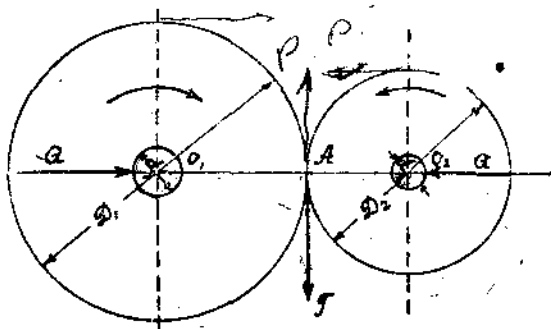
Действительно, называя коэффициент трения в опорах через μ и коэффициент трения катания через f , будем иметь ¹⁾:

$$m = 2R_2 \frac{\mu d_2}{\pi} \text{ и } m_1 = Qf. \quad (c)$$

Здесь R_2 — сумма реакций (давлений) в опорах ведомого вала, d_2 — диаметр ведомого вала. Пренебрегая весом вала и катка — обычно небольшими по сравнению с силой нажатия Q , можно написать, что

$$R_2 = \sqrt{Q^2 + T^2} = Q\sqrt{1 + \mu^2}. \quad (d)$$

¹⁾ Согласно выражению (35a), гл. V, § 29.



Черт. 113.

Пусть например для чугунных катков $\mu_1 = 0,16$; примем далее $\mu = 0,05$, $f = 0,03$ см; и $d_2 = 5$ см; тогда будем иметь отношение:

$$m_1 : m = 0,2$$

Поэтому мы в дальнейшем, для упрощения, будем принимать

$$R_2 = Q, \quad (e)$$

так как только для деревянных катков величина μ_1 настолько велика, что квадрат ее (под знаком корня) является заметным по сравнению с единицей, но деревянные катки применяются относительно очень редко.

Принимая во внимание сделанные указания, будем иметь вместо уравнения (b) более простое:

$$Tr_2 = Pr_2 + m \quad (f)$$

Если умножить обе части на угловую скорость ведомого вала, то получим условие, что работа силы трения T равна сумме работ силы P полезного сопротивления и силы трения в опорах вала O_2

$$Tr_2 \omega_2 = Pr_2 \omega_2 + m \omega_2, \text{ или } Tv = Pv + m \omega_2. \quad (g)$$

Вставляя сюда вместо T и m их значения, найдем:

$$\left. \begin{aligned} Tv = \mu_1 Qv &= Pv + \frac{2 \cdot Q \mu d_2}{\pi} \omega_2 = Pv + 4Q\mu v \frac{d_2}{\pi D_2} \text{ и} \\ Pv &= \mu_1 Qv - 4\mu_1 Qv \frac{d_2}{\pi D_2}, \end{aligned} \right\} \quad (h)$$

если умножить и разделить второй член на $D_2 : 2$, ибо $D_2 : 2 = r_2$ и $r_2 \omega_2 = v$, μ — коэффициент трения в опорах.

Полная работа Θ , которую надо сообщить данной передаче, должна быть равна работе на ведомом валу, сложенной с работой трения в опорах вала O_1 — ведущего, т. е. из (h):

$$\Theta = Pv + 4Q\mu v \frac{d_2}{\pi D_2} + 4Q\mu v \frac{d_1}{\pi D_1}, \quad (i)$$

если коэффициенты трения в опорах ведущего и ведомого вала равны.

Следовательно коэффициент полезного действия будет равен:

$$\eta = \frac{Pv}{\Theta} = \frac{\mu_1 Qv - 4Q\mu v \frac{d_2}{\pi D_2}}{\mu_1 Qv - 4Q\mu v \frac{d_2}{\pi D_2} + \frac{4Q\mu v d_2}{\pi D_2} + \frac{4Q\mu d_1 v}{\pi D_1}}, \quad (k)$$

или, по сокращении на $\mu_1 Qv$,

$$\eta = \frac{1 - \frac{4\mu d_2}{\pi \mu_1 D_2}}{1 + \frac{4\mu d_1}{\pi D_1 \mu_1}}. \quad (l)$$

Принимая

$$\frac{d_1}{D_1} = \frac{d_2}{D_2} = a,$$

найдем окончательно:

$$\eta = \frac{1 - \frac{4\mu a}{\pi \mu_1}}{1 + \frac{4\mu a}{\pi \mu_1}}. \quad (119)$$

Рассматривая это выражение, легко заметить, что величина коэффициента η зависит от величин μ , μ_1 и α . При этом совершенно очевидно, что коэффициент η увеличивается вместе с увеличением коэффициента трения μ_1 на поверхности катков; величина η_1 увеличивается с уменьшением коэффициента трения μ в опорах и с уменьшением отношения диаметров цапф (или шеек) к диаметрам трущихся колес (катков). Практически последнее отношение необязательно должно быть одинаковым для обоих колес. Но это различие несколько не нарушает сделанных заключений.

При проектировании фрикционной передачи необходимо стремиться к увеличению коэффициента η , и это достигается следующими мерами.

По отношению к величине μ_1 следует подбирать материалы, для которых она по возможности значительна. Обращаясь к материалам, из которых изготавливаются катки, имеем такие значения для коэффициента трения μ_1 :

ТАБЛИЦА 29

Чугун по чугуну	$\mu_1 = 0,10 - 0,15$
Кожа	$\mu_1 = 0,20 - 0,30$
Бумага	$\mu_1 = 0,15 - 0,20$
Дерево	$\mu_1 = 0,30 - 0,50$
Дерево по дереву	$\mu_1 = 0,40 - 0,50$

Из этих цифр вытекает, что наиболее целесообразно в качестве материала для катков выбирать дерево как дающее наибольший коэффициент трения. Но здесь надлежит учесть еще следующие обстоятельства: продолжительность службы катков и их размеры.

Катки, как и ролики, проверяются на удельную нагрузку p , отнесенную к одной погонной единице, обычно к одному погонному сантиметру; принимают величины в пределах, данных в табл. 30.

ТАБЛИЦА 30

Чугунные катки	$p = 100 - 150 \text{ кг/см}$
Бумажные	$p = 50 - 60$
Кожанные	$p = 30 - 35$
Деревянные	$p = 10 - 15$

Таким образом для одной и той же силы нажатия Q длина (вдоль вала) l катка деревянного будет в 10 раз больше, нежели катка чугунного. Кроме того катки деревянные скорее изнашиваются, а главное по свойству дерева с изменением влажности изменяют свои размеры и не гарантируют хорошего сцепления.

Катки из прессованной бумаги и из прессованной кожи надо признать более целесообразными.

Коэффициент трения μ в опорах может быть уменьшаем на основании тех соображений, которые указывались в главе об опорах. Необходимо вводить хорошую смазку и еще лучше ставить подшипники с трением катания, т. е. роликовые или шариковые.

При средних значениях для чугунных катков, а именно, при $\mu_1 = 0,16$, $\mu = 0,05$, $\alpha = 0,1$ найдем:

$$\eta = 0,92.$$

Практически эта величина может оказаться меньше, так как возможно проскальзывание катков друг по другу, не вполне одинаковое срабатывание рабочих поверхностей по причине несовершенной однородности материала и т. д.

Наиболее простое устройство фрикционных колес показано на фиг. 177, А.

В зависимости от диаметра колеса выбирается число ручек. При малых катках ручки не делаются, и каток представляет собою сплошной диск; для уменьшения веса делаются отверстия a . Деревянные катки обычно имеют лишь деревянную обложку по чугунному ободу (фиг. 178, А).

Обложка составляется из косяков хорошо просушенного твердого леса. Косяки C сжимаются болтами D , D через диск B , который притягивается к части A .

Подобным же образом составляется каток из прессованной бумаги (фиг. 179, A) и кожи (фиг. 180, A).

При расчете передачи фрикционными катками задаются обычно: число N л. с. полезного сопротивления (следовательно на ведомом валу), расстояние a между осями валов, число оборотов n_2 ведомого катка и передаточное число β , равное отношению числа оборотов $n_2:n_1$ или, что то же, отношение угловых скоростей $\beta = n_2:n_1 = \omega_2:\omega_1$. Выбрав материал катков, находим и коэффициент μ_1 по табл. 29. Так как линейная (окружная) скорость v обоих катков одинакова, то

$$v = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2.$$

Кроме того

$$r_1 + r_2 = a \text{ и } r_1:r_2 = \beta;$$

отсюда находим значения радиусов катков

$$r_1 = \frac{\beta a}{1 + \beta} \text{ и } r_2 = \frac{a}{1 + \beta}. \quad (m)$$

Определив величину линейной скорости из (а) находим значение окружной силы P сопротивления на ведомом катке. Задавшись примерно соотношением $d_2:D = 0,1-0,2$, из (f) находим значение T и следовательно силу Q нажатия из

$$Q = \frac{T}{\mu_1}. \quad (n)$$

Диаметр d_2 вала будет определен согласно правилам, изложенным в § 34, причем сила Q явится одной из нагрузок этого вала.

Длина l (вдоль вала) находится, согласно табл. 30, из соотношения:

$$l = \frac{Q}{p}. \quad (o)$$

При этом большие значения величины p относятся к меньшим колесам, так как напряжение материала, при всех прочих одинаковых условиях, будет тем меньше, чем больше диаметры соприкасающихся цилиндров.

Число ручек (спиц) принимается обыкновенно от 4 до 8 в зависимости от величины колеса. Втулка колеса рассчитывается так же, как и втулка для муфты; как среднее значение может быть принято, что внешний диаметр втулки D равен

$$D = 1,8d,$$

если d — диаметр вала.

Поперечное сечение обода должно быть проверено на изгиб, вызываемый силой Q нажатия катков друг на друга и силой T — трения. Расчет обода представляет собою задачу очень сложную, так как напряжение материала зависит чрезвычайно от отношения между моментами инерции сечений обода и ручек и от числа их. В том случае, если сечения последних достаточно велики, т. е. если жесткость ручек значительно превышает жесткости обода, можно пренебречь деформацией первых и считать, что обод представляет собою круговую арку, неподвижно опертую в местах A и B (черт. 114).

В том случае, когда колесо имеет 4 или 6 ручек, изгибающие моменты в сечениях A и B , вызываемые силой Q , будут равны

$$m = 0,05Qr \text{ и } m = 0,04Qr, \quad (p)$$

где r — средний радиус сечения, т. е. расстояние его центра тяжести до оси вала¹⁾.

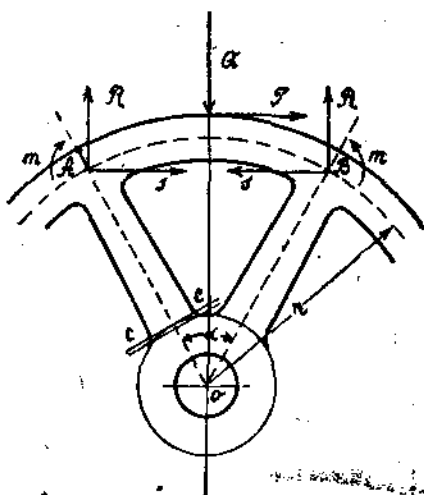
В среднем сечении S изгибающий момент также изменяется в зависимости от числа ручек. Момент, вызываемый силой трения T , значительно меньше, и его в рассмотрение можно не принимать. Если расстояние наиболее удаленного волокна от оси, проходящей через центр тяжести сечения обода и параллельной валу, назовем через e , то напряжение материала можно выразить так¹⁾:

$$\sigma = \frac{e}{r \pm e} \frac{Mr}{J}, \quad (q)$$

где M — изгибающий момент и J — момент инерции относительно той же оси. Знак $(+)$ относится к волокнам на выпуклой, знак $(-)$ на вогнутой стороне.

Ручка или спицы проверяются также на изгиб, и только при очень больших числах оборотов может появиться надобность в определении напряжений растяжений, вызываемых центробежной силой. Точный расчет ручек — задача весьма большой сложности, так как, во-первых, величина напряжений зависит от числа ручек, во-вторых, потому, что весьма трудно определить величину участия каждой ручки в передаче и наконец потому, что напряжения в высшей степени зависят от соотношения величин и форм поперечных сечений ручки и обода. В упрощенных приемах расчета полагают, что в передаче участвуют не все ручки, а лишь часть $\frac{1}{3}$ или $\frac{1}{4}$ от всего числа их. В качестве изгибающего момента принимают произведение окружной силы, для катков следовательно силы трения T , на расстояние до переходной части ручек в ступицу (втулку). Если внешний диаметр последней назовем через D , то величина момента будет:

$$M = T \left(r - \frac{D}{2} \right) = \frac{T(2r - D)}{2}. \quad (r)$$



Черт. 114.

Пример 46. Чугунные катки (фиг. 181, А): А — ведущий, В — ведомый служит для подъема груза на барабане, сидящем на валу В и имеющем диаметр в 40 см. Вес поднимаемого груза $P = 1000$ кг, коэффициент трения чугунных катков $\mu_1 = 0,16$; число ручек ведомого шкива 6.

Поперечное сечение обода имеет форму тавра. При размерах, указанных на фиг. 181, А, момент инерции будет равен $J = 30,2$ см⁴ расстояния центра тяжести сечений от волокон выпуклой стороны $e_1 = 1,1$ см до вогнутой стороны $e_2 = 2,9$ см. На основании приблизительного равенства моментов силы движущей T и силы сопротивления P найдем:

$$P \cdot 20 \leq T \cdot 40, \text{ или } T = 0,5P = 500 \text{ кг.}$$

А поэтому из (п) найдем:

$$Q = \frac{T}{\mu_1} = \frac{500}{0,16} = 3140 \text{ кг.}$$

¹⁾ Подробнее это будет изложено во второй книге.

Момент (изгибающий) в сечении между ручками будет (согласно р):

$$M = 0,04 Q r_2 = 0,04 \cdot 3140 \cdot 40 = 5000 \text{ кг/см.}$$

Следовательно, согласно зависимости (q), найдем, что напряжение сжатия равно:

$$k_1 = \frac{e_1}{r_2 + e_1} \frac{M r_2}{J} = \frac{1,1 \cdot 5000 \cdot 40}{(40 + 1,1) 30,2} = 177,4 \text{ кг/см}^2,$$

■ напряжение растяжения равно ¹⁾

$$k_2 = \frac{e_2}{r_2 - e_2} \frac{M r_2}{J} = \frac{2,9}{(40 - 2,9)} \frac{5000 \cdot 40}{30,2} = 516 \text{ кг/см}^2.$$

Кроме того очевидно это же сечение будет сжиматься силами S , S , действующими в опорах A и B (черт. 114). По величине эта реакция (так называемый распор арки) будет:

$$S = 1,85 Q = 6120 \text{ кг}$$

А так как площадь поперечного сечения обода равна $F = 27,3 \text{ см}^2$, то дополнительное напряжение на сжатие будет:

$$k_3 = \frac{S}{F} = \frac{6120}{27,3} = 224 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом получим результирующие напряжения:

$$\text{на сжатие} \dots k = k_1 + k_3 \approx 400 \text{ кг/см}^2,$$

$$\text{на растяжение} \dots k = k_2 - k_3 = 292 \text{ кг/см}^2.$$

Оба напряжения для чугуна допустимы, если не ожидается значительных ударов и сотрясений.

Удельное давление по линии соприкосновения катков будет равно:

$$p = \frac{Q}{b} = \frac{3140}{15} = 209 \text{ кг/см},$$

т. е. более допускаемого. Следовательно ширина обода или длина катка b должна быть увеличена.

Переходя к ручкам, необходимо отметить, что ввиду неопределенности распределения изгибающего момента между ними следует считать, что он передается частью, например одною третью от числа их. В данном случае в расчет введем стало быть всего две ручки.

При размерах по чертежу (фиг. 181, А) плечо момента будет $l = 40 - 7 = 33 \text{ см}$. Сечение примем эллиптическим с осями a_1 и a_2 , равными $a_1 = 8,0 \text{ см}$, $a_2 = 4,0 \text{ см}$.

Момент инерции эллипса относительно меньшей оси равен:

$$J = \frac{\pi a_2 a_1^3}{64} = \frac{\pi \cdot 4 \cdot 8^3}{64} = 105 \text{ см}^4,$$

а модуль сопротивления

$$W = \frac{2J}{a_1} = 26,3 \text{ см}^3.$$

Поэтому напряжение от изгиба будет:

$$k = \frac{M}{2 \cdot W} = \frac{33 \cdot 500}{2 \cdot 26,3} = 216 \text{ кг/см}^2.$$

¹⁾ Точнее надо вместо r_2 поставить $r = r_2 - e_2 = 39,9 \text{ см}$.

Такое напряжение для растянутых волокон можно считать допустимым.

Выше было указано, что коэффициент полезного действия фрикционной передачи от силы Q нажатия не зависит. Тем не менее при проектировании этой передачи необходимо всемерно стремиться к уменьшению этой величины, так как от нее зависят степень изнашиваемости подшипников, поддерживающих валы, и сложность приспособления для получения надлежащего нажима. Последний легче всего может быть достигнут установкой подшипников на плите (основная доска) с нажимными винтами вместо установительного клина. Чтобы сделать менее жесткой всю установку, вводят между нажимными винтами и опорой пружину (рессору). Такой прием весьма удобен в тех случаях, когда можно ожидать попадания между катками какого-либо небольшого твердого тела. При наличии пружин катки могут выбросить такой посторонний предмет, не причиняя заметного повреждения рабочей поверхности.

Для уменьшения силы нажатия катков иногда на чугунную поверхность укрепляют кожаную ленту, которая сменяется по изнашивании ее.

Таким путем увеличивают коэффициент трения μ_1 , а стало быть понижают потребное значение силы Q . Для рассмотренного выше примера 46 введение подобного кожаного кольца толщиной например в $\delta = 5$ мм увеличит коэффициент μ_1 до $\mu_1 = 0,3$. Следовательно потребная сила нажатия понизится до

$$Q = \frac{T}{\mu_1} = \frac{500}{0,3} = 1670 \text{ кг.}$$

Сообразно с этим будут уменьшены напряжения в материале обода и ручек. Удельное давление p упадет до величины

$$p = \frac{1670}{15} = 111 \text{ кг/см.}$$

§ 46. Катки клинчатые. Более целесообразный способ для уменьшения силы нажатия — введение вместо гладкой цилиндрической рабочей поверхности, поверхности клинчатой, как это делается и в муфтах трения (§ 43). На фиг. 182, А показан разрез ободов двух катков с клинчатой поверхностью при одном ручье¹⁾; на фиг. 183, А показан разрез катков с тремя ручьями. Больше 5 ручьев не применяют. Обращаясь к схеме, показанной на черт. 115, видим, что сила Q , приложенная к катку I, уравнивается давлением со стороны катка II, которое распределено по производящим конической поверхности ab и cd .

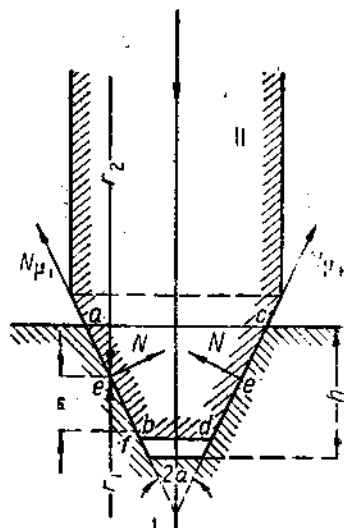
Заменим эту распределенную нагрузку сосредоточенной N и N в точках e и e и направленной перпендикулярно к производящим. Очевидно, что при нажатии катков в ручьях появится и сила трения, направленная по стрелкам; она равна произведению $N\mu_1$. Напишем сумму проекций всех сил на вертикаль:

$$Q = 2N \sin \alpha + 2\mu_1 N \cos \alpha = 2N (\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha),$$

или

$$2N = \frac{Q}{\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha}, \quad (т)$$

¹⁾ Ручьем называется клинчатая канавка, идущая по поверхности катка.



где 2α — угол при вершине A ручья. В практике весьма часто принимают $\angle 2\alpha = 30^\circ$. Тогда при $\mu_1 = 0,16$ для чугунных катков найдем, что

$$2N = 1,56Q.$$

Но сила трения, необходимая для передачи вращения, равна произведению из нормального давления на коэффициент трения, т. е. $T = 2N\mu_1 = 1,56\mu_1 Q$, а потому при $\mu_1 = 0,16$

$$Q = \frac{T}{0,25}.$$

Для рассмотренного примера будем иметь $Q = 500:0,25 = 2000$ кг, вместо 3140, т. е. уменьшение силы нажатия более, нежели в полтора раза.

Клинчатые катки пользуются известным распространением в силу указанного удобства; наличие ручьев как бы увеличивает коэффициент трения в отношении (6), т. е. можно принять, как будто на поверхностях катания имеется коэффициент трения μ'_1 , равный

$$\mu'_1 = \frac{\mu_1}{\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha}. \quad (u)$$

Можно ожидать, что в силу этого увеличится и коэффициент полезного действия передачи, как это следует из формулы (149). Действительно заменяя μ_1 через $\mu'_1 > \mu_1$, получим и большее значение для η . Но в клинчатой передаче появляется новый источник потерь, а именно потеря на работу трения от скольжения на рабочих поверхностях. Обращаясь к черт. 115, увидим, что окружная скорость v точки e катка I равна $v_1 = \omega_1 r_1$, скорость той же точки e катка II равна $v_2 = \omega_2 r_2$, следовательно круги радиусов r_1 и r_2 будут катиться друг по другу без скольжения.

Если возьмем теперь другую точку f на линии соприкосновения ab , то радиусы кругов, соответствующих этой точке, будут:

$$\begin{aligned} \text{по отношению к катку } I & \dots r'_1 = r_1 - \varepsilon \\ \text{по отношению к катку } II & \dots r'_2 = r_2 + \varepsilon. \end{aligned}$$

Окружная скорость точки f , отнесенной к катку I , будет $v_1 = \omega_1 r'_1 = \omega_1 (r_1 - \varepsilon)$; окружная скорость той же точки, отнесенной к катку II , будет $v_2 = \omega_2 r'_2 = \omega_2 (r_2 + \varepsilon)$. Поэтому круги с радиусами r'_1 и r'_2 будут иметь различные окружные скорости, и следовательно помимо перекатывания должно иметь место скольжение с относительной скоростью v' , которая равна в данном случае (так как скорости имеют одно направление) разности окружных скоростей v'_2 и v'_1 , т. е.

$$v' = v'_2 - v'_1 = \omega_2 (r_2 + \varepsilon) - \omega_1 (r_1 - \varepsilon) = \varepsilon (\omega_1 + \omega_2). \quad (v)$$

Но если имеется скольжение, то при наличии давления рабочих поверхностей друг на друга должна иметь место работа трения. Эта потеря уменьшает коэффициент полезного действия. Не останавливаясь на выводе величины указанной потери, отметим лишь, что коэффициент полезного действия при клинчатых катках даже несколько меньше такового при катках гладких. Приготовление этих катков труднее и дороже. Чтобы уменьшить величину срабатывания рабочих поверхностей, глубину ручьев берут очень небольшую, а именно — высоту гребня принимают в среднем около

$$h = 10-15 \text{ мм.}$$

Конечно при этом можно передать весьма ограниченную работу; если же требуется передача более значительной работы, ставят два и больше ручьев. При этом

естественно возрастает стоимость изготовления, ибо пригонка друг к другу нескольких параллельных ручьев значительно усложняется и удорожается.

Характерной особенностью фрикционной передачи является ее приспособляемость; в случае если например по какой-либо причине возросло сопротивление на везомом валу и движущая сила T не в состоянии преодолеть его, то произойдет проскальзывание катков друг относительно друга. В механизмах с жесткой связью движущихся частей такое возрастание сопротивления вызовет удар, остановку машины, а в худшем случае и поломку ее частей. Конечно проскальзывание катков — явление нежелательное, ибо оно влечет за собою известную порчу рабочих поверхностей, но гарантия от поломки во многих случаях представляется более важной.

Чтобы уменьшить до минимума работу трения в опорах, вызываемую нажатием катков друг на друга, Селлерс составил фрикционную передачу, в которой такое нажатие на оси работающих катков не передается. Схема этого расположения показана на фиг. 184, А. Рабочие катки А и В непосредственно один с другим не соприкасаются; своими рабочими поверхностями эти катки зажаты между дисками С и С, сидящими на промежуточной оси III. Нажатие производится при помощи пружины F, помещающейся внутри гайки К. Здесь сила нажимающая направлена вдоль оси III и уравнивается на пяте L. Если же оба диска С снабдить пружинами, то можно вовсе разгрузить ось III от продольного усилия. Диски С, С обработаны на внутренней поверхности по всему ее протяжению. Рабочие катки имеют рабочие поверхности с тем же уклоном, но ограничены по длине. Благодаря этому обстоятельству возможно изменять положение промежуточной оси, передвигая ее параллельно самой себе между осями I и II. Очевидно, при этом диски должны иметь возможность несколько перекашиваться на оси, что достигается насадкой их на шаровых втулках Е и D. Закон передачи в этом случае определится так:

$$\omega_1 r_1 = \omega_3 r_1' \text{ и } \omega_3 r_2 = \omega_2 r_2'$$

а потому:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2' r_1}{r_1' r_2}$$

Изменяя расстояния r_1' и r_2' , получаем различные отношения $\omega_1 : \omega_2$ при постоянном отношении $r_2 : r_1$. В известных пределах система Селлерса может заменить собою набор зубчатых колес, например в токарном станке. Если $r_1' = r_2'$ и промежуточные диски не могут изменять своего положения, то отношение угловых скоростей (а следовательно и чисел оборотов) остается неизменным и от диаметра промежуточных дисков С, С не зависит (фиг. 185, А).

Из самой конструкции передачи Селлерса ясно, что значительных усилий она передавать не может. Величина силы Q нажатия промежуточных дисков определяется из того условия, чтобы она вызвала достаточную силу трения T . Ввиду того, что рабочий каток зажимается с обеих сторон, имеем:

$$T = 2Q\mu_1$$

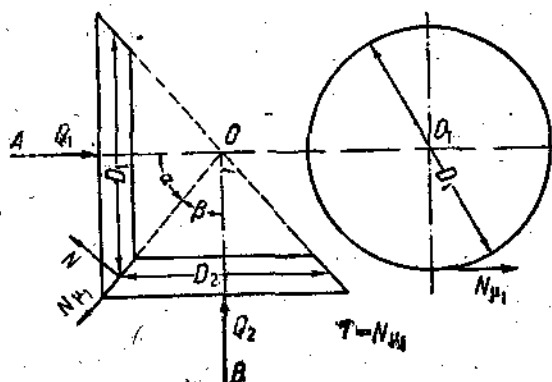
Величина T находится для рабочего катка меньшего диаметра по условию:

$$T\eta = 7500 \text{ N}$$

и увеличивается делением на коэффициент полезного действия, который предположительно можно брать равным $\eta = 0,90$.

Необходимо отметить, что в передаче Селлерса, как имеющей промежуточную (паразитную) передачу, вращение рабочих дисков направлено в одну сторону.

§ 47. Передача между валами непараллельными. Фрикционная передача может быть установлена и между валами, пересекающимися друг с другом. Чаще всего такое расположение представляет пересечение под прямым углом. Пусть (черт. 116) оси валов A и B пересекаются (теоретически) в точке O . Два усеченных конуса с общей производящей ab и вершиной O могут образовать катки, если произвести достаточное нажатие их один на другой силами Q_1 и Q_2 , действующими вдоль этих валов.



Черт. 116.

Между катками появится взаимное давление N , направленное перпендикулярно производящей ab . Сила трения $T = N\mu$, представит собою ведущее усилие, достаточное для преодоления сопротивления на ведомом валу; перекатывание кругов aa_1 по aa_2 , bb_1 по bb_2 и т. д. совершается без скольжения. Таким образом теоретически никакого различия по идее с передачей цилиндрической не имеется.

На фиг. 186, A представлен конический каток с деревянной обкладкой, укрепленной к чугунному диску болтами; на фиг. 187, A изображена передача, состоящая из конических дисков: A — чугунного, B — с кожаными кольцами. Нажатие производится тремя винтами C, C , которые проходят через кольцо E , укрепленное на валу шурупом k ; винты нажимают на втулку катка A через чугунную шайбу F и эластические прокладки G (заменяют пружины).

Рассматривая равновесие катков I и II отдельно, можем написать (черт. 116):

$$\begin{aligned} Q_1 &= N \sin \alpha + N\mu_1 \cos \alpha = N(\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha), \\ Q_2 &= N \sin \beta + N\mu_2 \cos \beta = N \cos \alpha + N\mu_1 \sin \alpha = N(\cos \alpha + \mu_1 \sin \alpha), \end{aligned} \quad (a)$$

или

$$N = \frac{Q_1}{\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha} = \frac{Q_2}{\cos \alpha + \mu_1 \sin \alpha} = \frac{T}{\mu}. \quad (b)$$

Угол α наклона производящей конуса зависит от отношения радиусов r_1 и r_2 , именно:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{r_1}{r_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1}. \quad (c)$$

Зная величину T , определяем давления вдоль валов; очевидно, что, если передавать эти усилия через валы, необходимо устанавливать опорные части — плиты, на которых будет развиваться работа трения. Способ нажатия, показанный на фиг. 187, разгружает вал и должен быть рекомендован. Конечно при этой установке каток не должен заклиниваться на валу, а иметь возможность перемещения по шпонке.

Помимо продольного усилия Q при конической передаче также появляется и поперечное усилие. Действительно, как видно из черт. 116, сумма проекций сил, действующих например на вал A , на вертикаль дает реакцию:

$$R'_a = N \cos \alpha - N\mu_1 \sin \alpha.$$

Подобно этому для вала B будем иметь: $R'_b = N \sin \alpha - N\mu_1 \cos \alpha$. Кроме того сила T — окружная — даст в направлении перпендикулярном составляющую $R''_a = T$ и $R''_b = T$.

Поэтому окончательное давление на вал A будет $R_a = \sqrt{(R_a')^2 + (R_a'')^2}$ и на вал B будет $R_b = \sqrt{(R_b')^2 + (R_b'')^2}$.

Передачу вращения между пересекающимися под прямым углом осями можно и при помощи цилиндрических катков. На фиг. 188, А показано устройство лобовой передачи. К диску A прижат каток B , сидящий на оси O_1 , перпендикулярной к оси O_2 . При вращении диска A каток B приходит во вращательное движение с угловой скоростью ω_2 , определяемой из условия:

$$\omega_2 : \omega_1 = r_1 : r_2 \quad (d)$$

Так как расстояние r_1 может изменяться благодаря тому, что каток B сидит на оси с винтовой нарезкой, то угловая скорость ω_2 тем больше, чем ближе к периферии находится каток.

При помощи этого приспособления можно не только передать вращение между осями O_1 и O_2 , но и в известных пределах изменять скорость ведомого вала O_2 . Если же каток B перевести на другую сторону оси O_1 , то изменится и направление его вращения. Для увеличения коэффициента μ трения покрывают диск A кожей или делают каток B из кожи на чугунной втулке (фиг. 188, А). Легко видеть, что в указанной передаче нельзя избежать скольжения на рабочих поверхностях, почему они изнашиваются быстрее, нежели в цилиндрической передаче между параллельными валами. Кроме того валы здесь подвергаются заметному изгибающему моменту.

Из сказанного очевидно, что фрикционная передача вообще непригодна для больших мощностей; ее ставят в пределах до 10—20 л. с.; при больших нагрузках необходимо применять клинчатые катки. Отмеченная выше как положительное свойство фрикционной передачи приспособляемость является недостатком, когда требуется абсолютная неизменность отношения угловых скоростей, т. е. когда проскальзывание совершенно недопустимо. В таких случаях необходимо устанавливать зубчатую передачу, к рассмотрению которой и переходим. Окружная скорость v в обыкновенных передачах колеблется в пределах от 2 до 8 м/сек.

Пример 47. Между взаимно перпендикулярными валами установить передачу коническими катками на 5 л. с. Числа оборотов: вала ведущего $n_1 = 170$, вала ведомого $n_2 = 510$; средняя окружная скорость $v = 5,5$ м/сек. Ведущий каток — кожаный, давление $p = 30$ кг/см коэффициенты трения — $\mu_1 = 0,25$, $\mu = 0,05$. Найти размеры конусов и потери при передаче.

Передаточное число равно $n_2 : n_1 = 510 : 170 = 3$. Из условия

$$v = \omega_2 r_2 = \frac{\pi n_2}{30} r_2 \text{ имеем: } r_2 = 10 \text{ см } r_1 = 30 \text{ см.}$$

Примем предварительно коэффициент полезного действия равным $\eta = 0,9$.

Тогда имеем по уравнению $Tv = \frac{7500 \cdot N}{\eta}$

$$Tv = \frac{7500 \cdot 5}{\eta}, \text{ или } T = \frac{7500 \cdot 5}{0,9 \cdot 550} = 76 \text{ кг.}$$

Нормальное давление между катками будет при $\mu_1 = 0,25$:

$$N = \frac{76}{0,25} \approx 300 \text{ кг.}$$

Из (с) $\operatorname{tg} \alpha = r_1 : r_2 = 3$, или $\alpha = 71^\circ 30'$, а потому из (b) получаем:

$$Q_1 = 291 \text{ кг и } Q_2 = 540 \text{ кг.}$$

Длина производящей рабочего конуса

$$l = \frac{N}{p} = \frac{300}{30} = 10 \text{ см.}$$

Поэтому высота h_2 малого конуса (ведомого) будет $h_2 = 10 \sin \alpha = 9,5 \text{ см.}$
 высота ведущего $h_1 = 10 \cos \alpha \approx 3 \text{ см.}$

Предполагая, что нажатие производится винтами, согласно фиг. 187, А найдем, что потери будут иметь место в работе подшипников у валов и на пяте ведомого вала. На основании сказанного выше легко найти, что давление поперечное для вала ведущего будет $R_a = 79 \text{ кг.}$ ведомого $R_b = 272 \text{ кг.}$ Примем диаметры валов $d_1 = 6 \text{ см}$ и $d_2 = 4 \text{ см.}$ Далее примем, что ведомый вал имеет опорное кольцо или бурт с диаметром (внешним) $d'_2 = 6 \text{ см.}$ Пользуясь изложенным ранее (формула 85а) и из § 11 (формула в), найдем, что моменты трения в опорах валов ведущего и ведомого и в пяте вала В пишутся так:

$$m_1 = \frac{2R_a \mu d_1}{\pi} = 15 \text{ кгсм, } m_2 = \frac{2R_b \mu d_2}{\pi} = 35 \text{ кгсм,}$$

$$m_4 = \frac{Q_2}{3} \mu \frac{(d'_2)^3 - d_2^3}{(d'_2)^2 - d_2^2} = 68,5 \text{ кгсм.}$$

Угловые скорости вращения валов будут:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = 18, \quad \omega_2 = \frac{\pi n_2}{20} = 54.$$

Поэтому работа трения в секунду будет:

$$T_1 = m_1 \omega_1 + (m_2 + m) \omega_2 = 5860 \text{ кгсм.}$$

Работа полезного сопротивления (5 л. с.):

$$T_2 = 5 \cdot 7500 = 37500 \text{ кгсм.}$$

Полная работа, затрачиваемая на передачу:

$$I = T_1 + T_2 = 43360 \text{ кгсм.}$$

Следовательно коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{37500}{43360} = 0,865,$$

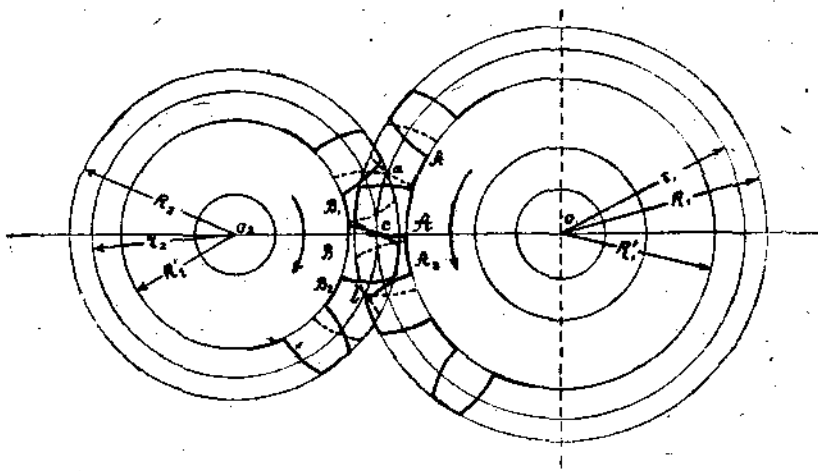
т. е. потеря на трение 0,135, или 13,5%.

ГЛАВА IX

ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА

§ 48. Передача между параллельными валами. Общие сведения. Если представить себе, что два цилиндрические катка снабжены по ободу зубцами, то при вращении одного из колес другое приводится во вращательное движение давлением между соприкасающимися зубцами.

Пусть (черт. 117) окружности радиусов $r_1(O_1)$ и $r_2(O_2)$ представляют собою окружности катков ведущего и ведомого. Зубцы на ободах колес имеют высоту $h = R_1 - R'_1 = R_2 - R'_2$, где R_1 , R'_1 и R_2 и R'_2 — радиусы окружностей выступов и впадин; окружности радиусов r_1 и r_2 называются начальными, и в действительности таких кругов на зубчатых колесах не имеется; но вращение совершается так, как будто эти круги перекатываются друг по другу без скольжения.



Черт. 117.

В таком случае окружные скорости колес O_1 и O_2 — v_1 и v_2 равны друг другу, т. е.

$$v = v_1 = v_2 = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2,$$

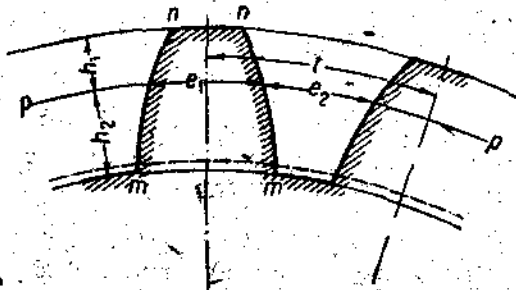
или

$$\omega_1 : \omega_2 = r_2 : r_1 = n_2 : n_1 \quad (a)$$

Это отношение называется передаточным числом.

Другими словами, закон передачи остается тот же, что и для фрикционной установки. В положении, показанном на черт. 117, зубец A колеса O_1 соприкасается с зубцом B колеса O_2 в точке C , лежащей на линии центров $O_1 O_2$ в точке, совпадающей с точкою касания начальных окружностей. Но сцепление (касание) началось раньше, именно, когда зубец A был в положении A_1 (пунктирное изобра

жение), а зубец B в положении B_1 . Точка касания a лежит не на начальной окружности r_1 , а ближе к центру O_1 и на расстоянии большем, нежели r_2 до центра O_2 . При движении, начиная от начала сцепления, общая точка касания двух зубцов переходит через c и в момент разъединения зубцов, когда они занимают положение A_2 и B_2 (пунктирное изображение), она находится в b ; теперь она находится на расстоянии от O_1 большем, нежели r_1 , и от O_2 меньшем, нежели r_2 . Таким образом за все время сцепления пары зубцов точка взаимного соприкосновения перемещается.



Черт. 118.

Расстояние t по начальной окружности между средними плоскостями двух смежных зубцов (черт. 118) называется шагом зацепления; он состоит из толщины e_1 зубца и ширины e_2 впадины, измеряемых также по начальной окружности. Длина зубца (по радиусу высота его h) делится начальной окружностью pp на две части: головку, имеющую высоту h_1 , и ножку с высотой h_2 . Из сказанного выше вытекает, что в сцепляющейся паре зубцов головка

одного зубца всегда работает (перекатывается) по ножке другого, и наоборот. Как видно из черт. 117, ведущее колесо вступает в сцепление точкою a , расположенною у корня ножки; ведомое колесо вступает точкою a у вершины головки. При расцеплении будет иметь место обратное явление. Точка b лежит на ведущем колесе на вершине головки, на ведомом — ближе к корню ножки.

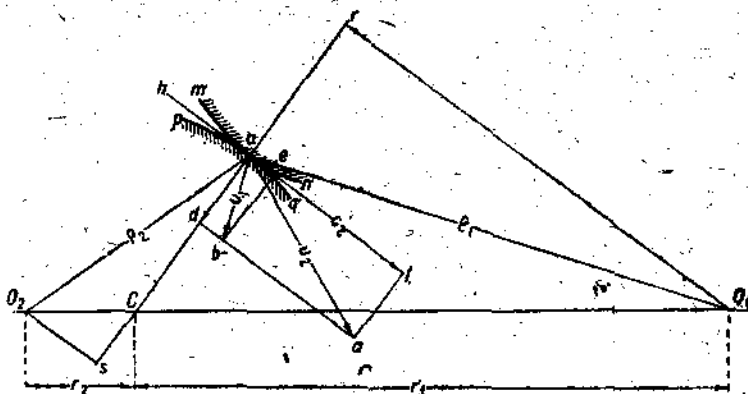
При правильно исполненном зубчатом зацеплении кривые mn , которыми ограничены формы зубцов с боков (профили), должны удовлетворять следующему требованию: общая линия

давления со стороны одного зубца на другой (общая нормаль к профилям двух сцепленных зубцов в точке соприкосновения) должна всегда проходить через точку C касания начальных окружностей на линии O_1O_2 — центров (теорема Виллиса).

Пусть (черт. 119)

O_1 и O_2 — центры осей ведущего и ведомого колес; пусть

далее mn — профиль зубца ведущего и pq — профиль зубца ведомого, соприкасающиеся в данный момент в точке a . Окружная скорость этой точки для первого $v_1 = O_1a \cdot \omega_1 = \overline{ab}$; скорость этой же точки для второго колеса $v_2 = O_2a \cdot \omega_2 = \overline{ac}$; общая линия давления as , общая касательная ah . Разложим скорости v_1 и v_2 на эти два направления; получим составляющие по нормали ad и по касательной ae и af . Для того чтобы касание не нарушалось, составляющие скоростей v_1 и v_2 по нормали должны быть равны.



Черт. 119.

Если далее опустим перпендикуляры $\overline{O_2r}$ и $\overline{O_2s}$ на направление общей нормали, то из подобия треугольников abd и aO_1r имеем:

$$\frac{\overline{ad}}{v_1} = \frac{\overline{O_1r}}{\rho_1}$$

Совершенно так же из подобия треугольников acf и aO_2s найдем:

$$\frac{\overline{cf}}{v_2} = \frac{\overline{O_2s}}{\rho_2}$$

Но $\overline{ad} = \overline{cf}$ равно проекции скоростей v_1 и v_2 на линии as (на нормаль), а потому:

$$\overline{ad} = \overline{cf} = \frac{\overline{O_1r} \cdot v_1}{\rho_1} = \frac{\overline{O_2s} \cdot v_2}{\rho_2} = \frac{\overline{O_1r} \cdot \omega_1 \rho_1}{\rho_1} = \frac{\overline{O_2s} \cdot \omega_2 \rho_2}{\rho_2}, \quad (b)$$

или

$$\overline{O_1r} : \overline{O_2s} = \omega_2 : \omega_1. \quad (c)$$

Из подобия треугольников rO_1C и sO_2C имеем:

$$\overline{O_1r} : \overline{O_2s} = \overline{O_1C} : \overline{O_2C}. \quad (d)$$

Из (c) и (d) находим:

$$\overline{O_1C} : \overline{O_2C} = \omega_2 : \omega_1. \quad (e)$$

Следовательно при произвольном положении соприкасающихся профилей mn и pq общая нормаль (линия давления) к ним делит линию центров $\overline{O_2O_1}$ на части $\overline{O_1C}$ и $\overline{O_2C}$, находящиеся в постоянном отношении; поэтому точка C (на линии O_1O_2) вполне определена и в согласии с выражением (a), имеем:

$$\overline{O_1C} = r_1 \text{ и } \overline{O_2C} = r_2,$$

где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей.

Только что изложенному условию удовлетворяют весьма разнообразные формы профилей. Можно, задавшись произвольным профилем зуба на одном колесе, построить профиль зуба на другом колесе при соблюдении вышеуказанного правила прохождения общей нормали. В практике наибольшим распространением пользуются полученные очертанием двучисковыми кривыми (циклоида, эпициклоида, гипоциклоида) и по развертке круга (эвольвента). Приближенно возможно заменять дуги указанных кривых подбравшими дугами кругов. При современном положении техники в таких приближенных кривых надобности нет. Правильную форму можно получить, фотографируя в уменьшенном масштабе чертеж, выполненный вполне точно благодаря увеличенному масштабу.

Если проследить перемещение точки соприкосновения профилей от начала сцепления до момента расцепления, то заметим, что точка эта движется по некоторой кривой, различной для разных профилей.

Путь, проходимый точкою касания, называется линией зацепления. Та часть начальной окружности, которая перекачивается по начальной окружности другого колеса, пока пара зубцов находится в сцеплении, называется дугою зацепления α . Она состоит из двух участков s_1 — от начала зацепления до прихода точки касания в C на линию центров O_1O_2 и s_2 — от этого момента до конца сцепления, т. е. $\alpha = s_1 + s_2$.

Величина дуги зацепления играет большую роль в вопросе так называемой плавности хода. Действительно дуга зацепления не должна быть менее шага зацепления t . Если мы имеем $\alpha < t$, то в тот момент, когда одна пара расцепляется, другая входит в сцепление. Если $\alpha < t$, то, очевидно, будут моменты, когда сцепле-

ния нет вовсе, и передача будет происходить толчками; при $s > t$ будут моменты, когда в сцеплении находится более одной пары. Например при $s = 1,5t$, за время сцепления одной пары, в половину промежутка этого времени будут работать две пары. При $s = 2t$ всегда в сцеплении будут две пары и т. д. Плавность хода равна в первом случае $m = 1,5$, во втором $m = 2$ и т. д. Понятно само собою, что, чем больше степень плавности, тем меньше отражаются на работе передачи некоторые возможные небольшие недостатки, или вернее неточности. С другой стороны, усилие P , передаваемое от одного колеса другому, распределяется на большее число зубцов, почему срабатывание их будет происходить медленнее.

В зубчатой передаче существуют вредные сопротивления, которые складываются из работы трения в опорах, определяемой давлением от силы P , и работы трения на соприкасающихся поверхностях зубцов. Что касается последней, то появление ее вполне ясно, если вернуться к черт. 119. Из него видно, что составляющие скоростей v_1 и v_2 по направлению общей касательной hf , именно $c_1 = ae$ и $c_2 = af$ не равны между собою. Это указывает на то, что профили mt и pq не только перекатываются друг по другу, но и скользят. А так как они нажаты взаимно усилием P , передающим работу и направленным по общей нормали Ac , то при вращении зубчатых колес неизбежно должна наблюдаться работа трения на поверхности зубцов. Эта работа является потерей и уменьшает коэффициент полезного действия передачи. С другой стороны, эта же работа трения имеет своим последствием изнашиваемость зубцов и изменение их правильной формы. Не останавливаясь на выводе этой потери, приведем окончательную формулу, по которой можно определить величину коэффициента η полезного действия передачи:

$$\eta = \frac{1}{1 + \mu \left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right) \frac{s_1^2 + s_2^2}{2s}} \quad (120)$$

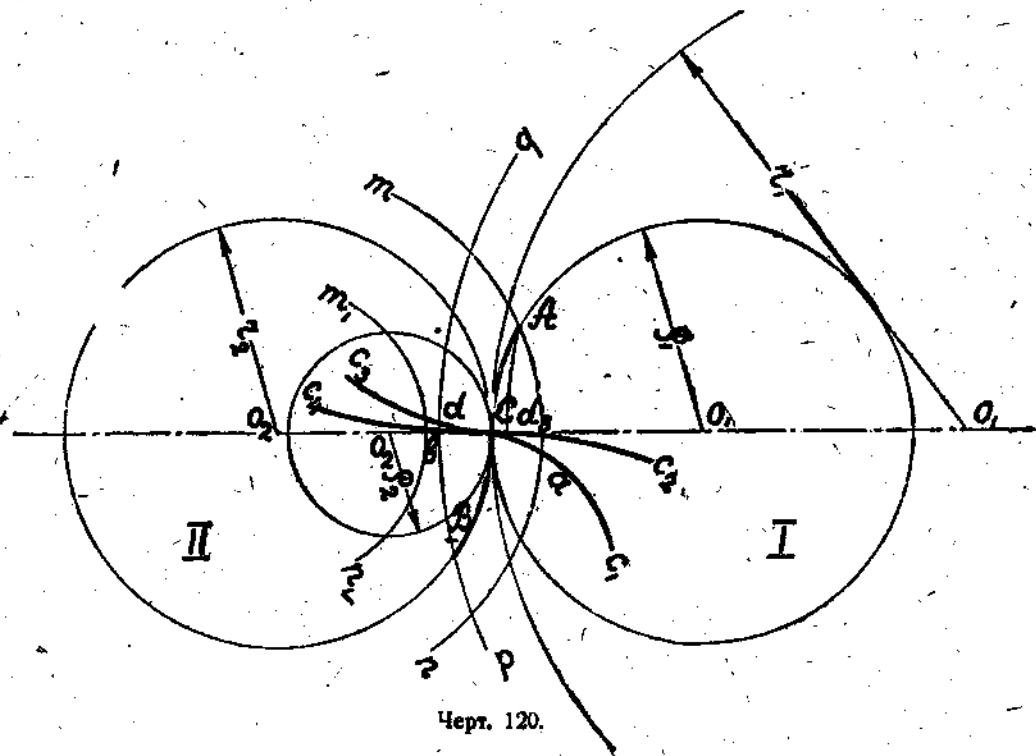
Здесь знак $(+)$ относится к случаю внешнего зацепления (черт. 117) и знак $(-)$ — к случаю внутреннего, т. е. когда одно колесо находится внутри другого; s_1 и s_2 — дуги зацепления до и после линии центров, μ — коэффициент трения на поверхности сцепляющихся зубцов. Выражение (120) относится к эвольвентному (разверточному) зацеплению; но с весьма малой погрешностью его можно применять и к случаю, когда зубцы очерчены циклическими кривыми.

§ 49. Циклоидальное зацепление. Очертание зубцов производится следующим образом. Пусть r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей, ρ_1 и ρ_2 — радиусы так называемых вспомогательных кругов, имеющих общую точку касания в c (черт. 120). Если теперь покатыть например вспомогательный круг o_1 (радиус ρ_1) по начальной окружности O_1 (радиус r_1), то точка c опишет эпициклоиду cc_1 . Катанием того же вспомогательного круга по окружности O_1 (радиус r_1) получаем гипоциклоиду cc_2 . Подобно этому перекатывание вспомогательного круга o_2 (радиус ρ_2) по начальной окружности O_2 дает для точки c перемещение по эпициклоиде cc_3 , и перекатыванием того же вспомогательного круга o_2 по начальной окружности O_2 получается гипоциклоида cc_4 . Эпициклоида cc_3 и гипоциклоида cc_4 дают соответственно очертания головки и ножки для зуба колеса I; эпициклоида cc_1 и гипоциклоида cc_2 — очертания головки и ножки зуба для колеса II. Проведем теперь из центра O_2 окружность mn радиусом $r_2 + h_1$ — выступов; она пересечет эпициклоиду cc_1 в точке a . Окружность впадин m_1n_1 с радиусом $r_2 - h_2$, описанная из того же центра, даст на гипоциклоиде cc_2 точку b . Очертание зуба на колесе II будет представленно линией bca , ограничивающей по bc ножку и по ca головку зуба; точкою раздела является точка c , лежащая на начальной окружности радиуса r_2 . Подобным образом засекаем из центра O_1 эпициклоиду cc_3 и гипоциклоиду cc_4 и и ходим очертание зуба на колесе I.

Диаметр $2r$ вспомогательного круга всегда принимается меньшим, нежели радиус r начальной окружности. Если положить $2r = r$, то эпициклоида обращается в прямую, проходящую через центр колеса. Такое построение не рекомендуется, ибо тогда ножка утончается к своему основанию и зубец получается недостаточно прочным в смысле сопротивления изгибу.

Линия зацепления для описанной передачи представится дугами кругов, радиусы которых равны радиусам вспомогательных кругов. Это видно из фиг. 190 и черт. 120.

Начало сцепления будет в точке A на окружности вспомогательного круга r_1 , так как головка зубца колеса II очерчена эпициклоидой, полученной катанием



Черт. 120.

этого круга; поэтому искомая точка A находится пересечением окружности радиуса $r_2 + h_1$ (из центра O_2) и вспомогательного круга o_1 (h_1 — высота головки). Окончание сцепления происходит головкою зубца ведущего колеса; поэтому, засекая из центра O_1 радиусом $r_1 + h_1$ вспомогательную окружность o_2 , находим точку B — расцепления. Итак дуга зацепления будет:

$$s = s_1 + s_2 = \overset{\frown}{AC} + \overset{\frown}{CB}. \quad (a)$$

Рабочая часть ножки на зубце ведущего колеса найдется, если из центра O_1 точку A снести в d_2 ; участок $\overset{\frown}{cd_2}$ покажет, на каком пути головка ведомого зубца перемещается по ножке зубца ведущего (фиг. 190, A).

Легко видеть, что участок $\overset{\frown}{ca_2}$ больше, нежели участок $\overset{\frown}{cd_2}$, что подтверждает неизбежность скольжения. Определение значения дуги зацепления — задача достаточно сложная, так как s зависит от многих величин — шага зацепления t , передаточного числа β , радиусов вспомогательных кругов, высоты головки h_1 , степени

плавности, т. е. отношения дуги зацепления s к шагу t . Если степень плавности назовем через m , то имеем исходное условие:

$$mt = s, \quad (b)$$

из которого можно установить связь между степенью плавности и числом зубцов на меньшем колесе; последнее в практике часто называют шестерней.

В частном случае, если радиус вспомогательного круга составляет 0,4 от радиуса начальной окружности, т. е. при $\rho = 0,4r$ и при $h_1 = 0,3t$, получается для циклоидального зацепления следующее число зубцов на шестерне, если плавность хода равна двум (табл. 31). С увеличением радиуса вспомогательного круга число зубцов уменьшается (табл. 31, столбец 3) с уменьшением высоты h_1 головки оно увеличивается.

В самом общем случае дуга зацепления s может быть написана в таком виде:

$$s = mt = \sqrt{\frac{h_1 \rho_2 (2r_1 + h_1)}{r_1 + \rho_2}} + \sqrt{\frac{h_2 \rho_1 (2r_2 + h_2)}{r_2 + \rho_1}} \quad (121)$$

Здесь предполагается, что размеры зубцов (по высоте) неодинаковы; неодинаковы и радиусы вспомогательных кругов ρ_1 и ρ_2 . Так как высоты h_1 и h_2 головок обычно даются в частях шага t , радиусы ρ_1 и ρ_2 в частях радиусов начальных кругов r_1 и r_2 и последние в свою очередь могут быть выражены через числа зубцов z_1 и z_2 и передаточное число β , то формула (121) может быть преобразована в выражение, содержащее t .

В частном случае, имеющем большое приложение в практике, высоты h_1 и h_2 одинаковы на обоих колесах и равны $h_1 = h_2 = 0,3t$; радиусы вспомогательных кругов принимаются в 0,4 от радиусов начальных кругов. Если предположить, что $r_1 < r_2$ и отношение $r_1 : r_2 = \beta$, то при указанных только что соотношениях найдем:

$$s = mt = t \sqrt{\frac{0,12}{\pi}} \left\{ \sqrt{\frac{\beta z_2 + 0,3\pi}{\beta + 0,4}} + \sqrt{\frac{\beta(z_2 + 0,3\pi)}{0,4\beta + 1}} \right\} \quad (121a)$$

Следовательно плавность зацепления будет:

$$m = 0,2 \left\{ \sqrt{\frac{\beta z_2 + 0,3\pi}{\beta + 0,4}} + \sqrt{\frac{\beta(z_2 + 0,3\pi)}{0,4\beta + 1}} \right\}; \quad (122)$$

здесь z_2 — число зубцов на шестерне (на меньшем колесе).

Конечно при других значениях для h_1 и h_2 и ρ_1 , ρ_2 получатся другие числовые коэффициенты.

Если $r_1 > r_2$ и $r_2 = \beta r_1$, то формула (122) примет вид:

$$m = 0,2 \left\{ \sqrt{\frac{\beta z_1 + 0,3\pi}{\beta + 0,4}} + \sqrt{\frac{\beta(z_1 + 0,3\pi)}{0,4\beta + 1}} \right\} \quad (122a)$$

Внутреннее зацепление. Оно имеет место, когда центры валов O_1 и O_2 расположены по одну сторону общей точки касания c . Первое отличие в передаче от рассмотренного внешнего сцепления будет то, что при внутреннем сцеплении оба колеса вращаются в одну сторону, а не в разные, как это имеет место при внешнем. Способ очертания остается прежним (фиг. 191, А), но вспомогательные окруж-

ТАБЛИЦА 31

Передаточное число	Число зубцов	
	$\rho = 0,4 r$	$\rho = 0,5 r$
1	36	31
1,5	30	26
2	27	23
3	23	20
4	22	19
5	21	18
6—7	20	17
8—9	19	17
10	18	17

ности ρ_1 и ρ_2 располагаются несколько иначе, именно: вспомогательная окружность меньшего колеса находится внутри, а вспомогательная окружность большего колеса — вне соответственных начальных окружностей r_1 и r_2 . Вследствие этого головка зубца на шестерне очерчена эпициклоидой cc_1 , полученной от катания круга ρ_2 по начальному кругу r_1 ; ножка очерчивается гипоциклоидой cd_1 , полученной перекатыванием вспомогательного круга ρ_1 по начальному r_1 .

Зубец большого колеса имеет обратное очертание; головка его очерчена гипоциклоидой cc_2 , произведенной точкой c при катании круга ρ_1 по начальному r_2 ; ножка этого же зубца ограничена эпициклоидой cd_2 ; последняя получена катанием круга ρ_2 по начальному r_2 . Подобно сказанному о линии зацепления для внешнего сцепления получим здесь две дуги кругов $\overline{Ac}$ и $\overline{cB}$, в сумме дающие величину s . В табл. 32 приведены числа зубцов, при условии $\rho = 0,4r$ и при плавности хода, равном 2, для шестерни $h_1 = 0,3t$. Передаточное число $\beta = 1$ для внутреннего зацепления конечно невозможно, ибо при этом радиусы начальных кругов равны $r_1 = r_2$. Из таблицы видно, что в смысле плавности хода внутреннее зацепление более благоприятно и требует меньшего числа зубцов на шестерне, а стало быть и на большом колесе. Это имеет значение в смысле уменьшения размеров самих колес.

ТАБЛИЦА 32

Передаточное число	Число зубцов z
1,5	23
2	22
3	21
4—5	20
6—7	19
8—9	18
10	17

§ 50. Разверточное зацепление. При этой передаче линия сцепления представляется прямой, проходящей через точку c касания начальных окружностей r_1 и r_2 . Поэтому построить необходимые профили надо, как эвольвенту, т. е. развертку, круга. Обыкновенно задаются положением линии сцепления ld (черт. 121), проводя эту прямую через точку c и наклоненную к линии центров O_1O_2 под углом φ , который выбирают в пределах от 70° до 80° и как средний принимают $\angle \varphi = 75^\circ$. Из центров O_1 и O_2 опускают на прямую ld перпендикуляры O_1p и O_2q . Расстояния $O_1p = \rho_1$ и $O_2q = \rho_2$ принимают за радиусы так называемых основных кругов. Если перекачивать прямую ld по кругу радиуса ρ_1 , то точка ее b опишет кривую ab —развертку круга. Подобно этому перекатыванием прямой ld по кругу радиуса ρ_2 получим для точки m эвольвенту mn . Профили зубцов и будут представлены этими кривыми ab — для колеса I , mn — для колеса II .

На фиг. 192, А показано наружное сцепление по развертке колес. Линия сцепления направлена по NN_1 под $\angle \varphi = 75^\circ$ к прямой O_1O_2 . Начало и конец сцепления находятся подобно тому, как это имело место в циклоидальном зацеплении, засекая прямую NN_1 радиусами $r_1 + h_1$ и $r_2 + h_2$ (окружности выступов) в точках А (начало) и В (конец сцепления). Отрезок AB представит по величине и направлению линию зацепления. Она состоит из участка $s_1 = \overline{Ac}$ до линии центров и $s_2 = \overline{cB}$ после; в сумме $s = \overline{Ac} + \overline{cB} = \overline{AB}$.

Число зубцов в разверточном зацеплении получается всегда больше, нежели для подобного же зацепления с циклическим очертанием. В табл. 32а даны минимальные числа зубцов на шестерне, при условии: $\angle \varphi = 75^\circ$, $h_2 = 0,28t$, плавность 2. Убыливание числа зубцов вместе с увеличением передаточного числа идет гораздо медленнее, нежели для колес циклоидальных.

На фиг. 193, А представлено эвольвентное зацепление при расположении осей валов по одну сторону точек c касания начальных кругов. Способ получения профилей остается от же, что и

ТАБЛИЦА 32а

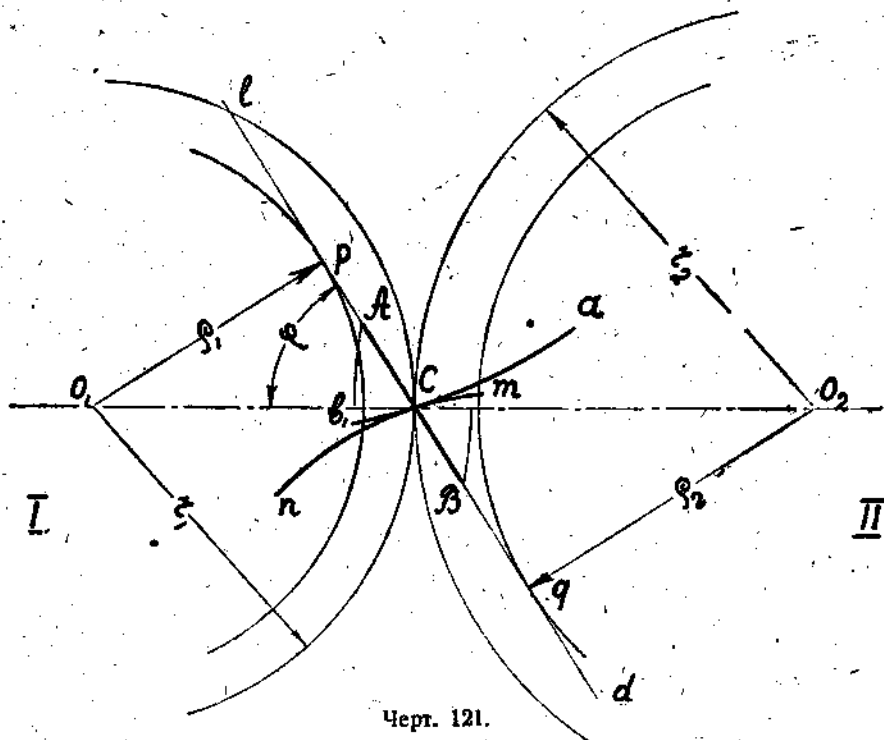
Передаточное число	Число зубцов
1	33
2	32
3	31
4	30

для зацепления наружного. Начало сцепления в A , расцепление в B . Линия зацепления равна AB .

Выражение для дуги зацепления в разверточных колесах может быть дано в такой виде:

$$s = mt = \frac{1}{\sin \varphi} \sqrt{\frac{h_2}{\pi} (z_2 t + \pi h_2) + \frac{h_1}{\pi} \frac{\beta z_2 t + \pi h_1}{2\beta + 1}}. \quad (123)$$

Здесь угол φ — наклон линии сцепления к линии центров.



Черт. 121.

В частном случае, при равенстве $h_1 = h_2 = 0,3t$ и при $\angle \varphi = 75^\circ$, получим:

$$s = mt = \frac{t}{\sin 75^\circ} \sqrt{\frac{0,3}{\pi} \sqrt{z_2 + 0,3\pi + \frac{\beta z_2 + 0,3\pi}{2\beta + 1}}}. \quad (124)$$

Отсюда плавность хода m будет:

$$m = 0,32 \sqrt{z_2 + 0,3\pi + \frac{\beta z_2 + 0,3\pi}{2\beta + 1}}. \quad (125)$$

§ 51. Серии колес. Модуль зацепления. При проектировании зубчатого зацепления для пары колес циклического или эвольвентного профиля не существует строго определенных требований к выполнению этих профилей и размеров зубца. Безусловно необходимо, чтобы шаг зацепления t был одинаков на обоих колесах. Что же касается радиусов вспомогательных кругов в циклических формах или основных кругов в разверточном зацеплении, то они могут изменяться в известных пределах. Например для разверточных колес должно соблюдаться условие, чтобы

$$\rho_1 : \rho_2 = r_1 : r_2.$$

но этому требованию удовлетворяют различные наклоны φ общей нормали (линии зацепления).

Подобно этому радиусы вспомогательных кругов в циклическом зацеплении могут быть выбраны с условием, чтобы

$$\rho \leq r:2,$$

которое ставится потому, что при $\rho > r:2$ зубцы делаются недостаточно прочными у корня. Высоты h_1 — головки и h_2 — ножки также могут быть различными даже в одной и той же паре сцепляющихся колес; необходимо лишь, чтобы сумма их $h = h_1 + h_2$ была одинакова для данной пары.

Но иногда нужно бывает вводить в передачу так называемые сменные колеса. Это имеет место, когда в машине требуется изменить отношение угловых скоростей. Как на пример можно указать на винторезный станок, в котором вращение шпинделя передней бабки связано с самоходным винтом, движущим суппорт с резцом. При нарезании винтов разных диаметров придется, при одном и том же числе оборотов шпинделя, давать меньшее или большее число оборотов ходовому винту, т. е. изменять подачу резца вдоль станка. Указанная связь между вращением шпинделя и винта весьма часто осуществляется зубчатой передачей, состоящей из последовательного ряда пар зубчатых колес. При изменении отношения угловых скоростей винта и шпинделя часть промежуточных колес заменяется другими. Полный набор или серия колес в этом случае должны обладать тем свойством, что каждое из колес серии должно дать правильное зацепление с другим колесом той же серии.

Такое требование может быть выполнено при дополнительных требованиях. Именно, помимо условия, что шаг t зацепления должен быть одинаков для всех колес, одинаковыми должны быть и другие размеры, т. е. высоты h_1 головок и высоты h_2 ножек. Кроме того при циклоидальном зацеплении радиусы вспомогательных кругов принимаются одинаковыми для всех колес серии, чтобы получить вполне тождественные очертания зубцов. Подобно этому, в разверточном зацеплении угол φ наклона производящей (т. е. линии зацепления) к линии центров берется один для всех колес набора.

Если имеется ряд колес в серии с радиусами начальных кругов $r_1, r_2, r_3, \dots$ и соответственно с числами зубцов $z_1, z_2, z_3, \dots$, то будем иметь:

$$2\pi r_1 = z_1 t, \quad 2\pi r_2 = z_2 t, \quad 2\pi r_3 = z_3 t, \dots,$$

откуда

$$\frac{2r_1}{z_1} = \frac{2r_2}{z_2} = \frac{2r_3}{z_3} = \dots = \frac{t}{\pi} = \epsilon. \quad (126)$$

Величина ϵ называется модулем зацепления и представляет собою частное от деления диаметра на число зубцов; обратную величину, т. е. $\frac{z_1}{2r}$, называют диаметральной шаг или питчем (pitch), причем r_1 измеряется в дюймах. Отсюда произведение модуля на питч (p) будет равно $\epsilon p = 24,5$.

Очевидно, что элементы зацепления можно выражать при помощи модуля, например высоту зуба, головки, ножки и т. д. При весьма употребительном соотношении $h = 0,7 t$, $h_1 = 0,3 t$, $h_2 = 0,4 t$ будем иметь:

$$t = \epsilon p, \quad h_1 = 0,95 \epsilon, \quad h_2 = 1,25 \epsilon, \quad h = 2,2 \epsilon \text{ и т. д.}$$

или в дюймах:

$$t = \frac{\pi}{p}, \quad h_1 = \frac{1}{p}, \quad h_2 = \frac{1,157}{p}.$$

§ 52. Снашивание зубцов. Выше (§ 47) указано было, что перекачивание одного зубца по другому сопровождается одновременно скольжением их. Последнее

является причиной истирания и, как результат, изменения формы. Нарушение правильности формы влечет за собою и нарушение правильности передачи.

Работа трения зависит от двух причин: величины взаимного нажатия и скорости скольжения. Изучение этого явления приводит к заключению, что скорость скольжения непостоянна за все время сцепления пары зубцов и изменяется ее неодинаково для двух рассмотренных форм профилей. Относительное скольжение различных профилей можно видеть из следующего сопоставления.

На фиг. 194 А показаны зубцы, очерченные по развертке, с размерами $A_1 = a$ и $A_2 = 1,2 a$. Зубец / ведущего колеса имеет рабочий участок зубца АВ разделенным на двадцать равных частей, которые для ясности зач. рены через один. На соответствующем участке $A_1 B_1$ зубца ведомого колеса те же двадцать участков показаны в размере сообразно путям соприкосновения и снабжены теми же номерами 1, 2, 3, ..., 20. При таком изображении совершенно ясно, что при разверточном профиле наибольшее скольжение получается в первые моменты после начала сцепления, затем оно падает; когда зубцы приходят на линию центров, скольжение уменьшается до нуля; затем оно возрастает, но остается небольшим. На фиг. 195, А то же самое сделано на зубцах с циклоидальным зацеплением. Картина изменяется в том смысле, что скольжение до линии центров больше, нежели после, но как на первом участке, так и на втором оно распределяется почти равномерно.

Сравнение приводит к заключению не в пользу разверточных колес; у них должны сильно выработываться ножка у зубца ведущего и головка на зубце ведомого колеса. На колесах с циклоидальным зацеплением срабатывание должно идти гораздо более равномерно. К этому нужно добавить еще следующее изображение. Зубец колеса разверточного очерчивается одной кривой и представляет по всей рабочей части поверхность выпуклую. Зубец колеса с циклоидальным очертанием имеет головку выпуклую (эпициклоида) и ножку вогнутую (гипоциклоида). Так как разделение зубца на ножку и головку определяется начальной окружностью, то головка одного зубца работает по ножке другого. Следовательно в разверточном зацеплении выпуклая поверхность давит на выпуклую, в циклоидальном выпуклая давит на вогнутую. Совершенно очевидно, что в первом случае площадка, по которой происходит снятие, будет меньше, нежели во втором; поэтому, при одной и той же величине давящей силы P , удельное давление ¹⁾ в колесах разверточных всегда будет больше, нежели в колесах циклоидальных.

Таким образом срабатывание зубцов в первых должно быть сильнее. Конечно надо здесь же отметить, что направление действующего давления в колесах эвольвентных постоянно и совпадает с производящей (линия сцепления). В колесах циклоидальных это направление несколько меняет свое положение, так как линия сцепления состоит из двух дуг. Но это отклонение невелико и особо существенного значения не имеет. Как увидим ниже, разверточное зацепление обладает многими достоинствами, поэтому желательно было бы изыскать средства к устранению вышеуказанного недостатка. Исследования, сделанные в Германии Всеобщей компанией электричества, показали, что необходимо, считаясь с особенностями работы зубцов ведущего и ведомого колес, делать размеры головки и ножки (по высоте) неодинаковыми на обоих колесах. На фиг. 195, А показана форма разверточных зубцов, у которых на ведущем колесе головка имеет высоту $A'_1 = 1,5 a$, ножка $A'_2 = 0,7 a$; на ведомом колесе головка высотой $A''_1 = 0,5 a$, при ножке с $A''_2 = 1,7 a$; общая высота

$$h = A'_1 + A'_2 = A''_1 + A''_2 = (1,5 + 0,7) a = (1,7 + 0,5) a = 2,2 a$$

Как видно из схемы участков скольжения, таковые распределяются уже значительно равномернее, и показанная форма может быть рекомендована в передачах

¹⁾ Т. е. давление на квадратную единицу.

с большими числами оборотов и при значительных нагрузках. Само собою понятно, что такие колеса не могут входить в состав серии или набора.

В указанной конструкции (фиг. 196, А) необходимо отметить еще одну особенность ввиду изменения высот частей зубца получается смещение линии зацепления, а именно, часть ее до линии центров меньше, нежели после линии центров. Так как наибольшее снашивание (скольжение) имеет место как раз в первом участке, то работа скольжения здесь уменьшается и в общем условия работы колеса более благоприятны.

Наконец следует отметить, что ножка ведущего зубца, встречая при начале сцепления ребро головки ведомого зубца, подвергается со стороны последнего действию, похожему на действие резца. Поэтому следует признать целесообразным делать углы на головке зубца ведомого колеса несколько скругленными.

§ 53. Сравнение развортного и циклоидального зацеплений. 1. Если пара колес с развортным зацеплением спроектирована для заданного расстояния между осями $O_1O_2 = a$, а в действительности установлена не вполне точно, т. е. расстояние O_1O_2 окажется немного отличным от a , то правильность передачи не нарушится. Это объясняется тем, что здесь имеется для очертания одна сплошная кривая, для которой сохраняется отношение:

$$r_1 : r_2 = p_1 : p_2.$$

При небольшом увеличении расстояния a несколько уменьшится плавность передачи.

В циклоидальных колесах установка должна производиться вполне точно, иначе правильность сцепления будет нарушена. В указанном смысле развортные колеса имеют определенное преимущество.

2. Потеря работы на трение в зубцах для развортных колес несколько меньше. Это можно видеть уже из выражения (120), где радиусы начальных кругов входят в обратном отношении в знаменатель. Так как число зубцов прямо пропорционально радиусу начального круга и так как при одинаковых условиях плавности число зубцов на развортной передаче будет больше, то и величина η для этих колес несколько больше, нежели для колес циклоидальных.

Действительно, вставляя в (120) вместо r_1 и r_2 их значения через числа зубцов z_1 и z_2 и шаг t , найдем:

$$\eta = \frac{1}{1 + \mu \left(\frac{2\pi}{z_1 t} \pm \frac{2\pi}{z_2 t} \right) \frac{s_1^2 + s_2^2}{2s}} = \frac{1}{1 + \mu \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \frac{s_1^2 + s_2^2}{mt^2}},$$

если m — плавность хода и $s = mt$

В частном случае при передаточном числе, равном $\beta = 1$, $z_1 = z_2 = \frac{s}{2}$ и $s = mt$, получается:

$$\eta = \frac{1}{1 + \mu \pi \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \frac{m}{2}},$$

откуда совершенно очевидно, что η будет больше для колес развортных.

В частном случае при $\beta = 2$, $m = 2$, при наружном сцеплении будем иметь:

а) колеса развортные

$$z_2 = 29, z_1 = 58, s_1 = 1,09 t, s_2 = 0,91 t \text{ и } \eta = 0,965;$$

б) колеса циклоидальные

$$z_2 = 26, z_1 = 52, s_1 = 0,95 t, s_2 = 1,05 t, \eta = 0,959.$$

3. При одном и том же шаге t развортные колеса имеют ножку зубца у основания несколько большей, нежели в колесах с циклоидальным очертанием,

следовательно в разверточных колесах зубец несколько прочнее, нежели в циклоидальных.

4. Длина дуги сцепления для колес с разверточным профилем получается большей внутри меньшего колеса. Для колес с циклоидальным очертанием имеет место противоположное.

Если ведущее колесо больше ведомого, то колеса с разверточным профилем имеют преимущества. При передаче от малого колеса к большому — наоборот. Это обстоятельство объясняется тем, что поломка зубцов обыкновенно имеет место в первый момент сцепления; чем дальше начальная точка касания отстоит от начального круга, тем больше опасность в смысле поломки. Указанное обстоятельство может быть преимуществом и недостатком, в зависимости от назначения колес.

5. При одинаковых условиях число зубцов на колесах разверточного профиля получается большее, нежели на колесах циклоидальных; вследствие этого вес последних будет меньше.

6. Линия действия в колесах разверточного очертания постоянна по направлению; в циклоидальных она несколько смещается на протяжении времени сцепления.

Изложенное приводит к заключению, что колеса с зубцами, очерченными по развертке, в известной степени надо считать более рациональными, в особенности в передачах, где ведущее колесо больше по величине, нежели ведомое. Если же принять во внимание сказанное в § 51, то надо признать этот тип вообще лучшим. Циклоидальные колеса имеют безусловное преимущество, когда по местным условиям требуется ставить колеса малого размера.

Ко всему изложенному надо прибавить, что изготовление колес с зубцами, очерченными развертками, проще и потому, что имеется очертание лишь одной кривой, и потому, что эта кривая не имеет точки перегиба (перехода из выпуклой части в вогнутую).

§ 54. Реечное зацепление. При помощи зубчатого зацепления можно преобразовывать вращательное движение колеса в поступательное движение рейки, снабженной зубцами, согласованными по очертанию с зубцами колеса. Понятно, что равномерному вращению колеса будет соответствовать равномерно поступательное движение рейки. Так как в машинах и сооружениях прямолинейное движение ограничено местом, то чаще имеет место возвратно-поступательное движение рейки, связанное с вращением колеса то в одну, то в другую сторону. Как примеры довольно распространённого применения реечного сцепления можно привести движение стола в некоторых строгальных станках, подъемное приспособление для поднятия и опускания щитов в плотинах и т. д.

На фиг. 197, А показано циклоидальное зацепление. Радиус рейки $r_2 = \infty$, а потом, начальная окружность представится прямой, касательной к начальному кругу колеса в точке с. Вспомогательные окружности показаны с радиусами p_1 и p_2 . Перекатыванием круга радиуса p_1 по прямой CD получаем циклоиду, ограничивающую головку зубца на рейке — cc_1 . Тот же вспомогательный круг при перемещении по кругу радиуса r_1 даст гипоциклоиду для ножки зубца на колесе (cd_1). Катанием круга радиуса p_2 по кругу радиуса r_1 строим эпициклоиду cc_2 для головки зубца на колесе, и наконец тот же вспомогательный круг при перекатывании по прямой CD дает циклоиду для очертания ножки зубца на рейке (cd_2). Линия сцепления будет AcB .

На фиг. 198, А приведено построение реечного зацепления по разверточному способу. В точке касания начальной окружности колеса и рейки (прямая CD) проводим прямую AB под углом φ к линии центров (линия O_1C); основной круг колеса будет иметь радиус p_1 , основной круг для рейки имеет радиус $p_2 = \infty$. Перекатыванием прямой AB по основному кругу получим развертку c_1d_1 , очерчивающую зубец на колесе. Перекатывание той же прямой AB по кругу с бесконеч-

ным радиусом даст прямую, перпендикулярную к $AB - cd$. Она будет ограничивать сбоку зубец на рейке.

Для определения потерь можно пользоваться уравнением (120), положив в нем радиус рейки $\rho_2 = \infty$.

§ 55. Расчет зубчатых цилиндрических колес. Данными для расчета зубчатой передачи обычно предполагаются: работа полезного сопротивления на ведомом валу, выраженная в лошадиных силах — N , передаточное число β , дающее отношение числа оборотов колес, n_2 — число оборотов ведомого вала и a — расстояние между осями валов.

Определив из условий

$$r_1 + r_2 = a \text{ и } r_1 : r_2 = \beta \quad (a)$$

значения радиусов начальных окружностей колес, находим окружную скорость их из соотношений:

$$r_1 \omega_1 = r_2 \omega_2 = v = \frac{r_1 \pi n_1}{30} = \frac{r_2 \pi n_2}{30} \quad (b)$$

Крутящий момент на ведомом валу равен:

$$M_2 = \frac{71\,620\,N}{n_2} \quad (c)$$

Если коэффициент полезного действия передачи будет η , то имеем:

$$\eta M_1 = M_2 \beta \quad (d)$$

где M_1 — крутящий момент на ведущем валу, β — передаточное число, равное $\frac{r_1}{r_2}$.

Коэффициент μ , трения на зубцах колеса зависит от материала и его состояния. Для чугуна, из которого готовится наибольшее количество колес, коэффициент трения будет больше для колес необработанных, т. е. поступающих в машину прямо после отливки, и меньше для зубцов, которые подверглись обработке.

В последних снимается корка, и профили получают более точные размеры. По мере работы колес в передаче они, как говорят, прирабатываются друг к другу, до известной степени сглаживаются некоторые шероховатости и неточности; при этих условиях коэффициент трения уменьшается.

При расчете можно в качестве предварительных принимать такие цифры для коэффициента полезного действия η (табл. 33).

Найдя величину момента M_1 на ведущем валу, определяем окружное усилие P из условия:

$$Pr_1 = M_1$$

Сила P , действуя на зубцы колеса, вызывает в них напряжение изгиба. При сцеплении нескольких пар одновременно давление P распределяется между ними, но так как, с одной стороны, неизвестен закон распределения, с другой стороны, малейшая неточность в соприкосании ведет к изменению этого распределения, принято расчет вести в предположении, что все усилие полностью передается на один зубец (т. е. в работе участвует одна пара). Наиболее невыгодным будет положение для зубца, когда сила P приложена к верхнему краю головки; это соответствует зубцу ведомого колеса в момент начала сцепления и зубцу ведущего колеса в момент расцепления. Усилие P направлено под $\angle \varphi$ к средней плоскости зубца,

ТАБЛИЦА 336

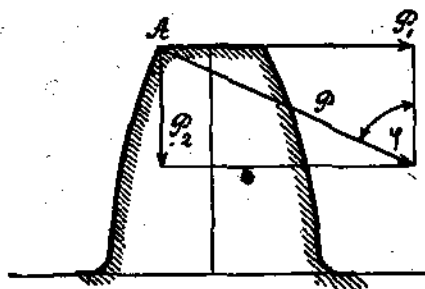
Зубцы необработанные		Зубцы обработанные	
новые	прирабатанные	новые	прирабатанные
$\eta = 0,83$	0,93	0,9	0,97

равным $\angle$ наклону линии действия к линии центров для развернутого профиля или $\angle \varphi$ наклона прямой, соединяющей точку A начала или точку B конца сцепления с точкой C общего касания начальных окружностей для циклического. Раскладывая силу P на составляющие P_1 — по касательной (черт. 122) и P_2 — по радиусу, получим:

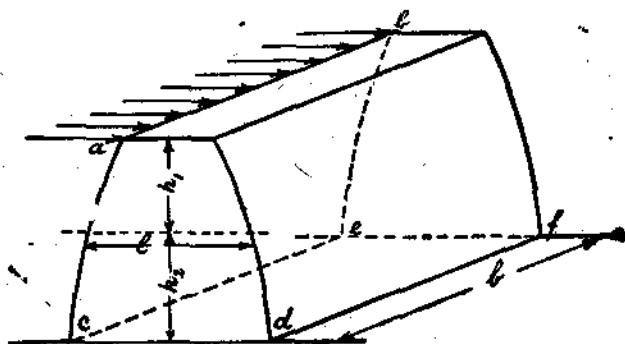
$$P_1 = P \sin \varphi, \quad P_2 = P \cos \varphi.$$

При среднем значении $\angle \varphi = 75^\circ$ будем иметь: $P_1 \approx 0,966 P$, т. е. касательная составляющая очень мало отличается от P , и можно расчет вести просто принимая $\sin \varphi = 1$. Далее принимают, что толщина зуба e у корня равна толщине e зуба по начальной окружности.

При соприкосновении зубцов возможно представить себе два крайних случая: благодаря тщательной обработке и установке зубцы соприкасаются по всей длине зуба ab совершенно равномерно. Равнодействующая распределенного груза P (черт. 123) будет проходить через середину длины ab . Очевидно, что зубец можно рассматривать как консольную балку, закрепленную в основании



Черт. 122.



Черт. 123.

$cdef$ и нагруженную грузом P на свободном конце. Условие прочности на изгиб запишется так:

$$Ph = W_1 k_1 = \frac{be^3}{6} k_1. \quad (e)$$

Здесь b — длина зуба или ширина колеса. Если шаг обозначим через t , то, предполагая весьма тщательную обработку, можно принять, что ширина впадины тоже равна e , или

$$t = 2e; \quad (f)$$

возтому условие (e) примет вид:

$$Ph = \frac{bt^3 k_1}{24}.$$

Вставляя сюда вместо h его выражения через величину шага t , а именно $h = 0,7 t$, найдем:

$$0,7 P = \frac{bt^3 k_1}{24}, \quad \text{или} \quad k_1 = \frac{16,8 P}{bt}. \quad (g)$$

Второй крайний случай возможного соприкосновения зубцов, это — сосредоточение всего груза P в одной точке, именно в вершине a или b . Очевидно, такой случай будет иметь место при неправильной установке колес (черт. 124).

Сила P , приложенная в точке a , также вызовет изгиб, но возможный излом будет теперь не в сечении $cdef$ — основании зуба, а по некоторой наклонной плоскости, для которой напряжение материала окажется наибольшим. Определить поло-

жение $cdgh$ искомого сечения можно из условия прочного сопротивления этого сечения изгибающему моменту. Плечом его будет расстояние точки a , или, что то же, точки k от плоскости $cdgh$. Опустив перпендикуляр ke на эту плоскость, получим:

$$\overline{ke} = h_1 = \overline{km} \sin(90 - \alpha) = h \cos \alpha. \quad (h)$$

Сечение $cdgh$ для простоты можно представить себе как прямоугольник со сторонами $\overline{cg} = \overline{dh} = b_1$ и e . Из треугольника hh_1d или gac найдем:

$$\overline{cg} = \overline{dh} = b_1 = \frac{\overline{km}}{\cos(90 - \alpha)} = \frac{h}{\sin \alpha}. \quad (k)$$

Модуль сопротивления сечения $cdgh$ при сделанных допущениях можно принять равным

$$W_2 = b_1 \frac{e^2}{6} = \frac{he^2}{6 \sin \alpha}. \quad (l)$$

Следовательно, условие прочности примет вид:

$$Ph_1 = Ph \cos \alpha = \frac{he^2}{6 \sin \alpha} k_2, \quad (m)$$

откуда имеем:

$$k_2 = \frac{3P \sin 2\alpha}{e^2}. \quad (n)$$

Опасное положение плоскости излома зависит от $\angle \alpha$, и напряжение k_2 достигает своего наибольшего значения при $\angle 2\alpha = \frac{\pi}{2}$, т. е. при $\angle \alpha = 45^\circ$, $\sin 2\alpha = 1$.

Принимая, как и раньше, $e = t/2$, будем иметь:

$$k_2 = \frac{12 \cdot P}{t^2}. \quad (o)$$

Если поставить условием при расчете зубца на прочность, чтобы он одинаково сопротивлялся и в случае равномерного распределения давления по длине и в случае сосредоточенной нагрузки, то надо принять, что

$$k_1 = k_2,$$

или

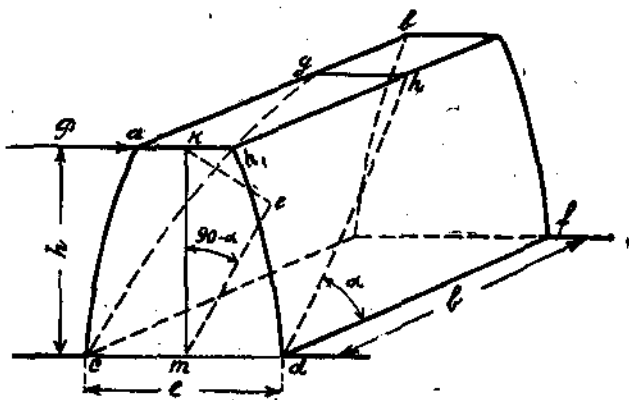
$$\frac{16,8 P}{bt} = \frac{12 \cdot P}{t^2},$$

откуда находим

$$d = 1,4 t = 2 \cdot 0,7 t = 2h. \quad (127)$$

Этой зависимостью определяется наименьшая длина зубца. Практически такой малый размер не берут и принимают, как наименьший

$$b = 2t. \quad (128)$$



Черт. 124.

Очевидно, что с увеличением длины b уменьшается удельное давление q и вместе с ним снашивание. Поэтому в практике отступают часто и от соотношения формулы (128), допуская для b величины большие, иногда до $b=6t$. Само собою понятно, что при этом предполагается соответственно тщательность установки. Увеличение длины за предел, даваемый формулой (128), не влечет за собою увеличения прочности, а потому в расчетах на прочность обычно вводим именно это соотношение, хотя бы длина b оказалась в действительности и больше.

Исходя из сказанного, величину шага t можно получить из уравнения (g); именно:

$$16,8 P = btk = 2t^2k, \quad \text{или} \quad t = \sqrt{\frac{8,4 P}{k}},$$

или при $\frac{b}{t} \neq 2$:

$$t = \sqrt{\frac{16,8 P}{\frac{b}{t} \cdot k}}.$$
(129)

Определив, согласно изложенному выше, величину окружного усилия P и приняв в зависимости от материала зубца значение допустимого напряжения k , вычисляют по формуле (129) размер t .

При сцеплении зубцы входят в соприкосновение с различными скоростями, почему в этот момент должен иметь место удар. Очевидно, что число ударов в передаче растет с возрастанием скорости. Поэтому для колес, работающих в трансмиссии, в станках и т. п., напряжение k принимают тем меньше, чем больше скорость; практически данные обычно вырабатываются заводами, занимающимися специально изготовлением зубчатых колес. Например, один из наиболее известных германских заводов Грузона дает такое практическое соотношение:

$$k = \frac{900}{\sqrt[3]{nD}} = \frac{340}{\sqrt[3]{v}} \text{ кг/см}^2. \quad (130)$$

Здесь D — диаметр начальной окружности, v — скорость на начальной окружности в метрах, n — число оборотов.

Средние значения для допустимого при малых скоростях напряжения приведены в табл. 34. Высший предел предполагает зубцы хорошо обработанные, установку колес весьма тщательную; низший предел может быть принят для колес необработанных. При выборе напряжения конструктор соображается с условиями работы проектируемых колес в передаче.

ТАБЛИЦА 34

Материал	Напряжение в кг/см ²
Чугун	350—450
Стальное литье	500—960
Фосфорн. бронза	700—800
Дельта-металл	1 000—1 100
Лит. сталь	800—1 400
Кожа	200—300
Дерево	80—200

Цифры для дерева выбираются также еще в зависимости от породы. Вообще для зубцов употребляются лишь твердые сорта леса, как, например, бук, клен, граб и др. Высшая цифра в табл. 34 относится к буковой древесине, совершенно сухой и хорошо выдержанной. Формула (129) может быть преобразована, если вместо окружного усилия желательно ввести заданную работу, т. е. передаваемую мощность.

Из d) и e) имеем:

$$Pr_1 = M_1 = \frac{M_2 \beta}{\eta_1} = \frac{71\,620 N \beta}{\eta_1 \eta_2}.$$

Следовательно выражение (129) может быть написано так:

$$t = \sqrt{\frac{8,4 \cdot 71 \cdot 620 \cdot N}{\eta n_1 r_1 k}} = 775 \sqrt{\frac{N}{\eta n_1 r_1 k}} \quad (131)$$

Если принять во внимание, что $2\pi r_1 = z_1 t$, где z_1 — число зубцов ведущего колеса и $\frac{b}{t} \neq 2$, то

$$t = 196 \sqrt[3]{\frac{N}{\frac{b}{t} n_1 z_1 \eta k}} = 196 \sqrt[3]{\frac{N}{\frac{b}{t} n_2 z_2 \eta k}} \quad (132)$$

В некоторых случаях, например при расчете зубчатых колес в подъемных лебедках, задается не передаваемая работа в лошадиных силах, а передаваемый момент M_1 . Из той же зависимости (129) можем написать:

$$t = \sqrt{\frac{8,4 M_1}{r_1 k}} = \sqrt{\frac{8,4 \cdot 2\pi M_1}{z_1 t k}} = \sqrt{\frac{8,4 \cdot 2\pi \cdot M_1}{t \cdot \beta z_2 k}},$$

откуда найдем:

$$t = \sqrt[3]{\frac{53 M_1}{z_1 k}} = \sqrt[3]{\frac{53 M_1}{\beta z_2 k}} \quad (132a)$$

Иногда для высоты зуба принимают значение

$$h = 0,66 t. \quad (133)$$

В таком случае формула (129) обращается в

$$t = \sqrt{\frac{8P}{k}} \quad (134)$$

Зная величину t , находят числа z_1 и z_2 для обоих колес. Для правильности передачи число зубцов на шестерне должно удовлетворять условию возможного наименьшего количества их. Оно связано, как указывалось выше, с заданной степенью плавности, но меньше 8–10 зубцов обыкновенно на шестерне не делают.

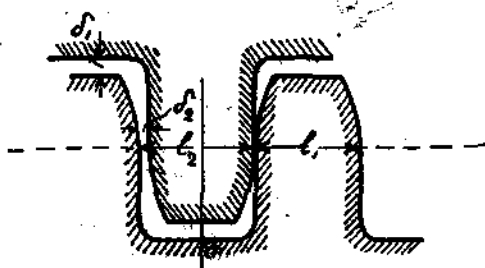
Окончательные размеры зуба и впадины устанавливаются из таких соображений. Головка зуба не должна соприкасаться с основанием впадины; потому при выполнении их соблюдается правило, чтобы существовал зазор δ_1 , величина которого практически определяется (черт. 125) в

$$\delta_1 = (0,15 - 0,17) \varepsilon = (0,05 - 0,055) t.$$

Точно так же, хотя теоретически ширина e_2 впадины принимается равной толщине e_1 зуба (по начальному кругу), т. е. $e = e_1 = e_2$, но практически требуется наличие некоторого зазора δ_2 ; величина его делается тем меньше, чем точнее обработка боковых поверхностей. В среднем можно принимать:

$$\begin{aligned} \text{для необработанных зубцов} & \dots \dots \delta_2 = 0,025 t, \\ \text{„ обработанных хорошо} & \dots \dots \delta_2 = 0,013 t. \end{aligned}$$

Если, как это принято на многих заводах, элементы зуба выражаются в частях модуля, то последний будет определен на основании рассуждений, подобных вышеприведенным.



Черт. 125.

Действительно, принимая

$$h = 2,2 \epsilon, \quad t = \pi \epsilon, \quad e = \frac{t}{2} = 1,57 \epsilon, \quad b = 2\pi \epsilon,$$

найдем из (e):

$$P \cdot 2,2 \epsilon = \frac{b \cdot (1,57 \epsilon)^2}{6} k = \frac{2 \cdot \pi \epsilon (1,57 \epsilon)^2}{6} k, \quad (p)$$

откуда

$$\epsilon \leq \sqrt{\frac{0,85 P}{k}}. \quad (135)$$

Таким же путем можно выразить величину модуля через число передаваемых лошадиных сил. Далее можем выразить радиусы начальных кругов через величину модуля

$$r_1 = \frac{z_1 \epsilon}{2}, \quad r_2 = \frac{z_2 \epsilon}{2} \quad \text{и} \quad a = r_1 + r_2 = \frac{(z_1 + z_2) \epsilon}{2}$$

и величины зазоров δ_1 и δ_2

$$\delta_1 = (0,15 - 0,17) \epsilon \quad \text{и} \quad \delta_2 = (0,08 - 0,04) \epsilon.$$

Если надо выразить модуль ϵ через величину действующего момента или передаваемой мощности, то, поступая подобно сказанному выше, найдем из формулы (135):

$$\left. \begin{aligned} \epsilon &= \sqrt{\frac{0,85 P}{k}} = \sqrt{\frac{0,85 M_1}{rk}} = \sqrt{\frac{1,7 M_1}{\epsilon zk}}, \quad \text{или} \quad \epsilon = \sqrt[3]{\frac{1,7 M_1}{zk}} \\ \epsilon &= \sqrt{\frac{1,7 \cdot 71\,620 N}{nzk}} = 49,5 \sqrt[3]{\frac{N}{nzk}}. \end{aligned} \right\} \quad (135a)$$

По отношению к выбору шага зацепления можно сделать еще следующее замечание. Число z зубцов на колесе может быть только целым; поэтому из соотношения $zt = 2\pi r$ вытекает, что при принятом значении шага t диаметр колеса $D = 2r$ выражается в долях от π . Если желательно иметь диаметр в целых миллиметрах, то надо принять величину шага, выраженную в долях π . Это последнее имеет место при употреблении модуля ϵ , так как $t = \pi \epsilon$. При расчете зубцов через модуль обыкновенно для него принимают целое число $\epsilon = 1, \epsilon = 2, \dots$, поэтому шаг t будет выражаться так: $t = \pi, t = 2\pi, t = 3\pi \dots$. Если при расчете пары зубчатых колес расстояние между осями и передаточное число твердо определены, то конечно шаг t не может выражаться в целых числах.

Если же расстояние a между осями может несколько изменяться или может быть изменено (в небольших пределах) заданное передаточное число β , то удобно принять для t простое число, округляя полученное теоретическим расчетом, и тогда радиус будет выражаться дробным числом.

При пользовании модулем ϵ , наоборот, для радиусов принимают целые числа, выражая шаг дробным.

Расчет зубчатых колес для автомобильных передач производится методом Wilfred Lewis, опубликованным еще в 1893 г. и широко использованным для составления вспомогательных таблиц.

Ниже приведены таблицы для питчей, рекомендованных SAE к употреблению в автомобилях.

Таблицей пользуются следующим образом. Необходимо найти питч для шестерни с 15 зубцами при 1500 фут/мин и нагрузке 100 фунт на пот. дюйм поверхности зуба.

Соотношения между диаметральным питчем, нагрузкой на 1" длины зуба и скоростью по делительной окружности

и скорости по делительной окружности							
Количество зубов	12 — 13	14 — 16	17 — 20	21 — 25	26 — 34	35 — 54	55 — 134
Нагрузка в фунт.	Диаметральный питч при количестве зубцов						
	Скорость по делительной окружности в фут/мин 0 — 100 фут/мин.						
200	8	9	10	12	14	14	14
300	5 1/2	6	7	8	8	9	9
400	4	4 1/2	6	6	6	7	7
500	3 1/2	3 1/2	4	4 1/2	5	5	5 1/2
600	—	—	4	4 1/2	5	5	5 1/2
	100 — 200 фут/мин						
100	12	14	16	—	—	—	—
200	6	7	8	9	9	10	11
300	4	4 1/2	5	6	6	6	7
400	—	—	4	4 1/2	4 1/2	5	5
500	—	—	—	—	—	4	4
	200 — 900 фут/мин						
100	10	11	12	—	—	—	—
200	5	5 1/2	6	7	7	8	8
300	—	—	4	4 1/2	5	5	5 1/2
400	—	—	—	—	—	4	4
	300 — 600 фут/мин						
100	8	9	10	12	12	14	14
200	4	4 1/2	5	6	6	7	7 1/2
300	—	—	—	—	4	4	4 1/2
	600 — 950 фут/мин						
100	6	7	8	9	9	10	10
210	—	—	—	4 1/2	4 1/2	5	5 1/2
	900 — 1200 фут/мин						
100	5	5 1/2	6	7	7	8	8
210	—	—	—	—	—	4	4
	1200 — 1800 фут/мин						
100	4	4 1/2	5	5 1/2	6	7	7
	1800 — 2400 фут/мин						
100	—	—	4 1/2	5	5	5 1/2	—

1) Данные относятся к эвольвентному зацеплению с углом между линией центров и линией зацепления в $75\frac{1}{2}^\circ$ для непрерывной работы в одном направлении и к колесам из чугуна. Для стальных колес (из углеродистой стали) питч таблицы может быть удвоен для соответствующей нагрузки и скорости или нагрузка увеличена вдвое при сохранении табличного питча.

В табл. находим прежде всего скорость 1500 *фут/мин*: она входит в подраздел скоростей между 1200—1800 *фут/мин*. Для нагрузки в 100 *фунт* при числе зубцов между 14—16 находим питч $4\frac{1}{2}$ для чугунного зубца. В случае стального зубца нагрузка на пог. дюйм может быть взята 2000 *фунт*.

Передаваемая мощность может быть определена, по методу W. Levis, таким образом: —

1. Скорость по делительной окружности $v = 0,262 D \cdot n$ *фут/мин*.

2. Допускаемое напряжение в зубцах при скорости v $k_z = k_0 \left(\frac{600}{600 + v} \right) \frac{\text{фунт}}{\text{кв. д.}}$.

3. Наибольшее окружное усилие $P = \frac{b \cdot k_z \cdot y}{p}$ *фунт*.

4. Наибольшая мощность $N = \frac{P \cdot v}{33\,000} \cdot 0,98$ л. с. (метрических).

Здесь:

D — диаметр делительной окружности в дюймах;

n — число оборотов в мин.;

b — длина зубца в дюймах;

y — фактор, значение которого дано в таблице;

p — питч.

Наибольшее напряжение k_0 , для материалов при скорости 0 даны в следующей таблице.

Таблица напряжений

Условия обработки \ Материал	Чугун	Сталь	Фосфористая бронза
	фунт/кв. д.		
1. Обыкновенные	6 000	15 000	9 000
2. Высокого качества	8 000	20 000	12 000

Таблица значений y для эвольвентного зацепления в $75\frac{1}{2}^\circ$

Число зубцов	y	Число зубцов	y
12	0,21	30	0,32
13	0,22	38	0,336
15	0,236	43	0,346
18	0,261	50	0,352
20	0,283	60	0,358
22	0,295	75	0,364
25	0,305	100	0,371
27	0,314	150	0,377
		300	0,383

Если задача поставлена так, что по заданной мощности и числу оборотов необходимо определить питч, решение можно провести следующим образом.

Подстановкой в 4-е уравнение из предыдущих получим:

$$N = \frac{bk_z y v}{p \cdot 33\,000} \cdot 0,98,$$

но

$$b = \frac{\pi \phi}{p},$$

где $\phi = 3-4$ для обработанных зубцов;

$\phi = 2-3$ для литых зубцов.

Поэтому

$$p = \sqrt{\frac{\pi \cdot k_z \cdot y \cdot v \cdot 0,98 \cdot \phi}{33\,000 \cdot N}}$$

Прежде всего выбирается скорость по длительной окружности v в зависимости от числа оборотов и материала зубцов, для чугунных колес в пределах до 1800 фут/мин, но лучше не переходить 900 фут/мин, для стальных от 1800 фут/мин до 2400 фут/мин и выше.

Число зубцов, от которого зависит y , принимают 18 и редко 12 на шестерне, и находят y по таблице; k_z определяется по скорости и таблице напряжений.

Помимо расчета зубца на прочность по отношению к изгибающему моменту необходимо проверять принятую длину b на износ. Из сказанного выше ясно, что износ зубцов будет тем сильнее, чем больше удельное давление между двумя соприкасающимися рабочими поверхностями. В месте соприкосновения происходит смятие поверхности, образуется площадка, имеющая вид удлиненного прямоугольника; длина его равна длине b зубца; ширина зависит от упругих свойств материала, величины нажатия, радиусов кривизны профилей. Ввиду сложности определения этой ширины, а стало быть и удельного давления, выраженного в кг/см², в практике предпочитают под удельным давлением понимать нагрузку p , получаемую от деления силы P на длину зубца b , т. е. p выражают в кг/см. Значения p приведены в табл. 35.

ТАБЛИЦА 35

Материал	p в кг/см
Чугун по чугуну . . .	60—100
Дерево	30—50
Кожа	15—25
Бронза	50—60

Так как срабатывание рабочих поверхностей увеличивается с возрастанием скорости, то очевидно для $p = P/b$ нельзя принимать постоянного значения.

Иногда поэтому принимают соотношение:

$$pn = A, \quad (q)$$

где n — число оборотов, A — постоянный коэффициент опытного характера.

С другой стороны, чем больше степень плавности, т. е. чем больше продолжительность одновременной работы нескольких пар, тем меньше снашивание; поэтому возможно допущение большего удельного давления. Если назовем степень плавности через m , можно написать:

$$pn = Am. \quad (r)$$

Первая зависимость относится к необработанным колесам; вторая — к колесам тщательного изготовления. Для чугунных колес нередко принимают $A = 5000$; для колес с зубцами, нарезанными фрезой, $A = 6000-7000$, для дерева и кожи $A = 4000$, для бронзы $A = 8000$, для дельта-металла до 10 000.

Завод Штольценберга пользуется формулой:

$$P = e \cdot b \cdot k', \quad (s)$$

Следовательно, при $h=0,7t$ и $b=2t$ будем иметь:

$$t = \frac{4,2P}{bk_1} \left(1 + \sqrt{\frac{k_1}{k_2}}\right)^2 = \frac{4,2P}{bk_2} \left(1 + \sqrt{\frac{k_2}{k_1}}\right)^2, \\ t = (\sqrt{k_1} + \sqrt{k_2}) \sqrt{\frac{2,1P}{k_1 k_2}}. \quad (136)$$

Выражая t через крутящий момент M_1 , найдем:

$$t = 2,36 \sqrt[3]{\frac{M_1(\sqrt{k_1} + \sqrt{k_2})^2}{z_1 k_1 k_2}} = 2,36 \sqrt[3]{\frac{M_2(\sqrt{k_1} + \sqrt{k_2})^2}{z_2 k_1 k_2}} = \\ = 98 \sqrt[3]{\frac{N(\sqrt{k_1} + \sqrt{k_2})^2}{z_1 n_1 k_1 k_2}} = 98 \sqrt[3]{\frac{N(\sqrt{k_1} + \sqrt{k_2})^2}{z_2 n_2 k_1 k_2}}. \quad (136a)$$

Сообразно с этим для величины модуля ϵ будет:

$$\epsilon = \frac{\sqrt{k_1} + \sqrt{k_2}}{\pi} \sqrt{\frac{2,1P}{k_1 k_2}} = 0,75 \sqrt[3]{\frac{M_1(\sqrt{k_1} + \sqrt{k_2})^2}{z_1 k_1 k_2}} = \\ = 0,75 \sqrt[3]{\frac{M_2(\sqrt{k_1} + \sqrt{k_2})^2}{z_2 k_1 k_2}}. \quad (136b)$$

$$\epsilon = 31 \sqrt[3]{\frac{N(\sqrt{k_1} + \sqrt{k_2})^2}{z_1 n_1 k_1 k_2}} = 31 \sqrt[3]{\frac{N(\sqrt{k_1} + \sqrt{k_2})^2}{z_2 n_2 k_1 k_2}}. \quad (136c)$$

Чугунные зубцы, работающие вместе с деревянными или кожаными, должны быть обработаны, иначе твердая чугунная корка очень быстро изнашивает более мягкое дерево или кожу.

Передаточное число β берется в довольно широких пределах — от 1 до 10. Если требуется значительная степень плавности, то величину β не следует брать выше 4. В машинах, работающих периодически и где не требуется особенная точность установки, допускаются числа $\beta=6$, например в ручных лебедках подъемных механизмов. В передачах для вращения поворотных кранов и т. п. принимаются для β значения еще большие, до $\beta=10$. В указанных пределах передаточное число можем выражать целым и дробным числом. В этом отношении при выборе передаточного числа следует отметить, что, чем проще оно, тем скорее наблюдается прирабатывание зубцов одного колеса к зубцам другого, что ведет к уменьшению коэффициента трения и следовательно к увеличению полезного действия. Например при $\beta=1$ каждый зубец одного колеса приходит всегда в соприкосновение с одним определенным зубцом другого, и таким образом эти зубцы приспособляются друг к другу весьма скоро. При $\beta=2$ каждый зубец одного колеса работает с двумя зубцами другого; прирабатывание более затруднено; при $\beta=3$ один зубец прирабатывается к трем зубцам другого колеса и т. д.

В случае, когда передаточное число представляется дробью например 3:2, 5:2, 5:3 и т. д., указанное взаимное приспособление затрудняется еще больше и становится почти невозможным в таких дробях, которых числитель и знаменатель являются большими и в то же время первыми между собою как например $\beta=25:23$, 31:30, 47:43 и т. д. Понятно, что если зубец должен приходить в соприкосновение со всеми зубцами другого колеса, говорить о взаимной приработке не приходится¹⁾.

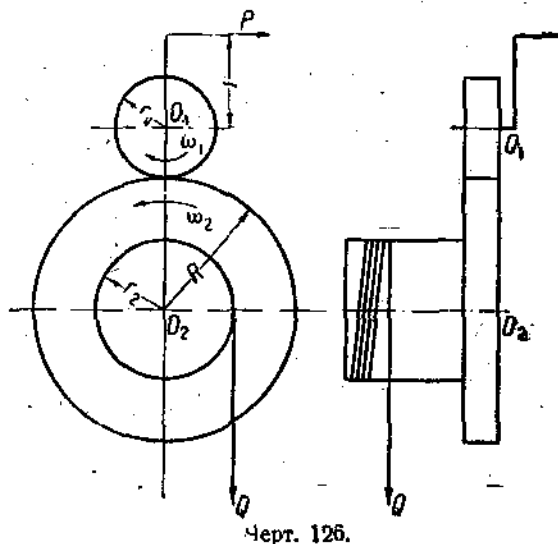
¹⁾ В Америке рекомендуется принимать не простые соотношения чисел зубцов, например при $\beta=2$ число зубцов одного колеса 24, а другого — 49 (а не 48). Процесс прирабатывания хотя и медленно происходит, но обеспечивает правильную передачу на продолжительное время. Недостаток простого отношения — передача может быть приведена в негодность вследствие дефекта одного зубца.

Из сказанного следует, что при выборе величины передаточного числа β надлежит предпочитать в первую очередь простые числа 1—2—3—4, далее простые дроби 3:2, 5:2, 5:3 и т. д.; двузначные числа, первые между собою, не рекомендуются вовсе.

Сказанное предполагает передачу, в которой крутящий момент более или менее постоянен по величине, т. е. окружное усилие P очень мало изменяет свою величину. Встречаются сложные передачи, в которых сила P изменяется весьма значительно, колеблясь иногда от нуля до наибольшего значения. Такой случай представляет например соединение зубчатой передачи с шатунным механизмом. Как указывалось в § 34, в шатунной передаче касательная составляющая T силы, действующей вдоль шатуна, в течение одного оборота дважды переходит через нулевое значение и дважды достигает своего максимума. Положение последнего вполне определено и соответствует углу в 90° между шатуном и кривошипом. Следовательно, на зубчатом колесе, сидящем на валу, наибольшему усилию подвергаются совершенно определенные зубцы.

Если передаточное число представляется простыми числами 1, 2, 3... то и на втором колесе работать под наибольшим давлением будет ограниченное число зубцов второго колеса. Благодаря указанному обстоятельству будут срабатывать более сильно лишь некоторые зубцы данной пары колес. В этом случае передаточное число, представляющее собою более сложное отношение, более целесообразно, так как одно из колес, именно второе, будет изнашиваться равномернее, а потому окажется долговечнее.

Пример 48. На барабан O_2 с диаметром $2R = 25$ см навивается канат, на котором подвешен груз: $Q = 500$ кг. На рукоятку $O_1A = l$ действует сила рабочего $P = 30$ кг.



Черт. 126.

Рассчитать зубчатую передачу (черт. 126). При подъеме груза на барабанах имеются потери на трение в опорах, на перегибание каната; примем их в 5%, т. е. примем коэффициент полезного действия барабана в $\eta_1 = 0,95$. В зубчатой передаче, предполагая колеса чугунные необработанные, можно принять коэффициент полезного действия равным (табл. 33) $\eta_2 = 0,90$. Полный коэффициент полезного действия будет:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 = 0,95 \cdot 0,90 \approx 0,86.$$

Момент силы движущей равен $M_{\text{раб}} = P \cdot l = 30 \cdot 40 = 1200$ кгсм. Момент сопротивления (полезного) — $M_c = Q \cdot R = 500 \cdot 12,5 = 6250$ кгсм. Передаточное число определится из условия равенства работ:

$$\eta M_{\text{раб}} \cdot \omega_1 = M_c \omega_2$$

или

$$\frac{1}{\beta} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_c}{M_{\text{раб}} \eta} = \frac{6250}{0,86 \cdot 1200} \approx 6.$$

Для ручной лебедки такое передаточное число еще допустить можно.

Для расчета необходимо дальше задаться или величиною радиуса одного из колес или числом зубцов. Примем для шестерни (в данном случае она является

ведущим колесом) число зубцов $z_1 = 12$. Кроме того примем, согласно табл. 34, для k величину $k = 350 \text{ кг/см}^2$. Тогда по условию (132а) будем иметь:

$$t = \sqrt[3]{\frac{53 \cdot M_{\text{дв}}}{z_1 k}} = \sqrt[3]{\frac{53 \cdot 1200}{12 \cdot 350}} = 2,3 \text{ см.}$$

Число зубцов большого (ведомого) колеса будет:

$$z_2 = \frac{1}{\beta} z_1 = 6 \cdot 12 = 72.$$

Радиусы колес определяются из

$$2\pi r_1 = z_1 t, \quad r_1 = \frac{z_1 t}{2\pi} = \frac{12 \cdot 2,3}{2\pi} = 4,395 \text{ см} = 43,95 \text{ мм.}$$

$$r_2 = \frac{1}{\beta} r_1 = 6 \cdot 4,395 = 26,37 \text{ см} = 263,7 \text{ мм.}$$

Если бы требовалось получить радиусы колес в целых миллиметрах, то нужно несколько изменить шаг t ; например можно положить

$$t = 7,5\pi = 23,56 \text{ мм.}$$

Тогда

$$r_1 = \frac{z_1 t}{2\pi} = \frac{7,5 z_1}{2} = 45 \text{ мм.} \quad r_2 = 6,45 = 270 \text{ мм.}$$

Длина зуба b может быть принята по (128)

$$b = 2t = 4,6 \text{ см.}$$

Окружное усилие P , найденное из условия равенства моментов, определится как

$$P = \frac{M_{\text{дв}}}{r_1} = \frac{1200}{4,5} = 267 \text{ кг.}$$

Удельное давление p будет:

$$p = \frac{267}{4,6} = 58 \text{ кг/см.}$$

не выходящее из пределов допустимых (табл. 35). Окружная скорость может быть получена, если известно число оборотов одного из колес. При ручной передаче число оборотов рукоятки принимают в среднем $n_1 = 30$ в минуту. Угловая скорость будет поэтому $\omega_1 = \pi n_1 : 30 = 3,14$ и окружная скорость

$$v = \omega_1 r_1 = 15,7 \text{ см} = 0,157 \text{ м/сек.}$$

Скорость весьма небольшая. Если желательно определить степень плавности, то, выбрав форму профиля, надо построить зацепления и найти величину дуги зацепления. Теоретически решить этот вопрос можно, пользуясь выражением (121) или (122). В частном случае, имея в виду, что число зубцов на шестерне небольшое, что форма зацепления — циклоидальная, что высота головки $h = 0,3t$ и что радиусы вспомогательных кругов составляют 0,4 от радиусов начальных, имеем из (122а):

$$m = 0,2 \left\{ \sqrt{\frac{6,12 + 0,3\pi}{6 + 0,4}} + \sqrt{\frac{(612 + 0,3\pi)}{0,4 \cdot 6 + 1}} \right\} = 1,64.$$

При таком большом передаточном числе плавность вполне удовлетворительная.

Пример 49. Между валами O_1 и O_2 на расстоянии $a = 60 \text{ см}$ установить зубчатую передачу на $N = 40 \text{ л. с.}$ Передаточное число $\beta = 2$, число оборотов ведомого вала $n_2 = 400$, плавность хода не менее $m = 2$; колеса фрезерованные.

Имеем:

$$r_1 : r_2 = \beta = 2 \text{ и } r_1 + r_2 = 60 \text{ см.}$$

откуда

$$r_1 = 40 \text{ см, } r_2 = 20 \text{ см.}$$

Для разверточного профиля принимаем, согласно табл. 32, число зубцов на меньшем колесе равным $z_2 = 32$.

Если взять коэффициент полезного действия $\eta = 0,97$, то момент на ведущем валу будет равен:

$$M_1 = \frac{71\,620 \cdot N}{\eta \pi_1} = \frac{71\,620 \cdot 40}{0,97 \cdot 200} = 14\,750 \text{ кгсм.}$$

Следовательно окружное усилие P определяется в

$$P = \frac{M_1}{r_1} = \frac{14\,750}{40} \approx 370 \text{ кг.}$$

Шаг зацепления будет равен

$$t = \frac{2\pi r_1}{z_1} = \frac{2\pi \cdot 40}{64} = 3,94 \text{ см.}$$

Толщина зубца $e = t : 2 = 1,97 \text{ см}$, поэтому напряжение материала на изгиб выразится, при $b = 2t$, цифрой:

$$k = \frac{8,4 P}{b^2} = \frac{8,4 \cdot 370}{3,94^2} = 200 \text{ кг/см}^2.$$

Окружная скорость v получится из

$$v = \omega_1 r_1 = \frac{\pi n_1}{30} r_1 = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 40}{30} = 8,2 \text{ м/сек.}$$

Пользуясь например данными завода Грузона (130), ищем допустимое при такой скорости напряжение:

$$k = \frac{340}{\sqrt[3]{v}} = 166 \text{ кг/см}^2.$$

Скорость $v = 8,2 \text{ м/сек}$ является уже большой для чугунных колес, и в данном случае они могут быть допущены лишь при условии очень высокого сорта чугуна и весьма тщательной обработки. Проверка на изнашивание по зависимости (г) дает:

$$A = \frac{pn}{m} = \frac{Pn}{mb} = \frac{370 \cdot 400}{2 \cdot 2 \cdot 3,94} = 9400$$

Считая для A допустимым величину не более $A = 7000$, необходимо соответственно увеличить длину зубца b , именно ее надо принять равной

$$b' = 2t \cdot \frac{9000}{7000} = \frac{2 \cdot 3,94 \cdot 9}{7} \approx 10 \text{ см.}$$

Если колеса изготовить из литой стали и положить допустимое напряжение $k = 350 \text{ кг/см}^2$ при скорости $v = 8,2 \text{ м/сек}$, то шаг t будет:

$$t = \sqrt{\frac{8,4 P}{k}} = 2,98 \text{ см.}$$

Этому соответствует примерно число зубцов z_2 на малом колесе, равное $z_2 = 42$, или следовательно шаг будет:

$$t = \frac{2\pi r_2}{z_2} = \frac{2\pi \cdot 20}{42} = 2,99 \text{ см.}$$

Большее число зубцов обеспечит и большую плавность. Действительно, проверяя по формуле (125), имеем:

$$m = 0,32 \sqrt{z_2 + 0,3\pi + \frac{\beta z_2 + 0,3\pi}{2\beta + 1}} =$$

$$= 0,32 \sqrt{42 + 0,3\pi + \frac{2 \cdot 42 + 0,3\pi}{2 \cdot 2 + 1}} = 2,67$$

вместо $m = 2$ при $z_2 = 32$.

Весь вышеприведенный расчет сделан при условии, что высота зуба $h = 0,7t = (0,3 + 0,4)t$, и при угле наклона производящей развертки $\varphi = 75^\circ$. Изменяя эти величины, получим несколько другие степень плавности и размеры зуба.

Длина зуба определится из условия (r):

$$A = \frac{pn}{m} = \frac{Pn_2}{bm} = \frac{370 \cdot 400}{b \cdot 2,67} = 8000,$$

откуда находим:

$$b \geq 2,3t = 6,8 \text{ см}$$

Пример 50. От электрического мотора с числом оборотов $n_1 = 1000$ передается валу с числом $n_2 = 250$ оборотов работа в 50 л. с. Установить зубчатую передачу при возможно малом расстоянии между осями.

При таком большом числе оборотов малое колесо придется делать с кожаными зубцами. Требование малого расстояния a между осями валов не позволит иметь в установке большую степень плавности хода. Ввиду этого следует установить зубцы по типу AEG¹⁾, т. е. с неодинаковыми зубцами по размерам головки и ножки. Обращаясь к фиг. 196, А, имеем следующие размеры для зубцов ведущего и ведомого колес:

Ведущее колесо

$$h'_1 = 1,5a, \quad h'_2 = 0,7a,$$

ведомое

$$h''_1 = 0,5a, \quad h''_2 = 1,7a,$$

общая высота

$$h = 2,2a.$$

При числе оборотов $n_1 = 1000$ надо ожидать значительную скорость. Принимая ее примерно $v = 14 \text{ м/сек}$, будем иметь допустимое напряжение для чугуна по (130)

$$k = \frac{340}{\sqrt{v}} \leq 140 \text{ кг/см}^2.$$

Так как чугунные зубцы получаются большой толщины, следует в качестве материала большого колеса принять литую сталь. Тогда напряжение материала можно удвоить; если же принять во внимание, что в зубцах типа AEG ножка получается более толстая, нежели в обыкновенных разверточных, можно увеличить напряжение на 20%; будем иметь $k_2 = 140 \cdot 1,2 \cdot 2 = 340 \text{ кг/см}^2$. Для кожи напряжение принимается около 0,6 от напряжения в чугуне (табл. 34), т. е. $k_1 = 140 \cdot 1,2 \cdot 0,6 = 100 \text{ кг/см}^2$.

Примем число зубцов $z_1 = 18$. Тогда, по уравнению (136с), найдем величину модуля

$$z = 31 \sqrt[3]{\frac{N(\sqrt{k_1} + \sqrt{k_2})^3}{z_1 n_1 k_1 k_2}} = 31 \sqrt[3]{\frac{50(\sqrt{340} + \sqrt{100})^3}{18 \cdot 1000 \cdot 340 \cdot 100}} = 1,25.$$

¹⁾ Всеобщая компания электричества.

Следовательно диаметр шестерни

$$2r_1 = z_1 \varepsilon = 18 \cdot 1,25 = 22,5 \text{ см.}$$

Угловая скорость

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104,5,$$

и окружная

$$v = \omega_1 r_1 = 22,5 \cdot 104,5 : 2 = 11,75 \text{ м/сек.}$$

Окружное усилие $P = 75N : v = 75 \cdot 50 : 11,75 = 320 \text{ кг}$, степень плавности, по (123)

$$m = \frac{1}{\sin \varphi \cdot t} \sqrt{\frac{h_1}{\pi} (z_1 t + \pi h_1') + \frac{h_2}{\pi} \frac{(\beta z_1 t + \pi h_2')}{2\beta + 1}}.$$

Принимая, что

$$t = \pi \varepsilon, h_1' = 1,5\varepsilon, h_2' = 0,5\varepsilon,$$

найдем, что

$$m = \frac{1}{\pi \sin \varphi} \sqrt{1,5(18 + 1,5) + 0,5 \frac{(3 \cdot 18 + 0,5)}{2,4 + 1}} = 1,96.$$

Определяя длину b зубца из условия:

$$\frac{P n_1}{b m} = 6000, \text{ находим } b = \frac{320 \cdot 1000}{6000 \cdot 1,96} = 27,2 \text{ см.}$$

Из этого расчета следует, что плавность хода менее двух, длина зубца очень велика, фактическая скорость менее предположенной $v = 14 \text{ м/сек.}$

Поэтому произведем пересчет, именно примем число зубцов на шестерне большим, — $z_1 = 24$; скорость v попрежнему полагаем $v = 14 \text{ м/сек.}$

Имеем по (136с):

$$\varepsilon = 31 \sqrt{\frac{50 \cdot (\sqrt{340} + \sqrt{100})^2}{24 \cdot 1000 \cdot 340 \cdot 100}} = 1,15.$$

Получим, подобно предыдущему,

$$2r_1 = z_1 \varepsilon = 1,15 \cdot 24 = 27,6 \text{ см.}$$

$$v = \omega_1 r_1 = \frac{104,5 \cdot 27,6}{2} = 14,4 \text{ м/сек.}$$

$$m = \frac{1}{\pi \sin \varphi} \sqrt{1,5(24 + 1,7) + 0,5 \frac{(4 \cdot 24 + 0,5)}{4 \cdot 2 + 1}} = 2,23.$$

Окружное усилие $P = 75N : v = 260 \text{ кг}$, соответственно длина зубца из условия изнашивания:

$$b = \frac{260 \cdot 1000}{6000 \cdot 2,23} = 19,5 \text{ см.}$$

Это дает удельное давление

$$p = \frac{260}{19,5} = 13,3 \text{ кг/см},$$

т. е. менее допустимого.

Далее получим:

шаг $t = \pi \varepsilon = 3,61 \text{ см}$, толщина зубца $e = 1,8 \text{ см}$.

Размеры на ведущем

$$h_1' = 1,73 \text{ см}, h_2' = 0,80 \text{ см.}$$

Размеры на ведомом

$$h_1'' = 0,57 \text{ см.} \quad h_2'' = 1,96 \text{ см.}$$

Общая высота $h = 2,53 \text{ см.}$

Диаметр ведомого колеса $2r_2 = 4 \cdot 2r_1 = 116,4 \text{ см.}$

Расстояние между осями равно $a = r_1 + r_2 = 69 \text{ см.}$

Если принять коэффициент трения μ_1 кожи по железу равным $\mu_1 = 0,25$, то коэффициент полезного действия передачи, не считая потерь в опорах, выразится, согласно (119), приблизительно в $\eta = 0,96$.

Пример 51. Щит, удерживающий напор воды в $h = 2 \text{ м.}$ поднимается на двух рейках, расстояние между которыми равно $L = 2 \text{ м.}$ Предполагая, что два рабочих поднимают щит вращением рукояток, определить размеры зубчатой передачи. Собственный вес щита $Q = 500 \text{ кг.}$

Пусть ss (черт. 128) — осевая линия тела рейки; усилие P для преодоления веса щита и силы трения щита о направляющие направлено по этой линии. Давление S , с которым щит прижат к направляющим, равно гидростатическому давлению воды. В данном случае имеем (черт. 127):

$$S = \frac{200 \cdot 200 \cdot 0,2}{2} = 4000 \text{ кг.}$$

так как давление воды $q \text{ кг/см}^2$ в нижнем слое равно

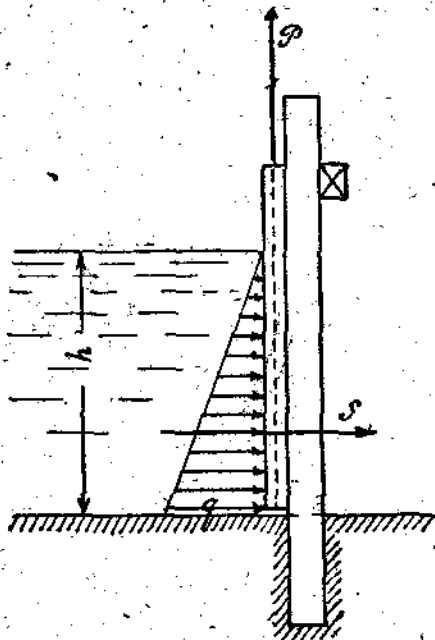
$$q = h \cdot \Delta = 200 \cdot 0,001 = 0,2 \text{ кг/см}^2.$$

Если положим, что коэффициент трения щита о направляющие равен $\mu = 0,1$, то сила трения T определится в $T = 4000 \cdot 0,1 = 400 \text{ кг.}$ Таким образом усилие P должно состояться из суммы сил T и Q , т. е.

$$2P = T + Q = 400 + 500 = 900 \text{ кг,}$$

или

$$P = 450 \text{ кг.}$$



Черт. 127.

Усилие это передается на зубец колеса, сцепляющегося с рейкою. Чтобы уменьшить передаточное число, необходимо радиус колеса r_1 (черт. 128) делать возможно малым, а для этого примем на нем число зубцов $z_1 = 12$. Принимаем допустимое напряжение на изгиб для чугунных зубцов колеса и рейки равным $k = 300 \text{ кг/см}^2$. Кроме того в целях уменьшения размеров колеса возьмем высоту зубца $h = 0,28t + 0,38t = 0,66t$. Тогда, по выражению (134), имеем:

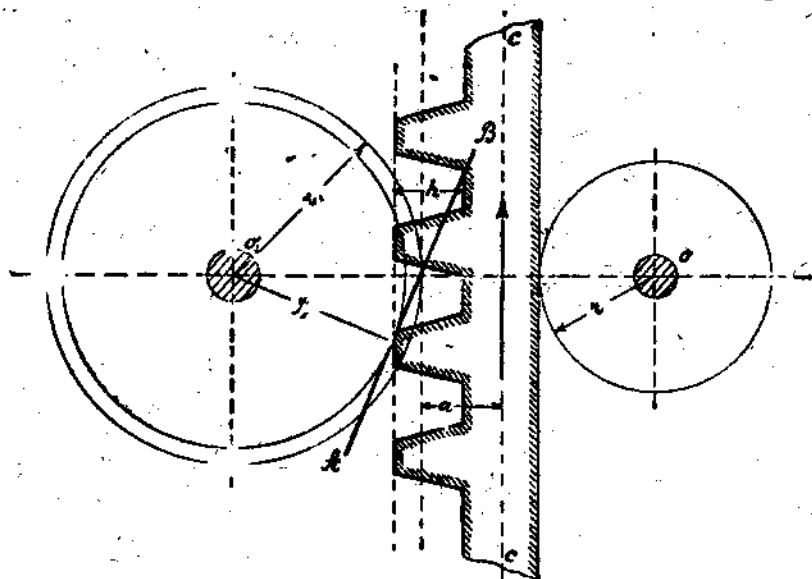
$$t = \sqrt{\frac{8P}{k}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 450}{300}} = 3,46 \text{ см.}$$

Следовательно радиус колеса $r_1 = z_1 t \cdot 2\pi = 12 \cdot 3,46 \cdot 2\pi = 6,61 \text{ см.}$ Примем $r_1 = 6,6 \text{ см}$ и $t = 3,45 \text{ см}$

Усилие P передается на зубец рейки в расстоянии, равном a от оси ss , и таким образом образуется пара сил с моментом $M' = Pa$, которая стремится отклонить рейку вправо от вертикального положения. Плечо a достигает наибольшего значения в момент начала зацепления, когда сила P приложена к вершине зубца на рейке. Если толщину рейки примем: $\delta = 1,2h = 1,2 \cdot 0,66 \cdot 3,45 = 2,7 \text{ см.}$

то при $h = 0,66l \approx 2,3$ см, $a_{\max} = h + \delta : 2 = 2,3 + 1,35 = 3,65$ см. С другой стороны, давление со стороны колеса на зубец рейки направлено по нормали к профилю рабочих поверхностей. Для разверточного зацепления это будет линия сцепления АВ. Если принять, ввиду малой степени плавности хода, $\angle \varphi =$ от 70° до 65° , то появляющаяся горизонтальная составляющая $H = P \operatorname{ctg} \varphi = P (0,36 - 0,47)$ — силы нажатия будет также отжимать рейку вправо. Чтобы не нарушать сцепления, необходимо препятствовать такому смещению рейки; во избежание появления дополнительной силы трения с правой стороны устанавливается каток О. При перемещении рейки он вращается, и сила трения первого рода на спинке рейки заменяет я трением катания.

Принимая далее, что рабочий вращает рукоятку длиной $l = 40$ см с усилием $p = 20$ кг, будем иметь величину вращающего момента равным $M_1 = 20 \cdot 40 =$



Чер. 123.

$= 800$ кгсм. Момент сопротивления на шестерне, сцепляющейся с рейкой, будет $M_2 = P r_1 = 450 \cdot 6,6 = 2970$ кгсм. Отсюда вытекает, что между рукояткой и шестерней необходимо ввести еще пару зубчатых колес. Принимая примерно коэффициент полезного действия на рейке и на шестерне $\eta = 0,9$, будем иметь соотношение:

$$M_1 = \frac{M_2 \beta}{\beta \eta_1 \eta_2}, \text{ или } \frac{1}{\beta} = \frac{M_2}{\eta_1 \eta_2 M_1} = \frac{2970}{0,9 \cdot 0,9 \cdot 800} = 4,6.$$

Следовательно надо особо поставить еще пару колес с отношением чисел зубцов $z_3 : z_4 = 1 : 4,6 = 10 : 46$. Так как в этой передаче не требуется особой точности, можно в качестве передаточного числа взять $\frac{1}{\beta} = 4,5$ и числа зубцов $z_3 = 12$, $z_4 = 54$. При этом обе шестерни получают совершенно одинаковых размеров.

§ 56. Расчет обода и ручек зубчатого колеса. Втулка зубчатого колеса в смысле действующих на нее сил находится в таком же положении, как и втулка колеса в фрикционной передаче. Поэтому размеры втулки могут быть приняты по тем же зависимостям, например (101), и проверяются на прочность по тем же соображениям, как и в передаче катками.

То же самое можно сказать относительно ручек зубчатого колеса. Окружное усилие P несомненно вызывает изгиб ручек моментом $M = PL$, где под L понимается расстояние от точки приложения силы P до основания ручки на втулке. Ввиду того, что перемещение по радиусу точки приложения силы за время сцепления пары колес невелико, а именно равно высоте рабочей части зубца, можно считать, что величина L равна радиусу начальной окружности без радиуса внешнего очертания втулки. Если назовем внешний диаметр втулки через d_1 , то можно принять

$$L = r - \frac{d_1}{2} \quad (a)$$

Полагают, что моменту изгибающему сопротивляется одна треть или одна четвертая часть ручек; называя число их через i , будем иметь условные прочности в виде:

$$PL = P \left(r - \frac{d_1}{2} \right) = \frac{i}{4} Wk, \text{ или } \frac{i}{3} Wk, \quad (b)$$

где W — момент сопротивления ручки по отношению к главной оси сечения, лежащей перпендикулярно к средней плоскости колеса, k — допустимое напряжение — зависит от скорости и принимается $\leq$ напряжения на изгиб в зубцах. Часто $k = 300 \text{ кг/см}^2$.

Число i ручек определяется эмпирической формулой:

$$i = \left(\frac{1}{7} - \frac{1}{8} \right) \sqrt{D_{\text{мм}}}, \quad (137)$$

где D — диаметр начального круга в миллиметрах.

При больших скоростях лучше брать число ручек по формулам в зависимости от числа зубцов:

$$\left. \begin{aligned} i &= 0,07z + 1 \text{ при крестообразной форме} \\ i &= 0,05z + 1 \text{ при двутавровой форме} \end{aligned} \right\} \quad (137a)$$

Обосновать теоретически зависимость (137) нельзя, и на нее надо смотреть лишь как на соотношение, дающее примерно подходящее число ручек. При проектировании окончательно число это устанавливается на основании различных соображений. Так большие колеса весьма часто делаются из двух половин, связанных между собою болтами (фиг. 199 и 200, А). В этом случае число ручек должно быть четное, ибо плоскость разреза делит колесо на две симметрично расположенные части. В колесах со вставными деревянными зубцами число ручек связано с числом зубцов в том смысле, что по отношению к средней плоскости ручки зубцы должны располагаться симметрично (фиг. 201, 202, А); в противном случае затрудняется укрепление зубцов и усложняется изготовление колеса, так как ручки в месте своего примыкания к ободу не будут иметь одинаковой формы. В очень малых колесах весьма часто ручки вовсе отсутствуют, и втулка соединяется с ободом посредством сплошного диска, в котором иногда для облегчения веса делают отверстия. Одним словом, зависимость (137) не должна связывать конструктора, и число ручек может быть взято и не совпадающим с полученным из этой формулы.

Фиг. 202 и 203, А. Форма поперечного сечения ручки бывает разнообразная — овальная, крестообразная, тавровой и двутавровой формы. Овальная форма употребляется в тех случаях, когда длина зубца b не очень велика и ничем не отличается от ручек для фрикционной передачи. Если величина b значительна и обод имеет сечение, показанное на черт. 129, А, то ручке дают в сечении вид креста (черт. 129, В)

В плоскости колеса (черт. 129) располагается ребро Oy , в плоскости перпендикулярной — ребро Oz . Изгиб имеет место относительно оси Oz , а потому момент инерции сечения будет:

$$J_z = \frac{\delta_1 H_1^3 + H_2 \delta_2^3}{12}$$

Так как второй член в числителе очень мал по сравнению с первым, в который входит высота в кубе, то можно в расчетах пользоваться упрощенной формулой, а именно

$$J_z = \frac{\delta_1 H_1^3}{12},$$

и модуль сопротивления

$$W = \frac{2J_z}{H_1} = \frac{\delta_1 H_1^2}{6}. \quad (c)$$

Если окружное усилие назовем через P , то получим, согласно (b), условие прочности в виде:

$$P \left(r - \frac{d_1}{2} \right) = \frac{l}{4} W k = \frac{l \delta_1 H_1^2}{24} k. \quad (d)$$

Обычно соотношение: $\delta_1 = \frac{H_1}{5}$.

Если требуется, по причине большого значения длины зуба b , сделать сечение обода еще более жестким, ему придают форму, показанную (на черт. 130, А); соответственно этому сечение ручки будет двутавровое (черт. 130, В), с полками, расположенными в плоскостях, параллельных средней плоскости колеса. На основании сказанного выше можно написать:

$$J_z = \frac{2\delta_1 H_1^3}{12} = \frac{\delta_1 H_1^3}{6},$$

и условие прочности будет:

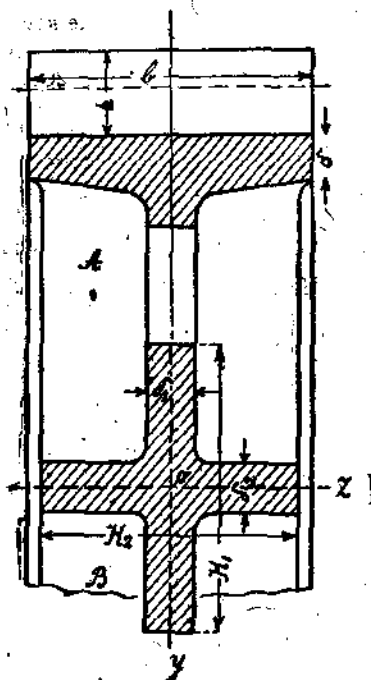
$$P \left(r - \frac{d_1}{2} \right) = \frac{l \delta_1 H_1^2}{12} k. \quad (e)$$

Форма однотавровая встречается всегда в колесах конических, гораздо реже — в колесах цилиндрических. В первых это обуславливается, как увидим ниже, формой обода; во вторых — какими-либо местными условиями. Размер δ_1 толщины ребер принимается по формуле:

$$\delta_1 = (0,05—0,07) H. \quad (f)$$

Если принять, что участвует $\frac{1}{3}$ ручек, то в формулах (d) и (e) в знаменателе будет соответственно 18 и 9.

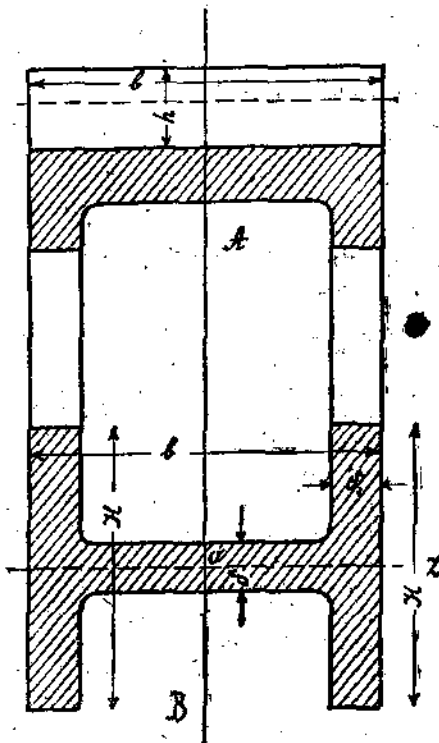
В тех случаях, когда колесо состоит из двух равных частей, плоскость разреза может быть расположена между ручками и по средней плоскости двух диаметрально противоположных ручек. Первый способ не рекомендуется по таким соображениям. Обод разрезается между ручками в сечениях А и В, в которых изгибающий момент больше, нежели в сечениях обода, примыкающих к ручкам. Для соединения



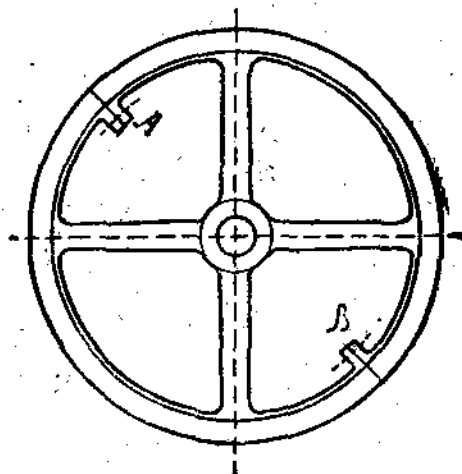
Черт. 129.

частей обода на внутренней стороне его необходимо делать приливы, через которые проходят соединительные болты. Условия работы последних благодаря эксцентрисичности нагрузки невыгодны, и болты по расчету получаются больших размеров. При более или менее значительном числе оборотов центробежная сила, распределенная по ободу равномерно в сечениях *A* и *B*, является сосредоточенной дополнительно благодаря присутствию масс приливов. Изгибающий момент сильно возрастает, именно в сечениях разреза (черт. 131).

Обычно применяется второй способ разрезки по ручкам. В этом случае крестообразное сечение ручки распадается на два тавровых (фиг. 199, *A*); двутавровая форма — на два корытных сечения (фиг. 200, *A*). Во избежание значительных поверхностей обработки в плоскости разреза делают выемку *mn* (фиг. 200, *A*) и таким образом, что соприкосновение происходит по небольшой обработанной поверхности. Для болтов делаются небольшие приливы. Подобным же способом производится разрезка ручек овальной формы. Болты, соединяющие между собою поло-



Черт. 130.



Черт. 131.

винки колеса, подвергаются растяжению действием силы веса ниже лежащей половины и силы центробежной. Последняя имеет заметное влияние при больших скоростях. Кроме того в плоскости разреза имеют место касательные напряжения, вызываемые изгибающей силой *P*.

Приблизительный подсчет болтов может быть сделан следующим образом:

1. Болты подвергаются действию окружного усилия *P*.

2. Число болтов у обода выбирается от 2—4.

3. Допустимое напряжение в железных болтах не должно превышать $\frac{1}{2}$ (или $\frac{1}{3}$ при большой скорости колеса) напряжения на изгиб в чугунных зубцах.

Поэтому имеем уравнение для определения диаметра болта:

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{P}{(2-4) \left(\frac{k_b}{2-3} \right)}$$

или

$$\frac{\pi d^2}{4} \leq \frac{P}{k_b}$$

при двух болтах и $\frac{3}{4} \frac{P}{k_b}$ при четырех

У втулки выбирается следующий по порядку N болта: если у оода $d=1''$, то у втулки $d=1 \frac{1}{8}$.

Длина втулки принимается

$$l = b + 0,05 \frac{D}{2},$$

где b — длина зубца, D — диаметр начальной окружности колеса.

Диаметр втулки равен

$$D_1 = (1,6 - 2) d,$$

где d — диаметр вала.

Конструкции втулок см. на фиг. 298, А

Обод. Сечение обода обычно прямоугольное с размерами b и δ . Толщина δ принимается примерно равной

$$\delta = (0,4 - 0,5) l. \quad (g)$$

Для придания большей жесткости сечение снабжается одним кольцевым ребром (тавровая форма), как показано на черт. 129, А, или двумя такими ребрами (корытная форма), приведенными на черт. 130, А.

Точный расчет обода зубчатого колеса представляет еще большие трудности, нежели расчет обода фрикционного колеса, так как главное действующее здесь усилие P направлено не радиально, а по касательной к окружности начального круга. Изгибающий момент в сечении между ручками является опасным, так как здесь сечение значительно слабее, нежели в местах примыкания к ручкам. Приблизительно величина этого момента может быть выражена зависимостью:

$$M = \frac{P r_1}{l} \quad (h)$$

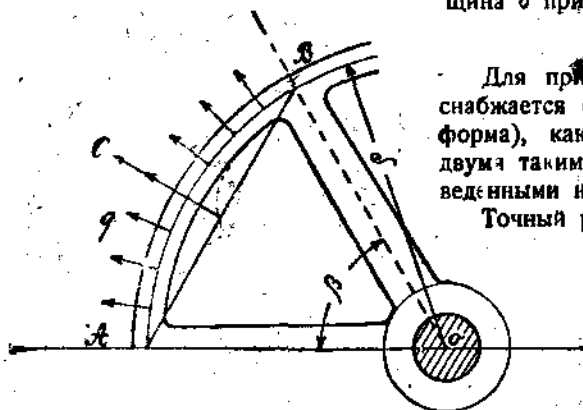
если l — число ручек.

При значительном числе оборотов можно величину момента, вызываемого изгиб центробежной силой в среднем сечении между ручками, определить, пренебрегая кривизной обода (рассматривать его как балку прямую, защемленную в опорах (концы ручек) и имеющую длину l , равную хорде дуги, стягивающей концы ручек. Если угол между ручками назовем через β , то длина l будет:

$$l = 2\rho \sin \frac{\beta}{2}. \quad (k)$$

где ρ — средний радиус сечения обода; величина ρ получится, если из r вычесть высоту h_2 — высоту зубца и половину δ — толщины обода, т. е.

*) См. формулу (159).



Черт. 132.

$$\rho = r - 0,4t = 0,25t$$

$$\text{или} \quad \rho = r - 0,65t$$

Центростремительная сила направлена радиально (черт. 132). Величина ее при угле β между ручками будет на единицу длины обода

$$q = \frac{F \rho \omega^2 \Delta}{g} \quad (1)$$

здесь F — поперечное сечение обода, ω — угловая скорость вращения, Δ — кубической единицы материала и g ускорение силы тяжести.

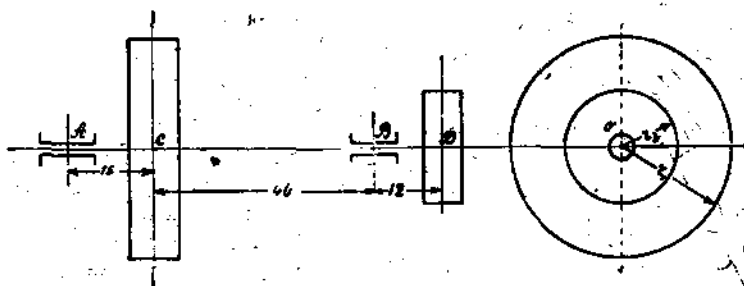
Момент изгибающий в среднем сечении C будет:

$$M_c = \frac{q l^3}{24} = \frac{F \rho \omega^2 \Delta}{24g} \left(2\rho \sin \frac{\beta}{2} \right) \quad (2)$$

Из выражений (1) и (2) получаем сложением результирующий момент, при помощи которого находятся напряжения материала обода.

Пример 52. Определить размеры втулки, ручек и обода для большего из колес, рассмотренных в примере 49, в предположении, что оно изготовлено из чугуна.

Диаметр d вала может быть определен, если известно его расположение на опорах; зная действующие нагрузки и крутящий момент, определяем момент резу-



Черт. 133.

льтирующий. Пусть пара колес, о которых шла речь в примере 49, входит в состав сложной передачи; на валу, несущем большее колесо C , находится второе колесо D , имеющее радиус $r_2 = 30$ см. Вал лежит на опорах A и B . Расстояния между средними плоскостями колес C и D и опор A и B даны на черт. 133.

Из условий равновесия необходимо, чтобы момент, крутящий колесо C , ($M_k = Pr_1$), равнялся моменту, крутящему колесо D ($M_k = Qr_2$). Так как, согласно примеру 49, $P = 370$ кг, $r_1 = 40$ см, то находим, что

$$Q = \frac{Pr_1}{r_2} = \frac{370 \cdot 40}{30} = 493 \text{ кг.}$$

Следовательно реакции в опорах A и B будут $R_a = 163$ кг, $R_b = 700$ кг. Опасное сечение будет в B . Момент изгибающий $M_b = 493 \cdot 12 = 5900$ кгсм. Момент крутящий $M_k = 370 \cdot 40 = 14800$ кгсм. Следовательно результирующий момент M_r равен:

$$M_r = 0,35 \cdot 5900 + 0,65 \sqrt{5900^2 + 14800^2} = 12400 \text{ кгсм.}$$

Принимая в качестве допустимого напряжения $k = 500$ кг/см², найдем:

$$12400 = \frac{\pi d^3}{32} 500, \text{ или } d = 6,3 \text{ см, а за округлением } d = 6,5 \text{ см.}$$

Внешний диаметр катушки будет $d_1 = 2d = 13$ см. Длину ее может быть принята по формуле:

$$l = b + 0,05r = 10 + 0,05 \cdot 40 = 12 \text{ см.}$$

Шаг зацепления определен в $t = 3,94$ см; примем толщину обода равной:

$$\delta = 0,45t = 0,45 \cdot 3,94 \approx 1,8 \text{ см}$$

Число ручек ввиду довольно значительной окружной скорости надо брать по формуле (138); если предположим, что сечение ручки двутавровое, то

$$i = 0,07z + 1 = 0,07 \cdot 64 + 1 = 5,48,$$

так как число зубцов на большем колесе равно $z = 64$. Принимаем $i = 6$. Согласно формуле (h) изгибающий момент равен:

$$M_1 = \frac{Pr}{r} = \frac{370 \cdot 40}{36} = 412 \text{ кгсм.}$$

Средний радиус сечения ρ будет равен:

$$\rho = r - 0,4t - 0,25\delta = 40 - 0,625 \cdot 3,93 = 40 - 2,5 = 37,5 \text{ см.}$$

Растянутые элементы находятся в данном случае на вогнутой стороне. Поэтому напряжение материала определится и:

$$k = \frac{\frac{\delta}{2} \cdot \frac{Mr}{J}}{\rho - \frac{\delta}{2}} = \frac{\frac{\delta}{2} \cdot \frac{Mr}{J}}{2\rho - \delta} = \frac{1,8}{2 \cdot 37,5 - 1,8} \cdot \frac{412 \cdot 37,5 \cdot 12}{2 \cdot 3,94 (1,8)^3} = 100 \text{ кг/см}^2;$$

напряжение — вполне допустимое для чугуна¹⁾.

В приведенном расчете не учитывалась наличие кольцевых ребер, которые всегда имеют место. При двутавровой форме ручек таких ребер два. Они значи-

тельно увеличивают сопротивление обода. Кроме того в расчете длина зубца принята $b = 2t = 7,88$ см, тогда как по расчету в примере 49 она взята равной $b = 10$ см.

Каково влияние только что упомянутых ребер, можно видеть из следующего примера. Пусть (черт. 134) ребро, расположенное посередине, имеет размер по высоте и толщине $\delta_1 = \delta_2 = \delta = 0,4t$. Тогда расстояние от центра сечения до линии ab будет равно $e_1 = 0,27t$ и до линии

$cd - e_2 = 0,53t$. Величина момента инерции относительно оси ZZ будет, при $b = t$:

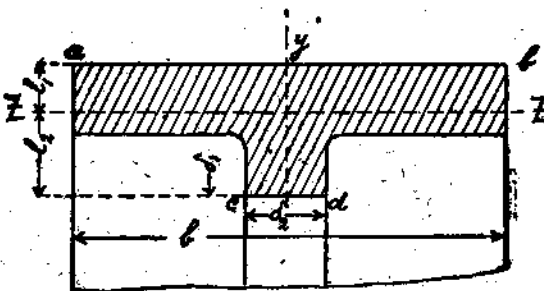
$$J = \frac{1}{3} [b \cdot e_1^3 - (b - \delta_2) (e_1 - \delta)^3 + \delta_2 e_2^3] = 0,045t^4.$$

Вставляя это значение J в выражение для напряжения, найдем, считая $\rho = 37,5$ см;

$$k = \frac{e_2}{\rho - e_2} \cdot \frac{Mr}{J} = \frac{0,53t}{37,5 - 0,53t} \cdot \frac{412 \cdot 37,5}{0,045t^4} = 86 \text{ кг/см}^2.$$

т. е. уменьшение напряжения на 15%.

¹⁾ В примере 49 для скорости $v = 8,2$ м/сек, принято в качестве допустимого напряжения $k = 166$ кг/см².



Черт. 134.

Переходя к расчету ручек, примем, что толщина их $\delta_1 = H/5$, где H высота полки двутавра в плоскости, параллельной средней плоскости колеса. Тогда будем иметь условие прочности:

$$\frac{l}{3} \cdot 2\delta_1 \cdot \frac{H^2}{6} k = P \left(r - \frac{d_1}{2} \right) = \frac{H^3 k l}{3 \cdot 15},$$

или

$$H = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 15 P \left(r - \frac{d_1}{2} \right)}{l k}} = \sqrt[3]{\frac{15 \cdot 370 (40 - 6,5)}{2 \cdot 179}} \approx 8 \text{ см.}$$

Напряжение материала здесь взято то же, что и для зубцов в примере 49.

Размер H относится к сечению ручек у втулки. Так как изгибающий момент по мере удаления от втулки к ободу уменьшается, размер H также берется меньше и у перехода ручки в обод принимается в пределах

$$H_1 = (0,7 - 0,75) H.$$

Полученные результаты подтверждают вывод, сделанный в примере 49, что проектируемые колеса лучше делать из литой стали ввиду, с одной стороны, значительной окружной скорости и относительно большой величины окружного усилия P — с другой.

Изгибающий момент в среднем сечении обода, получающийся под действием центробежной силы, вызывает на внутренней стороне напряжения сжатия, а потому проверку следует делать лишь при больших числах оборотов в колесах с большими радиусами.

Пример 53. Рассчитать сечение обода и ручки для большого колеса из примера 50.

Число зубцов колеса равно $z_2 = 96$, шаг $t = 3,61$ см. Число ручек будет при крестообразном сечении ручки

$$l = 0,05z + 1 = 0,05 \cdot 96 + 1 \approx 6.$$

Изгибающий момент, при радиусе $r = 55,2$ см и при окружном усилии $P = 260$ кг, найдется из

$$M = \frac{Pr}{l^2} = \frac{260 \cdot 55,2}{36} \approx 400 \text{ кгсм.}$$

При теоретической длине зубца $b = 2t$, при толщине обода $\delta = 0,4t$, величина напряжения в прямоугольной форме сечения будет:

$$k = \frac{\delta}{2r - \delta} \frac{Mr}{J} = \frac{0,4t}{2 \cdot 53 - 0,4t} \frac{M \cdot 53 \cdot 12}{2 \cdot t(0,4t)^3} = 165 \text{ кг/см}^2,$$

где

$$r = r - 0,6t = 55,2 - 2,2 = 53 \text{ см.}$$

Принимая далее толщину δ_1 ребра ручки, лежащего параллельно плоскости вращения, из формулы $\delta_1 = H/5$, найдем размер H из условия изгиба

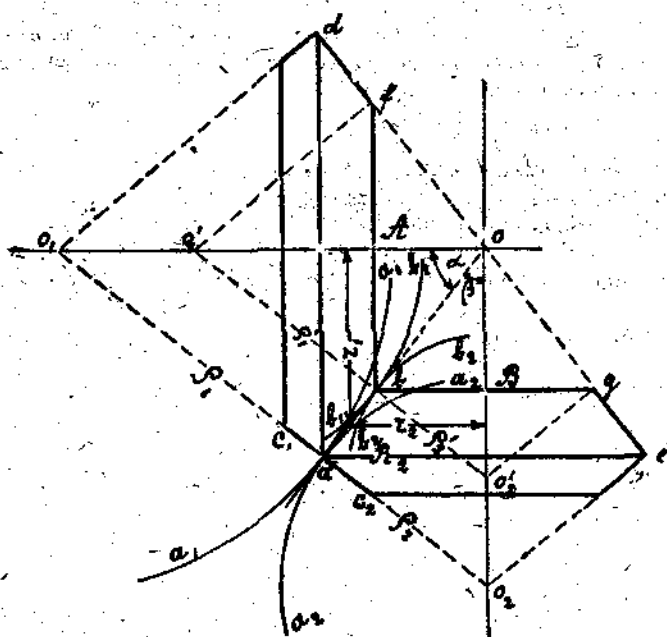
$$\delta_1 \frac{H^2}{6} k = P \left(r - \frac{d_1}{2} \right).$$

Так как диаметр вала не определен за отсутствием задания условия расположения на опорах и нагрузок на него, то отнесем опасное сечение ручки к центру вала, полагая плечом момента радиус r . Будем иметь при $k = 340$ кг/см²:

$$\delta_1 \frac{H^2}{6} = \frac{H^2}{30} k = Pr, \text{ или } H = \sqrt[3]{\frac{30Pr}{k}} = \sqrt[3]{\frac{30 \cdot 260 \cdot 55,2}{340}} = 10,7 \text{ см.}$$

Ручка уменьшается в своих размерах по мере приближения к ободу, у последнего размер H будет равен $H' = (0,75 - 0,8)H$, и размер ребра у втулки получится сам по себе после вычерчивания последней и будет несколько менее найденного вычислением.

§ 57. Зубчатая передача между пересекающимися осями. Совершенно так же, как это имеет место для фрикционной передачи, можно устанавливать между двумя пересекающимися осями передачу зубчатыми колесами. В практике распространена такого рода передача между валами, которые пересекаются друг с другом под углом в 90° ; на рассмотрении устройства зубчатых колес для этой цели мы и остановимся.



Черт. 135.

Очевидно по аналогии с цилиндрическими колесами и здесь мыслятся конические катки, на ободке которых имеются зубцы. При перекачивании воображаемых катков друг по другу зубцы одного будут входить в соприкосновение с зубцами другого, и вместе с преобразованием вращательного движения во вращательное будет иметь место передача работы.

Отношение угловых скоростей ω_1 ведущего и ω_2 ведомого колес определяется так же, как и для фрикционных катков, т. е.

$$\omega_1 : \omega_2 = r_2 : r_1 = \operatorname{tg} \beta = \operatorname{ctg} \alpha. \quad (a)$$

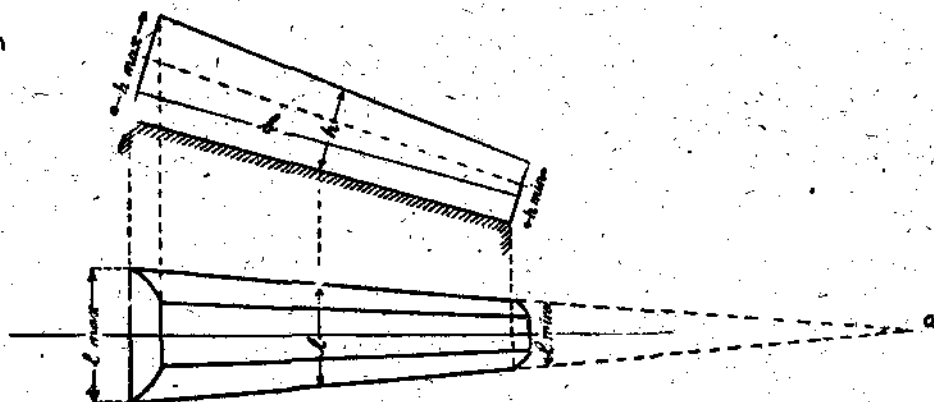
Здесь (черт. 135) r_1 и r_2 — средние радиусы конических катков A и B,

$\angle 2\beta$ — угол при вершине O конуса B. Если к общей производящей ab конусов A и B проведем перпендикулярную прямую c_1ac_2 , то она своим продолжением пересечет оси oo_1 и oo_2 в точках o_1' и o_2' . Таким образом образуются дополнительные конуса $ao_1'd$ и $ao_2'e$. Профили зубцов должны быть вычерчены на боковых поверхностях этих дополнительных конусов. Приняв точки o_1' и o_2' за центры, опишем окружности радиусами $r_1 = o_1'a$ и $r_2 = o_2'a$; окружности эти являются начальными для данного зацепления, поскольку это относится к большим радиусам катков A и B. Рассуждая подобным образом относительно точки касания b , найдем для нее дополнительные конуса $bo_1'f$ и $bo_2'g$. Точно так же окружности bb_1 и bb_2 , описанные из центров o_1' и o_2' радиусами r_1' и r_2' , явятся начальными для начертания профилей зубцов, поскольку это относится к меньшим радиусам катков; профили эти будут расположены на боковых поверхностях дополнительных кругов o_1' и o_2' . Таким образом зубцы будут иметь форму коническую с общей вершиной в O; наибольший размер зуба будет у широкого основания катков, наименьший — у узкого. Построение это показано на фиг. 204, A. Выбор профилей и вычерчивание их остаются совершенно такими же, как и для цилиндрических колес. При выборе шага t сообразования относится к средним радиусам катков r_1 и r_2 ; расчет зуба на прочность про-

ивводится точно так же. Следовательно из расчета получается среднее значение шага и среднее значение толщины зубца. Условие прочности будет иметь тот же вид, который приведен в § 55 в уравнении (е), в котором e и h будут иметь средние значения (черт. 136).

$$\rho h = \frac{be^2}{6} k.$$

Величина шага наибольшего и наименьшего получается проще всего построением, но может быть вычислена и из геометрических соотношений



Черт. 136.

Действительно, называя например (черт. 135) через R_1 и R_2 радиусы больших оснований катков A и B , будем иметь:

$$R_1 = r_1 + \frac{b}{2} \sin \alpha; \quad R_2 = r_2 + \frac{b}{2} \sin \beta = r_2 + \frac{b}{2} \cos \alpha, \quad (b)$$

где $b = \overline{ab}$ — длина производящей (длина зубца).

С другой стороны, имеем:

$$2\pi r_1 = z_1 t \quad \text{и} \quad 2\pi R_1 = z_1 t, \quad (c)$$

где t_1 — шаг, отнесенный к большому основанию конуса. Следовательно получим, внося в (b) значения для r_1 и R_1 из (c)

$$\frac{z_1 t_1}{2\pi} = \frac{z_1 t}{2\pi} + \frac{b}{2} \sin \alpha, \quad \text{или} \quad t_1 = t + \frac{\pi b}{z_1} \sin \alpha. \quad (138)$$

Что касается величин радиусов начальных окружностей ρ_1 , ρ_2 и т. д., то можно получить следующее соотношение из рассмотрения черт. 135.

а потому

$$\rho_1 = \overline{aO} \operatorname{tg} \alpha; \quad \rho_2 = \overline{aO} \operatorname{tg} \beta = \overline{aO} \operatorname{ctg} \alpha, \\ \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{ctg} \alpha} = \operatorname{tg}^2 \alpha = \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 = \frac{\rho_1}{\rho_2}. \quad (d)$$

Далее имеем:

$$R_1 = \rho_1 \sin (90 - \alpha) = \rho_1 \cos \alpha$$

Принимая во внимание соотношение (b), находим:

$$R_1 = r_1 + \frac{b}{2} \sin \alpha = \rho_1 \cos \alpha, \quad \text{или} \quad \rho_1 = \frac{r_1}{\cos \alpha} + \frac{b \operatorname{tg} \alpha}{2}. \quad (e)$$

Таким образом, имея отношение $r_1:r_2$, равное передаточному числу, определяем $\angle \alpha$, задавшись одним из радиусов r_1 и r_2 , вычисляем радиусы ρ_1 и ρ_2 начальных окружностей для больших оснований конусов; подобным же образом из (d) определим и радиусы ρ'_1 и ρ'_2 для меньших оснований.

Практически чаще все эти величины находятся построением.

Как видно из сказанного, при проектировании конических зубчатых колес не может существовать такого ограничения, как например задание расстояния a между осями валов для цилиндрических колес. Обычно задаются числом зубцов на меньшем колесе; далее, по условию (132), вычисляют шаг t и таким образом определяют радиус r_2 малого колеса из условия:

$$2\pi r_2 = z_2 t$$

Выбор профилей производится на основании тех же соображений, что и для колес цилиндрических.

В конической зубчатой передаче наблюдается то же явление, что и в передаче коническими катками, именно, появление усилий, направленных вдоль валов; по этой причине наличие конических зубчатых колес вызывает необходимость мер против сдвижения вала вдоль геометрической оси; другими словами, кроме опор в форме подшипников требуется установка торцовых опор. В результате получается повышение работы трения и понижение коэффициента полезного действия передачи. С другой стороны, эти продольные силы являются причиной нарушения правильности передачи, — как говорят, получается развертка ее, что объясняется конечным движением вершин начальных конусов.

Если окружное усилие равно P , то сила, направленная вдоль вала O_1O , будет:

$$Q_1 = P \sin \alpha \operatorname{ctg} \varphi; \quad (f)$$

вдоль вала O_2O будет действовать сила

$$Q_2 = P \cos \alpha \operatorname{ctg} \varphi. \quad (g)$$

В этих выражениях $\angle \varphi$ представляет отклонение направления окружного усилия от линии центров цилиндрических колес с радиусами ρ_1 и ρ_2 при разверточной форме профиля. При циклоидальном зацеплении, как известно, это направление непостоянно, хотя колеблется и немного. В качестве средней цифры можно принять

$$\angle \varphi = 75^\circ.$$

Каждая из сил Q_1 и Q_2 вызывает трение на торцовой опоре своего вала и в то же время очевидно является изгибающей для другого.

Число спиц или ручек для конических колес определяется по тем же соображениям, что и для колес цилиндрических.

Длина зуба b в конических колесах при одинаковых условиях берется несколько больше, нежели в колесах цилиндрической передачи; это объясняется тем, что обработка, а стало быть, и пригонка зубцов в колесах конических трудна и гарантии в точном соприкосании по всей длине зуба меньше.

Совершенно из тех же соображений, какие были указаны в § 55, при значительных скоростях чугун заменяется литой сталью; точно так же вводятся более эластичные материалы, как например деревянные зубцы, кожа, прессованная бумага.

Наконец по тем же соображениям, что и для цилиндрических зубчатых колес, при значительном размере конические колеса делаются разъемными и свертными на болтах.

§ 58. Некоторые конструкции зубчатых колес. На фиг. 202, А показано укрепление деревянных зубцов в чугунном колесе; если длина b не превосходит 200 мм, зубец делается цельным и хвост его укрепляется шпилькой ab . При b больше 200 мм зубец делается составным из двух — I и II (правая проекция); каждый помещается

в своем гнезде; хвосты укрепляются общей шпилькой; головки должны составлять продолжение друг друга. Такая конструкция вызывается тем, что при очень длинных сплошных зубцах они сильно ослабляют обод колеса.

На фиг. 201, А показана несколько измененная конструкция в том смысле, что хвосты зубцов укрепляются при помощи вставки деревянных же клиньев a, a , заклинивающих одновременно хвосты двух рядом сидящих зубцов.

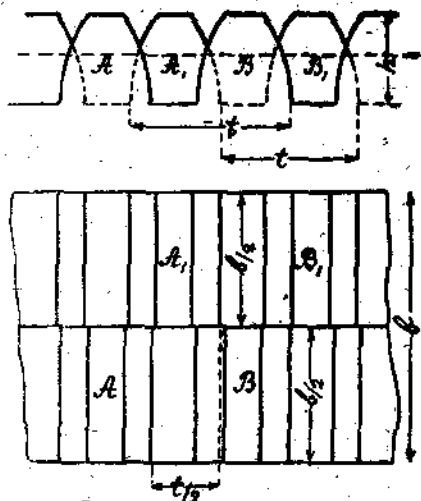
На фиг. 205, А приведена пара конических колес, из которых большое сделано из двух частей, связанных болтами. Вследствие большого размера деревянные зубцы сделаны из трех частей каждый. Ручки имеют сечение двутавровое, что в конических колесах делается лишь при передаче очень больших усилий, например при турбинных установках с большим передаточным числом.

На фиг. 206, А показана конструкция большого составного колеса. Оно имеет цельную втулку, отлитую заодно с ручками. Обод — стальной литой, из отдельных косяков А, А. Последние связаны между собою при помощи болтов В, В и прикреплены к ручкам болтами С, С. Чтобы разгрузить болты С, С от срезающих усилий, введены шпонки D, D. Для правильности сборки поверхности aa, aa на концах ручек и на соответственных выступях косяков обточены на станках по дугам из центра колеса.

На фиг. 207, А изображено в разрезе зубчатое колесо с кожаными зубцами. Последние вырезаются в кожаных дисках, которые устанавливаются рядом, надетыми на чугунную втулку А. Справа надето железное кольцо В, которое стянуто болтами Е.

В указанном колесе втулка колеса имеет коническую расточку и надевается на конический конец вала, на котором закреплена винтом F, входящим в разрезку. Коническая расточка необязательна, и такое же колесо может быть укреплено обычным путем на шпонке.

На фиг. 208, А показана зубчатая передача подъема щита А. К последнему на шарнире В укреплен рейка Е, сцепленная с колесом С. На том же валу находится колесо D для дальнейшей передачи.

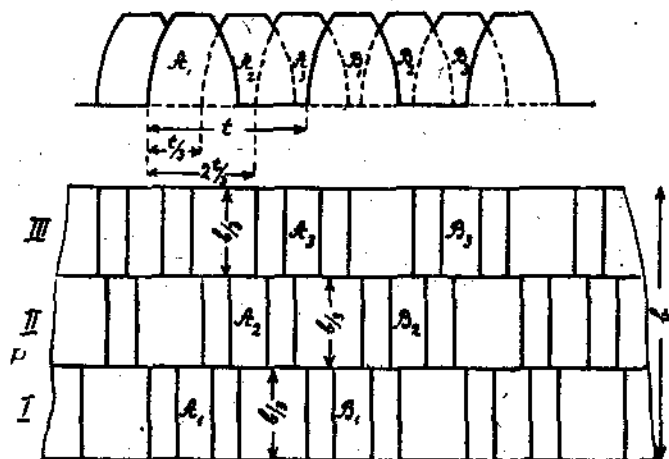


Черт. 137.

В тех случаях, когда зубцы не обработаны и передача имеет малую степень плавности, зубцы следует укреплять боковыми ребрами; это показано на колесе С, снабженном прилитыми дисками a, a . Указанное укрепление делается на шестернях, на которых при малых радиусах колес ножки зубцов утончаются и следовательно их сопротивление излому уменьшается. На фиг. 208, А изображено устройство втулки зубчатого колеса.

§ 50. Передачи с косыми зубцами. Предположим, что колесо имеет зубцы в форме А (черт. 137) с длиной b . При вращении происходит зацепление со степенью плавности, равной $m=1$, т. е. в сцеплении всегда находится одна пара. Предположим, что это колесо разрезано плоскостью MN , перпендикулярной к оси вала, на две части, равные по ширине (длина зуба) $\frac{b}{2}$, и кроме того, оставаясь насаженными на тот же вал, они сдвинуты друг относительно друга на полшага $\frac{t}{2}$, это показано на горизонтальной проекции. Если пара таких сдвоенных

колес войдет в сцепление, то окажется следующее: когда зубец A пройдет в сцеплении полшага, в сцепление войдет зубец A_1 второй половины. При выходе из сцепления зубца A войдет зубец B , и в то же время будет оставаться в сцеплении зубец A_1 ; когда последний будет выходить, войдет зубец B_1 , но B еще находится в работе. Таким образом сдвоенное колесо, состоящее из двух сдвинутых на полшага колес, будет всегда иметь в сцеплении две пары зубцов, т. е. степень плавности повысится. Можно себе представить, что данное колесо разрезано плоскостями MN и QP (черт. 138) на три равные части I , II и III , которые сдвинуты друг относительно друга на $\frac{1}{3}$ шага. Несомненно степень плавности еще повысится. Действительно, через одну треть шага после начала сцепления зубца A_1 войдет в сцепление зубец A_2 , через две трети шага — зубец A_3 , следовательно в работе будут три пары.



Черт. 138.

Когда зубец A_1 выйдет из сцепления, войдет зубец B_1 , но зубцы A_2 и A_3 остаются еще в работе; при выходе зубца A_2 входит зубец B_2 и т. д.

Так как каждый из зубцов A_1 , A_2 и A_3 представляет как бы часть одного зубца A , то следовательно он в таком разрезанном и сдвинутом состоянии входит в сцепление не сразу всей своей производящей, а частями; так как плотность соприкосновения легче достигается на коротких зубцах, нежели на длин-

ных, то описанные составные колеса теоретически должны работать и с большей плавностью и с меньшим шумом.

Идя в указанном направлении дальше, т. е. разделяя колесо на четыре, пять и т. д. частей, надо ожидать улучшения качества передачи. Но тонкие (с короткими зубцами) колеса не могут быть приготовлены при делении на большое количество частей, так как затрудняется сборка их, а при малой длине зубца и отливка. Поэтому представляется целесообразнее делать одно колесо, на ободе которого расположены сдвинутые зубцы. Таким путем получают так называемые ступенчатые колеса, или вернее колеса со ступенчатыми зубцами. Здесь снова встречается затруднение, с одной стороны, в формовке таких ступенчатых зубцов, с другой стороны — обработка их становится невозможной. Поэтому ступенчатые колеса несмотря на их преимущество в смысле плавности хода распространения не получили.

Если теперь вообразить, что прямой зубец преобразован в ступенчатый, имеющий бесконечно большое число чрезвычайно малых ступеней, то получится зубец, расположенный наклонно к осевой линии вала, а не параллельно, как это имеет место в цилиндрических колесах. Такой косой зубец обладает свойствами ступенчатого; приготовление его, в особенности при машинной формовке, много проще; обработка таких зубцов вполне возможна и требует лишь некоторого усложнения фрезерного станка, которое заключается в приспособлении его к установлению одновременно с вращением фрезы поворачивания колеса на угол, соответствующий шагу зацепления. На черт. 139 показаны косые зубцы, образующие с осью вала $\angle \alpha$. Очевидно последний зависит от того, насколько профиль A_1 сдвинут относительно профиля A_2 .

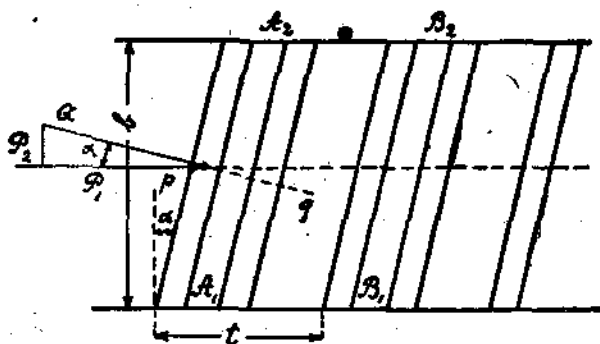
Профиль обыкновенно принимается разверточный, как легче поддающийся обработке. Наклон α принимается различный; при трансмиссионных передачах обыкновенно $\angle \alpha$ определяется сдвигом профилей $A_1 - A_2$ в пределах от $1,4t$ до $1,75t$. Плавность хода передачи с угловыми зубцами будет равна

$$m_1 = m + \frac{1}{2} \frac{b}{t} \operatorname{tg} \alpha,$$

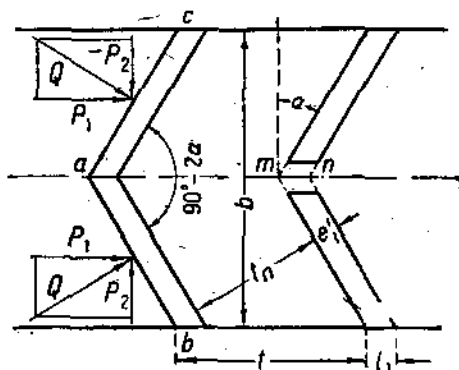
где m — плавность для колес с прямыми зубцами. Второй член $\frac{1}{2} \frac{b}{t} \operatorname{tg} \alpha$ называется плавностью от кручения.

Колеса с косыми зубцами называют часто винтовыми, так как в действительности ребро, например $A_1 A_2$, располагается не по прямой, а по винтовой линии на цилиндре.

Ввиду увеличения плавности винтовые колеса допускают меньшее число зубцов, обыкновенно принимают при средних скоростях (около 6—8 м/сек) от 10 до 13 зубцов; при больших скоростях $z = 15-20$. Сила P_1 , направленная в



Черт. 139.



Черт. 140.

плоскости, перпендикулярной к валу, образует с ребром зубца (черт. 139) угол равный $90 - \alpha$. Если разложить силу Q нормального давления между зубцами на силы P_1 — перпендикулярную (черт. 139) и P_2 — параллельную валу, то последняя, как и в конических колесах, вызовет трение на торцах вала, вследствие чего потребуется установка пят. Чтобы избежать этого обстоятельства, делают зубцы с двойным уклоном ab и ac . Такой зубец носит название *углового*, иногда *шевронного*. Нетрудно видеть, что на второй половине будет действовать такая же сила Q , которая по разложению даст вторую составляющую P_2 , направленную, как и первая, вдоль оси, но в противоположном направлении. Обе силы P_2 и $-P_2$ взаимно уравниваются и исключают совершенно осевое давление (черт. 140).

Так как сила $P_2 = P_1 \operatorname{tg} \alpha$, то очевидно она растет с увеличением $\angle \alpha$, т. е. наклона зубцов. В угловых зубцах благодаря возникновению второй силы P_2 $\angle \alpha$ не оказывает влияния на осевое давление, и его можно брать весьма большим. Но с увеличением $\angle \alpha$ можно, по причине большей плавности хода, уменьшить число зубцов, а следовательно увеличивать передаточное число β . В практике встречаются передачи винтовыми колесами с отношением $\beta = 10$, и даже 20 (Brown-Boveri), что при обыкновенных цилиндрических колесах вовсе не рекомендуется. Число зуб-

цов на шестерне уменьшается до пяти, и вся передача становится весьма компактной.

На фиг. 209, А показана такая шестерня. На фиг. 210, А показано винтовое колесо, состоящее из двух частей, соединенных по плоскости, перпендикулярной валу. Эта конструкция объясняется тем, что при фрезеровании зубцов трудно обрабатывать поверхности у вершины угла; если фрезовать каждую половину отдельно, то выход стружки и проход фрезера совершаются свободно. На шестерне, показанной на фиг. 209, А для этой же цели служат сверления a . Иногда при невысоких зубцах не делают вершины угла, оставляя проход m (черт. 140, справа).

Расчет передачи с винтовыми зубцами. Передаточное число определяется из условия равенства нормальных шагов (на черт. 140 обознач. t_n) обоих колес:

$$t_1 \cos \alpha = t_2 \cos \alpha_2,$$

где t_1 и α_1 — торцевой (окружной) шаг и угол наклона зубца к оси первого колеса, t_2 и α_2 — соответственно второго.

Заменяя t_1 и t_2 , получим

$$\frac{2\pi r_1}{z_1} \cos \alpha_1 = \frac{2\pi r_2}{z_2} \cos \alpha_2,$$

или передаточное число:

$$\frac{1}{\beta} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2 \cos \alpha_2}{r_1 \cos \alpha_1}.$$

Если между осями колес угол равен 90° , то

$$\frac{1}{\beta} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1 \operatorname{ctg} \alpha}, \quad (138a)$$

Для нарезки винтовой передачи необходимо указать идеальное число зубцов и нормальный модуль. Эти характеристики устанавливаются следующим образом.

Нормальная плоскость по отношению к средней линии зубца пересечет цилиндрическую поверхность колеса по эллипсу с полуосями: большая $a = \frac{r_1}{\cos \alpha_2}$ и меньшая $b = r_1$.

Радиус кривизны в точке эллипса, соответствующей средней линии впадин, равен:

$$\rho = \frac{a^2}{b} = \frac{r_1}{\cos^3 \alpha};$$

соответствующий ему диаметр

$$2\rho = D_i = \frac{2r_1}{\cos^3 \alpha_1}.$$

Идеальное число зубцов равно

$$z_i = \frac{\pi D_i}{t_n}$$

или

$$z_i = \frac{2\pi r_1}{\cos^3 \alpha_1 t_1 \cos \alpha_1} = \frac{2\pi r_1}{t_1} \cdot \frac{1}{\cos^3 \alpha_1},$$

но

$$\frac{2\pi r_1}{t_1} = z_1,$$

поэтому

$$z_i = \frac{z_1}{\cos^3 \alpha_1}.$$

Нормальный модуль

$$m_n = \frac{t_n}{\pi} = t_1 \frac{\cos \alpha_1}{\pi}$$

Переходя к вопросу о расчете винтового зуба, следует отметить, что за нормальное сечение принимается сечение плоскостью, перпендикулярной к ребрам зуба.

Ему соответствует изгиб силой Q , которая является составляющей силы P_1 на направление нормали (черт. 140). Сила P_1 — окружное усилие — находится обычным способом из соотношения:

$$P_1 r_1 = M = \frac{71\,620\,N}{n}$$

Очевидно нормальное давление Q определится как

$$Q = \frac{P_1}{\cos \alpha}$$

С другой стороны, толщина зуба e'_1 , определяемая через толщину e_1 по наружному профилю, будет:

$$e'_1 = e_1 \cos \alpha$$

Поэтому условие прочности примет вид (в соответствии с § 55):

$$Qh = \frac{b_1 (e'_1)^2}{6} k, \text{ или } \frac{P_1}{\cos \alpha} h = \frac{b^2 e_1^2}{\cos \alpha} \cos^2 \alpha \cdot k$$

и наконец

$$P_1 h = \frac{b e_1^2 \cos^2 \alpha}{6} k. \quad (a)$$

При обычных соотношениях

$$h = 0,7t, \quad b = 2t \text{ и } e_1 = 0,5t$$

будем иметь (вместо 129):

$$\left. \begin{aligned} t &= \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\frac{8,4 P_1}{k}} \\ t &= \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\frac{16,8 P}{\frac{b}{t} \cdot k}} \end{aligned} \right\} \quad (139)$$

Также вместо (132) получим:

$$t = \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt[3]{\frac{N}{\frac{b}{t} \cdot n_1 z_1 \eta k_n}} \quad (139a)$$

Проверка на удельное давление должна быть произведена по прежней формуле:

$$P = \frac{P_1}{\cos \alpha_1 \frac{b}{\cos \alpha_1}} = \frac{P_1}{b} \quad (\text{вместо } q \text{ § 55})$$

Проверка на изнашивание по формуле

$$\frac{pn}{m_1} = A, \quad (\text{вместо } r \text{ § 55})$$

где

$$m = m + \frac{1}{2} \frac{b}{t} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

и отношение $\frac{b}{t}$ принимается от 1,5—30, чаще 3—4 при $\angle \alpha = 45-60^\circ$.

Допустимые значения p и A для шевронных колес можно принимать на 50% выше таковых для колес с прямыми зубцами.

Коэффициент полезного действия шевронной передачи, согласно Lasche, может быть взят

$$\eta = 0,98.$$

Число зубцов на малой шестерне принимают от 25 до 50.

При установке передачи угловыми (шевронными) зубцами обыкновенно располагают колеса так, чтобы ведущее колесо шло углом вперед, т. е. вращение предполагается по направлению к вершине угла.

Винтовые зубцы можно устанавливать и на конической передаче, но выполнение зубцов здесь много труднее, так как помимо усложнения формы зуба вообще он изменяет свой поперечный размер по направлению от большого основания конуса к меньшему.

На фиг. 210, А изображена передача с шевронными зубцами на 1000 л. с. при передаточном числе 5.

ГЛАВА X

ВИНТОВАЯ ПЕРЕДАЧА

§ 60. Винтовая передача. 1. Ходовые и грузовые винты. Если в обыкновенной винтовой кинематической паре, состоящей из винта и гайки, сообщим одному элементу вращательное движение, удерживая его от поступательного, то другой элемент будет двигаться вдоль своей оси, при условии конечно, что вращательное движение для этого второго элемента невозможно. Таким образом, вращая винт, вызывают поступание гайки, и наоборот. Придавая обоим элементам достаточно прочные размеры, можно через данный механизм передать известное количество работы для преодоления заданных сопротивлений.

Винтовая передача пользуется достаточно значительным распространением в машиностроении и применяется в самых разнообразных случаях. Обыкновенно вращательное движение сообщают винту, гайка же несет на себе сопротивление. В таком виде винтовая передача устраивается в станках токарных, фрезерных и т. п. Ходовые винты в этих машинах являются весьма существенной и часто ответственной деталью, в особенности ходовые винты винторезных станков. Иногда один из элементов находится в совершенно неподвижном состоянии; тогда другой элемент получает одновременно и вращательное и поступательное движения. В качестве примера можно привести устройство большинства винтовых домкратов.

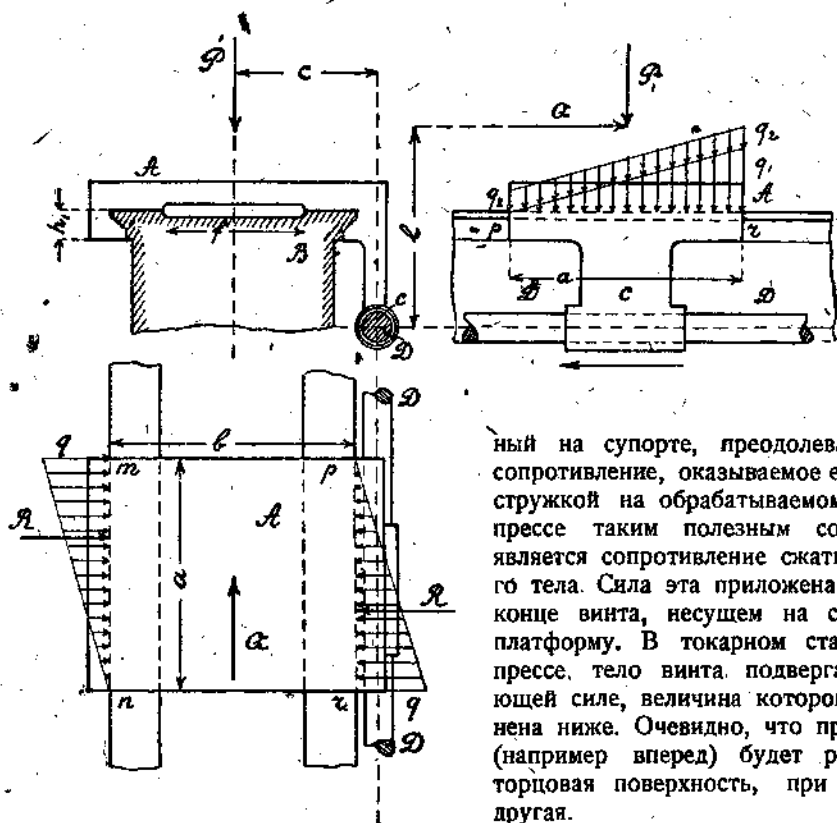
Ходовые винты можно разделить на две группы, сообразно с заданиями работы. В одной группе главной задачей ставится — при сравнительно небольшом перемещении — преодоление больших сопротивлений; например в машинах подъемных — винтовые домкраты. Достоинством передачи в этом случае является возможность подъема больших грузов при малой рабочей силе. Сюда же можно отнести ходовые винты для перестановки кулисных механизмов. Отличительной чертой рассматриваемой группы ходовых винтов будет сравнительно краткий промежуток рабочего времени, т. е. механизм работает с большими промежутками простоя. При этих условиях естественно вопрос о коэффициенте полезного действия не играет особенно существенной роли, хотя конечно конструктор всегда будет принимать меры к уменьшению вредных сопротивлений¹⁾.

Ко второй группе относятся ходовые винты токарных, фрезерных, иногда долбежных и других станков. Здесь ввиду того, что работа машины продолжается обычно значительные промежутки времени, вопрос о понижении вредных сопротивлений, т. е. о повышении коэффициента полезного действия, представляется весьма важным. Мы начнем рассмотрение значения этого коэффициента с ходовых винтов второй группы.

Независимо от того, будут ли находиться в движении оба элемента кинематической винтовой пары или один из них остается неподвижным, основная потеря на вредные сопротивления есть потеря на трение. Как в ходовом винте токарного станка, где ведущим органом является винт (вращение), а гайка (супорт) движется поступательно (черт. 140а), так и в винтовом прессе, где винт имеет одновременно

¹⁾ Винты этой группы часто называются грузовыми.

два движения — вращение и поступание (фиг. 214, А), — трение развивается на поверхности нарезки и на торцовом конце гайки или винта. В токарном станке гайка связана в одно целое с суппортом, лежащим на постели станка. Резец, укреплен-



Черт. 140а.

ный на суппорте, преодолевает полезное сопротивление, оказываемое ему снимаемой стружкой на обрабатываемом предмете. В прессе таким полезным сопротивлением является сопротивление сжатию прессуемого тела. Сила эта приложена на торцовом конце винта, несущем на себе верхнюю платформу. В токарном станке, как и в прессе, тело винта подвергается сжимающей силе, величина которой будет выяснена ниже. Очевидно, что при одном ходе (например вперед) будет работать одна торцовая поверхность, при обратном — другая.

Назовем силу, действующую вдоль оси винта, через P , угол подъема винтовой

нитки через α , коэффициент трения — μ . Если средний диаметр винтовой нитки равен d_0 , то ход винта за один оборот будет равен:

$$h = \pi d_0 \operatorname{tg} \alpha$$

Величина коэффициента полезного действия выразится отношением:

$$\begin{aligned} \eta &= hP : 2\pi M = hP : 2\pi \left\{ 0,5d_0(\operatorname{tg} \alpha + \mu) + \frac{2\mu}{3d_0} \frac{d^3 - d_1^3}{d^2 - d_1^2} \right\} P = \\ &= \operatorname{tg} \alpha : \left\{ \operatorname{tg} \alpha + \mu \left(1 + \frac{2}{3d_0} \frac{d^3 - d_1^3}{d^2 - d_1^2} \right) \right\}, \end{aligned} \quad (a)$$

где M — момент, вращающий винт, а d и d_1 — диаметры, внешний и внутренний, опорной поверхности винта. Очевидно, что величина η возрастает вместе с уменьшением коэффициента трения и возрастанием угла подъема винтовой нитки. Точно так же влияет и увеличение отношения диаметров $d:d_1$.

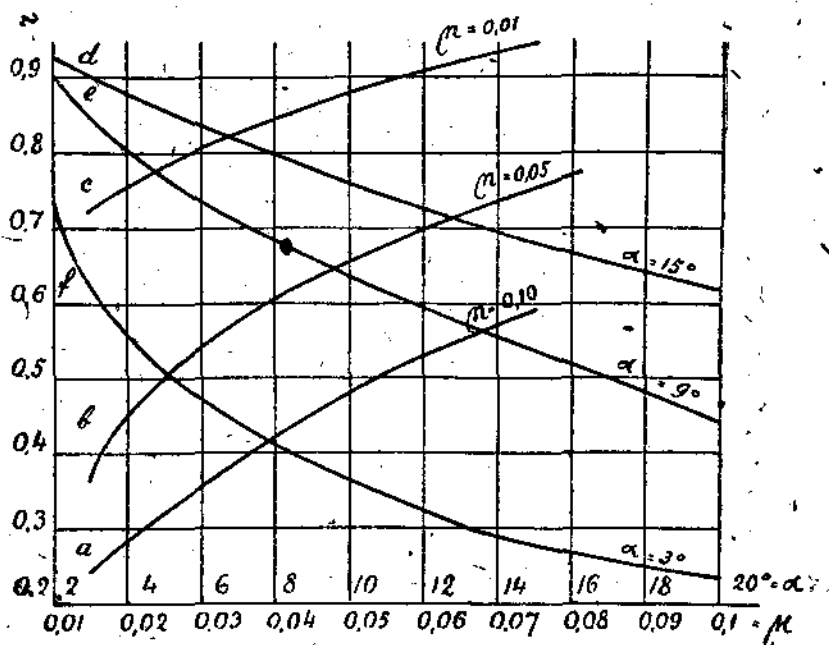
Для составления понятия о степени влияния того или другого фактора в табл. 36а приведены данные, исчисленные по зависимости (а).

Подсчеты сделаны в предположении, что средний диаметр нитки d_0 равен $1,1 d_1$ и диаметр $d = 1,2 d_1$ — отношение, правильное для винтов средних размеров. Для наглядности цифры табл. 36а показаны в кривых на черт. 140б, а именно, кривые *a*, *b* и *c* показывают изменение коэффициента η с возрастанием угла подъема винтовой нитки для коэффициента трения $\mu = 0,01, 0,05, 0,10$; кривые *d*, *e*, *f* — изменение того же коэффициента с увеличением коэффициента трения при углах в $3^\circ, 9^\circ$ и 15° . Приведенные данные позволяют прийти к заключению, что наибольшее влияние на величину коэффициента полезного действия имеет коэффициент трения, затем величина угла подъема нитки. Что касается до величины диаметра d_1 на пята винта, то значение его величины достаточно мало.

Таким образом при конструировании ходовых винтов необходимо иметь в виду обеспечение рабочих поверхностей достаточной смазкой. При этом, на основа-

ТАБЛИЦА 36а

Угол	3°	6°	9°	12°	15°
$\mu = 0,10$	0,22	0,36	0,44	0,53	0,59
$\mu = 0,08$	0,26	0,41	0,52	0,59	0,67
$\mu = 0,05$	0,36	0,53	0,63	0,70	0,75
$\mu = 0,03$	0,47	0,65	0,74	0,79	0,84
$\mu = 0,01$	0,73	0,78	0,90	0,92	0,93



Черт. 140б.

нии изложенного в отделе о болтовом соединении, работа силы трения на резьбе по величине почти не отличается от работы на торце. Практически можно было бы признать весьма желательным трение скольжения заменить трением второго рода. Но, поскольку это легко сделать для опорных частей винта введением шариковых элементов в форме подшипников и подпятников, постольку это трудно достичь в нарезке. Попытки в этом направлении были, но они не привели к удачному в практическом смысле разрешению. Поэтому в большинстве конструкций довольствуются тем,

что гайка делается из бронзы и предусматривается удобство введения смазки и осмотра.

Что касается до второго фактора, а именно угла подъема винтовой нитки, то выбор его не является вполне произвольным. С одной стороны, необходимо отметить, что с возрастанием угла подъема, при одной и той же скорости вращения винта, увеличивается подача, т. е. скорость поступательного движения гайки. С другой стороны, в целом ряде машин может быть установлено требование так называемого самоторможения, т. е. требование, чтобы при возможности передачи от винта к гайке нельзя было получить обратного движения — вращения винта при поступательном движении гайки. Такое условие может быть удовлетворено, если угол подъема нитки не превосходит известного значения. Теоретически таким пределом является $\angle \varphi$ трения, т. е. удовлетворяющий условию $\operatorname{tg} \varphi = \mu$.

При $\mu = 0,1$ угол трения определяется в 6° . Как показывают опыты, в действительности углы и несколько большие все же не допускают обратного движения. В домкратах часто принимают $\angle \alpha = 4^\circ$. В винтовых прессах, наоборот, этот угол увеличивают, чтобы получить более быструю подачу. При более или менее значительных углах подъема винтовой нитки, считаясь с необходимостью предохранять поверхность нарезки от снашивания, приходится делать гайку большой высоты, что конечно стесняет свободный ее ход. Размеры нарезки проверяются по условиям прочного сопротивления ее срезанию и смятию. Если назовем через z — число пиков в гайке, s — высоту профиля нарезки вдоль оси винта, k_s и q — соответственно допустимые напряжения срезания и смятия, то указанные условия прочности напишутся так:

$$P = \pi d_1 z s k_s \quad \text{и} \quad P = \frac{z \pi (d^2 - d_1^2)}{4} q.$$

Для квадратной нарезки имеем;

$$s = \frac{d - d_1}{2},$$

а потому $\angle \alpha$ подъема средней винтовой нитки найдется из выражения:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2(d - d_1)}{\pi(d + d_1)}.$$

При больших углах подъема нитки делают винты двухходовые (две параллельных нитки) и даже трехходовые. На фиг. 211, А, А показан винт одноходовой (иногда называют однооборотный), в В — двухходовой, в С — трехходовой.

В статье о болтах указывалось, что сила трения на винтах с треугольным профилем больше, нежели на нарезке прямоугольной при тех же размерах винта. Поэтому для ходовых винтов треугольная форма не применяется. Обычно винты нарезают с квадратной формой; в случаях, если сила сопротивления всегда направлена в одну и ту же сторону, употребляется иногда профиль трапециoidalный.

Чтобы составить представление о расчете ответственных ходовых винтов, рассмотрим случай для винторезного станка. Здесь ходовой винт, ведущий супорт станка, сам служит для образования нарезки, почему деформация винта должна быть минимальной. На черт. 140а схематически представлена такая установка: А — супорт, движущийся вдоль постели В станка; винт D проходит через гайку С, соединенную за одно целое с телом супорта.

Сила сопротивления на резце может быть разложена на две составляющие: Q — горизонтальную и P — вертикальную. Сила Q, перенесенная параллельно самой себе на ось винта, даст две пары с моментами $M_1 = Qs$ и $M_2 = Ql$ (l — высота резца над осью винта). Сила P по отношению к той же оси будет изгибать винт. Чтобы разгрузить винт от изгибающего действия моментов M_1 , M_2 и силы P,

супорт своими закраинами охватывает постель станка; благодаря этому на винт передаются только растяжение (или сжатие) вдоль его оси и скручивание ведущим моментом M . Пара M_1 перекашивает супорт, вызывая на боковых поверхностях m и p распределенные по закону прямой линии напряжения смятию q_1 и q . Пара M_2 перекашивает супорт вдоль станка, причем вызывается напряжение q_1 , и наконец сила P прижимает ¹⁾ супорт к постели с равномерным напряжением q_2 . Напряжения q на боковых гранях супорта суммируются в равнодействующую R , величина которой найдется из соотношения:

$$\frac{Ra}{3} = Qc \approx \frac{dh_1 a^2}{6},$$

где a — длина супорта,

Напряжение q_1 получится из равенства:

$$Ql = \frac{q_1(b-f)a^2}{6}.$$

Напряжение q_2 равно:

$$q_2 = \frac{P}{a(b-f)}.$$

Очевидно, что при движении супорта винт должен преодолевать силу трения на поверхностях соприкосновения супорта с постелью. Эта сила T будет равна:

$$T = \mu \left(2R + P + 2 \cdot q_1 \frac{(b-f)a}{2} \right).$$

Таким образом винт в части налево от гайки подвергается растяжению силой $T + Q$ и скручиванию моментом M , приводящим винт во вращательное движение. При обратном движении наблюдается продольный изгиб. Для примера возьмем такой станок (мастерская при механической лаборатории Томского технологического института): высота центров $h = 21,5$ см, ширина постели $b = 30$ см, длина супорта $a = 46,5$ см, $h_1 = 3,6$ см, ширина опорной поверхности супорта

$$b - f = 6,6 \text{ см},$$

диаметры винта внешний и внутренний — соответственно $d = 4,5$ см, $d_1 = 3,25$ см. Примем как наибольший размер чугуновой стружки 50 мм^2 . Тогда можно считать сопротивление на резце ²⁾ при $k_s = 1000 \text{ кг/см}^2$ и угле заострения реза в 45° , равным приблизительно 1000 кг . Полагая, что это усилие направлено в вертикальной плоскости под углом в 45° к горизонту, найдем:

$$Q = 710 \text{ кг}; P = 710 \text{ кг}.$$

Если $c = 22$ см, $l = 36,3$ см, то

$$R = 1000 \text{ кг и } 2q_1 \frac{(b-f)a}{2} = 300 \text{ кг}.$$

Следовательно сила трения $T = \mu(2 \cdot 1000 + 300 + 710) = 300 \text{ кг}$ при $\mu = 0,1$, что соответствует умеренной смазке на рабочих поверхностях. Отсюда

$$T + Q = 1010 \text{ кг}.$$

При длине винта около $L = 1,4 \text{ м}$ запас прочности на продольный изгиб будет:

$$\beta = \frac{\pi^2 EJ}{1010 \cdot 140^3} = 5,1,$$

¹⁾ Если сила P приложена правее или левее средней плоскости гайки, то она будет давать еще дополнительный момент, увеличивая напряжение q_1 .

²⁾ К. А. Зворыкин, Работа и усилие, необходимые для отделения металлических стружек.

что совершенно удовлетворительно, так как в последней зависимости момент инерции принят по внутреннему диаметру d_1 винта.

В винтовом прессе (фиг. 212, А) винт имеет одновременно поступательное и вращательное движения. Движущий момент преодолевает трение на нарезке в гайке В и на пяте Е, т. е.

$$M = 0,5 P d_0 \left(\operatorname{tg} \alpha + \mu + \frac{\mu d_1}{2 d_0} \right)^{1)},$$

если P — сила сопротивления сжимаемого тела, d_2 — наружный диаметр и d_0 — средний диаметр нарезки.

Расчет винта производится на сжатие и одновременное скручивание, так как винт обычно не бывает очень большой длины, т. е. результирующее напряжение найдется из соотношения:

$$k = 0,35 \frac{P}{\frac{\pi d_1^2}{4}} + 0,65 \sqrt{\left(\frac{4P}{\pi d_1^2} \right)^2 + 4 \left(\frac{16M}{\pi d_1^3} \right)^2},$$

где d_1 — внутренний диаметр резьбы.

Ввиду того, что чугун поддается снашиванию относительно быстро, гайку следует делать из бронзы, тем более что при этом уменьшается коэффициент трения μ .

В качестве второго примера грузового винта проверим размеры винтового домкрата (фиг. 213, А) на 6000 кг. Винт А имеет наружный диаметр $d = 5$ см и перемещается в бронзовой гайке В, укрепленной в чугунном корпусе С. Поднимаемый груз лежит на звездочке Е. При вращении винта помощью рычага F, проходящего через головку D винта, необходимо преодолеть работу трения на поверхности нарезки винта и на кольцевой поверхности ab , на которую опирается звездочка Е. Высота гайки $h = 9$ см, диаметры кольцевой пяты соответственно равны

$$d_2 = 6 \text{ и } d_3 = 3 \text{ см.}$$

Внутренний диаметр винта будет равен (по таблице) $d_1 = 4,3$ см, ход нитки 0,7 см, подъем — $\operatorname{tg} \alpha = 0,052$, а потому момент, скручивающий винт, определится при коэффициенте трения $\mu = 0,1$ в

$$M = 0,5 P d_0 (\operatorname{tg} \alpha + \mu) = 2120 \text{ кгсм.}$$

Следовательно результирующее напряжение будет

$$k = 0,35 \cdot 410 + 0,65 \sqrt{410^2 + 4 \cdot 136^2} = 452 \text{ кг/см}^2,$$

что надо признать весьма небольшим, если винт изготовлен из стали.

Удельное давление на кольцевой поверхности ab равно:

$$q_1 = 6000 : (28 - 7) = 280 \text{ кг/см}^2,$$

почему требуется достаточная смазка. Число витков в гайке равно $9 : 0,7 = 13$, и среднее удельное давление на нарезку определится в

$$6000 : (19,6 - 14,5) \cdot 13 = 91 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. оно вполне удовлетворительное.

Коэффициент полезного действия рассматриваемого домкрата найдется из отношения полезной работы за один оборот — $6000 \cdot 0,7 = 4200$ кг/см к работе по-

1) См. § 11.

ной, т. е. к сумме работ полезного и вредных сопротивлений. Последняя равна за один оборот:

$$2\pi \frac{q_1 \pi \cdot \mu (d_3^2 - d_2^2)}{12} + 0,5 \cdot P d_0 (\operatorname{tg} \alpha + \mu) 2\pi = 22\,000 \text{ кг/см.}$$

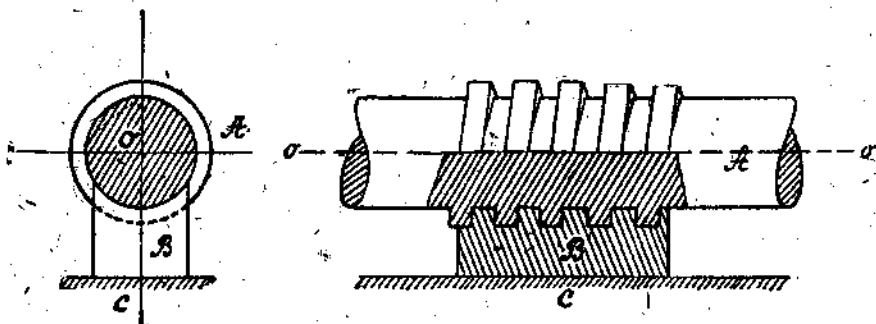
или коэффициент η полезного действия определится в

$$\eta = 4200 : 22\,000 = 0,19, \text{ или } 19\%$$

При большом значении величины l — длины винта — последний должен подвергаться на продольный изгиб; при этом головка D снабжается направляющими.

На фиг. 214 показан винтовой пресс, служащий для сгибания балок и рельсов. Скоба B служит одновременно для опор, на которых лежит изгибаемый брус (на черт. рельс D), и в верхней части имеет утолщение для помещения бронзовой гайки C .

2. Червячная передача. Если гайка B (черт. 141) охватывает винт не полностью, а лишь частью, то при вращении винта, если он не имеет возможности



Черт. 141.

двигаться вдоль своей оси, такая гайка получит поступательное движение совершенно так же, как и полная гайка; необходимо и здесь удерживать ее от вращения. Следовательно получается сцепление винта с рейкой, ибо такую гайку можно рассматривать как рейку с косыми зубцами, наклоненными к оси винта под углом, равным $\angle \alpha$ подъема винтовой нитки. А так как рейка является частным случаем зубчатого цилиндрического колеса, именно имеющего бесконечно-большой радиус начальной окружности, при котором последняя обращается в прямую линию, то возможно представить себе сцепление винта с зубчатым кольцом ∞ конечного радиуса. Такое соединение называется червячным, а винт получает наименование червяка.

Пусть (черт. 142, I) на валу O_1O_1 сидит червяк, который может быть сделан за одно целое с валом или укреплен на нем при помощи шпонки. На валу O_2 сидит червячное колесо. Оно может представлять собою цилиндрическое колесо с косыми зубцами (черт. 142, I), или же боковая поверхность колеса имеет вид, изображенный на черт. 142, II. В последнем случае зубцы очерчиваются по поверхности, соответствующей внутреннему диаметру винта, с небольшим зазором. Впадины описаны из центра вала внешним радиусом винта также с небольшим зазором. Вторая форма зубцов червячного колеса считается предпочтительной, потому что рабочие поверхности соприкасаются больше; следовательно снашиваемость будет меньше.

Если имеется однооборотный винт, то за один его оборот колесо повернется на один зубец. Следовательно отношение угловой скорости винта к угловой скорости колеса равно отношению числа зубцов колеса к единице, так как для полного

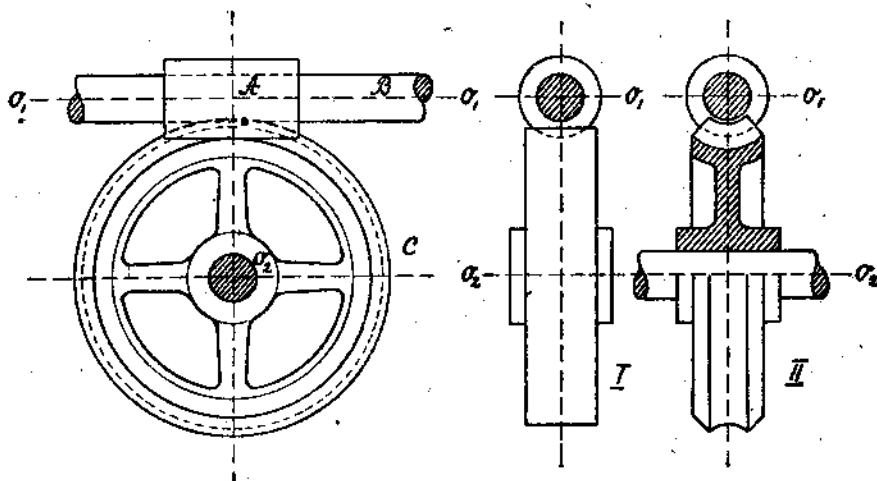
оборота его требуется повернуть винт столько раз, сколько зубцов на червячном колесе, т. е.

$$\omega_1 : \omega_2 = z_2 : 1. \quad (a)$$

В данном случае поэтому передаточное число будет равно $\frac{1}{\beta} = z_2$.

Если подъем нитки винта велик и можно его сделать двухоборотным, то за один оборот винта перемещение колеса соответствует повороту на два зубца, и, будем иметь:

$$\omega_1 : \omega_2 = z_2 : 2, \text{ или } \frac{1}{\beta} = \frac{z_2}{2}. \quad (b)$$



Черт. 142.

При i -оборотном винте передаточное число равно

$$\frac{1}{\beta} = \frac{z_2}{i}.$$

Ось винта располагается обычно под углом в 90° к оси колеса, но ее не пересекает. Таким образом червячная передача служит для связи двух непараллельных и непересекающихся между собой осей, иначе говоря, — осей скрещивающихся. Особое достоинство червячной передачи — возможность осуществления громадных передаточных чисел до $\beta = 50$ и более.

Коэффициент полезного действия червячной передачи, рассматриваемой с точки зрения винтовой передачи, определяется так же, как и для винта с гайкой, т. е.

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi)}, \quad (c)$$

где α — угол подъема винтовой нитки и φ — угол трения. Из теории винта известно, что при угле подъема $\alpha < \varphi$ возможна передача от винта к колесу; при $\alpha > \varphi$ возможна и обратная передача. Следовательно при углах подъема нитки $\alpha \leq \varphi$ получаем самотормозящийся механизм, т. е. такой, при котором обратная передача от колеса к винту невозможна. Этим обстоятельством практика пользуется весьма широко, применяя червячную передачу в подъемных механизмах. При соблюдении указанного условия подъемное приспособление, снабженное червячной передачей, не нуждается в устройстве отдельно тормоза. В действительности, так как помимо по-

терь на нарезке винта существуют еще другие вредные сопротивления (трение в опорах), то даже при $\angle \alpha$, несколько превышающих $\angle \varphi$ трения, самоторможение еще имеет место.

Рассмотрение выражения * (с) приводит к выводу, что коэффициент полезного действия η возрастает вместе с увеличением $\angle \alpha$. Так как выбор этой величины может быть ограничен, например только что упомянутым условием самоторможения, то необходимо обращать серьезное внимание на второй фактор, влияющий на коэффициент η , — $\angle \varphi$. Следует всегда иметь обильную смазку рабочих поверхностей передачи, весьма целесообразно опоры червяка и колеса устанавливать на шариках. Так как в червяке, как и во всяком винте, всегда действует продольное усилие, примерно равное окружному усилию на зубце колеса, то требуется иметь в виду и трение на торцовых опорных частях червячного вала, причем рекомендуется устанавливать здесь шариковые подпятники (фиг. 215, А).

Если разрезать червячную передачу плоскостью, проходящей через ось червяка и перпендикулярно оси вала, то в разрезе получим вид, тождественный виду зацепления цилиндрического колеса с рейкой. Чаше всего принимают в качестве профильных кривых для зубцов колеса — развертку, для червяка — равнобедренную трапецию. При этом образование профилей будет сделано так же, как и для реечного зацепления. Расчет на прочность зубцов колеса ничем не отличается от расчета цилиндрических колес с косыми зубцами, поэтому останавливаться на нем не будем.

Что касается размеров червяка и колеса, то здесь надо отметить следующее. Как выше уже упоминалось, червяк может быть изготовлен заодно с валом и отдельно. В первом случае он должен быть сделан, как и вал, из осевой стали. Обыкновенно это допускается в небольших передачах, где вал имеет небольшой диаметр. Посадкой вала в средней части можно приготовить утолщение, которое и нарезается винтовой нарезкой. Чаше, в особенности для мощных передач, червяк готовится отдельно, представляя собою трубку с нарезкой на внешней поверхности. Такой червяк может быть сделан из материала, отличного от материала вала: из чугуна, стали, бронзы и т. д. Диаметр вала конечно определяется на основании передаваемого крутящего момента и сил, вызывающих изгиб вала. Так как рассматриваемая передача подобна реечному зацеплению, необходимо и здесь соблюдение условия, что окружная скорость колеса должна быть равна скорости перемещения вдоль червяка. За один оборот последнего имеем перемещение, равное шагу винтовой нитки H . Если винт имеет z_1 параллельных ниток, то очевидно будет:

$$H = z_1 t,$$

где t — шаг колеса, ибо сумме t выступа и впадины на колесе соответствует такая же сумма выступа и впадины на червяке. При n_1 оборотах в минуту червяка получим линейную скорость вдоль оси его равной:

$$v = \frac{H n_1}{60} = \frac{z_1 n_1 t}{60};$$

окружная скорость колеса будет:

$$v = \frac{\pi n_2}{30} R,$$

если R — радиус начального круга червячного колеса. Обозначим расстояние от оси червяка до точки раздела ножки и головки на выступе червяка через r ; тогда получим:

$$H = 2\pi r \operatorname{tg} \alpha \text{ и } 2\pi r \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{n_1}{60} = \frac{\pi n_2}{30} R,$$

откуда находим:

$$\beta = \frac{r \operatorname{tg} \alpha}{R} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2}.$$

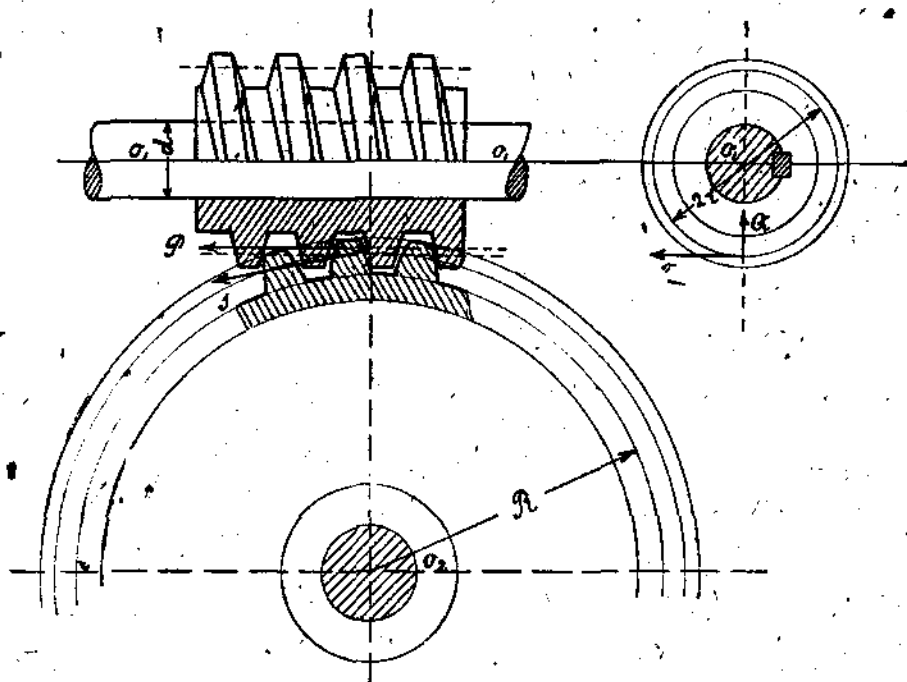
Таким образом, зная угол подъема винтовой нитки и передаточное число, определяем отношение радиусов червяка и колеса. Здесь r можно назвать радиусом начального цилиндра червяка (черт. 142). Окружное усилие на колесе определяется, как всегда, из условия:

$$P_0 = 75N,$$

и момент сопротивления будет:

$$M_2 = PR. \quad (e)$$

Сила P , направленная вдоль оси червяка, является составляющей давления S со стороны зубца колеса на выступ винта; это давление направлено по нормали к винтовой поверхности и точки соприкосновения рабочих поверхностей и дает составляющие Q по радиусу r начального цилиндра червяка и по касательной к этому



Черт. 143.

цилиндру T (черт. 143). Из теории винта, известно, что между силами T и P существует зависимость:

$$T = P \operatorname{tg}(\alpha + \mu_1); \quad (f)$$

здесь μ_1 — коэффициент трения на рабочих поверхностях, увеличенный в соответствии с наклоном производящей винтовой поверхности.

Момент, действующий на червяке, будет равен:

$$M_1 = Tr + M_f = (1 + \zeta) Tr. \quad (g)$$

Под M_f понимается момент трения на опорах; при расчете, ввиду того что этот момент заранее вычислить нельзя, его принимают как некоторую долю ζ от момента Tr , в пределах $\zeta = 0,02 - 0,1$, в зависимости от условий смазки, наличия шариков и т. д.

При расчете червячной передачи, как и при проектировании других передач, задается работа на ведомом валу, каковым здесь является обычно вал колеса, и число оборотов n_1 червяка и n_2 колеса. Можно задаться также числом z_2 зубцов

на колесе; оно принимается обычно не менее $z_2 = 28$ и т. д. Если выбрано z_2 , то шаг определяется по формуле (132). Действительно, если $b = 2t$, то из выражения

$$t = \sqrt{\frac{8,4P}{k}}$$

имеем, принимая, что $M = Pr_2$ и $2\pi r_2 = z_2 t$,

$$t = \sqrt[3]{\frac{53M}{z_2 k}} \quad (140)$$

Ширина b принимается в червячной передаче иногда и менее $2t$; тогда числовой множитель под корнем должен быть соответственно увеличен. По величине шага находят радиус R колеса из (d) — радиус r начального цилиндра червяка.

Иногда задаются предварительно величиной коэффициента η — полезного действия. Величина его колеблется в широких пределах, в зависимости от $\angle \alpha$ и ϕ .

На фиг. 215, А показана червячная передача для подъемного крана; червяк изготовлен за одно целое со своим валом, лежащим в обыкновенных подшипниках скользящего трения. При малом угле подъема винтовой нитки опускание груза может быть произведено лишь вращением червяка в обратную сторону. Поэтому он снабжен шариковыми подпятниками на обоих концах. Вал колеса лежит также в подшипниках трения скользящего; на выступающей его части С может быть досажена звездочка для подъемной цепи или зубчатое колесо для второй передачи.

ТАБЛИЦА 37

$\angle^\circ$	4	6	9	12	20	30	35	42
$\mu = 0,05$	0,584	0,657	0,752	0,785	0,858	0,887	0,896	0,900
$\mu = 0,10$	0,393	0,473	0,539	0,632	0,747	0,795	0,805	0,811
$\mu = 0,15$	0,303	0,406	0,501	0,566	0,668	0,726	0,737	0,744

На фиг. 216, А приведен чертеж червячной передачи, у которой стальной червяк работает по бронзовому колесу. Червяк надет на вал и укреплен гайкой А, прижимающей его к буртику В. Вал червяка лежит на бронзовых вкладышах, снабженных кольцами для смазки. Продольное усилие воспринимается шариковыми подпятниками. Как и в предыдущем примере, это объясняется тем, что продольное усилие значительно больше по своей величине, нежели поперечное Q , которое прижимает червяк к опорам. Желание использовать преимущество бронзовых зубцов в смысле уменьшения трения и в то же время уменьшить стоимость колеса приводит к употреблению чугунных колес с укрепленными на них бронзовыми ободами. Пример такой конструкции показан на фиг. 217, А. Обод колеса обтачивается снаружи по цилиндру; так же обрабатывается внутренняя поверхность бронзового зубчатого обода. Скрепление производится винтами В.

На фиг. 217а и 217б, А показаны червячные редукторы на роликовых подшипниках фирмы Cleveland (Америка) для обеспеченной (217а) и тяжелой передачи. В табл. при фиг. 217а и 217б приведены нормальные внешние размеры редукторов.

Для наименьшего срабатывания рабочих поверхностей колеса и винта необходимо, чтобы соприкосновение распространялось на возможно большую площадь. Это достигается лучше всего таким способом: изготавливается из инструментальной стали червяк, в точности имеющий размеры и форму червяка, потребного для данной передачи. Затем нарезка пропиливается так, чтобы образовать острые зубцы. После закалки получается специальная фреза, имеющая наружно очертание червяка. Колесо готовится с гладким цилиндрическим ободом. Если теперь, установив на станке,

на месте фрезы полученный выше режущий аппарат, сообщить ему и колесу вращение с отношением угловых скоростей, заданных для изготавливаемой передачи, то червяк-фреза будет выбирать на ободу колеса впадины, которые точно соответствуют профилю червячной нарезки и ее очертанию. Поэтому полученное зубчатое колесо будет наилучшим образом припасовано к червяку, изготовленному уже из обыкновенной стали и имеющему форму червяка-фрезы, но конечно без прорезов. Такой способ должен быть рекомендован везде, где передача изготавливается для постоянной работы при более или менее значительном числе оборотов, например для передач от электрических моторов. Наоборот, в передачах, работающих редко, периодически, с малыми скоростями, требования точности пригонки могут быть понижены. В простых машинах допускают иногда сцепление червяка с цилиндрическим зубчатым колесом, зубцы которого расположены косо, под $\angle \alpha$ — углом подъема нитки — к оси колеса (фиг. 218, А).

Как и в обыкновенной зубчатой передаче, необходимо в червячной делать проверку на износ рабочих поверхностей. Бах рекомендует зависимость

$$p = btq. \quad (141)$$

Здесь b обозначает длину зубца, измеренную по дуге, впадины, t — шаг зацепления, q — нагрузку на кв. сантиметр. Величина q изменяется вместе со скоростью и может быть принята по табл. 38.

При скоростях выше 2 м/сек чугуна не ставят. Цифры этой таблицы могут быть увеличены на 10—15%, если обеспечены тщательная обработка, сборка и уход за машиной. При несоблюдении этих условий следует, наоборот, цифры табл. 38 понизить на указанную величину.

ТАБЛИЦА 38

Значение давления q кг/см²

Скорость v м/сек	Чугун по стали	Бронза по стали	Скорость v м/сек	Бронза по стали
0,1	80	120	4,0	24
0,5	40	70	4,5	22
0,75	36	55	5,0	20
1,0	32	45	5,5	18
1,5	28	40	6,0	16,5
2,0	24	35	6,5	15
2,5	20	31	7,0	12,5
3,0	—	28	7,5	11,5
3,5	—	26	8,0	10,5

При значительных скоростях наблюдается развитие тепла и нагревание передачи. На основании опытов Штрибек рекомендует делать проверку по формуле:

$$N = cz_1 t^2. \quad (142)$$

В этой зависимости обозначают: N — число передаваемых лошадиных сил, z_1 — число витков, параллельных между собою, t — шаг зацепления в сантиметрах, c — коэффициент из опытов, зависящий от скорости вращения. Значения его помещены в табл. 39. Столбцы А относятся к случаю, когда передача работает непрерывно при периодической работе условия более благоприятны, и коэффициент c берется несколько более высокий (столбцы В).

ТАБЛИЦА 39

Значения коэффициента σ

Число оборотов винта	А		В	
	Винт однооборотный	Винт многооборотный	Винт однооборотный	Винт многооборотный
300	0,15	0,20	0,34	0,39
400	0,18	0,22	0,40	0,45
500	0,21	0,24	0,44	0,49
600	0,22	0,25	0,46	0,52
700	0,23	0,26	0,48	0,54
800	0,24	0,27	0,49	0,56
900	0,25	0,28	0,50	0,58
1 000	0,26	0,29	0,51	0,60
1 500	0,27	0,30	0,52	0,63

Что касается допустимого напряжения на изгиб, то можно при больших скоростях руководствоваться как предварительными цифровыми данными табл. 40, в зависимости от окружной скорости.

Наконец что касается выбора угла подъема винтовой нитки, то здесь надо различать машины, где требуется самоторможение и где оно не является необходимым. В первом случае, если пригонка хороша, $\angle \alpha$ берется около $\angle \alpha = 6^\circ$. При грубой обработке его можно повысить до $\angle \alpha = 8^\circ$. Во втором случае следует

угол подъема брать значительно больше, устанавливая двух- и даже трехоборотные винты (червячки). Для подъемных механизмов принимают $\angle \alpha \leq 22^\circ$. При трансмиссионных установках $\angle \alpha =$ от 18 до 30° . Следует отметить, что хотя теоретически наилучший угол подъема равен:

$$\angle \alpha = \frac{\pi}{2} - \frac{\varphi}{2} \quad (k)$$

т. е. более 40° , в практике не рекомендуется подходить к этому пределу; увеличение угла влечет за собою значительное увеличение размеров передачи, и она делается громоздкой. Кроме того значение $\angle \alpha$, показанное в выражении (к), относится к теоретическому коэффициенту полезного действия, учитывающему только трение на резьбе. В действительности же существуют и дополнительные потери.

Следует еще отметить, что необходимый радиус начального цилиндра червяка не может быть взят произвольным: в зависимости от того, изготавливается ли червяк за одно целое с валом или надевается на последний в форме трубки, величина r , при всех прочих равных условиях, может быть неодинакова. Для предварительных расчетов используются практическими указаниями, а именно принимают:

$$\left. \begin{array}{l} \text{для червяков полых} \\ \text{плотных} \end{array} \right\} \begin{array}{l} 2\tau:t = \text{от } 2,5 \text{ до } 6 \\ \quad \quad \quad = \quad \quad 1,5 \quad 2,5 \end{array} \quad (1)$$

При этом конечно радиус r в полых червяках должен удовлетворять еще тому условию, чтобы поперечное кольцевое сечение червяка было достаточно для сопротивления передаваемому моменту и для установки шпонки.

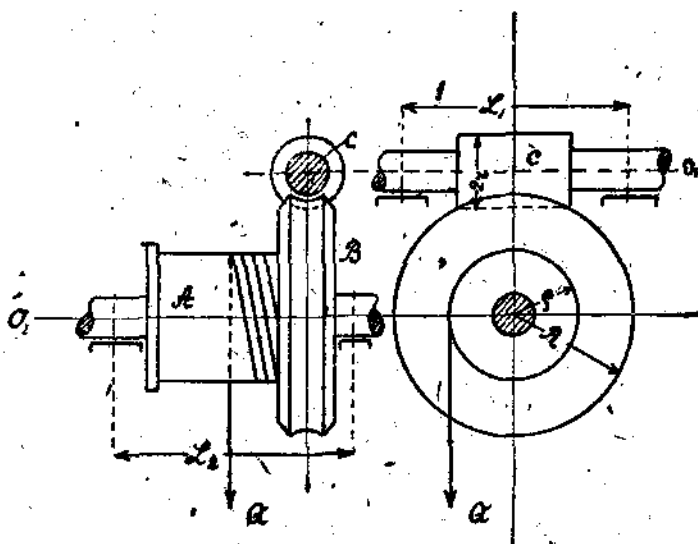
Пример 54. На оси O_2 (черт. 144) имеется барабан A' с диаметром $D=20$ см; канат поднимает груз $Q=1000$ кг и наворачивается на барабан. На рукоятку длиной $l=40$ см действует рабочий с силой нажатия $Q_3=20$ кг. Рассчитать червячную передачу между осью рукоятки O_1 (ось червяка) и осью O_2 (ось барабана и колеса). Колесо чугунное, червяк железный сплошного сечения. Момент на валу барабана равен:

$$M_2 = Q \frac{D}{2} = 10\,000 \text{ кгсм.}$$

Момент на рукоятке

$$M_1 = Q_3 l = 40 \cdot 20 = 8\,200 \text{ кгсм.}$$

Предполагая необходимость самоторможения, примем однооборотный винт с углом подъема $\alpha = 6^\circ$.



Черт. 144.

По табл. 37 этому соответствует теоретический коэффициент полезного действия $\eta = 0,473$. Ввиду наличия других вредных сопротивлений примем в качестве предварительного значения η величину, уменьшенную на 10%, т. е.

$$\eta = 0,9 \cdot 0,473 = 0,43.$$

В таком случае передаточное число β будет:

$$\beta = \frac{M_2}{\eta M_1} = \frac{10\,000}{0,43 \cdot 8\,200} = 29 = \frac{z_2}{z_1}.$$

Так как винт имеет один оборот, то число зубцов будет $z_2 = 29$; примем для удобства разбивки $z_2 = 30$. Далее примем длину зуба $b = 1,5t$. Тогда, обращаясь к формуле (140), мы должны подкоренное количество увеличить в отношении 2:1,5, ибо формула (140) выведена в предположении, что $b = 2t$. Получим:

$$t = \sqrt[3]{\frac{53 M_2}{z_2 k} \left(\frac{2}{1,5} \right)} = \sqrt[3]{\frac{106 \cdot 10\,000}{1,5 \cdot 30 \cdot 300}} = 4,228 \text{ см;}$$

ввиду того, что машина работает с малой скоростью, для допустимого напряжения

принято $k = 300 \text{ кг/см}^2$. Из условия $2\pi R = z_2 t$ имеем:

$$R = \frac{z_2 t}{2\pi} = \frac{30 \cdot 4,28}{2 \cdot 3,14} = 20,45 \text{ см.}$$

Из (d) получаем:

$$r = \frac{R}{z_2 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{20,45}{30 \cdot 0,105} = 6,18 \text{ см.}$$

Обращаясь к условию (1), находим отношение:

$$\frac{2r}{t} = \frac{2 \cdot 6,18}{4 \cdot 28} = 3,$$

т. е. червяк нельзя сделать сплошного сечения.

Увеличиваем $\angle \alpha$ до 9° , при котором можно еще ожидать самоторможения. Повторяя предыдущие рассуждения, найдем:

$$\eta = 0,9 \cdot 0,589 \approx 0,53;$$

передаточное число будет поэтому:

$$\beta = \frac{M_2}{0,53 \cdot M_1} = 23,6.$$

Берем $z_2 = 26$ как близкое к рекомендуемому пределу 28. Находим, принимая $b = 2t$:

$$t = \sqrt[3]{\frac{53 \cdot M_2}{z_2 k}} = \sqrt[3]{\frac{530\,000}{26 \cdot 300}} = 4,08 \text{ см.}$$

Следовательно радиус колеса будет:

$$R = \frac{26 \cdot 4,08}{2\pi} = 16,9 \text{ см;}$$

радиус r начального цилиндра червяка:

$$r = \frac{R}{z_2 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{16,9}{26 \cdot 0,158} = 4,12 \text{ см;}$$

отношение (1)

$$\frac{2r}{t} = \frac{2 \cdot 4,12}{4,08} = 2,02. \quad (1)$$

Теоретический коэффициент полезного действия принят равным $\eta = 0,589$. Действительный коэффициент можно определить, только зная расположение опор и размеры валов.

Примем например для рассматриваемой передачи расстояние между средними плоскостями опор червячного вала равным $L_1 = 25 \text{ см}$; расстояние между серединами опор вала барабана $L_2 \approx 50 \text{ см}$ средняя плоскость колеса отстоит от средней правой опоры на расстоянии $a = 10 \text{ см}$, сила Q приложена на расстоянии от середины той же опоры $b = 20 \text{ см}$; середина рукоятки от середины ближайшей опоры червячного вала отстоит на $e = 25 \text{ см}$.

Если выступ червяка имеет головку высотой $h_1 = 0,3t = 1,2 \text{ см}$, то сила P в наиболее невыгодном случае приложена параллельно оси на расстоянии

$$r_1 = r + 0,3t \approx 5,3 \text{ см}$$

(черт. 145). Наибольший изгибающий момент от пары Pr_1 будет в сечении C и равен $\frac{Pr_1}{2}$. В этом же сечении сила Q_2 (давление руки) вызовет момент, равный

$\frac{Q_2 L_1}{2}$ и направленный под углом в 90° к первому. Равнодействующий момент получается геометрическим сложением.

Окружное усилие P найдется из

$$PR = M_2, \text{ или } P = \frac{M_2}{R} = \frac{10\,000}{16,9} = 592 \text{ кг.}$$

Следовательно имеем

$$Pr_1 = 592 \cdot 5,3 = 3140 \text{ кгсм}, \quad Q_2 \frac{L_1}{2} = \frac{20 \cdot 25}{2} = 250 \text{ кгсм},$$

и равнодействующий момент

$$M_u = \sqrt{3140^2 + 250^2} = 3150 \text{ кгсм},$$

т. е. влияние второго момента, вызываемого силою мускулов рабочего, очень мало и им можно было пренебречь. Скручивающий червячный вал момент равен:

$$M_k = Q_2 l = 20 \cdot 40 = 800 \text{ кгсм}$$

Результирующий момент будет:

$$M_2 = 0,35 \cdot 3150 + 0,65 \sqrt{3150^2 + 800^2} = 3320 \text{ кгсм.}$$

Принимая в качестве допустимого напряжения для железа $k = 400 \text{ кг/см}^2$, получим:

$$\frac{\pi}{32} d^3 k = M_2 = 3\,320 =$$

$$= \frac{\pi}{32} d^3 \cdot 400, \text{ или } d_1 = 4,4 \text{ см.}$$

Давление от груза Q на вал от барабана передается в опорных частях его, т. е. у левой опоры A_1 и втулки колеса D_1 (черт. 145а). Наиболее невыгодное положение для вала будет, когда канат ляжет у правого борта барабана; примем, что при этом $b = a$,

т. е. что весь груз сосредоточен в сечении D_1 . Изгибающий в нем момент будет очевидно равен:

$$m_1 = \frac{Qa(L_2 - a)}{L_2}.$$

Окружное (на колесе) усилие P дает в том же сечении изгибающий момент в вертикальной плоскости

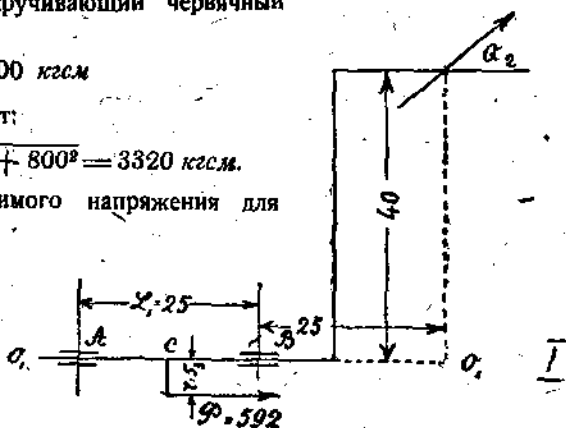
$$m_2 = \frac{Pa(L_2 - a)}{L_2}.$$

Результирующий момент будет:

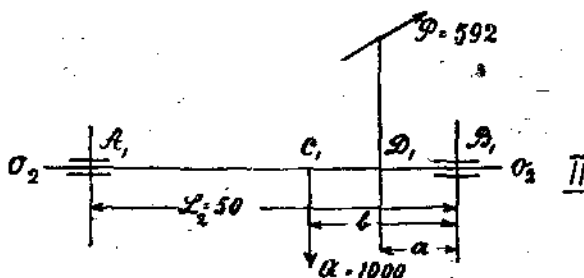
$$M_u = \sqrt{m_1^2 + m_2^2} = \frac{a(L_2 - a)}{L_2} \sqrt{P^2 + Q^2} = 9320 \text{ кгсм.}$$

Складывая его с крутящим, найдем:

$$M_2 = 0,35 \cdot 9320 + 0,65 \sqrt{9320^2 + 10\,000^2} = 12\,000 \text{ кгсм.}$$



Черт. 145.



Черт. 145а.

При допустимом напряжении $k = 400 \text{ кг/см}^2$ диаметр вала определится из

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 M_2}{\pi k}} = 7 \text{ см}$$

Если примем коэффициент трения в опорах равным $\mu = 0,05$ (средняя смазка), то момент трения на опорах валов найдется в таком виде:

Сумма реакций на валу барабана равна очевидно $\sqrt{Q_1^2 + P^2} = 1165 \text{ кг}$. Реакции R на червячном валу, вызываемые силой P , в обоих опорах равны 125 кг. Реакции от силы Q_2 очень малы, всего 10 кг, и их в расчет принимать не будем. На основании изложенного в § 29 о цапфах будем иметь:

$$\text{цапфы вала червячного } M'_t = \frac{2 \cdot 2 R \mu d_1}{\pi} = \frac{4 \cdot 125 \cdot 4,4 \cdot 0,05}{\pi} = 35 \text{ кгсм.}$$

$$\text{колеса } M''_t = 2 \cdot \mu d_2 \frac{\sqrt{Q_2^2 + P^2}}{\pi} = \frac{2 \cdot 1165 \cdot 7 \cdot 0,05}{\pi} = 248,5 \text{ кгсм.}$$

Наконец если внешний диаметр упорного кольца для червячного вала назовем через d_3 , то, принимая $d_2 = 7 \text{ см}$, будем иметь момент трения на этой торцовой опоре:

$$M'''_t = \frac{P \mu (d_3^3 - d_1^3)}{3 (d_2^3 - d_1^3)} = \frac{592 \cdot 0,05}{3} \frac{(7^3 - 4,4^3)}{7^3 - 4,4^3} = 85 \text{ кгсм.}$$

Принимая число оборотов рукоятки $n = 20$ в минуту, будем иметь угловые скорости:

$$\text{на валу червяка } \frac{\pi n}{30} = 2,1$$

$$\text{колеса } \frac{\pi n_1}{3 \cdot 30} = 0,08$$

Поэтому работа трения в опорах в секунду будет равна:

$$T_1 = (35 + 85) 2,1 + 248,5 \cdot 0,08 = 272 \text{ кгсм.}$$

Полная работа движущей силы будет:

$$T = Q_2 l \cdot \omega_1 = 20 \cdot 40 \cdot 2,1 = 1680 \text{ кгсм.}$$

Следовательно потеря от трения в опорах выразится коэффициентом

$$\eta_1 = T_1 : T_2 = 272 : 1680 = 0,160;$$

поэтому полный коэффициент полезного действия определится в

$$\eta' = \eta - \eta_1 = 0,589 - 0,16 = 0,43$$

вместо 0,589, принятых в расчете. Как видно из сделанных выкладок, главная потеря относится к торцовой опоре; устанавливая ее на шариках, мы сразу понижаем эту работу; заменяя примерно коэффициент трения $\mu = 0,05$ через $\mu' = 0,005$, будем иметь полную потерю равной 104 кгсм величина η_1 падает до 0,062, и η будет увеличен до $\eta' = 0,52$. Еще больший эффект будет при введении шариковых подшипников.

Если желательно все же поднять коэффициент полезного действия без введения шариковых опор, необходимо сделать вторичный пересчет, увеличив число зубцов z_2 на колесе и стало быть увеличив его радиус, причем понизится значение окружного усилия P .

Проверка зубцов на износ по формуле (141) дает для q значение,

$$q = \frac{P}{b t} = \frac{592}{2 \cdot 4,08^2} \approx 17,8 \text{ кг/см}^2$$

Так как скорость v не достигает и $v = 0,1$ м/сек, то как можно видеть из табл. 38, условие прочности на износ вполне удовлетворяется.

Пример 55. Червяк, приводимый во вращение мотором, передает $N = 30$ л. с., число оборотов червяка $n_1 = 1000$, число оборотов колеса $n_2 = 100$. Передаточное число равно следовательно $\beta = 10$. При таких значительных числах оборотов необходимо принимать во внимание возможность нагревания. Предполагая трехходовой (трехоборотный) винт, т. е. $z_1 = 3$, имеем из (142):

$$t = \sqrt{\frac{N'}{cz_1}} = \sqrt{\frac{30}{3 \cdot 0,29}} = 5,87 \text{ см.}$$

так как для числа оборотов $n_1 = 1000$ имеем из табл. 39 $c = 0,29$.

Число зубцов будет $z_2 = \beta z_1 = 10 \cdot 3 = 30$. Следовательно радиус колеса определится как

$$R = \frac{z_2 t}{2\pi} = \frac{5,87 \cdot 30}{2\pi} = 28 \text{ см.}$$

Примем угол подъема нитки равным $\angle \alpha = 22^\circ$. Тогда радиус начального цилиндра для червяка будет, согласно (d):

$$r = \frac{R}{\beta \operatorname{tg} \alpha} = \frac{28}{10 \cdot 0,404} = 6,9 \text{ см.}$$

Окружная скорость будет:

$$v = \omega_2 R = \frac{\pi n_2}{30} R = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 28}{30} = 2,93 \text{ м/сек.}$$

Поэтому окружное усилие P найдется в размере

$$P = \frac{75N}{v} = \frac{75 \cdot 30}{2,93} \approx 770 \text{ кг.}$$

Длину дуги b основания зуба, ввиду большой скорости примем

$$b = 2,5t = 14,6 \text{ см.}$$

Если высота зуба будет $h = 0,7t$, то напряжение материала на изгиб определится в

$$k = \frac{6Ph}{be^2} = \frac{6 \cdot 770 \cdot 0,7 \cdot 5,87}{14,6 \cdot \left(\frac{5,87}{2}\right)^2} = 163 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение очень небольшое, тем более что ввиду скорости $v > 2,5$ м/сек колесо не должно быть чугунным. Считая его бронзовым, видим, что полученное напряжение не выходит из пределов табл. 40. Проверка на смятие дает:

$$q = \frac{P}{bt} = \frac{770}{14,6 \cdot 5,87} \approx 9 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. меньше, нежели можем считать допустимым по табл. 38.

Теоретический коэффициент полезного действия будет:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 22^\circ}{\operatorname{tg}(22^\circ + \varphi)} = 0,866.$$

Действительный коэффициент полезного действия может быть найден, как уже указывалось в предыдущем примере, лишь при всех известных нагрузках на валы и их расположении на опорах.

Для быстроходных передач, подобных только что рассмотренной, существует опытная зависимость, — поправочный коэффициент к теоретическому значению η , учитывающий остальные потери. Именно:

$$\eta_1 = 0,97(1 - 0,2 \mu). \quad (143)$$

В предположении, что в установке имеются шариковые подпятники и что смазка опять очень хорошая, принято считать потери в опорах в 0,03; μ — коэффициент трения.

Таким образом для данного случая, считая $\mu = 0,05$ и следовательно $\angle \varphi \approx 3^\circ$, найдем:

$$\mu_1 = 0,96,$$

и общий коэффициент

$$\eta_0 = \eta \eta_1 = 0,96 \cdot 0,866 = 0,83.$$

3. Винтовые колеса. Между двумя валами O_1 и O_2 (черт. 146), скрещивающимися между собою под некоторым $\angle \gamma$, можно установить передачу зубчатыми колесами с винтовыми зубцами. В практике встречаются чаще $\angle \gamma = 90^\circ$.

По существу здесь имеются такие же колеса с винтовыми (косыми) зубцами, которые рассмотрены уже в предыдущем параграфе, но наклон винтовой линии к оси вала будет разный, причем сумма углов наклона равна 90° , т. е.

$$\alpha_1 + \alpha_2 = \frac{\pi}{2}.$$

По этой причине отношение чисел оборотов или угловых скоростей выразится так:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1 \operatorname{ctg} \alpha_1}, \quad (2)$$

где r_1, r_2 — радиусы начальных кругов — и $\angle \alpha_1$ относится к колесу 1.

Соответственно с этим шаги зацепления t_1 и t_2 будут связаны зависимостью

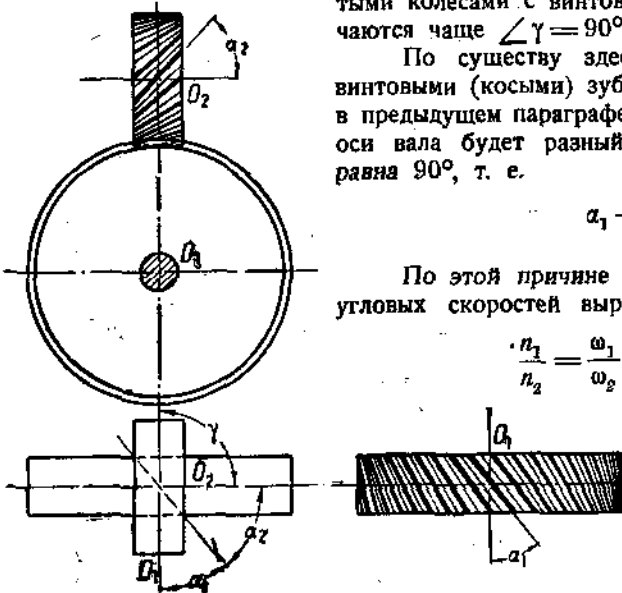
$$t_2 = t_1 \operatorname{ctg} \alpha_1. \quad (m)$$

Коэффициент полезного действия имеет вид совершенно подобный виду его для винтовой и червячной передач, именно:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi)}.$$

Следовательно к передаче винтовыми колесами для скрещивающихся осей относятся те же соображения относительно значения угла подъема α , что и к простой винтовой передаче, т. е. что η возрастает с увеличением угла подъема α .

Сообразно со свойством винта на каждом винтовом колесе возникают продольные силы, и стало быть в указанной передаче должны быть предусмотрены торцовые опоры, т. е. подпятники. Работа трения на зубцах довольно значительная. Изготовление винтовых колес достаточно дорого; ввиду сильного износа чугуна как материал не рекомендуется, — употребляется сталь и бронза; зубцы должны быть тщательно обработаны. Расчет их может быть произведен на основании сказанного выше. Также см. „Цилиндрические колеса и расчет червячной передачи“.

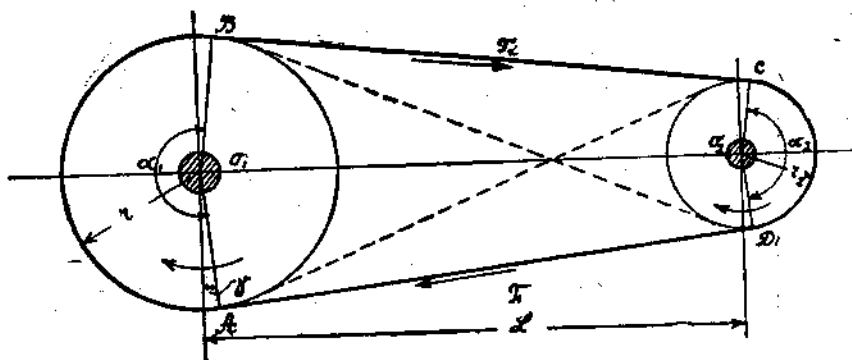


Черт. 146.

ГЛАВА XI

РЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

§ 61. Общие соображения. Если на параллельных осях O_1, O_2 (черт. 147) надеть колеса с гладкими внешними поверхностями ободов (шкивы) и наложить на них с некоторым усилием упругую ленту, сшитую в бесконечное кольцо, то при вращении например ведущего шкива I, в силу трения которое развивается в местах соприкосновения ленты со шкивами, ведомый вал придет также во вращательное движение; при наложении ленты, как это показано на черт. 147, вращение обоих шкивов будет совершаться в одну сторону. Предположим, что лента нерастяжима; в таком случае скорость v , с которой она движется, будет постоянна для всех ее сечений; поэтому и окружные скорости обоих шкивов будут одинаковы.



Черт. 147.

Если числа оборотов их назовем через n_1 и n_2 , то получим закон передачи в виде:

$$\frac{1}{\beta} \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}, \text{ ибо } v = \frac{\omega_1 D_1}{2} = \frac{\omega_2 D_2}{2}. \quad (a)$$

Здесь под D_1 и D_2 понимаются внешние диаметры шкивов.

Из теории ленты, перекинутой через гладкий барабан, известно, что для подъема груза Q , висящего на одном конце ленты, надо к другому приложить силу Q_1 , большую и равную

$$Q_1 = Q e^{\mu \alpha} = m Q.$$

Под e понимается основание натуральных логарифмов, μ — коэффициент трения ленты о барабан, α — угол обхвата лентой барабана. Обращаясь к передаче, представленной например на черт. 147, можем сказать, что для приведения в движение шкива O_2 необходимо в D приложить силу T_1 , большую, нежели сила T_2 в точке C в m раз, т. е. надо иметь соотношение:

$$T_1 = T_2 m = T_2 a_2 e^{\mu \alpha_2}. \quad (b)$$

То обстоятельство, что шкив в данном случае вращается, положения дела не изменяет, так как на валу O_2 преодолевается заданное сопротивление.

Усилия T_1 и T_2 называются натяжениями ведущего и ведомого концов. Нетрудно видеть, с другой стороны, что сила T_1 должна быть больше силы T_2 на величину силы трения, развивающейся между лентой и поверхностью шкива. Если в ведомом шкиве сопротивление выражено N л. с., то окружное усилие P_1 , которое надо приложить на поверхности ведомого шкива, определится из условия:

$$\left. \begin{aligned} 75 N &= P v, \\ M_2 &= \frac{71\,620 N}{n_2} = P \frac{D_2}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (c)$$

Таким образом сила трения на ведомом шкиве очевидно равна окружному усилию; и на основании сказанного выше будем иметь:

$$P = T_1 - T_2. \quad (d)$$

Такое соотношение получается в предположении, что собственный вес ленты не может оказать существенного влияния; это можно допустить лишь при очень малых скоростях v в передаче. Но в действительности лента, набегая на шкив, сейчас же подвергается действию центробежной силы, будучи увлекаема во вращательное движение. Так как сила трения P (она же окружное усилие) является движущей, то необходимо учитывать все обстоятельства, могущие вести к ее уменьшению. При данном размере шкива, его скорости и величине N передаваемой работы сила P получает определенное значение; ему соответствует и известное значение T_1 . Очевидно, если по каким-либо причинам сила трения уменьшается, необходимо соответственным образом увеличить нажатие ленты на шкив, т. е. увеличить силу T_1 . Центробежная сила стремится отжать ленту от поверхности шкива и таким образом уменьшает нажатие ее на шкив и стало быть уменьшает силу P . Поэтому при расчете передач с более или менее значительными скоростями необходимо принять во внимание и собственный вес ленты.

Назовем вес одной ее погонной единицы через q , тогда между силами T_1 и T_2 устанавливается другая зависимость, именно:

$$T_1 - q \frac{v^2}{g} = \left(T_2 - q \frac{v^2}{g} \right) e^{\mu \alpha} = m \left(T_2 - q \frac{v^2}{g} \right). \quad (e)$$

Так как соотношение (d) не изменится, то из (d) и (e) будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= \frac{mP}{m-1} + q \frac{v^2}{g}, \\ T_2 &= \frac{P}{m-1} + q \frac{v^2}{g}. \end{aligned} \right\} \quad (144)$$

Если же вместо P ввести его выражение через N из соотношения, то

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= \frac{75 Nm}{(m-1)v} + q \frac{v^2}{g}, \\ T_2 &= \frac{75 N}{(m-1)v} + q \frac{v^2}{g}. \end{aligned} \right\} \quad (145)$$

Из этого выражения ясно, что величина работы при заданном T_1 зависит от скорости v ; при этом с возрастанием скорости можно одной и той же лентой при одном и том же напряжении передать большее количество работы. Теоретически можно даже установить такую скорость v_1 для данного материала ленты, при кото-

рой передаваемая работа получается наибольшая. Для кожаного ремня например это будет $v_1 = 26 \text{ м/сек.}$

Как видно будет ниже, работа, передаваемая действительной лентой, зависит от многих обстоятельств и представляет собою явление весьма сложное. Поэтому на приведенную для кожаного ремня цифру наимыгоднейшей скорости надо смотреть как на примерную.

Но несомненным остается факт, что передачи при больших скоростях выгоднее и размеры входящих в нее частей получаются меньшие.

Как видно из выражений (b) и (d), величина P , при одном и том же значении для силы T_1 , тем больше, чем больше m , т. е. чем больше коэффициент трения μ и угол обхвата шкива α . Коэффициент трения μ зависит в первую очередь от материалов ленты и шкива; угол обхвата — от отношения диаметров ведущего и ведомого шкивов и их расстояния друг от друга. При передаточном числе, равном $\beta = 1$, диаметры шкивов D_1 и D_2 равны друг другу, угол обхвата на обоих шкивах одинаков и равен $\angle \alpha = \pi$. Если диаметры не равны, то меньший шкив находится в условиях менее благоприятных, и рассуждения при определении силы T_1 надо отнести к нему.

Как было указано, лента надевается на шкивы с некоторым натяжением. В состоянии покоя оба конца ленты поэтому растянуты каждый некоторой силой T . При вращении натяжение ведущего конца возрастает, ведомого — падает; необходимая для установления передачи разность дана выражением (d). Очевидно, с другой стороны, будем иметь:

$$T_1 + T_2 = 2T. \quad (f)$$

Принимая во внимание выражения (144), получим:

$$T = \frac{P}{2} \frac{m+1}{m-1} + q \frac{v^2}{g}. \quad (g)$$

Первоначальное натяжение T вызывается, как сказано вначале, тем, что сшитая в кольцо лента надевается с некоторым усилием. Следовательно предполагаются в ленте известные упругие свойства, и надетая на шкивы лента растянута с некоторой упругой деформацией.

Можно представить себе другой способ передачи, где это начальное натяжение возбуждается иначе. Так при достаточно большом расстоянии между валами лента несколько провисает под влиянием собственного веса; в ней возникают напряжения растяжения тем большие, чем меньше так называемая стрела провеса f (черт. 148). Если валы лежат на одном уровне или если превышение h одного (O_2) над другим (O_1) невелико, можно принять, что сила T , растягивающая ленту, будет иметь значение:

$$T = q \frac{L^2}{8f}, \quad (h)$$

откуда видно, что она растет пропорционально квадрату расстояния L и для малых значений его невелика, почему в расчет в этих случаях не принимается. Очевидно, зная q и L , можно вычислить значение f — провеса, с которым необходимо наложить ленту для получения в ней необходимого растягивающего усилия T . Описанный прием имеет место главным образом при канатной передаче, в особенности при передаче проволоочными канатами.

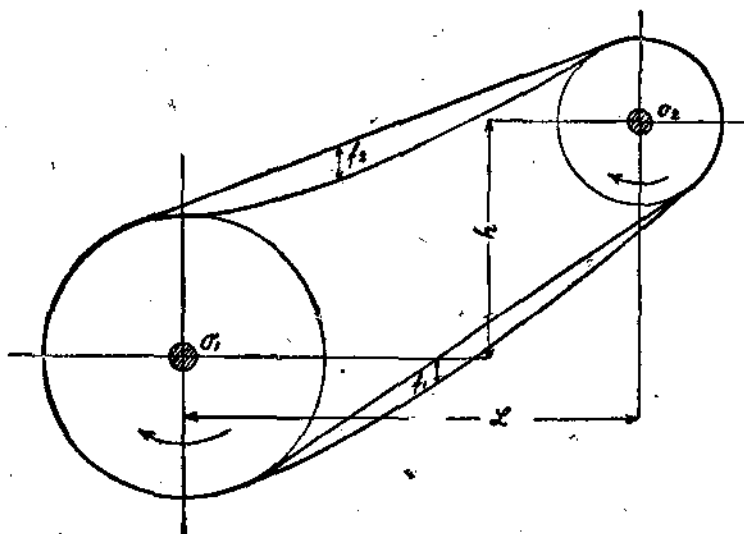
Имеется еще следующая возможность вызвать начальное натяжение T . Если предположить, что опоры одного из валов могут несколько перемещаться, то ленту можно поставить под действие постоянного растягивающего груза Q . Пусть (черт. 149) опоры вала O_2 могут иметь движение в направляющих; к опорам этим укреплен канат, перекинутый через блок O_3 ; к канату подвешен груз Q .

Очевидно, что для равновесия необходимо соблюдение условия

$$2 T \cos \gamma = Q, \quad (k)$$

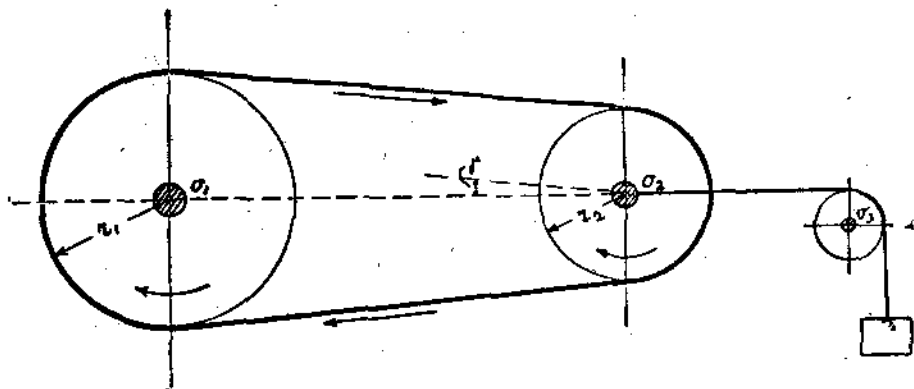
а потому можно определить потребную величину оттяжного груза.

При помощи оттяжного аппарата можно изменить натяжение в ремне и при неподвижных осях соединяемых валов; например на черт. 150 показана такая схема:



Черт. 148.

на вал O_2 надет рычаг $O_2 O_3 A$. На одном конце его надет ролик O_3 ; к другому в A укреплен канат, перекинутый через неподвижный блок O_4 . Груз Q , подвешенный к этому канату, нажимает ролик O_3 на ленту и вызывает ее удлинение, а стало быть и известное натяжение.



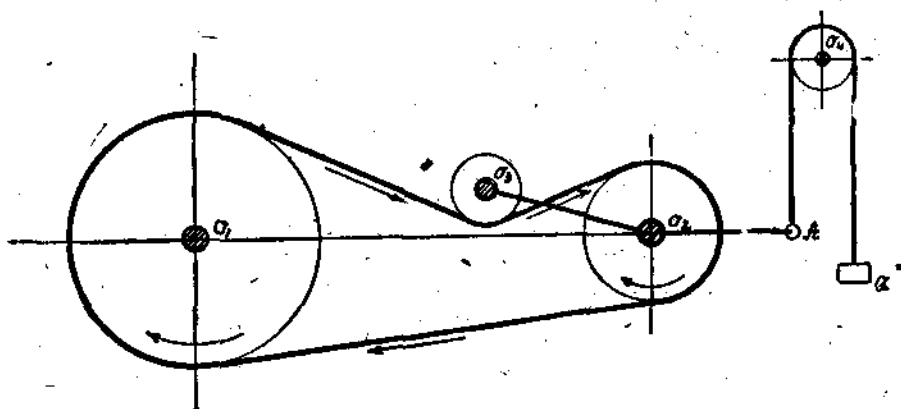
Черт. 149.

Описанное приспособление имеет своей главной задачей увеличение угла обхвата на меньшем шкиве; но вместе с тем получается и некоторое увеличение силы T . Об устройстве оттяжных аппаратов будет сказано ниже.

Временной передаче, не устанавливаемой обычно на большие расстояния, применяется чаще способ первый; при очень малых расстояниях между шкивами и при большом отношении диаметров — способ второй. Прежде нежели перейти к

описанию устройства ременной передачи и ее расчета, необходимо прибавить еще несколько общих замечаний. Каждая действительная лента обладает свойством упругости, и это обстоятельство делает вышеприведенные формулы в значительной мере неточными: для пользования ими требуется вводить поправки, основанные на опытных данных. К сожалению исследование упругих явлений в ленте, находящейся в движении, очень затруднительно, и, несмотря на имеющийся ряд наблюдений и опытов, вопрос нельзя считать вполне выясненным.

Если следить за каким-либо сечением ремня, то в различных положениях на своем пути оно подвергается различным внутренним силам. Так на прямолинейном участке DA (черт. 147) имеется растяжение силою T_1 ведущего конца. При входе на шкив лента, пробегая от точки входа A до точки схода B , уменьшает напряжение растяжения, так как усилие T_1 падает до значения $T_2 < T_1$. На прямолинейном участке BC сечение находится под действием растягивающей силы T_2 . На ведомом шкиве на пути CD растягивающее усилие, а следовательно и напряжение растяжения возрастают, ибо натяжение T_2 в точке C входа постепенно увеличивается до T_1 в точке D схода. Но лента, входящая на шкив, подвергается дей-



Черт. 150.

ствию центробежной силы, отжимающей ее от последнего. Вследствие этого изменяется давление на опоры.

Действительно, если начальное натяжение равно в каждом конце T , то давление на опоры будет определяться выражением (к). Центробежная сила вызовет уменьшение силы T на некоторую величину Z , и давление на опоры уменьшится до величины

$$2(T - Z) \cos \gamma = Q. \quad (l)$$

Если сила Z достигнет значения T , то передача станет невозможной. На основании сказанного надо полагать, что потеря на трение в опорах при возрастании скорости уменьшается; это подтверждается и наблюдениями, но натяжение на ремне увеличивается.

К сказанному об изменении внутренних напряжений в сечении ремня при его движении необходимо добавить еще, что во время прохождения лентой криволинейного пути на шкиве в ней должны появляться дополнительные напряжения от перехода из прямолинейной формы (ведущий и ведомый концы), т. е. вследствие изгиба. Так как при изгибе волокна на вогнутой стороне сжимаются, а на выпуклой растягиваются, то вместо равномерного распределения растяжения, имеющего место в прямолинейных участках, в изогнутых частях ленты получается увеличение растяжения в волокнах выпуклой стороны и уменьшение его на вогнутой.

Указанное изменение напряжений за полный пройденный путь сопровождается конечно затратой некоторого количества передаваемой работы на перегибание и разгибание ленты и является одною из причин уменьшения коэффициента полезного действия.

То же самое обстоятельство обуславливает и другую потерю — изменение скоростей ленты в разных участках. Действительно, рассмотрим например движение некоторого сечения на пути от точки A входа ленты на шкив. Оно находится в этот момент под действием растягивающей силы T_1 , которой соответствует определенное упругое удлинение

$$l_1 = \frac{k_1}{E} = \frac{T_1}{FE} \quad (m)$$

Здесь k_1 — напряжение материала, F — поперечное сечение ленты, E — ее модуль упругости.

В точке B — схода ленты со шкива сила растягивающая будет T_2 ; ей соответствует деформация

$$l_2 = \frac{k_2}{E} = \frac{T_2}{FE} \quad (n)$$

Так как $T_2 < T_1$, то $l_2 < l_1$; следовательно лента на пути от A к B сокращается по длине, и это сокращение идет навстречу движению. Вследствие этого очевидно, что скорость в точке B схода должна быть меньше, нежели в точке A входа. Переходя к ведомому шкиву, будем иметь явление обратное.

Таким образом приходится прийти к заключению, что скорость v_1 ведущего конца должна быть больше, нежели скорость v_2 ведомого. Отсюда вытекает, что закон передачи, указанный в выражении (а), не может быть выполнен, поскольку приходится считаться с упругими свойствами ленты. Указанное изменение скорости и связанная с этим потеря работы будут тем больше, чем больше разница между силами T_1 и T_2 , т. е. чем больше окружное усилие. Можно получить такую зависимость z для оценки изменения скорости по величине: приращение скорости пропорционально удлинению l ; следовательно разность приращений пропорциональна разности удлинений, а потому будем иметь из (m) и (n):

$$z = l_1 - l_2 = \frac{T_1 - T_2}{EF} = \frac{P}{EF} \quad (146)$$

Таким образом при передаче работы гибкой, упругой лентой намечаются следующие вредные сопротивления, влияющие на величину коэффициента полезного действия:

1. Потеря на трение в опорах, вызываемая нажатием на опоры благодаря силам натяжения концов ремня.
2. Потеря на жесткость ленты при сгибании и разгибании ее во время движения.
3. Потеря на изменение скорости, обуславливаемая изменением упругих деформаций под влиянием меняющихся сил натяжений концов T_1 и T_2 .

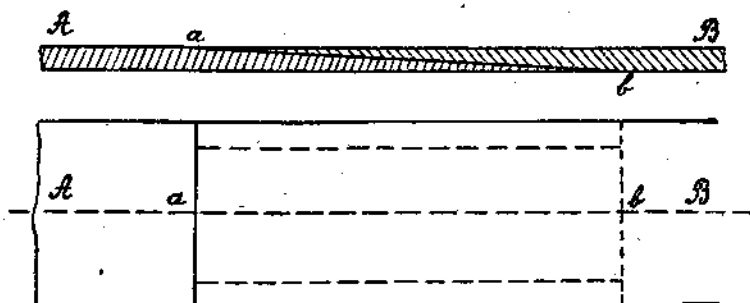
Передача гибкой лентой по существу является фрикционной, т. е. такой, где ведущей силой оказывается сила трения. В работе, по разным причинам, как например возрастание полезного сопротивления, уменьшение коэффициента трения и т. п., возможны случаи проскальзывания ленты по шкиву. Это конечно также является причиной потери работы. Но так как при правильной установке передачи и внимательном уходе указанные явления не должны иметь места и могут рассматриваться как случайные, то на них останавливаться не будем.

§ 62. Устройство ременной передачи. В качестве ленты при передаче гибкой, упругой связью чаще всего пользуются кожаным ремнем, вырезанным из шкуры быка, после соответственной выделки ее. Кожа животных по своей структуре не

представляет однообразного строения в своем разрезе; часть, прилежащая к поверхности, где был волос, сильно отличается от части, прилегавшей к мясу. Помимо этой неоднородности кожа неодинакова по своим механическим свойствам в различных частях шкуры и неодинакова по толщине. Последняя изменяется в зависимости от возраста, пола и породы животного, между прочим шкура коровы считается менее ценной, чем кожа быка. Толщина непостоянна на протяжении одной и той же шкуры. В хороших шкурах толщина достигает 8 мм; в общем же ее принимают в пределах от 3 до 7 мм.

Лучшие ремни вырезаются из хребтовой части, хотя толщина и не достигает здесь своего наибольшего значения. По ширине цельные полосы могут достигать до $b = 600$ мм, по длине — до 1500 мм.

Ремень, вырезанный из хребтовой части, обладает тем свойством, что материал кожи, будучи неодинаков по своим свойствам, расположен в смысле этих свойств симметрично относительно хребтовой линии, являющейся средней линией ремня. Это обстоятельство чрезвычайно важно потому, что прямая полоса, вырезанная указанным способом, сохраняет свою прямизну в дальнейшем, между тем как полосы



взятые из боковых частей шкуры, со временем искривляются и делаются непригодными для пользования, ибо дают совершенно неодинаковую вытяжку. Если ремень с предельной шириной оказывается недостаточным, применяют двойные ремни, две полосы накладывают друг на друга внутренней стороной (бахтармой, т. е. той, которая прилежала к мясу), склеивают между собою специальным клеем и прошивают сыромятными ремнями по длине. Из полос, вырезанных из шкур, составляются ленты любой длины; соединение полос между собою по длине производится склейкою состроганных на-нет концов А и В (черт. 151) и прошивкою их по длине. Сострагивание должно быть сделано так, чтобы общая толщина соединяемых частей не превышала толщину δ ремня.

Все скосы в одной ленте располагаются в одном направлении. При соединении влодь полос двойного ремня стыки нижней полосы должны чередоваться со стыками верхней с таким расчетом, чтобы расстояние между стыками не было менее 200 мм.

Цельный ремень из хорошей кожи является дорогой частью передачи, в особенности для значительных мощностей. Ввиду этого ремень требует за собою внимательного ухода. Так как он обладает свойством давать при относительно небольших напряжениях остающиеся удлинения, то при посадке с очень большой предварительной натяжкой ремень через некоторое время слабеет, т. е., получая остаточную деформацию, увеличивается в длине, и упругие деформации исчезают. Ремень начинает проскальзывать и не может передавать требуемой работы. Необходимо перешивка его с известным укорочением. Специальные фирмы, имея это в виду, подвергают готовые ремни предварительной вытяжке, применяют метод специальной упаковки, свертывая ремни в круги под нагрузкой. Новый ремень обла-

дает небольшим модулем упругости, примерно около $E = 1200 \text{ кг/см}^2$. Предварительная вытяжка с расчетом около 20 % на 1 см ширины улучшает качество и поднимает величину E .

Ремни, работавшие некоторое время, имеют модуль упругости уже более высокий — около $E = 2500 \text{ кг/см}^2$. Сшивку концов полосы в кольцо рекомендуется делать при помощи специального стяжного аппарата, показанного на фиг. 219, А. На соединяемые концы A и B надеваются хомуты C и D , в которых ремень зажимается болтами и которые имеют по сторонам утолщения aa . Сквозь эти утолщения проходят стержни EE , несущие на одном конце винтовую резьбу и снабженные на другом конической зубчатой передачей FF . Вращая рукоятку K , заставляют винты входить в гайки хомута C и таким образом сближать концы A и B между собой. Рекомендуется сшивку производить, наложивши ремень на шкивы. Имея чертеж передачи и размеры шкивов, нетрудно определить длину ленты. А задаваясь предварительным натяжением, — подсчитать необходимую вытяжку ремня. Действительно, длина ремня, считая ее по среднему слою ленты, будет равна (черт. 147), если диаметры шкивов D_1 и D_2 :

$$S = \frac{D_1 + \delta}{2} \alpha_1 + \frac{D_2 + \delta}{2} \alpha_2 + 2 \cdot \frac{L}{\cos \left(\frac{\alpha_1 - \pi}{2} \right)}. \quad (147)$$

Самое соединение может быть сделано скашиванием на нем соединяемых концов и сшивкою их сыромятью, либо постановкою медных заклепок с плоскими головками. Этот способ менее рекомендуется, так как больше ослабляет ремень и затрудняет перешивку.

Для соединения концов ленты ременной существуют еще различного рода замки, позволяющие производить соединение впритык, без скашивания концов. На фиг. 220, А. показан чрезвычайно простой замок, представляющий собою вогнутую пластинку с зубцами на внутренней стороне, которые прямо забиваются молотком в ремень. На фиг. 221, А. показан несколько более сложный замок; достоинство его по сравнению с первым — большая гибкость. Можно производить соединение впритык и при помощи сшивки; такой способ показан на фиг. 222, А.

По отношению к замкам следует отметить, что они должны обладать малым весом; в противном случае при набегании они стучат, что указывает на удары, совершенно нежелательны.

При проскальзывании ремня, указывающем на ослабление его необходима перешивка, а отнюдь не рекомендуется прибегать к насыпанию канифоли на рабочую поверхность. Канифоль, увеличивая коэффициент трения, производит временно впечатление улучшения, но она вредно действует на кожу, которая становится хрупкой и ломкой. Ежемесячно рекомендуется ремень смазывать жиром и два раза в год промывать в теплой воде (кроме проклеенных мест) с раствором соды, а после сушки натирать теплым порошком талька. При внимательном уходе кожаный ремень может служить 10—20 лет. Кожа растительного дубления хорошо работает в сухом помещении с умеренной температурой. При высокой температуре и влажном воздухе лучше пользоваться кожей хромового дубления.

Для очень малых передач применяются круглые ремни сплошного сечения (швейные машины, малые ножные станки) или из скрученных винтообразно полосок или наконец сплетенных из тонких ремешков (общий диаметр 10—30 мм).

Чтобы судить о степени неоднородности механических свойств кожи в табл. 41, стр. 318, приведены данные известной германской фирмы Gehrrens для полосы с одной стороны хребта; полоса длиной 1200 мм, шириной 600 мм была разрезана вдоль на 12 лент по 50 мм ширины и затем каждая — поперек на полоски по 300 мм длины. Все полоски подвергались разрыву, причем определялись сила сопро-

ТАБЛИЦА 41

От головы			Середина			Середина			К концу			Среднее		
P_1	t_1	Q	P_1	t_1	Q	P_2	t_2	Q	P_2	t_2	Q	P_3	t_3	Q
900	0,20	0,085	911	0,17	0,085	967	0,17	0,090	981	0,20	0,090	98	0,185	0,086
670	0,23	0,080	900	0,10	0,085	1181	0,17	0,085	1046	0,17	0,090	939	0,167	0,050
900	0,20	0,080	934	0,17	0,085	1069	0,20	0,095	979	0,17	0,095	971	0,185	0,089
934	0,20	0,080	1215	0,20	0,090	900	0,20	0,095	1024	0,13	0,100	1018	0,182	0,091
1102	0,20	0,085	1261	0,23	0,100	1159	0,30	0,100	1001	0,17	0,105	1131	0,225	0,097
1114	0,20	0,085	1339	0,27	0,100	1440	0,23	0,105	979	0,33	0,105	1218	0,242	0,103
1153	0,30	0,090	1294	0,23	0,100	1564	0,30	0,110	832	0,30	0,110	1003	0,282	0,103
1204	0,30	0,090	1364	0,30	0,105	1552	0,23	0,115	877	0,20	0,110	1257	0,258	0,105
1192	0,33	0,090	1305	0,23	0,100	1417	0,17	0,110	1001	0,20	0,105	1229	0,288	0,013
1260	0,20	0,085	1372	0,27	0,100	1282	0,20	0,110	1024	0,17	0,100	1245	0,210	0,099
1215	0,20	0,085	1417	0,20	0,095	1350	0,17	0,105	1179	0,20	0,095	1290	0,192	0,096
1192	0,20	0,080	1356	0,20	0,090	1530	0,10	0,100	1147	0,20	0,095	1306	0,225	0,091
1066	0,23	0,085	1185	0,214	0,0946	1285	0,203	0,015	1060	0,203	0,100			

тивления разрыву P_2 в килограммах, удлинение при разрыве i_2 и вес ленты Q в килограммах.

Как видно из сводки, крепость кожи и ее эластичность вдоль шкуры изменяются немного, по направлению же от хребта книзу и крепость и эластичность возрастают. Тем не менее, на основании сказанного выше, из боковых частей одинарных ремней не берут, но для двойных ремней боковые полосы идут при условии, если верхний ремень будет из хребтовой полосы.

Что касается того, какой стороной надо класть кожаный ремень на шкив, то в этом отношении обоснованных данных не имеется. В Европе принято ремень накладывать на шкив *бахтармой*; в Америке, наоборот, *лицевой* (гладкой) стороной. Если сопоставить расположение кожи на теле животного с положением ремня на выпуклой поверхности шкива, то естественнее является укладка бахтармой, а не лицевой стороной, так как в этом случае последняя будет вогнута.

Желание утилизировать для приводных ремней по возможности всю шкуру животного привело к созданию составных ремней. Они состоят из небольших элементов, и поэтому использование шкуры гораздо полнее. На фиг. 223, А. изображен ремень, состоящий из небольших звеньев, поставленных параллельными рядами в перевязку. Соединение входящих элементов производится железными прутьями, расположенными по ширине ремня и играющими одновременно роль шарниров. Это придает такому ремню достаточную гибкость.

Существует другой способ: вырезанные узкие ленты (по ширине 12—16 мм) устанавливаются рядом на ребро и прошиваются все вместе поперек (т. е. по ширине); затем на специальных машинах с вращающимися ножами такой ремень прострагивается. Все эти попытки, позволяя лучше использовать шкуру, дают в конечном счете довольно дорогие ремни, а потому широкого распространения не получили.

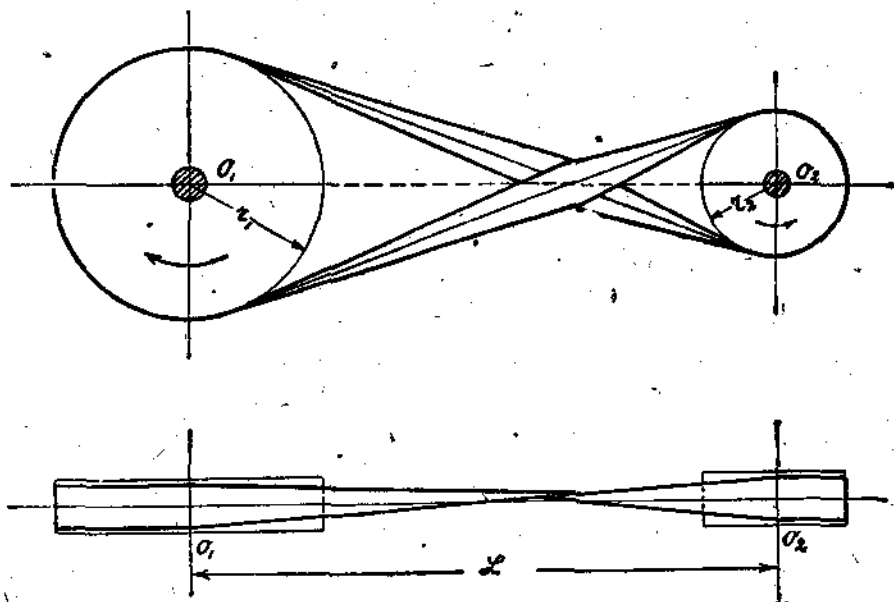
Ремни некожаные. Кожаные ремни, обладая определенными достоинствами, не лишены существенных недостатков, из которых одним из главных является чувствительность к резкому изменению температуры, в особенности к изменению влажности. Техника, изыскивая способы заменить передаточные кожаные ремни другими, вызвала к жизни ремни из других материалов. Сюда относятся прежде всего тканые растительные ремни. Они изготавливаются главным образом из хлопка и представляют собою ленту, составленную из тканых полос в несколько рядов, — смотря по необходимой толщине. Полосы просаливаются и по сложении прошиваются по длине; толщина δ изменяется обычно в пределах от 5 до 10 мм. Хлопчатобумажные ремни работают хорошо, но они конечно менее долговечны, нежели кожаные; для передачи больших мощностей не применяются. Для предохранения от влияния влажности они пропитываются особым составом (ремни Балата); в этом виде ремни свободно работают в сырых помещениях, где кожаные ремни совершенно не годятся; выдерживают температуру до 30° Ц. Хлопок может быть заменен пенькой.

Ремни из верблюжьей шерсти готовятся также в виде ткани на ткацких станках. Они обладают большой эластичностью, прекрасно работают при натяжных аппаратах. При мощных и беспокойных передачах предпочтительны перед другими ремнями. Лучше всех переносят изменение влажности и устойчивы против действия кислот, почему могут быть употребляемы на химических заводах и на фабриках, где можно ожидать выделения кислот при процессах. По стоимости (в довоенное время) шерстяные ремни мало отличались от кожаных, затем шли ремни Балата и самые дешевые — хлопчатобумажные.

Все упомянутые здесь некожаные ленты требуют применения, при котором края их обеспечены от трения о какие-либо предметы. Это совершенно понятно, так как разрушение ткани с края грозит быстрой изнашиваемостью ленты, как и для всякой ткани. По этой причине тканые ремни не рекомендуются применять для перекрест-

ной передачи, дающей вращение шкивов в обратную сторону. Как видно (черт. 152), каждый конец должен на пути с одного шкива на другой повернуться на 180° . При этом неизбежно, в особенности при малых расстояниях между осями, прикасание концов между собою, и возможна порча краем при трении друг о друга. Кожаные ремни это условие переносят достаточно хорошо и стоят вне конкуренции при сравнении с ремнями ткаными.

Расположение передачи. Передача лентой может быть осуществлена между валами, как угодно расположенными в пространстве. Случай, рассмотренный до сих пор, является простейшим. При других условиях приходится вводить направляющие шкивы. Общее требование для установки ременной передачи сводится к тому, чтобы набгающий на шкив конец имел направление в средней плоскости этого шкива; сбегающий со шкива конец может отклоняться в сторону, но не более как на 25° . При соблюдении сказанного правила можно установить ременную передачу между двумя скрещивающимися валами даже без помощи направляющих шкивов.



Черт. 152.

На черт. 152а показано соединение лентой двух горизонтальных валов, скрещивающихся между собою под прямым углом; на черт. 152b — то же для валов, скрещивающихся под острым углом. В действительности, так как ремень имеет размеры в ширину иногда довольно значительные и не обладает абсолютной гибкостью, определить теоретически надлежащее расположение шкивов затруднительно. Практически наложение ленты делают на шкивах, не укрепленных еще на валу окончательно. Чем шире ремень, тем дальше должны отстоять друг от друга шкивы для возможности получения надлежащего угла сбега.

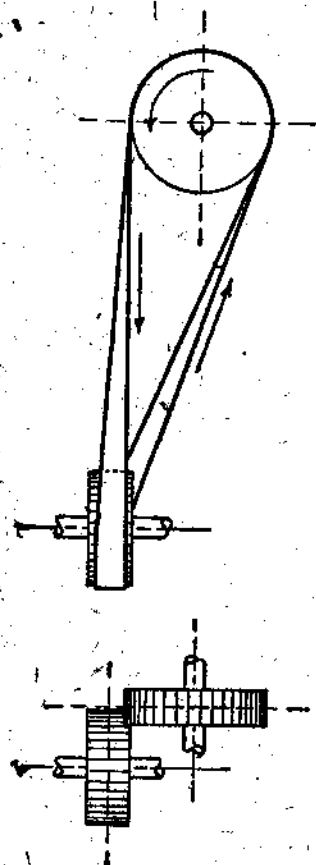
На черт. 152с показано расположение для валов, скрещивающихся под острым углом, но сидящих очень далеко друг от друга. Для правильной установки необходимо ввести два направляющие шкива, которые вращаются свободно на своих осях. На черт. 152d показана установка для двух параллельных валов, но при условии, что шкивы по той или другой причине сдвинуты друг относительно друга. Соединение производится при помощи двух направляющих роликов, сидящих на третьем валу. На черт. 152е — соединение тех же валов, но роликами наклонными;

установка дает возможность вращения в обе стороны, что в предыдущем случае сделать нельзя.

Изменение скорости ведомого вала. При постоянном числе n_1 оборотов ведущего вала ведомый вращается также с постоянной скоростью, которой соответствует число оборотов $n_2 = \beta n_1$. В практике весьма часто требуется, чтобы в установке была возможность менять скорость ведомого вала в известных пределах. Например такого рода требование почти всегда ставится для токарного станка, шпиндель которого должен вращаться с той или другой скоростью, в зависимости от обрабатываемого материала, степени тщательности обработки

и т. д. Подобные условия могут быть предъявлены в разнообразных машинах и передачах.

Теоретическая поставленная задача разрешается весьма просто установкою конических шкивов, рабочая поверхность которых представляет собою поверхности круговых конусов с одинаковыми углами при вершине, но повернутых в противоположные стороны. Пусть (черт. 153) O_1 — ось ведущего вала, делающего n_1 оборотов, A и B — два конуса с одинаковыми диаметрами r_1' и r_1'' большего и меньшего основания и с одинаковым $\angle 2\gamma$ при вершине. Ремень, сшитый в кольцо, во всех положениях от большего до меньшего основания шкива может передавать вращение, потому что сумма диаметров сечений конуса для любого сечения MN на расстоянии например x от плоскости ab является постоянной, равно как и

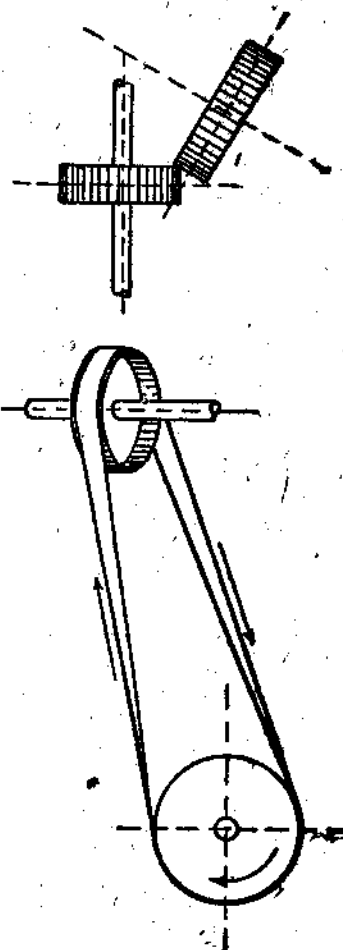


Черт. 152а.

расстояние L между осями O_1 и O_2 валов. Назовем радиус сечения ведущего шкива (в плоскости NM) через r_x' , ведомого через r_x'' . Окружная скорость v_x будет

$$v_x = \omega_1 r_x' = \omega_2 r_x'', \text{ или } \omega_2 = \frac{\omega_1 r_x'}{r_x''}. \quad (a)$$

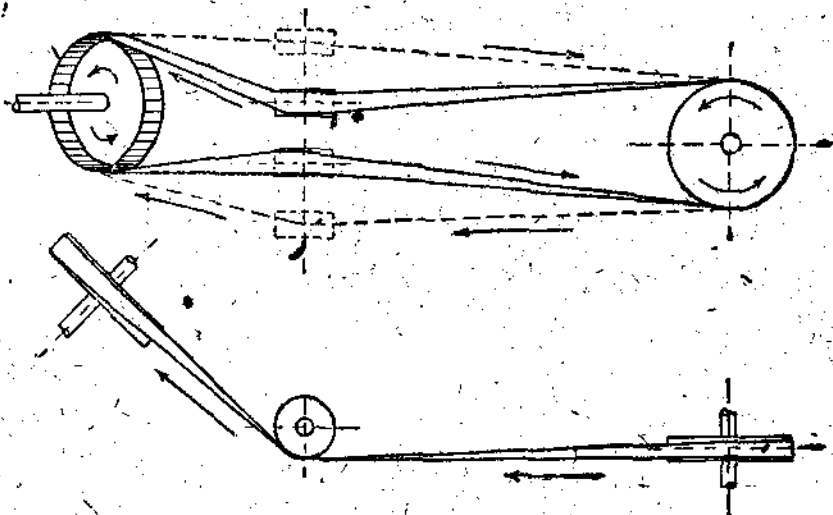
Следовательно, изменяя x , т. е. положение ремня, при данном числе $n_1 = \frac{30\omega_1}{\pi}$, будем получать для ведомого вала различные угловые скорости ω_2 , а потому и различное число оборотов n_2 .



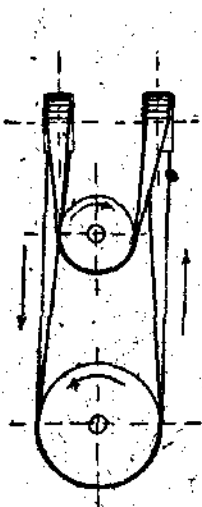
Черт. 152б.

Полная длина конуса (от основания ac до вершины) H может быть выражена через радиус большого основания, именно $H = \frac{r_1}{\operatorname{tg} \gamma}$; зная H , можно найти отношение $r_x' : r_x''$. Будем иметь:

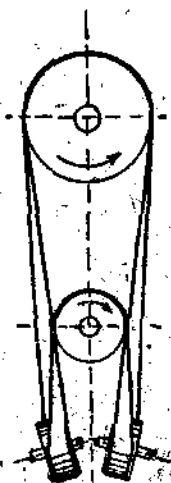
или $r_x' = (H - x) \operatorname{tg} \gamma$ и $r_x'' = (H - b + x) \operatorname{tg} \gamma$,
 $\frac{r_x'}{r_x''} = \frac{H - x}{H - b + x}$, а потому $\omega_x = \omega_1 \frac{H - x}{H - b + x}$. (b)



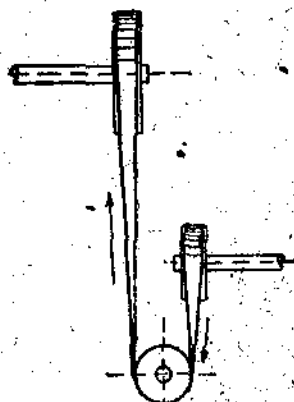
Черт. 152a.



Черт. 152d.



Черт. 152e.



Черт. 152f.

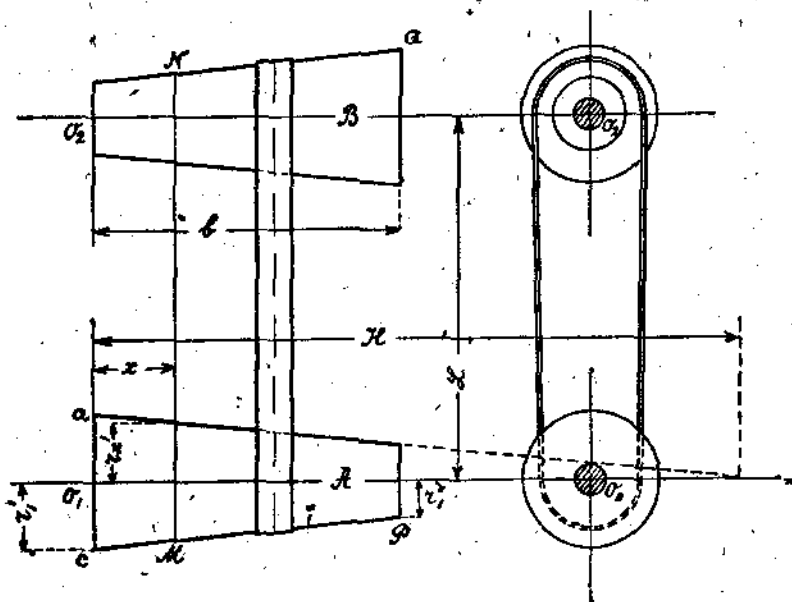
При $x = 0$ (левое крайнее положение)

$$\omega_1' = \frac{\omega_1 H}{H - b}$$

При $x = b$ (действительная длина усеченного конуса) правое крайнее положение

$$\omega_2'' = \frac{\omega_1(H-b)}{H}$$

Описанное приспособление позволяет изменять скорость ведомого вала как угодно плавно в пределах от максимальной ω_2' до минимальной ω_2'' . В практическом отношении передача при помощи конических шкивов обладает существенным недостатком — перекашиванием ленты. Как увидим ниже, прямая лента ремня, наложенная на коническую поверхность, получает при вращении стремление смещаться по направлению к большому основанию. Ввиду этого уклон производящей конуса берется не более $\angle \gamma = 10^\circ$. Поэтому при желании иметь значительные пределы в изменении скорости ω_2 надо брать длинные (величины b) шкивы. Все это усложняет устройство, так как лента должна все время находиться в вилке, которая служит для перемещения ленты и которая перемещается сама при помощи специального винтового механизма. Трение с некоторым нажимом о вилку ведет к довольно



Черт. 153.

быстрому срабатыванию кромок ленты, и служба сокращается весьма сильно. Поэтому описанная передача может быть рекомендована там, где по условиям работы требуется изменять число оборотов вала в данных крайних пределах весьма постепенно, т. е. без скачков. Это имеет место например в бумагоделательных машинах, в машинах по испытанию материалов. На черт. 153 схематически изображена передача коническими шкивами с одинаковыми размерами. Это необязательно; диаметры оснований конусов в ведущем и ведомом шкивах могут быть различны; требуется лишь, чтобы угол наклона производящей γ , или, что то же, $\angle 2\gamma$ при вершине конуса был одинаков.

Гораздо проще разрешается задача об изменении числа оборотов ведомого вала при помощи ступенчатых шкивов. Каждый шкив состоит из такого числа ступеней, какое число разных скоростей на ведомом валу желательно иметь. На черт. 153 показаны четырехступенчатые шкивы. Радиусы $R_1, \dots, R_4$ ведущего шкива и радиусы $r_1, \dots, r_4$ — ведомого должны быть подобраны так, чтобы одна и та же бесконечная

лента обслуживала все ступени. В таком случае будем иметь для скорости ω_2 — ведомого вала:

$$\begin{aligned} \text{Ремень на первой ступени ведущего шкива } \omega_2 &= \frac{\omega_1 R_1}{r_1}; \\ \text{. . . второй . . . } \omega_2 &= \frac{\omega_1 R_2}{r_2}; \\ \text{. . . третьей . . . } \omega_2 &= \frac{\omega_1 R_3}{r_3}; \\ \text{. . . четвертой . . . } \omega_2 &= \frac{\omega_1 R_4}{r_4}. \end{aligned}$$

Неудобство ступенчатых шкивов заключается в том, что перестановка ленты с одной ступени делается вручную, с остановкой привода; во-вторых, изменение отношения скоростей происходит не плавно, как в конических шкивах, а скачками. Но громадным преимуществом является простота и компактность устройства и большие значения крайних пределов отношения скоростей $\omega_1 : \omega_2$.

Что касается длины ленты, то такая определяется из чисто геометрических соображений; необходимо соблюсти условие, чтобы сумма радиусов каждой пары ступеней была одна и та же:

$$R_1 + r_1 = R_2 + r_2 = R_3 + r_3 \text{ и т. д.}$$

Поэтому, выбрав любую пару, высчитывают длину по формуле (8) этого параграфа. Установка ремня может быть как прямая, так и перекрестная для обратного вращения.

При плавном переходе от одной ступени к другой отношение чисел оборотов двух соседних ступеней может быть обозначено некоторым постоянным коэффициентом, например q .

Отсюда

$$q = \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_2}{n_3} = \frac{n_3}{n_4} = \dots$$

Если x — количество ступеней, $n_{\max}$ и $n_{\min}$ — наибольшее и наименьшее числа оборотов, то имеют место следующие соотношения:

$$\begin{aligned} n_1 &= n_2 q, \\ n_2 &= n_3 q, \\ n_3 &= n_4 q \end{aligned}$$

и т. д., или

$$n_1 = n_2 q = n_3 q^2 = n_4 q^3 = n_5 q^4 = \dots,$$

наконец

$$n_{\max} = n_{\min} q^{x-1},$$

поэтому

$$q = \sqrt[x-1]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}},$$

или

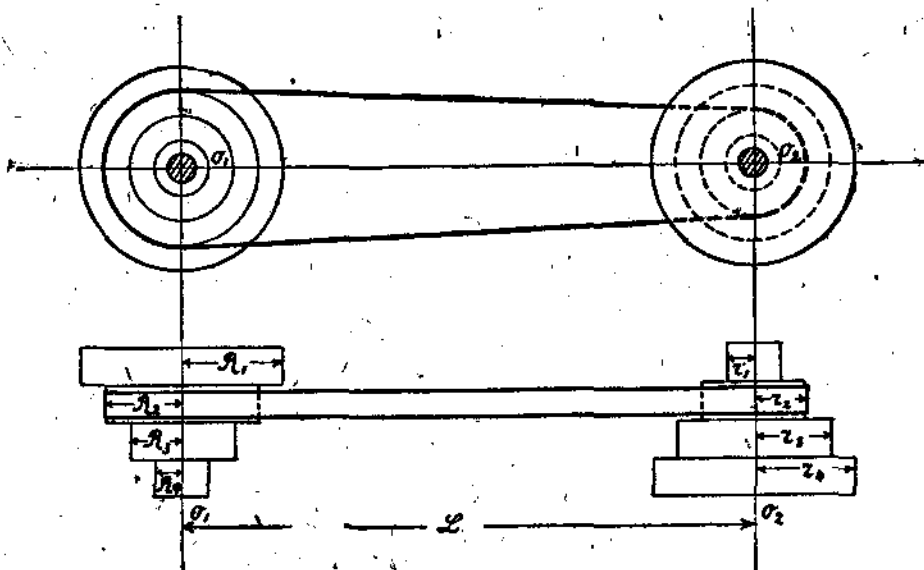
$$\lg q = \frac{\lg n_{\max} - \lg n_{\min}}{x-1}.$$

Значение q для металлообрабатывающих станков обычно принимается 1, 2—1, 3, только в дешевых станках оно доходит до 1, 5—1, 7.

Определяя q , находим число ступеней

$$x = 1 + \frac{\lg \left(\frac{n_{\max}}{n_{\min}} \right)}{\lg q}.$$

§ 63. Расчет ременной передачи. Расчет ременной передачи начинается обычно с расчета ленты. Как уже указывалось выше, производить расчет только на основании теоретических зависимостей нельзя, потому что действительно работающий ремень находится в условиях, много более сложных, нежели воображаемая абсолютно гибкая лента. Начать с того, что распределение напряжений в ленте не может быть совершенно равномерным как по причине неоднородности в структуре ленты, так и потому, что нет гарантии в ее действительно центральном растяжении; это особенно относится к лентам широким. Небольшая неточность в обработке шкивов, в монтаже валов и т. п. вызывает соответственно неправильное распределение растягивающих напряжений. Изгиб ленты на шкиве, по причине кривизны последнего, изгиб ее же в поперечном направлении на шкивах, имеющих не цилиндрическую поверхность, а выпуклые обода, значение атмосферного давления при налегании



Черт. 154.

ленты на шкив, изменение натяжений его концов — все эти обстоятельства не могут быть учтены теоретическими выводами и очень трудно поддаются учету опытному. Поэтому, несмотря на достаточно большое количество опытных исследований, нельзя сказать, чтобы вопрос был достаточно выявлен для составления точных расчетных формул. Пользуясь теоретическими выводами, отнесенными к фиктивной, воображаемой ленте, необходимо вводить просто данные опытного характера, как могущие дать результаты подсчетов, подтверждаемые наблюдениями над громадным количеством уже работающих установок с ременными передачами.

Из изложенного в § 61 ясно, что наибольшее растяжение имеет место в ведущем конце, где действует усилие T_1 , определяемое формулой (144) или (145). Но так как в начале расчета данных о необходимых размерах ременной ленты еще нет и стало быть вес q погонной единицы ее не известен, следует сперва пользоваться более простыми соображениями. Из расположения передачи видно, что $\angle \alpha$ обхвата на меньшем шкиве тем больше, чем больше расстояние между осями и чем меньше передаточное число. Поэтому в больших ответственных установках передаточное число не делают очень большим, примерно не выше $\beta = 4$.

Поперечное сечение будет найдено из условия

$$F = \frac{T_1}{k_1} \quad (e)$$

где k_1 — допустимое напряжение на растяжение.

Сопротивление кожи на разрыв колеблется, по опытам Баха, от 260 кг/см² до 460 кг/см² и в среднем составляет $k_2 = 350$ кг/см², как это видно из табл. 43, дающей ряд наименьших и наибольших напряжений по результатам испытания, приведенных в табл. 41. В табл. 44 приведены данные опытов по определению модуля упругости E .

Как указывалось выше, модуль упругости работающих кожаных ремней выше, нежели для новых; для одного и того же ремня величина E возрастает вместе с увеличением напряжения материала. Данные той же таблицы для хлопчатобумажного тканого ремня показывают, что этот материал обладает теми же свойствами, но в несколько увеличенной форме; возрастание модуля упругости идет еще быстрее вместе с увеличением напряжения, нежели для кожи.

ТАБЛИЦА 43

Наим. напр.		Наиб. напр.	
№	k в кг/см ²	№	k в кг/см ²
37	261	50	460
31	269	5	433
47	270	20	426
52	271	49	421
26	272	40	416
Среднее	265	431	
350 кг/см ²			

ТАБЛИЦА 44

Материал	k	E
Новый ремень кожаный	7,5 — 18,7	1 250
	18,7 — 30,0	1 890
Работавший ремень, вытянутый сильно перед опытом	6,4 — 19,1	2 640
	19,1 — 31,8	3 620
	31,8 — 44,5	3 920
	44,5 — 57,2	4 170
Работавший ремень со слабым вытягиванием	12,2 — 24,3	1 870
	24,3 — 36,5	2 500
Новый ремень ткан. хлопчатобумажный, пропитан, составом	1,71 — 10,24	2 470
	10,2 — 18,77	5 440
	18,77 — 27,3	8 760
	1,75 — 10,24	8 700
После 3 месяцев работы	10,24 — 18,77	9 200

Сопротивление разрыву тканых ремней высоко и в среднем превосходит сопротивление кожи, изменяясь в пределах от 300 до 500 кг/см².

Тканый ремень должен давать меньшую вытяжку, нежели кожаный. Допустимое напряжение в ремне можно считать до $k = 40 - 50$ кг/см². Принимая же во внимание, что по формуле (e) не учитывается дополнительное напряжение от изгиба, для k_1 надо считать $k_1 \leq 25$ кг/см². Определив величину F поперечного сечения, задаются толщиной ремня δ и выбирают соответственную ширину b из условия $F = b\delta$. При этом можно руководствоваться примерной табл. 45.

ТАБЛИЦА 45

Ширина b ленты	до 4,5 см	5—7	7,5—9,5	10—15	16—30	Свыше 30 см
Толщина δ одинари.	0,45	0,5	0,55	0,60	0,65	0,70
двойной	0,90	1,00	1,10	1,20	1,30	1,4

Выбрав размер ремня, можно найти вес погонной единицы, зная, что удельный вес ремня колеблется в пределах $\Delta = 1,1—1,2$. Если скорость v более или менее значительна (более 8—10 м/сек), то необходимо учесть влияние центробежной силы и, определив силу T по уравнению (к) § 61, сделать пересчет, в случае если напряжение, вычисленное по новому значению T_1 , много отличается от принятого. К полученному значению k_1 необходимо прибавить напряжение k_2 , вызываемое изгибом; если суммарное напряжение не выйдет за пределы, показанные в качестве допустимых, расчет можно будет считать удовлетворительным.

При расчете двойного ремня допустимое напряжение должно быть понижено, так как здесь тем более нет основания ожидать вполне равномерного распределения по поперечному сечению. Уменьшение величины допустимого напряжения принимают около 30%. То же самое относится к перекрестным передачам, хотя здесь угол обхвата α и больше, но вследствие сильного перегибания ремня и трения краев друг о друга изнашиваемость идет быстрее.

Другой прием расчета поперечного сечения ремня основан на формуле:

$$P = bk. \quad (150)$$

Здесь напряжение k выражено в килограммах на погонную единицу, обыкновенно на погонный сантиметр. Геркенс на основании многолетнего опыта советует пользоваться при определении размеров ремня цифрами, показанными в табл. 46.

ТАБЛИЦА 46

Диам. шкива в см	$v = 3$ м		$v = 5$ м		$v = 10$ м		$v = 20$ м		$v = 30$ м		$v = 40$ м		$v = 50$ м	
	од.	дв.	од.	дв.	од.	дв.	од.	дв.	од.	дв.	од.	дв.	од.	дв.
10	2	—	2,5	—	3	—	3,5	—	3,5	—	3,5	—	3	—
20	3	—	4	—	5	—	6	—	6,5	—	6,5	—	6,5	—
30	4	5	5	6	6	7	7,5	9	8,5	10	9	10	9	10
40	5	6,5	6	8	7	9	9	11	10	12	10,5	12,5	11	12,5
50	6	8	7	9,5	8	11	10	13	11	13,5	11,5	14	12	14
60	7	9,5	8	11	9	12	11	15	12,5	16	13	16,5	13,5	17
75	8	11	9	12,5	10	14	12	17,5	13	18,5	13,5	19,5	14	20
100	9	13	10	15	11	17	13	21	14	22	14,5	23	15	24
150	10	15	11	17	12	19	13,5	29	14,5	26	15	27	15,5	28
200	11	17	12	19	13	21	14	25	15	28	15,5	29	16	30

Как видно, допустимое напряжение возрастает с увеличением скорости. Объяснение этому обстоятельству лежит в следующем. Ремень при относительно небольших нагрузках дает остаточные деформации, если время действия силы достаточно велико¹⁾.

Если время действия мало, то образования заметной деформации не получится; поэтому при значительных скоростях, когда смена напряжений от наименьшего до наибольшего их значения происходит быстро, можно, не опасаясь появления остаточных удлинений, повысить напряжение в материале. Наблюдения показали, что

¹⁾ Завод Berlin Anhaltische Maschinenbau Actiengesellschaft рекомендует такие цифры (табл. 46а).

падение напряжения, вследствие нарастания деформаций, через две минуты после наложения на шкивы в $1\frac{1}{2}$ раза больше, нежели на 28-й день, после которого падение это быстро уменьшается. Для тканых лент это отношение больше, и падение напряжения почти исчезает на 18-й день.

ТАБЛИЦА 46а

Ремень	Диам. шкива в мм	$v=3$	$v=5$	$v=10$	$v=15$	$v=20$	$v=2$
Одинарный . . .	100	2	2,5	3	3	3,5	3,5
	200	3	4	5	5,5	6	6,5
	500	5	7	8	9	10	11
	1000	6	8,5	10	11	12	13
	2000	7	10	12	13	14	15
Двойной	500	8	9	10	11	12	13
	1000	10	12	14	16	17	18
	2000	12	15	20	22	24	25

На свойства кожи оказывает большое влияние способ выделки ее.

В табл. 47 даны напряжения материала при начале получения больших остаточных деформаций; конечно это не вполне соответствует пределу упругости, название которого принято для сокращения и ввиду небольшого расстояния между этими двумя пределами.

ТАБЛИЦА 47

Материал	Δ	Предел упругости в кг/см ²			Модуль упругости кг/см ²
		спина	бедро	бока	
Кожа:					
Дубление дуб. корой . . .	0,9	125	115	155	2 500
• то же скорп.	1,0	85	70	90	до 5 000
• новейшее	1,04	80	65	85	Двойной
• гидродинам.	0,9	245	210	245	ремень около
• хромовое	0,8	115	130	175	3 500

В табл. 46 кроме того учитывается влияние размера диаметра. Для каждой скорости даны два столбца, из которых первый относится к одинарному, второй — к двойному ремню.

С данными табл. 46 довольно хорошо сходятся для одинарных ремней результаты, полученные по формуле:

$$h = \frac{P}{b} = 4 \sqrt{D\sigma}, \quad (151)$$

где D — диаметр, v — скорость берутся в метрах.

§ 63а. Потери в ременной передаче. Выше (§ 61) были указаны три источника потерь в ременной передаче; перейдем к более подробному рассмотрению их и к примерной оценке.

1. Потеря в опорах представляет, как и во всех передачах, расход работы на преодоление сопротивления при вращении вала. Если известны силы реакции, т. е. давление на опоры, то при данных размерах вала работа трения определяется

уже известным способом, и на этом останавливаться не будем. Совершенно понятно, что надо принимать меры к более рациональному конструированию опор и улучшению смазки в них. По отношению, в частности, к ременной передаче следует иметь в виду, что реакция в опорах зависит от величины сил, растягивающих концы ременной ленты и прижимающих вал к опорам; обстоятельства, содействующие уменьшению сил натяжения концов, необходимо учитывать и использовать их. Из сказанного ясно, что с возрастанием скорости одним и тем же усилием T_1 ведущего конца можно передать большую работу, и с этой точки зрения рекомендуется принимать большие скорости, но не следует при этом упускать из виду, что таким скоростям соответствуют и большие радиусы шкивов, а следовательно больший вес их. В известных случаях возможно применение более легких шкивов, именно шкивов с железным ободом и даже с железными ручками, применение деревянных шкивов. Дать общее решение вопроса нельзя, так как в частном случае возможно условие обязательной постановки чугунного шкива и т. п. Приходится ограничиваться общими указаниями. К числу последних относится еще следующее соображение: чем больше коэффициент трения, тем меньше может быть натяжение T_2 ведомого конца, как это видно из соотношения:

$$T_1 = T_2 e^{\mu \alpha};$$

поэтому для получения данного окружного усилия $P = T_1 - T_2$ меньшей получается и величина T_1 , а следовательно и давление на опоры. Кроме того плотность нажатия ремня на шкив обеспечивает также возможность меньшего усилия T . Эти обстоятельства объясняют до известной степени наладку кожаного ремня, липцевой, более гладкой поверхностью на полированный шкив и смазывание ремня салом.

При горизонтальной или мало наклонной передаче можно достигнуть того, что ведомый конец требует усилия T_2 , равному тому натяжению, которое вызывается провисом ремня под действием собственной тяжести, конечно при достаточно большом расстоянии между шкивами.

2. Потеря вследствие изменения скоростей. Всякое изменение скорости движущихся тел может произойти при затрате на это изменение некоторой работы. Как установлено было в § 62, по причине упругости ремня и изменения действующих в нем усилий скорости ведущего и ведомого шкивов отличаются друг от друга. Потеря работы пропорциональна потере скорости и выражается коэффициентом z в выражении (146), т. е.

$$z = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{T_1 - T_2}{EF} = \frac{P}{EF}. \quad (152)$$

Таким образом эта потеря зависит от напряжения $P:F$ и модуля упругости и уменьшается с увеличением последнего. При $k = 12,5 \text{ кг/см}^2$ и $E = 1250 \text{ кг/см}^2$ (новый ремень) $z = 0,01$, или 1% .

3. Потеря на перегибание ремня. Если определять ту работу, которую надо затратить, чтобы согнуть ремень толщиной δ по дуге радиуса r , то она будет в секунду по величине равна:

$$\theta = \frac{EJ\omega^2}{2r}, \quad (a)$$

где J — момент инерции ремня относительно главной оси сечения, параллельной большему размеру сечения, ω — угловая скорость вращения и r — радиус шкива. Для двух шкивов найдем:

$$\theta_1 = \frac{EJ}{2} \left(\frac{\omega_1}{r_1} + \frac{\omega_2}{r_2} \right). \quad (b)$$

*) По известной формуле для изгиба: $M_x = \frac{EJ}{\rho}$.

Работа движущей силы в секунду будет:

$$0 = P v;$$

следовательно относительная потеря будет:

$$z_1 = \frac{EJ}{2Pv} \left(\frac{\omega_1}{r_1} + \frac{\omega_2}{r_2} \right). \quad (с)$$

Так как $J = b\delta^3 : 12$ и $v = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$, то, преобразуя выражение (с), найдем, считая, что половина затраченной работы возвращается при разгибании ленты

$$z_1 = \frac{Eb\delta^3(r_1^2 + r_2^2)}{48Pr_1^2 r_2^2} = \frac{EF\delta^3(r_1^2 + r_2^2)}{48Pr_1^2 r_2^2}. \quad (153)$$

4. Остальные потери. Кроме поименованных потерь можно отметить еще следующее: сопротивление воздуха при движении ремня, сопротивление воздуха при движении шкива, электризация ремня.

Учет этих потерь очень труден, в особенности определение потерь, вызываемых движением шкива, так как они зависят не только от скорости, но и от формы обода, ручек и т. д.

Потери в ременной передаче разделяются естественным порядком на присущие ремню и непосредственно с ним не связанные. К первым относится расход работы на изменение скорости, на перегибы ремня, на сопротивление воздуха движению ленты. В хорошо устроенных передачах все эти потери изменяются в зависимости от скорости движения, размеров шкивов, качества ремня в пределах от 2 до 6%. Следовательно коэффициент полезного действия может быть принят в пределах:

$$\eta = 0,98 - 0,94.$$

Пример 56. Ведомый шкив получает $N = 10$ л. с. при числе оборотов $n_2 = 150$; диаметр ведущего шкива $D_1 = 150$ см, число оборотов $n_1 = 90$. Определить диаметр ведомого шкива и размеры кожаного ремня.

Примем коэффициент полезного действия равным 0,96. Число лошадиных сил на ведущем валу будет:

$$N_1 = \frac{N}{\eta} = \frac{10}{0,96} = 10,4 \text{ л. с.}$$

Окружная скорость

$$v = \frac{\pi n_1 D_1}{100 \cdot 30 \cdot 2} = \frac{\pi \cdot 90 \cdot 150}{30 \cdot 2 \cdot 100} = 7,10 \text{ м/сек.}$$

Окружное усилие

$$P = \frac{75N}{v} = \frac{10,4 \cdot 75}{7,1} = 110 \text{ кг.}$$

Диаметр D_2 ведомого шкива

$$D_2 = \frac{D_1 n_1}{n_2} = \frac{150 \cdot 90}{150} = 90 \text{ см.}$$

Обращаясь к табл. 46, находим для напряжения (меньший шкив) k на 1 см ширины ремня

$$k = 10 \text{ кг/см.}$$

Ширина ремня поэтому будет:

$$b = \frac{P}{k} = 11 \text{ см.}$$

*) При вполне упругом материале работа, потраченная на деформацию упругую, возвращается почти полностью.

Согласно табл. 45 имеем:

$$\delta = 0,6 \text{ см.}$$

Это соответствует площади $F = 6,6 \text{ см}^2$.

Вычисляем силу T_1 по уравнению (148); найдем, принимая $m = e^{u^2} = 2$,

$$T_1 = 2P = 220 \text{ кг.}$$

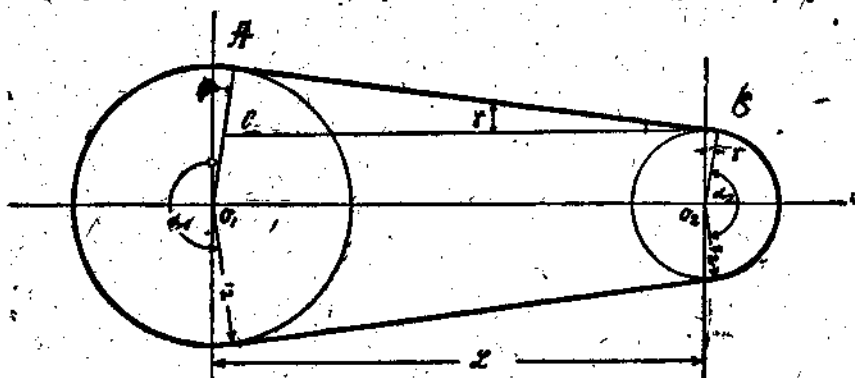
Напряжение на 1 см^2 площади поперечного сечения будет:

$$k_1 = \frac{220}{6,6} = 33,3 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение от изгиба (выражение 149) для нового ремня будет (сообразно с данными табл. 44):

$$k_2 = \frac{E\delta}{D_2} = \frac{2000 \cdot 0,6}{90} = 13,3 \text{ кг/см}^2.$$

Влияние центробежной силы не должно быть очень заметным, так как скорость довольно умеренная. Действительно, принимая вес $1 \text{ см}^3 \Delta = 0,0011 \text{ кг}$, будем иметь



Черт. 155.

вес погонной единицы (1 м) равным $q = F \cdot \Delta \cdot 100 = 6,6 \cdot 0,0011 \cdot 100 = 0,73 \text{ кг}$.

Влияние центробежной силы определяется добавочным членом, равным $q \frac{v^2}{g}$ в выражении (144). Напряжение, которое вызывает этот добавочный член, будет:

$$k_3 = \frac{qv^2}{gF} = \frac{0,73 \cdot 10,4^2}{9,81 \cdot 6,6} = 1,2 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарное напряжение будет:

$$k = k_1 + k_2 + k_3 = 47,8 \text{ кг/см}^2.$$

Расчет сделан в предположении, что $m = e^{u^2} = 2$; если расстояние между валами невелико, то такое предположение может оказаться слишком грубым, и придется сделать пересчет. Например пусть величина $L = 3 \text{ м}$; вычислим угол обхвата на меньшем шкиве; из черт. 155 видно, что меньший угол обхвата равен:

$$\alpha_2 = \pi - 2\gamma.$$

Из прямоугольного треугольника ABC имеем:

$$AC = BC \sin \gamma, \text{ или } r_1 - r_2 = L \sin \gamma; \sin \gamma = \frac{r_1 - r_2}{L} = \frac{75 - 45}{300} = 0,1,$$

или $\angle \gamma = 5^\circ 50'$; следовательно $\angle \alpha_2 = 180 - 2\gamma = 168^\circ 20'$. Принимая, как и раньше,

$\mu = 0,22$, будем иметь:

$$m_2 = e^{\mu \alpha} = e^{0,22 \cdot 2,94} = e^{0,647} = 1,91,$$

так как $\angle \alpha_2 = 168^\circ 20'$, выраженный в долях π , равен $\alpha_2 = 2,94$.

Натяжение в ведущем конце будет согласно выражению (148):

$$T_1 = \frac{mP}{m-1} = \frac{1,91 \cdot 110}{0,91} = 231 \text{ кг.}$$

Соответственно этому напряжение k_1 повысится до $k_1 = T_1 : F = 35,1 \text{ кгс/см}^2$, а суммарное — до $k = 49,6 \text{ кгс/см}^2$.

Для определения потерь, присущих именно ременной передаче, определим расход энергии на изменение скорости, (выражение 152) и на изгиб (выражение 153). Получим:

$$z_1 = \frac{P}{EF} = \frac{110}{2000 \cdot 6,6} = 0,0083, \text{ или } 0,83\%.$$

$$z_2 = \frac{F \delta^2 (r_1^2 + r_2^2) F}{48 P r_1^2 r_2^2} = \frac{2000 \cdot 0,6^2 (75^2 + 45^2) 6,6}{48 \cdot 110 \cdot 75^2 45^2} = 0,0006, \text{ или } 0,06\%.$$

Всего в сумме $z + z_1 = 1\%$. Потерю в опорах можно учесть только задавшись примерно диаметрами валов.

Так, принимая $d_1 = 9 \text{ см}$ и $d_2 = 7 \text{ см}$ ¹⁾, коэффициент трения в опорах $\mu_1 = 0,05$, будем иметь для работ трения в опорах по формуле (85а):

$$\theta_1 = \frac{2Qd_1\mu_1}{\pi} = \frac{Qd_1\mu_1\pi}{15\pi} = \frac{Qd_1\mu_1}{15} = 1080 \text{ кгс/см.}$$

$$\theta_2 = \frac{2Qd_2\mu_2}{\pi} = \frac{Qd_2\mu_2\pi}{15\pi} = \frac{Qd_2\mu_2}{15} = 1400 \text{ кгс/см.}$$

причем давление в опорах Q равно сумме натяжений концов, умноженных на $\cos \gamma \gamma$.

$$\text{В рассматриваемом случае } T_1 = 231 \text{ кг; } T_2 = \frac{T_1}{m_1} = \frac{231}{1,91} = 121.$$

Следовательно

$$Q = (T_1 + T_2) \cos 5^\circ 50' = (231 + 121) 0,9954 \approx 352 \text{ кг.}$$

Работа движущей силы равна $Pv = 110 \cdot 710 \approx 78100 \text{ кг/см.}$

Поэтому потеря выразится отношением:

$$z_3 = \frac{\theta_1 + \theta_2}{Pv} = \frac{1080 + 1400}{78100} = 0,032, \text{ или } 3,2\%.$$

Таким образом потери на указанные три вредных сопротивления дают в сумме

$$z = z_1 + z_2 + z_3 \approx 4,1\%.$$

что соответствует коэффициенту полезного действия, равному

$$\eta = 0,959 \approx 0,96.$$

Пример 57. Ведущий вал передает работу в 200 л.с. при числе оборотов $n_1 = 200$, передаточное число $\beta = 2$, расстояние между осями $L = 5 \text{ м}$. Определить размеры ремня кожаного и шкивов.

¹⁾ Например, вычисляя по формуле для железных валов:

$$d = 14 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

Примем скорость v , применительно к табл. 42а, равной $v = 18$ м/сек. Найдем радиусы шкивов из условия $v = \omega r$; угловая скорость ведущего вала

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} \approx 21.$$

Следовательно

$$r_1 = \frac{v}{\omega_1} = \frac{18}{21} \approx 0,86 \text{ м} \text{ и } r_2 = \frac{r_1}{\beta} = 0,43 \text{ м}.$$

Угол обхвата на меньшем шкиве, согласно черт. 154:

$$\angle a_2 = \pi - 2\gamma \text{ и } \sin \gamma = \frac{r_2 - r_1}{L} = \frac{0,43}{5} = 0,086, \angle \gamma \approx 5^\circ.$$

Следовательно, выражая $\angle 2\gamma$ в долях π , имеем:

$$\angle a_2 = \pi - 2\gamma = 3,14 - 0,174 = 2,97.$$

Принимая, как и раньше, $\mu = 0,22$, найдем:

$$m_2 = e^{\mu a_2} = e^{0,22 \cdot 2,97} = 1,95.$$

Окружное усилие P равно:

$$P = \frac{75N}{v} = \frac{75 \cdot 200}{18} \approx 833 \text{ кг}.$$

Обращаясь к табл. 46, видим, что можно принять для шкива с диаметром $D_2 = 2r_2 = 86$ см и скорости $v = 18$ м для одинарного ремня, $q = 12$ кг/см, откуда найдем ширину ремня¹⁾

$$b = \frac{P}{q} = \frac{833}{12} \approx 69,5 \text{ см}.$$

Ремень получается очень широкий, для уменьшения размера выгодно увеличить скорость вращения.

Примем $v = 25$ м/сек. Этому будут соответствовать радиусы

$$r_1 = 120 \text{ см} \text{ и } r_2 = 60 \text{ см}.$$

По табл. 46 величина q для диаметра $D_2 = 120$ см определится как $q = 13,7$ кг/см. Окружное усилие будет, при $v = 25$, равно:

$$P = \frac{75N}{v} = \frac{75 \cdot 200}{25} = 600 \text{ кг}.$$

Поэтому ширина b получится равной:

$$b = \frac{600}{13,7} \approx 44 \text{ см}.$$

Если принять толщину $\delta = 0,65$ см, то площадь будет $F = 44 \times 0,65 = 28,5 \text{ см}^2$ и вес погонной единицы $q = 2,85$ кг.

¹⁾ Число $q = 12$ кг/см получается интерполяцией. Для скорости $v = 10$ м/сек имеем, при изменении диаметра шкива с 75 см до 100 см, т.е. на 25 см, возрастание q на 1 кг. Следовательно для диаметра $D_2 = 86$ см будем иметь возрастание, равное $\frac{(86 - 75)}{25} = 0,45$ кг/см, или $q = 10,45$. Подобно этому для скорости $v = 20$ м/сек получим $q = 12,45$. При изменении скорости с $v = 10$ м до $v = 20$ м имеем возрастание q на $12,45 - 10,45 = 2$ кг. Следовательно при увеличении скорости на 1 м величина q увеличивается на 0,2 кг. Поэтому для скорости в $v = 18$ м/сек будем иметь:

$$q = 10,45 + 8 \cdot 0,2 \approx 12 \text{ кг/см}.$$

Натяжение в ведущем конце будет:

$$T_1 = \frac{Pm_2}{m_2 - 1} + \frac{qv^2}{g} = \frac{600 \cdot 1,95}{0,95} + \frac{2,85 \cdot 25^2}{9,81} = 1230 + 190 = 1420 \text{ кг},$$

что соответствует напряжению $k_1 = 1420 : 28,5 = 50 \text{ кг/см}^2$.

Напряжение от изгиба будет при таком напряжении около

$$k_2 = \frac{E\delta}{D_2} = \frac{4000 \cdot 0,65}{120} = 21,8 \text{ кг/см}^2,$$

и суммарное $k = k_1 + k_2 \leq 72 \text{ кг/см}^2$. Его можно понизить, если взять $b = 45 \text{ см}$ и $\delta = 7 \text{ мм}$. Получим:

$$k_1 = 44 \text{ кг/см}^2, \quad k_2 = 23,3 \text{ кг/см}^2, \quad k = k_1 + k_2 \leq 67 \text{ кг/см}^2.$$

Потеря на изменение скорости будет:

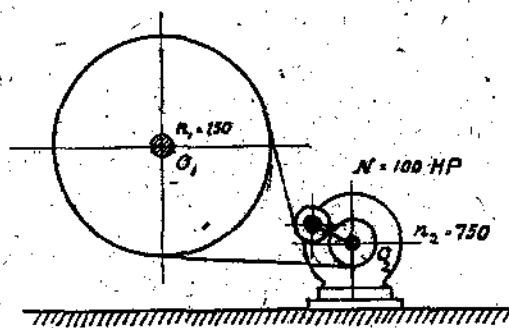
$$z_1 = \frac{P}{EF} = \frac{600}{45 \cdot 0,7 \cdot 4000} = 0,005, \text{ или } 0,5\%.$$

Потеря на жесткость:

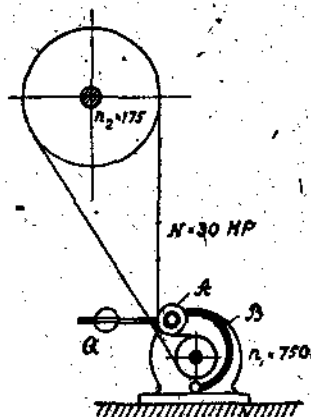
$$z_2 = \frac{E\delta^2 (r_1^2 + r_2^2) F}{48 P r_1^2 r_2^2} = \frac{4000 \cdot 0,7^2 (120^2 + 60^2) 28,5}{48 \cdot 600 \cdot 120^2 \cdot 60^2} = 0,0026, \text{ или } 0,06\%,$$

т. е. совершенно ничтожная.

§ 64. Натяжные ролики (шквивы). Как указывалось выше, и как это видно из примеров, уменьшение угла обхвата на меньшем шкиве ведет к необходимости повышать натяжение в концах ременной ленты и стало быть увеличивать нажатие валов на опоры. Увеличение угла обхвата достигается введением



Черт. 155а.



Черт. 155б.

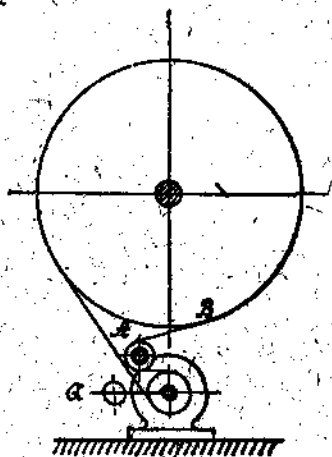
нажимных роликов, расположение которых и устройство аппарата могут быть весьма разнообразны.

На черт. 155а показана схематически передача от паровой машины 100 л.с. к динамо при передаточном числе $\beta = 5$. Ролик давит собственным весом на ведомую часть ленты. На черт. 155б электромотор вращает трансмиссионный вал, передавая 30 л.с.

Нажим ролика, сидящего на рычаге В, происходит при помощи груза Q, передаточное число 4,3; нажим на ведомый конец. На черт. 155с показана установка с передаточным числом $\beta = 8$ от мотора к трансмиссии; нажимной ролик сидит на ломаном рычаге с грузом Q. На фиг. 224, А показано детально устройство натяжного аппарата с грузом на ломаном рычаге. Для возможности точной установки ролик сидит на оси, которая укрепляется хвостом а с шаровой заточкой в гнезде

рычага. Шаровая заточка позволяет несколько изменять положение ролика и добиваться совершенно правильного прилегания обода к ремню. На фиг. 225, А показано устройство втулки нажимного ролика, вмещающей внутри шариковые элементы и таким образом уменьшающей работу трения при вращении ролика.

В тех случаях, когда можно ожидать колебаний ремня, например при более или менее значительной его длине, при изменении передаваемой мощности и т. д., следует принять меры для уменьшения этих колебаний. Для этого устанавливают



Черт. 155с.

катаракты. Катакрат представляет собою цилиндр, в котором движется поршень, связанный шарнирно с рычагом, несущим ролик. В цилиндр наливается масло; в теле поршня имеются небольшие отверстия; при движении поршня ему приходится преодолевать сопротивление движению масла, проходящего через указанные узкие отверстия. Благодаря такому устройству резкие движения поршня совершенно исключаются, и толчки на ремень умеряются в значительной степени. На черт. 156 представлена схема такого расположения: O — ось вала, BOC — рычаг нажимного аппарата; A — ролик, B — груз, E — цилиндр катаракта. Давление на ремень изменяется грузом B , перестановкою последнего на рычаге AOC .

Нажатие можно производить как на ведущий, так и на ведомый конец. Усилие со стороны ролика на ремень уравнивается силами натяжения последнего. Пусть рычаг OA (черт. 157), надетый на ось вала O , несет ролик A весом Q . BC и BD — направление ленты. Проведя равнодействующую AB угла DBC , разложим силу веса ролика Q на составляющие $AF = Q_1$ и $AE = Q_2$. Очевидно сила Q_2 будет сжимать рычаг AO . Сила Q_1 должна уравновеситься равнодействующей сил T и T — натяжения ленты, т. е. надо иметь

$$Q_1 = 2T \sin \gamma. \quad (a)$$

$\angle \gamma$ зависит от целого ряда обстоятельств: от начального наклона ленты, от длины рычага AO , от диаметров шкивов и ролика, от упругих свойств ремня, и определение этого угла достаточно сложно. Практически вопрос решается опытным путем — ролик опускают до тех пор, пока на меньшем шкиве не получится требуемый угол обхвата. Имея размеры шкивов, задавшись диаметром ролика и длиной рычага AO , вычерчивается необходимое положение ролика и графически определяется $\angle 2\gamma$ обхвата на ролике.

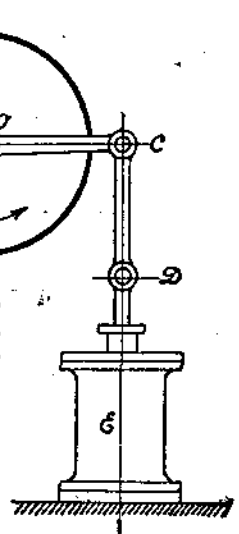
Зная необходимое усилие T , из (а) определяют значение Q_1 , а стало быть и Q построением, указанным на чертеже. Если вес ролика недостаточен, то рычаг нажимается дополнительным грузом Q , сидящим на рычаге (черт. 150), в случае рычага второго рода, или грузом B (черт. 156), действующим на другом конце рычага первого рода.

В некоторых случаях вес ролика вовсе не имеет значения, как это будет например в вертикальных установках (черт. 155с); иногда он играет отрицательную роль, если нажим направлен снизу вверх. При наличии натяжных роликов необходимость в посадке ремня с известным усилием отпадает. Общая длина ремня несколько возрастает, но получается определенное преимущество: во время перерыва в работе ролик может быть отведен, и таким образом натяжения в ремне не будет.

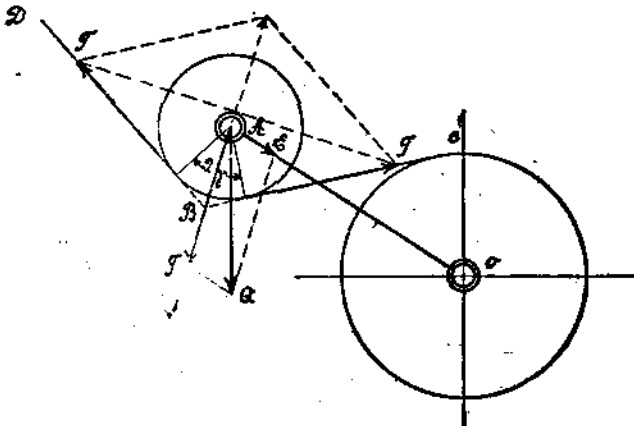
Постановка натяжных роликов вызывает в ременной передаче дополнительные сопротивления — перегиб на роликах, работу трения в его опорах, но выгоды, получаемые при наличии натяжного аппарата, могут быть настолько велики, что поглощают с избытком указанные недостатки. Возможность передать тем же рем.

чем большую работу, возможность весьма больших передаточных чисел, доходящих до $\beta = 8-9$, представляют значительные преимущества, и применение натяжных роликов получает все большее распространение. Следует отметить, что благодаря перегибу в обе стороны ролик катается по лицевой стороне ленты, поэтому постановка здесь замков исключается; соединение концов должно быть выполнено так, чтобы обе поверхности — внутренняя и лицевая — могли налегать на поверхности шкивов. На черт. 157а показана схема большой установки на 1800 л. с. на ткацкой фабрике; с главного вала А работа передается пятью ремнями на приводные валы, расположенные в пяти этажах, от 150 до 540 л. с. Удобство нажимных роликов в данном случае еще следующее: в случае вытяжки перешивка ремня исключается, так как ролик будет вызывать необходимую натяжку. Отмеченное обстоятельство весьма существенно, во-первых, потому, что при больших расстояниях между осями перешивка представляет трудную задачу; во-вторых, при показанном расположении работы нескольких ремней на одном шкиве при перешивке хотя бы одного ремня работа во всех этажах должна быть остановлена, что с экономической точки зрения недопустимо.

Существует идея заменить натяжные ролики нажимными: ролик А прижимает ремень к шкиву силой Q (черт. 158); при этом в месте нажима возбуждается сила трения; силу Q можно определить из условия равновесия ленты на барабане; натяжение в ведомом конце



Черт. 156.



Черт. 157.

ниже точки схода может быть равным нулю. Такое устройство дает возможность получать желаемые углы обхвата и вызывает растяжение в ленте только во время работы. Но сила Q увеличивает значительно нажатие на опоры и стало быть вредную работу трения; кроме того ремень, проходя под роликом А, подвергается сильным напряжениям сжатия и должен снашиваться значительно быстрее, нежели при натяжных роликах, расположенных между шкивами.

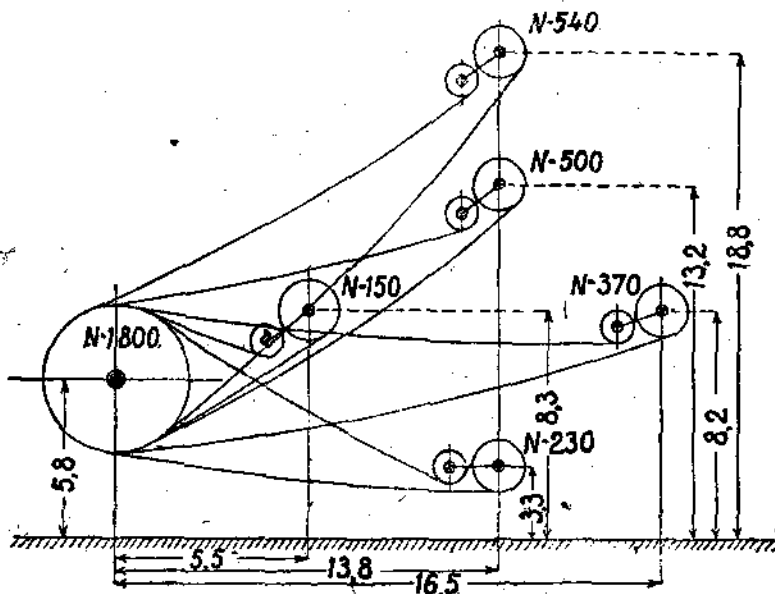
Пример 58. В передаче,

рассмотренной в примере 57, пересчитать ремень, предполагая постановку ролика для увеличения угла обхвата α_2 до $\angle \alpha_2 = 240^\circ$. Установка горизонтальная.

Угол обхвата (черт. 159) на меньшем шкиве $\alpha_2 = \angle FO_2E = 175^\circ$. Согласно заданию надо точку F входа ремня на ведомый шкив перевести в G с таким расчетом, чтобы угол обхвата $\angle \alpha_2 = \angle GO_2B = 240^\circ$, т. е. ее надо передвинуть на 65° влево. Пусть рычаг ролика $AO_2 = 1$ м и диаметр ролика $2r = 60$ см. Составляя

чертеж, получим дугу обхвата BC на ролике, соответствующую центральным углам $BAQ = \gamma_1$ и $CAQ = \gamma_2$. $\angle \gamma_1$ и γ_2 находятся построением: именно, проводя прямую $AH \parallel BK$, из треугольника HO_1A будем иметь:

$$HO_1 = r_1 + r = L \sin \gamma_1, \text{ или } \sin \gamma_1 = \frac{r_1 + r}{L} = \frac{120 + 30}{400} = 0,375.$$



Черт. 157а.

Подобно этому

$$\sin \gamma_2 = \frac{r_2 + r}{L_2} = \frac{60 + 30}{100} = 0,9.$$

На ролик действуют силы T_2 , T_2 и вес его Q . Сумма проекций на вертикаль даст:

$$Q = T_2 \sin \gamma_1 + T_2 \sin \gamma_2 = T_2 (\sin \gamma_1 + \sin \gamma_2).$$

Но по данным предыдущей задачи, при размерах ремня

$$F = b \cdot \delta = 45 \cdot 0,7 = 31,5 \text{ см}^2,$$

$$T_2 = T_1 - P = 601 \text{ кг},$$

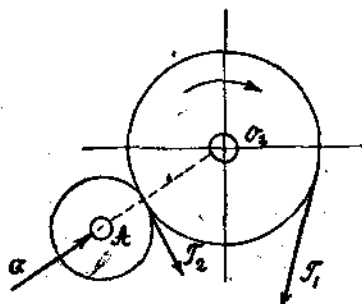
ибо здесь

$$T_1 = \frac{P m_2}{m_2 - 1} + \frac{q v^2}{g} = \frac{P \cdot 2,51}{1,51} + \frac{3,15 \cdot 25^2}{9,81} = 1201 \text{ кг},$$

$$(\text{при } \mu = 0,22 \text{ и } m_2 = e^{\mu \alpha} = 2,51).$$

Поэтому Q должно быть:

$$Q = 601 (0,375 + 0,900) = 767 \text{ кг}.$$



Черт. 158.

Если ролик весит меньше, то необходимое вертикальное усилие можно добавить передвижным грузом.

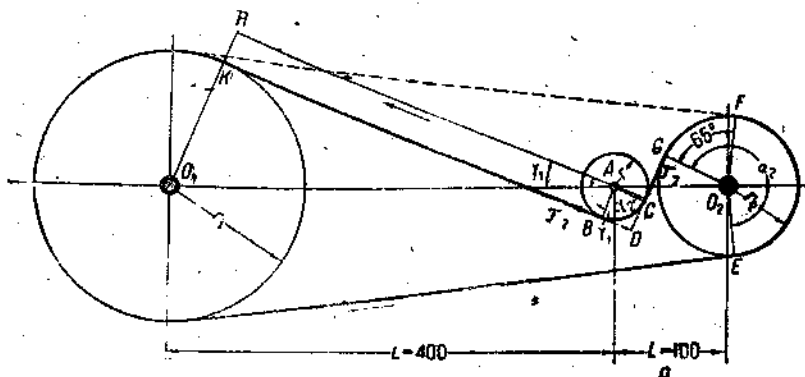
Натяжение ремня k_1 будет равно:

$$k_1 = \frac{1201}{45 \cdot 0,7} = 38 \text{ кг/см}^2$$

Пример 59. Рассчитать ременную передачу, показанную на черт. 155с, при данных: диаметр шкива ведущего вала (мотор) $D_1 = 24 \text{ см}$, передаточное число — 8, число оборотов мотора $n_1 = 1600$. Расстояние между осями $L = 144 \text{ см}$, диаметр ролика $D = 19 \text{ см}$, передаваемая работа — 20 л. с.

Окружная скорость равна:

$$v = \omega_1 r = \frac{\pi n_1}{30} \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{\pi \cdot 1600}{100 \cdot 30} \cdot \frac{24}{2} \approx 20 \text{ м/сек.}$$



Черт. 159.

Угол обхвата на ведущем шкиве равен:

$$\alpha_2 = \frac{3\pi}{2} - \gamma = 1,5\pi - 0,2\pi = 1,3\pi = 4,08,$$

так как

$$\sin \gamma = \frac{r_2 - r_1}{L} = \frac{96 - 12}{144} = 0,584, \text{ или } \gamma \approx 36^\circ.$$

Следовательно

$$m_2 = e^{\mu \alpha_2} = 2,47.$$

Окружное усилие P равно:

$$P = \frac{75N}{v} = \frac{75 \cdot 20}{20} = 75 \text{ кг.}$$

По табл. 46 находим, при $k = 6,6 \text{ кг/см}$,

$$b = \frac{P}{6,6} \approx 11 \text{ см.}$$

Толщина, по табл. 45, $\delta = 0,65$, площадь $F = 7,15 \text{ см}^2$

Усилие T_1 будет:

$$T_1 = \frac{75 \cdot 2,47}{1,47} + \frac{0,72 \cdot 20^2}{9,81} = 126 + 29,4 \approx 155 \text{ кг.}$$

Следовательно напряжение в ремне будет:

$$k_1 = \frac{155}{7,15} = 21,6 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение от изгиба

$$k_2 = \frac{2000 \cdot 0,65}{24} = 54,2.$$

Суммарное напряжение будет:

$$k = 75,8 \text{ кг/см}^2.$$

Усилие Q , нажимающее на ведомый конец ремня, будет направлено почти горизонтально. Ведомый конец AB имеет направление под $\angle \gamma_2$ к вертикали равным, по условию, при $r_2 = 96 \text{ см}$,

$$\sin \gamma_2 = \frac{r_2 + r}{L_2} = \frac{96 + 9,5}{124} = 0,85.$$

Будем иметь поэтому:

$$Q = T_2 + T_2 \sin \gamma_2 = 1,85 T_2 = 147 \text{ кг},$$

так как

$$T_2 = T_1 - P = 80 \text{ кг}.$$

Выбрав размеры плеч рычага, несущего на себе ролик, и груз Q , можно найти величину последнего.

Потеря на перегибание на двух основных шкивах будет по (153):

$$z'_1 = \frac{2000 \cdot 7,15 \cdot 0,65^2 (12^2 + 96^2)}{48 \cdot 75 \cdot 12^2 \cdot 96} = 0,012, \text{ или } 1,2\%.$$

К этому надо прибавить потерю на ролике, которая напишется подобным же способом, т. е.

$$z''_1 = \frac{2000 \cdot 7,15 \cdot 0,65^2}{48 \cdot 75 \cdot 9,5^2} = 0,018, \text{ или } 1,8\%.$$

Такая значительная, сравнительно, потеря объясняется исключительно малым размером радиуса ролика при относительно толстом ремне.

Чтобы сравнить полученные результаты с та-ою же установкою без ролика, примем диаметры валов: ведомого $d_1 = 5 \text{ см}$, ведущего $d_2 = 8 \text{ см}$.

Давления на опоры в случае наличности ролика будут¹⁾ Q_1 и Q_2 для ведущего и ведомого валов:

$$R_1 = 228 \text{ кг}, \quad R_2 = 188 \text{ кг}.$$

Следовательно работа трения, при $\omega_1 = 175$ и $\omega_2 = 22$, будет:

$$\Theta = \frac{2}{\pi} \mu_1 (Q_1 \omega_1 d_1 + Q_2 \omega_2 d_2) = \frac{2}{\pi} \cdot 0,05 (288 \cdot 175 \cdot 5 + 188 \cdot 8 \cdot 22) = 6570 \text{ кгсм}.$$

Соответственно потеря выразится в

$$z_2 = \frac{\Theta_1}{Pv} = \frac{6570}{75 \cdot 2000} = 0,044, \text{ или } 4,4\%.$$

Потеря на скорости будет:

$$z_1 = \frac{P}{EF} = \frac{75}{2000 \cdot 7,15} = 0,005, \text{ или } 0,5\%.$$

Если бы ролика не было, то угол обхвата равнялся бы на меньшем шкиве

$$\alpha_2 = 180 - 2 \cdot 36 = 108^\circ, \text{ или в долях } \pi \quad \alpha_2 = 1,89;$$

$$m_2 = e^{\mu \alpha_2} = 1,53.$$

¹⁾ На основании геометрии силового сложения сил натяжений в концах ленты и их направлений.

Натяжение ведущего конца

$$T_1 = \frac{75 \cdot 1,53}{0,53} + 29,4 = 246,$$

$$T_2 = T_1 - P = 171.$$

Сила реакции

$$Q_1 = Q_2 = (T_1 + T_2) \cos 36^\circ = (246 + 171) 0,81 = 338 \text{ кг.}$$

Работа трения, при $\mu_1 = 0,05$,

$$\theta_2 = \frac{2}{\pi} \mu_1 Q_1 (d_1 \omega_1 + d_2 \omega_2) = \frac{2 \cdot 0,05 \cdot 338 (5 \cdot 175 + 8 \cdot 22)}{\pi} = 11\,290 \text{ кгсм.}$$

Относительная потеря

$$z_2 = \frac{\theta_2}{Pv} = \frac{11\,290}{75 \cdot 2000} = 0,075, \text{ или } 7,5\%.$$

Суммируя потери, получим:

при нажимном ролике
 $1,2 + 1,8 + 0,5 + 4,4 = 7,9\%$

без нажимного ролика
 $1,2 + 0,5 + 7,5 = 9,2\%$

или уменьшение потери на $1,3\%$.

В действительности экономия получится выше, потому что ремень, набегая, несколько отстает от шкива, равно при сбегаии запаздывает; это явление, называющееся жесткостью ленты, проявляется тем резче, чем меньше угол обхвата, поэтому при постановке без нажимного ролика должно быть более значительное натяжение T_1 , нежели получается расчетом. Работа трения на оси ролика не принята во внимание в предположении шариковых опор, при которых эта потеря сводится к ничтожной величине. Наконец трудно поддается учету то преимущество нажимного аппарата, при котором начальная натяжка вовсе отсутствует; напряжение материала в ремне понижается до

$$k_1 = \frac{155}{7,15} = 21,6 \text{ кг/см}^2$$

против

$$k_2 = \frac{246}{7,15} = 34,4 \text{ кг/см}^2$$

в передаче без ролика.

Коэффициент полезного действия будет:

$$\eta_1 = 0,921 \text{ и } \eta_2 = 0,908.$$

§ 63. Шкивы для ременной передачи. Шкивы для ременной передачи изготовляются главным образом из чугуна; при больших скоростях, когда получаются значительные напряжения, обод, а иногда и ручки делаются железными; встречаются конструкции совершенно железных шкивов, т. е. имеющих и железные штампованные втулки; помимо большей сопротивляемости железных (правильнее, стальных) шкивов растягивающим напряжениям они обладают меньшим весом по сравнению с чугунными шкивами. Деревянные обода, как дающие значительно более высокий коэффициент трения на поверхности, также находят применение; встречаются шкивы, обладающие деревянным ободом и деревянными ручками при чугунных втулках, иногда же и сплошь деревянные; обод шкива всегда обработан, в Америке зачастую или с поверхностью выпуклой, в форме тела вращения (черт. 160, II).

Размеры ременных шкивов по германскому стандарту даны в табл. 47а.

При правильно обработанном и точно установленном шкиве, при отсутствии заметных деформаций вала, ремень на шкиве с цилиндрической поверхностью обода должен работать правильно и не иметь стремления сам по себе перемещаться в сторону. Но небольшая неточность например в установке, вызывающая колебание шкива, может вызвать боковое смещение ремня. Ширина обода B делается всегда несколько больше ширины лент b , примерно по формуле:

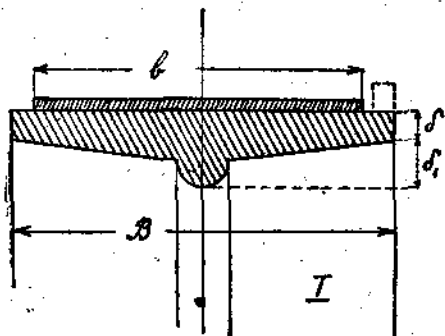
$$B = b + (1-2) \text{ см.} \quad (154)$$

или по Баху

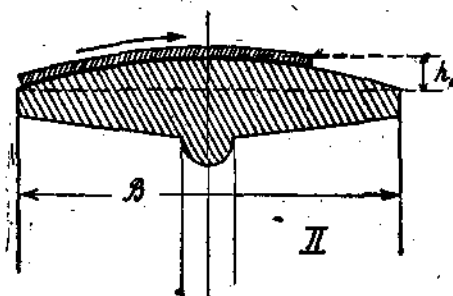
$$B = 1,1b + 1 \text{ см.}$$

Для перекрестных передач и для полуперекрестных эту величину увеличивают иногда на 30%.

Ремень, расположенный на выпуклом шкиве, лучше держится на нем в указанных выше случаях; будучи по тем или другим причинам сбит набок, он стре-



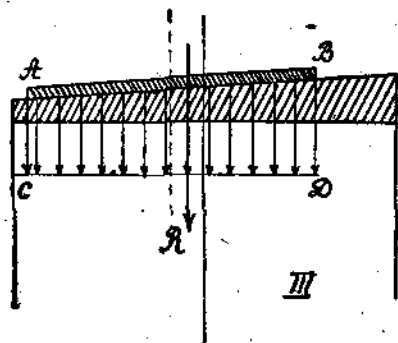
Черт. 160 I.



Черт. 160 II.

мится занять центральное положение. Причина такого явления лежит в том, что волокна ленты при выпуклой поверхности шкива растянуты неодинаково: очевидно большей вытяжке подвергнуты волокна, расположенные на дугах больших радиусов.

Если представить себе для большей ясности, что обод сделан коническим, то (черт. 160, III) лента, лежащая на таком ободе, подвергается вытяжке, а стало быть и напряжениям, возрастающим от меньшего основания конуса к большему. Откладывая в известном масштабе напряжения, получим распределение их по трапеции $ABCD$. Результирующая R этих внутренних сил не совпадает со средней плоскостью ленты, а лежит правее; вследствие этого у ленты получается стремление смещаться слева направо. Переходя к выпуклому шкиву, будем иметь подобное явление, почему при некоторой неправильности в работе шкива лента будет авто-



Черт. 160 III.

матически удерживаться на рабочей поверхности, и возможность схода ленты со шкива исключается.

Размеры для обода ременных шкивов по германскому стандарту даны в таблице 47а.

Выпуклый шкив обладает определенным недостатком: он вызывает неравномерную вытяжку ленты, что влечет за собою несколько более быстрое снашивание ее. Попытки обеспечить ленту от схода при помощи бортовых закраин (черт. 160, I, пункт II) надо считать неудовлетворительными, так как при низких закраинах ре-

ТАБЛИЦА 41а

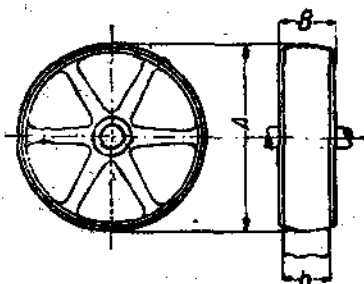
DIN
III

Ременные шкивы для трансмиссий

А. С выпуклым ободом



В. С цилиндрическим ободом



мм

Диаметр А				Ширина В				
Номинальный размер	Допуск	Номинальный размер	Допуск	Номинальный размер	Допуск	Стрела выпуклости h ¹⁾	Для ширины ремня b	
50	± 1	1 120	± 7	40	- 2	1	30	
63		1 250		50			40	
80		1 400		60			50	
90		1 600		70			60	
100		1 800		85			70	
112	± 2	2 000	± 10	100	- 4	1,5	85	
125		2 250		120			100	
140		2 500		140			120	
160		2 800		170			140	
180		3 200		200			170	
200		3 600		230	- 6	2	200	
225		4 000	260	230				
250	± 3	4 500	± 15	300	- 8	2,5	260	
280		5 000		350			300	
320		5 600		400			350	
360		6 300		450		- 10	3,5	400
400		7 100		500				
450	8 000	600	4	550				
500	9 000							
560	10 000							
630	± 5							
710								
800								
900								
1 000								

¹⁾ Для указанных значений стрелы h допускается отклонение ± 0,5 мм; в отдельных случаях (передачи с натяжными роликами, перекрестные ремни) отступления допускаются.

Если промежуточные значения ширины неизбежны, то значение h следует брать соответственно ближайшей большей нормальной ширины.

Остальные размеры являются свободными конструктивными размерами.

мень может через них перелезть; при высоких наблюдается сильное истирание кромок ленты. Можно сказать, что при уверенности в точной установке следует предпочитать шкивы с цилиндрическим ободом; при отсутствии такой уверенности — шкивы с выпуклым ободом.

Подъем выпуклости (или высоту ее) h_1 принимают

$$\left. \begin{aligned} h_1 &= 0,01 B + (0,1 - 0,2) \text{ см, или} \\ h_1 &= \left(\frac{1}{4} - \frac{1}{3} \right) \sqrt{B}. \end{aligned} \right\} \quad (155)$$

На фиг. 226, А показан обыкновенный чугунный шкив, сплошной, с пятью ручками. Последние устанавливаются в один или два ряда (фиг. 226, А, справа), в зависимости от ширины обода. Примерно можно руководствоваться такими зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} \text{Один ряд при ширине } B &\leq 0,1 D + 25 \text{ см.} \\ \text{Два " " " " } B &\geq 0,1 D + 25 \text{ см.} \end{aligned} \right\} \quad (156)$$

При ширине шкива более 300 мм обычно принимают 2 ряда спиц.

Сечение ручек — обычно овальное с расположением большей оси овала в средней плоскости вращения; при этом уменьшается сопротивление воздуха, которое встречают ручки при движении шкива.

Совершенно из тех же соображений, какие имели место в отделе о зубчатых колесах, шкивы также делают разъемными. На фиг. 227, А приведен шкив с шестью ручками, с разрезкой по одной паре противолежащих ручек. Соединение половин между собою производится при помощи болтов. На фиг. 228, А показан чугунный шкив с разрезной втулкой; обод разрезан с одной стороны. На валу шкив крепится болтами; передача происходит трением. При такой установке необходимо тщательно проверить центровку шкива, выверяя правильность посадки добавочными массами (обыкновенно свинцовой заливкой) на противоположной стороне обода. При быстром вращении под влиянием центробежной силы вызываются заметные деформации вала, и шкив начинает бить. Вообще проверка на правильное положение центра тяжести должна производиться при всех более или менее солидных установках.

Испытуемый шкив, надетый на кусок вала, помещается на двух выверенных опорах с ничтожным трением, например на роликах или шариках. Хорошо центрированный шкив должен при повороте его на любой угол оставаться в равновесии; стремление его поворачиваться и устанавливаться в одном и том же положении указывает на смещение центра тяжести шкива с осевой линии вала.

На фиг. 229, А показан шкив с чугунной втулкой, но с железными ручками и ободом. Ручки представляют собою цилиндрические круглые стержни; завершенными концами они вставляются в форму втулки и при заливке последней оказываются, так сказать, в ней заваренными. На другом конце стержни имеют утолщение, которым упираются в обод и в котором расклепываются потайными головками. При большой ширине обода устанавливается два ряда спиц (фиг. 229, А, справа). Обод имеет один или больше стыков (в зависимости от диаметра). Чтобы втулка не получалась очень толстая, конец спицы входит в выступ, высота которого принимается от 2,5 до 3 диаметров ручки.

При очень больших скоростях и относительно узком ремне железный шкив делается несколько гибким в своей средней плоскости; при этом длина втулки зачастую получается более ширины обода. Для усиления шкива в указанном направлении ему придают форму велосипедного колеса, т. е., укрепляя концы ручек по средней линии обода, завершенные основания разводят в бока (фиг. 230 А).

На фиг. 231, А показан шкив, сделанный целиком из стали, ручки склепаны из профилей, дающих большое сопротивление изгибу и в то же время представляю-

ших небольшое сопротивление движению в воздухе. Втулка штампованная, укрепленна на валу болтами; состоит из четырех частей, связанных попарно заклепками.

Фиг. 232, А представляет деревянный шкив; обод сделан из косяков, склеенных между собою и поставленных вперевязку; состоит из двух частей, стягиваемых болтами.

Размеры чугунного шкива обычно определяются по эмпирическим зависимостям. Число ручек может быть назначено по табл. 48.

ТАБЛИЦА 48

r	25 см	25—50	50—75	75—200	> 200
i	3	4	4—6	6—8	8—10

Втулка имеет размеры, которые находятся из тех же соображений, что и втулки колес зубчатых и фрикционных.

Ручки подвергаются изгибающему моменту $M = Pr$, который распределяется на $\frac{1}{3}$ всего числа ручек. Если за плечо момента принят радиус r , то вычисленный размер относится к сечению, которое имела бы ручка, если бы она началась от центра. Овальное сечение имеет большую ось h , обычно равную двойной малой оси b , т. е. принимают

$$h = 2b. \quad (a)$$

По направлению к ободу размеры ручек уменьшаются и у обода принимаются равными 0,8 от размеров, полученных по зависимости (а).

Принимая овал поперечного сечения ручки за эллипс с осями h и b , можем написать условие прочности в виде:

$$Pr = \frac{i}{3} Wk = \frac{\pi \cdot h^3 b}{32} \frac{ki}{3} = \frac{\pi h^3 ik}{64 \cdot 3}, \quad (157)$$

так как момент инерции эллипса относительно меньшей оси равен:

$$J = \pi h^3 b : 64 \text{ и } h = 2b.$$

Напряжение k для чугуна в среднем принимается равным $k = 300 \text{ кг/см}^2$

Для железных шкивов, называя диаметр ручки d_1 , будем иметь подобным образом:

$$Pr = \frac{i}{3} Wk = \frac{\pi d_1^3 k \cdot i}{32 \cdot 3};$$

здесь можно положить в среднем $k = 600 \text{ кг/см}^2$.

Толщина d_1 ручек бывает разная; можно пользоваться следующей таблицей:

Диаметр шкива $D = 60 \text{ см}$	Диаметр спицы $d_1 = 13—16 \text{ мм}$
" " " $= 60—100 \text{ см}$	" " " $= 16—23 \text{ "}$
" " " $= 100—150 \text{ "}$	" " " $= 19—26 \text{ "}$
" " " $= \text{более } 150 \text{ "}$	" " " $= 22—30 \text{ "}$

Расчет обода шкива ременного представляет еще большие трудности, нежели расчет обода зубчатого колеса, так как действующее усилие здесь не сосредоточено в одном месте, а распределено на части окружности колеса. Кроме того в быстроходящих шкивах необходимо учитывать влияние центробежной силы.

Эмпирически размер сечения чугунного обода принимают, назначая толщину его у края по формуле:

$$\delta = 0,005D + (2-3) \text{ мм} \quad (158)$$

Внутренняя поверхность делается конической для удобства вынимания модели при формовке обода, уклон считается достаточным в $\frac{1}{25}$ до $\frac{1}{40}$.

Сечение обода представляет собою сечение со слабым сопротивлением изгибающему моменту и обычно укрепляется ребром, идущим в средней плоскости ручек.

Высота этого ребра может быть принята для предварительного подсчета равной (черт. 160)

$$\delta_1 = 0,04b \quad (158a)$$

Ширина ребра a берется равной размеру сечения ручки; если больший размер ручки у обода $h_0 = 0,8h$, то $a = 0,4h$.

Изгибающий момент, деформирующий обод, вызывается нажатием ленты на шкив; таким образом часть обода между ручками является криволинейной балкой, нагруженной распределенным грузом, имеющим направление к центру. Так же, как и в ободу зубчатого колеса, величина изгибающего момента зависит от числа ручек и от размеров поперечных сечений обода и ручек; при этом влияние последнего обстоятельства в шкиве может быть и больше благодаря малой жесткости сечения обода. Учет влияния размеров поперечных сечений обода и ручек приводит к весьма сложным зависимостям.

Упрощенный прием проверки части обода как балки, защемленной в двух опорах, дает преувеличенные напряжения, не соответствующие действительности ¹⁾.

В быстроходящих шкивах, т. е. работающих с большим числом оборотов, в материале развиваются дополнительные напряжения под влиянием центробежной силы, которая вызывает в свою очередь изгиб обода и растяжение ручек. Последние подвергаются изгибу в периоды разгонки шкива и его остановки под влиянием сил инерции. Это явление имеет большое значение для шкивов особенно массивных, какими обычно являются маховые колеса. Последние имеют своей задачей не передачу энергии, а регулирование хода машины, плавность которого нарушается по причине изменения крутящего момента. На это указывалось в статье о расчете вала с кривошипом. Нередко маховым колесом пользуются, как шкивом, обтачивая его поверхность, как поверхность шкива. Не останавливаясь на расчете махового ко-

¹⁾ При рассмотрении деформации ручек и обода, при известных допущениях получается следующее выражение для изгибающего момента в ободу:

$$\left. \begin{aligned} \text{Сечение у ручки } M_u &= 0,26 \frac{Qr}{l^2} \frac{5A+1}{A+2} \\ \text{Между ручками } M_m &= -0,26 \frac{Qr}{l^2} \frac{4A-1}{A+2} \end{aligned} \right\} \quad (159)$$

Здесь Q обозначает усилие, нажимающее ленту, равное примерно сумме натяжений концов, l — длина ручки от ступицы до обода. Член A имеет сложное выражение, именно:

$$A = \left(\frac{l}{r} \right)^2 \frac{1+B}{B(2+B)} \quad (159a)$$

где B обозначает $B = \frac{\pi J_1}{H_2}$, J_1 — момент инерции сечения ручки, J_2 — момент инерции сечения обода, i — число ручек.

В качестве достаточного приближения можно принять изгибающий момент у ручки и между ручками равным $M = \frac{Qr}{l^2}$.

Момент, изгибающий среднее сечение обода между ручками, вызывает растяжение на внутренней стороне; момент в сечении у ручки — на выпуклой стороне.

леса, который излагается всегда при решении вопроса о регулировании хода машины в смысле его плавности, отметим здесь лишь способ, как можно учесть влияние центробежной силы.

Если бы обод быстро вращающегося колеса не был связан с ручками, а представлял собою свободное кольцо, то центробежная сила, направленная радиально, стремилась бы разорвать такое кольцо по каким-либо двум диаметрально противоположным сечениям, например A и B (черт. 161). Очевидно силы, действующие на половины кольца S_1 и S_2 (причем $S_1 = S_2$), являются равнодействующими центробежной силы каждой половины. Если ρ есть средний радиус кольца, т. е. расстояние от центра тяжести кольца до центра вращения вала, F — поперечное сечение кольца, то объем полукольца будет:

$$V = \pi \rho F.$$

Центр тяжести полукольца лежит от центра вала на расстоянии ρ_0 , равном

$$\rho_0 = \frac{2\rho}{\pi}.$$

Если вес кубической единицы материала обода обозначим через Δ , скорость угловую через ω , то сила S будет равна:

$$S = \frac{V\Delta}{g} \omega^2 \rho_0 = \frac{F \cdot \pi \rho \cdot \Delta v^2}{g \rho^2} \cdot \frac{2\rho}{\pi} = \frac{2F\Delta v^2}{g},$$

где $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести.

Напряжения в сечениях A и B будут:

$$k = \frac{S}{2F} = \frac{2F\Delta v^2}{2Fg} = \frac{\Delta v^2}{g}. \quad (a)$$

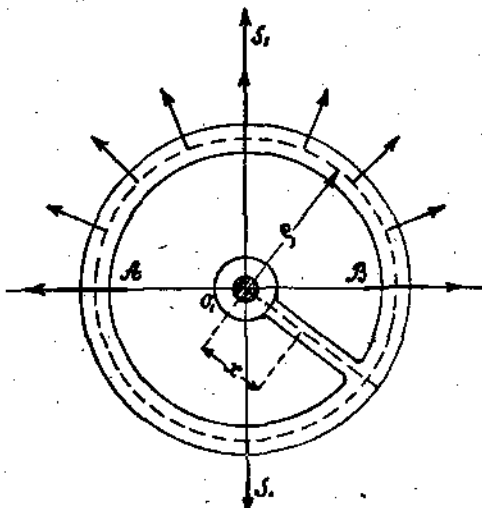
Под влиянием центробежной силы кольцо стремится расширяться и, будучи связано с ручками, встречает в местах этой связи препятствия к указанному расширению, почему в частях обода между ручками появляются изгибающие моменты. Хотя ручка также удлиняется под действием ее собственной центробежной силы, но это удлинение меньше, нежели то, которое соответствует увеличению радиуса кольца при вращении. Действительно, напряжение материала в ручке под влиянием ее собственной центробежной силы будет, если принять ручку призматической формы, т. е. постоянного сечения F ,

$$k_x = \frac{\Delta v^2}{2\rho^2 g} \cdot x^2, \quad (b)$$

здесь x — расстояние рассматриваемого сечения от центра вала. Поэтому увеличение радиуса свободного кольца будет $\lambda_1 = \frac{\Delta v^2 \rho}{Eg}$, увеличение длины ручки (без обода)

будет всего $\lambda_2 = \frac{\Delta v^2 \rho^3}{6Eg}$. Следовательно ручка подвергается более слабому растяжению под действием центробежной силы обода; обратно, ручки задерживают свободное расширение обода. Величина этого взаимодействия зависит от размеров и формы как сечения обода, так и сечения ручек.

$$^1) \frac{d\lambda}{dx} = \frac{kx}{E} = \frac{\Delta v^2 x^2}{2\rho^2 g E}. \text{ Интегрирование дает } \lambda_2$$



Примерные подсчеты показывают, что напряжение материала обода $k = 200 \text{ кг/см}^2$ под действием центробежной силы достигается в среднем при скоростях около $v \leq 31 \text{ м/сек}$; если принять во внимание, что изгибающий момент, вызываемый этой силой, направлен противоположно действию изгибающего момента, обусловливаемого нажатием ремня, то проверка на влияние центробежной силы следует подвергать шкивы лишь при скоростях, превышающих $v = 33 \text{ м/сек}^2$.

В случае разъемных шкивов болты у обода и ступицы рассчитываются следующим образом²⁾.

Болты у ступицы должны иметь такой размер, чтобы вызываемая их нажатием сила трения втулки шкива была достаточна для передачи нормального крутящего момента. Напряжение для нормального вала не ниже $k_s = 120 \text{ кг/см}^2$.

Коэффициент трения должен быть принят не более 0,2, т. е.

$$\mu = 0,2.$$

Напряжение в болтах не должно быть выше 500—600 кг/см^2 . Болты у обода могут иметь следующий меньший размер против болтов у ступицы $\left(\frac{1}{8} - \frac{1}{4}\right)^*$ меньше.

Так же возможно определить их сечение из условий равнопрочности болтов и сечения обода, именно:

$$B\delta(k_s)_{\text{обод}} = lF(k_s)_{\text{болт}}$$

но так как $\frac{(k_s)_{\text{болт}}}{(k_s)_{\text{об.}}} = 6 - 5$ (обод чугунный, болты железные), то условие приводится к виду:

$$lF = \frac{B\delta}{6-5} \quad (l - \text{число болтов}).$$

При быстроходной передаче болты у обода следует поверять еще на центробежную силу, причем напряжение от этой нагрузки и от окружного усилия должно быть не более 200 кг/см^2 .

Пример 60. Рассчитать чугунный шкив для ременной передачи, рассмотренной в примере 57.

Ширина обода по формуле (154) (черт. 162):

$$B = b + 2 \text{ см} = 46 \text{ см}$$

Толщина обода у края по (158):

$$\delta = 0,05D + (2 - 3) \text{ мм} = 0,005 \cdot 2400 + 3 = 15 \text{ мм.}$$

Высота ребра δ_1 по (158а):

$$\delta_1 = 0,04 \cdot 45 \leq 1,8 \text{ см.}$$

Толщина ребра a зависит от толщины ручки. Число их определяем по табл. 48. Ввиду формулы (156) можно принять один ряд ручек, и число l принять равным $l = 8^3$.

¹⁾ Величина изгибающего момента от центробежной силы в сечении обода у ручки может быть принята по формуле:

$$M = \frac{1,05 \frac{\Delta v^2}{10g}}{i \left(\frac{2}{F_2} \frac{l}{\rho} + \frac{\text{ctg } \alpha}{F_1} \right)}, \quad (159b)$$

где F_1 и F_2 — соответственные поперечные сечения обода и ручки, $\angle \alpha$ — половина угла между ручками.

²⁾ Landien, Die Maschinen Elemente, II т.

³⁾ Иногда пользуются для определения значения l зависимостью:

$$l = \frac{1}{7} \sqrt{Dmm}.$$

По окружному усилию $P = 833$ кг находим изгибающий момент:

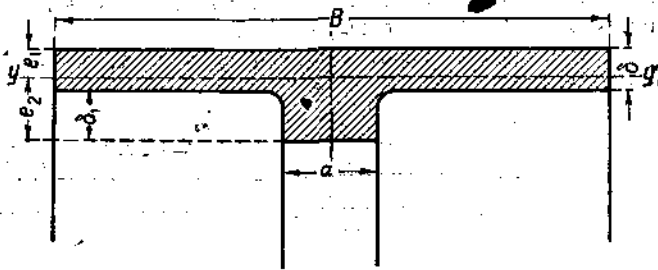
$$M = Pr = 833 \cdot 120 = 100\,000 \text{ кгсм.}$$

Из условия прочности ручки на изгиб имеем по (157):

$$h = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 64 \cdot Pr}{\pi k}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 64 \cdot 100\,000}{\pi \cdot 8 \cdot 300}} = 12,6 \text{ см.}$$

Такой размер будет около центра. У обода размер h уменьшается до $0,8h$, т. е. $h_1 = 0,8 \cdot 12,6 = 10$ см, и поперечная ось равна половине h_1 , т. е. 5,0 см. Размер ручки у втулки будет меньше h в зависимости от диаметра втулки. Если принять диаметр вала равным $d = 14$ см, то диаметр втулки будет примерно $d_1 = 2d = 28$ см; следовательно свободная длина l ручки определится из (черт. 163)

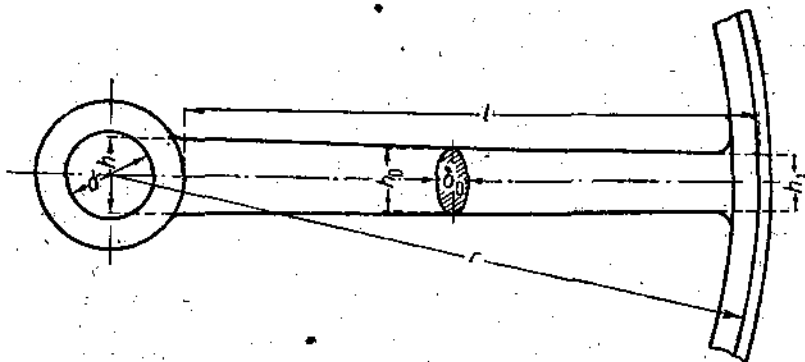
$$l = r - \frac{d_1}{2} = 106 \text{ см.}$$



Черт. 162.

Средний размер ручки даст $h_0 = 11$ см, $\delta_0 = 5,5$ см.

Возвращаясь к размеру обода шкива, найдем $a = 5,5$ см. Проверим обод на изгиб при помощи зависимости (159). Сила $Q = T_1 + T_2 = 2000$ кг. Коэффициент $B = \frac{\pi J_1}{J_2}$ найдется так. Момент инерции сечения обода относительно оси YY, проходящей через центр тяжести (черт. 162), будет равен $J_1 = 43$ см⁴, расстояние e_1



Черт. 163.

центр тяжести до внешней поверхности $e_1 = 0,9$ см, $e_2 = 2,6$ см. Момент инерции сечения ручки будет:

$$J_2 = \pi \frac{h_0^3 \delta_0}{64} = 360 \text{ см}^4.$$

Следовательно коэффициент $B = \frac{\pi \cdot 360}{8 \cdot 43} = 3,3$; соответственно коэффициент A будет равен:

$$A = r^2 \left(\frac{l}{r} \right)^3 \frac{1+B}{B(B+2)} = 64 \left(\frac{106}{120} \right)^3 \frac{1+3,3}{3,3(2+3,3)} = 10,6.$$

Поэтому изгибающий момент получит значение

$$M = 0,26 \frac{Qr}{r^2} \frac{5A+1}{A+2} = 0,26 \cdot \frac{2000 \cdot 120 \cdot 54}{64 \cdot 12,6} = 4200 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее напряжение определится из

$$k = \frac{M}{W} = \frac{Me_2}{J_1} = \frac{4200 \cdot 2,6}{43} = 254 \text{ кг/см}^2.$$

В действительности момент инерции J_1 будет немного больше, так как нижняя поверхность (черт. 160, I) должна быть выполнена на конус; при выпуклом шкиве сечение обода еще увеличится.

Проверка на центробежную силу даст, по зависимости (159b), при $\angle \alpha = 22^\circ,5$ (угол между ручками):

$$M = \frac{1,05 \Delta \frac{v^2 r}{10g}}{\left(\frac{2l}{rF_2} + \frac{\text{ctg } \alpha}{F_1} \right)} = \frac{1,05 \frac{0,0073 \cdot 2500^2 \cdot 120}{10 \cdot 981}}{8 \left(\frac{2 \cdot 106}{120 \cdot 47,5} + \frac{2,41}{79} \right)} = 1030 \text{ кгсм}$$

и

$$k, \leq 62 \text{ кг/см}^2.$$

Здесь принято $\Delta = 0,0073 \text{ кг/см}^2$, сечение ручки $F_2 = 47,5 \text{ см}^2$ и сечение обода $F_1 = 79 \text{ см}^2$. Напряжение, вызываемое центробежной силой, значительно ниже, нежели от давления ременной ленты.

§ 66. Направляющие шкивы. Холостые шкивы. При значительном расстоянии между осями ременная лента может провисать; помимо того, что при этом получается натяжение от собственного веса, длинные концы неудобны в том отношении, что ремень может работать беспокойно; вызываемые некоторой неточностью установки, случайными толчками колебания ленты весьма нежелательны. При таких установках считается необходимым применять поддерживающие шкивы, сокращающие свободную длину провисающей ленты. Такого рода шкивы показаны на фиг. 233, А для потолочной установки; шкивы сидят на осях A и B , укрепленных во втулках, связанных с секторами D, D ; эти последние имеют возможность некоторого вертикального перемещения; в то же время благодаря возможности вращения около верхних болтов C, C оси шкивов могут получать некоторый наклон к горизонтالي. Таким образом описанная установка позволяет направлять движущийся ремень не только параллельно горизонтальной плоскости, но при некотором наклонном расположении.

Если бы потребовалось такую же установку сделать для передачи, в которой ремень поворачивается на больший угол, например когда оси валов расположены друг к другу под прямым углом, то шкивы направляющие располагаются горизонтально, как это показано на фиг. 234, А. Изменение наклона оси шкива достигается шаровой частью K . Так как ремень располагается на шкиве вертикально, то во избежание соскальзывания его вниз под действием силы веса поставлены горизонтальные диски D .

Потолочные установки могут быть, смотря по местным условиям, заменены настенными; вместо подвески применяют доску, укрепленную к стене.

Для фиксирования положения оси шкива, опирающегося на шаровую поверхность K , служит деталь B , через которую проходит хвост оси L . Нажатие производится гайкой через поперечину C , лежащую на зазубренной поверхности детали B (фиг. 235, А).

Что касается до расчета направляющих шкивов, то размеры обычно вырабатываются фирмами по заданной ширине ремня b . Все части направляющей установки проверяются на внешнюю силу, которая является результирующей сил натяжения

концов для каждого направляющего шкива. Действительно, силы T_1 , T_1' (черт. 164), перенесенные параллельно самим себе, дают две взаимно уравновешивающиеся пары и равнодействующую

$$R_1 = \sqrt{T_1^2 + T_1'^2} = T_1 \sqrt{2},$$

которая вызывает изгиб в осях шкивов и в колонке, несущей шкивы, а также работу трения на осях.

В тех случаях, когда машина-орудие — станок, постав и т. п., связанная ременной передачей с приводным валом, работает периодически, а не постоянно, делается приспособление, при котором можно выключать из работы станок, не останавливая вращения приводного вала, передающего работу одновременно ряду машин-орудий. Приспособление заключается в постановке рядом с ведомым или ведущим шкивом так называемого холостого шкива; последний сидит на валу свободно и работы передавать не может. На время остановки машины-орудия ремень с рабочего шкива переводят на холостой. При этом если холостой шкив сидит рядом с ведомым, то он продолжает вращаться с той же скоростью, с какой вращался ведомый шкив; если холостой шкив посажен рядом с ведущим, то по переводе ремня с последнего, холостой шкив, вращавшийся до этого под влиянием силы трения во втулке, останавливается. Таким образом при установке первого рода во время перерыва работы ремень продолжает движение, и холостой шкив вращается на неподвижном валу; при установке второго типа ремень останавливается, и вал вращается во втулке неподвижного шкива. Следовательно и в том и в другом случае во время перерыва расходуется известное количество работы на трение во втулке холостого шкива; необходимо поэтому принимать меры для обеспечения втулки холостого шкива энергичной подачей смазки. Обыкновенно с этой целью втулка холостого шкива делается сложная; в нее вставляется бронзовая втулка, работающая непосредственно на валу. Наиболее простая конструкция показана на фиг. 236, А: А — холостой шкив, В — рабочий, С — установочное кольцо, не позволяющее шкиву перемещаться вдоль вала; Е — бронзовая втулка, D — место для посадки масленки — чаще всего системы Штауфера для твердой смазки.

Ввиду того, что при значительном количестве холостых шкивов уход за ними усложняется, желательно применять системы смазки, имеющие автоматический характер. Этого можно достигнуть например таким приспособлением: втулка делается полая (фиг. 237, А); масло, входящее в полость, при вращении шкива приобретает под действием центробежной силы стремление прижиматься к стенкам; в последних сделаны отверстия, через которые масло попадает на внешнюю поверхность бронзовой втулки, снабженную винтообразно расположенной канавкой. Таким путем во время остановки холостого шкива смазка уменьшается, при движении — усиливается. Холостой шкив должен быть посажен конечно в этом случае на ведомый вал.

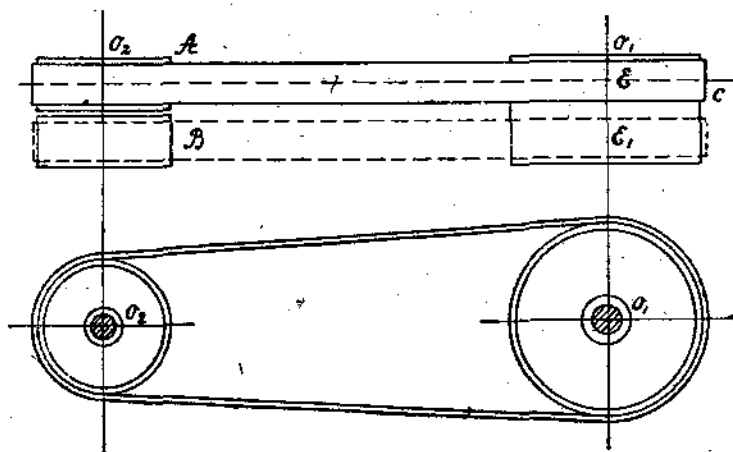
Завод Вюльфеля рекомендует втулку, показанную на фиг. 238, А, пригодную для случая вращающегося шкива на неподвижном валу и при вращающемся вале в неподвижной втулке. В первом случае (правая половина фигуры) масло, отброшенное центробежной силой к стенкам втулки, захватывается трубкою С и препровождается на вал каналом D.



Трубка C ввинчена в кольцо E , укрепленное на валу. Во втором случае кольцо E , вращающееся вместе с валом и трубками F, F , захватывает масло, стоящее в нижней части втулки (левая половина фигуры). Масло поступает на вал каналами M, M .

При установке холостой передачи шкив холостой получает те же размеры (по ширине) обода, как и рабочий. Очевидно, что шкив, на котором ремень остается все время, должен иметь ширину B обода вдвое большую, во избежание перекашивания ремня, как это видно из черт. 165. Здесь A — рабочий, B — холостой шкивы; E и E_1 — положение ремня в рабочем и холостом положениях. Шкив C должен помещать на себе ремень и в том и другом случае. Иногда диаметр холостого шкива делают немного меньше, нежели диаметр рабочего; при этом ремень во время перерыва не имеет натяжения, что содействует несколько большей долговечности ленты. Для возможности надеть ремень на шкив большого размера на холостом делается небольшой переходный конус.

Перевод ремня производится вилкой, между двумя зубцами которой бежит лента; вилка располагается так, чтобы она захватывала набегающую часть ленты



Черт. 165.

вблизи шкива; двигая вилку параллельно оси вала, можно достаточно легко переместить ремень. Так как обычно приводы располагаются под потолком или на стене, но значительно выше машин-орудий, то имеются приспособления для перемещения вилки, при помощи которых рабочий может, не сходя с места, выключить или включить машину.

На фиг. 239, А показано одно из расположений потолочного привода с холостым и рабочим шкивами. На валу A сидят оба шкива B, C ; параллельно оси вала может двигаться стержень E , несущий на себе зубцы F, F , составляющие вместе вилку. Полоса E системой рычагов может перемещаться вправо или влево; ручки g, g должны висеть на небольшой высоте над головкой рабочего. На том же валу обыкновенно помещается ступенчатый шкив D для передачи работы на машину-орудие, если требуется иметь возможность изменения передаточного числа. В тех случаях, когда по условиям работы необходимо сообщать машине-орудию вращение в разные стороны, на валу A располагают два шкива холостых и между ними один рабочий. На одном из холостых шкивов лежит ремень прямой, на другом — перекрестный. Переводя тот или другой на рабочий шкив, получают вращение вала A в желаемую сторону. Сообразно с этим размер ведущего шкива по ширине обода принимается равным тройной ширине шкива ведомого.

§ 67. Передача стальными лентами. Стальная лента при малой ее толщине представляет также возможность к использованию ее в качестве ленты при передаче гибким телом. Весьма большое сопротивление разрывающему усилию позволяет передавать значительные мощности при очень малом поперечном сечении ленты и при больших скоростях.

Обычно пользуются углеродистой сталью холодной прокатки с временным сопротивлением разрыву от $k_2 = 12\,000$ до $k_2 = 15\,000$ кг/см²; толщина ленты изменяется от 0,2 до 1 мм при ширине от 12 до 250 мм. Чтобы не получать очень значительных напряжений при изгибе на шкиве, не рекомендуется брать произвольно малые шкивы. При 6—7-кратном запасе прочности будем иметь в качестве допустимого напряжения (суммарное) $k \leq 2000$ кг/см²; полагая три пятых на изгиб $k_1 = 1200$ кг/см². Из теории изгиба имеем:

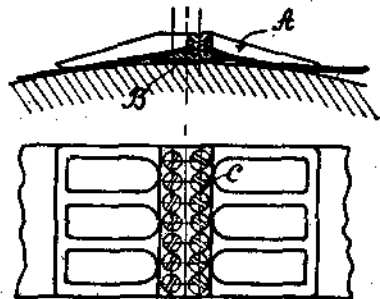
$$k = \frac{\delta E}{D}, \text{ или } \frac{\delta}{D} = \frac{k}{E} = \frac{1200}{2\,100\,000} \leq 0,0006, \quad (a)$$

чем и можно руководствоваться при предварительном подсчете передачи. Таким образом в зависимости от толщины δ ленты можно назначить наименьший размер диаметра D шкива.

$$\delta = 0,2 \text{ мм}; D_{\min} \leq 33 \text{ см}; \delta = 1; D_{\min} = 170 \text{ см}.$$

Коэффициент трения стальной ленты о чугунный шкив не особенно велик, примерно имеем $\mu = 0,15 - 0,18$; поэтому для уменьшения размеров передачи гладкий обод чугунного шкива покрывается материалом, дающим большее значение μ при движении стальной ленты. В качестве такого материала применяется пробковая, иногда бумажная обшивка шкива. При работе стальными лентами не допускаются выпуклые рабочие поверхности шкивов; они должны быть точно круговые цилиндрические, хорошо балансированы и вал правильно посажен на опорах.

Концы ленты соединяются замком, имеющем вид, показанный на черт. 165а. Стальная пластинка A перекрывает оба соединяемые конца, спаянные внизу специальным припоем; сверху через ленту в припой входят небольшие шурупы. Пластика A



Черт. 165а.

для уменьшения веса имеет сквозные отверстия. Предосторожность эта очень понятна, если принять во внимание весьма большие скорости, достигающие до 40 и выше метров в секунду; при набегании замка на шкив неизбежен некоторый удар; замок, дающий на небольшом протяжении скопление массы, вызывает увеличение напряжения под действием центробежной силы. Например лента с размерами $b = 200$ мм, $\delta = 1$ мм имеет замок весом 0,8 кг, при длине его $l_1 = 95$ мм; собственный вес ленты на этом протяжении равен 0,13 кг, т. е. в шесть раз меньше.

Ввиду высокого значения модуля E упругости в стальных лентах наблюдается совершенно ничтожная потеря на изменение скорости, которая, как было выше указано, зависит от величины упругих деформаций; возможность применять большие скорости позволяет допускать меньшие натяжения концов ленты, а следовательно и меньшую потерю на работу трения в опорах. Этим следует объяснить то обстоятельство, что при замене в целом ряде установок ременной и канатной передач передачей при помощи стальной ленты наблюдалось понижение расхода топлива на 10%.

Скорость ленты принимается от 12 до 40 м/сек. Потеря от скольжения ленты, по опытам Шарлоттенбургского политехникума изменяется от 0,4 до 2,2%.

в среднем 0,6%. Устройство этой передачи на 60% дешевле ременной и на 33% канатной (по сведениям того же политехникума).

Пример 61. Рассчитать вместо ременной передачу стальной лентой по данным в примере 57. Примем ту же скорость $v = 25$ м/сек. Меньший шкив имеет диаметр $D_2 = 120$ см. Допустимая толщина ленты по условию (а) будет равна:

$$\delta = 0,0008 D_2 = 0,0008 \cdot 120 = 0,074 \text{ см.}$$

Примем $\delta = 0,7$ мм. Для первого приближения возьмем

$$T_1 = T_2 e^{\mu} = 2P = 1200 \text{ кг.}$$

Допустим далее, что напряжение $k_1 = T_1 : F = 1000$ кг/см². Будем иметь:

$$F = \frac{1200}{1000} = 1,2 \text{ см}^2, \text{ или } b\delta = 1,2 \text{ и } b = 18,2 \text{ см.}$$

Вычисляем вес погонной единицы q :

$$q = F \cdot 100 \Delta = 1,2 \cdot 100 \cdot 0,0078 = 0,93 \text{ кг.}$$

Следовательно натяжение ведущего конца будет:

$$T_1 = \frac{Pm}{m-1} + \frac{qv^2}{g} = \frac{600 \cdot 2,82}{1,82} + \frac{0,93 \cdot 625}{9,81} = 990 \text{ кг.}$$

Здесь принято для μ величина $\mu = 0,35$, предполагая, что лента работает на пробковой обшивке.

Имеем поэтому

$$k_1 = \frac{990}{1,2} = 825 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение от изгиба

$$k_2 = \frac{\delta E}{D_2} = \frac{0,07 \cdot 2 \cdot 100 \cdot 000}{120} = 1225 \text{ кг/см}^2$$

и суммарное напряжение

$$k = k_1 + k_2 = 2050 \text{ кг/см}^2$$

не выходит за пределы возможного.

Если обстоятельства позволяют ставить шкивы большего размера, то следует принять скорость V более высокой; соответственно понизятся размеры ленты.

При значительном расстоянии между шкивами необходимо принимать во внимание напряжение от собственного веса (провес). Если не учитывать этого обстоятельства, то необходимое начальное натяжение определяется по условию (к) § 61:

$$T = \frac{Pm+1}{2m-1} + \frac{qv^2}{g} = \frac{600 \cdot 2,82}{2 \cdot 1,82} + \frac{0,93 \cdot 625}{9,81} = 690 \text{ кг.}$$

Натяжение ведомого конца в данной передаче будет:

$$T_2 = T_1 - P = 990 - 600 = 390.$$

Давление на опору, при малой разности в углах обхвата, можно принять

$$Q \approx T_1 + T_2 = 1380 \text{ кг.}$$

По сравнению с ременной передачей имеем уменьшение:

$$(1420 + 820) - 1380 = 860 \text{ кг.}$$

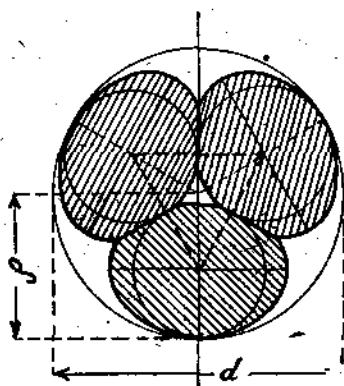
Следовательно уменьшение работы трения в опорах при прочих равных условиях будет:

$$\frac{860 \cdot 100}{2240} \approx 38 \%. \quad \text{---}$$

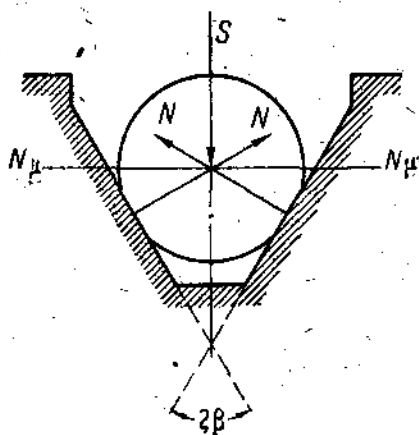
ГЛАВА XII

КАНАТНАЯ ПЕРЕДАЧА

§ 68. Устройство канатной передачи. На тех же основаниях, как и ременная передача, работает передача при помощи канатов. Последние изготавливаются из пеньки, хлопчатой бумаги и из стальных проволок. Канатно-проволочная передача применяется исключительно при очень большом расстоянии между ведущим и ведомым. Существуют установки, где это расстояние доходит до нескольких километров; при этом по причине значительного провисания канатов необходимо иметь промежуточные поддерживающие или передаточные установки. С развитием электротехники и передачи электрической энергии на значительные расстояния применение передачи работы при помощи канатов сокращается. В условиях же фабрично-заводских силовых установок расстояние редко превышает 25 м, и проволочные канаты для означенной цели почти не применяются.



Черт. 165b.



Черт. 166.

Нормальный круглый канат, хлопчатобумажный или пеньковый, обыкновенно состоит из трех прядей, свернутых по винтовой линии с большим подъемом. Поэтому круглый канат диаметра d в сечении своем не представит площади $F = \frac{\pi d^2}{4}$, а меньше, как это можно видеть из схемы (черт. 165b); пряди первоначально круглые сплющиваются в овальные сечения. Действительное живое сечение материала будет равно:

$$F_0 = \alpha F = \frac{\alpha \pi d^2}{4} = 0,62 \frac{\pi d^2}{4} \quad (a)$$

Диаметр d выражается через толщину δ пряди так: $d = 2,2\delta$, поэтому коэффициент уменьшения α можно принять в среднем равным $\alpha = 0,62$. Канат ложится в так называемый ручей шкива, причем опирается не на дно ручья, а на его щеки

(черт. 166). При таком расположении сила трения увеличивается; действительно, если канат нажать силой S , то на щеках ручья появятся силы нормального давления N , N и трения T , T . Условие равновесия дает:

$$S = 2N \sin \beta + 2T \cos \beta = 2N (\sin \beta + \mu \cos \beta)$$

и трение, вызываемое канатом, будет:

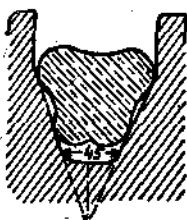
$$P = 2N\mu = \frac{S\mu}{\sin \beta + \mu \cos \beta}$$

Если бы канат лежал на дне ручья, то сила трения была бы $P_1 = S\mu$, т. е. значительно меньше (ср. § 46).

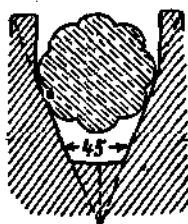
Из сказанного вытекает, что круглый канат ущемляется в ручье и получает форму клинообразную. По причине стремления каната вращаться около своей оси возможен случай, что набегавший конец, повернувшись на некоторый угол, будет сминаться в другом направлении. Такое частое изменение формы не может служить к увеличению прочности каната и должно быть признано нежелательным. Некоторые заводы готовят канаты так называемой треугольной формы (черт. 166b), он сплетается из шести прядей, и скорее его можно назвать трапециевидным. Такой плетеный канат имеет меньшее стремление к вращению около своей оси. Этому же свойству обязаны своим существованием канаты квадратного сечения (черт. 166a),



Черт. 166a.



Черт. 166b.



Черт. 166c.

сплетенные из восьми прядей, из которых четыре имеют левое направление и четыре правое (в смысле расположения винтовой нитки). Встречаются канаты и в форме восьмиугольника (черт. 166c). Эти канаты гибче нежели круглые и обладают, при том же внешнем диаметре, большей площадью живого сечения. Канаты изготовляются размером от 20 мм до 55 мм в диаметре; большая толщина каната не рекомендуется, так как шкивы получаются весьма громоздкими; при шкивах недостаточного размера напряжение от изгиба получается слишком большим, что влияет на долговечность каната. В табл. 49 приведены данные о весе 1 пог. м каната. Круглый канат является наиболее распространенным по причине относительно меньшей стоимости; площади сечений показаны в кв. сантиметрах.

Модуль упругости пеньковых канатов колеблется очень сильно и зависит не только от материала, но и от размеров каната и способа приготовления. Для канатов с диаметром $d = 50—55$ мм как среднюю величину можно принять $E = 7,500$ кг/см². Временное сопротивление разрыву доходит в новых канатах до $k_2 = 1200$ кг/см² (отнесенное к живому сечению); для старого каната оно падает до $k_2 = 500$ кг/см². Канаты хлопчатобумажные дают меньшее сопротивление — около $k = 400$ кг/см².

Концы каната заплетаются (сращивание) или соединяются различными патентованными замками. Последние обладают недостатком, который заключается в том, что при наложении на шкив происходит удар, кроме того, как и в стальной ленте, замок является концентрированной массой и вызывает поэтому дополнительные напряжения под влиянием центробежной силы. Сращивание каната требует искусства, потому что общая толщина в сплетаемом месте должна оставаться без изменения; длина сращиваемого места изменяется от 2 до 4 м.

ТАБЛИЦА 49

Диаметр или толщина в мм	Круглый канат			Квадратн. сечение; пеньков. канат	Треугольное сечение		Восьмиугольное сечение	
	Пенька манильск.	Пенька баден- ская	Хлопчатобу- мажн.		площ.	вес	площ.	вес
20	0,28	0,32	0,28	—	—	—	—	—
25	0,45	0,51	0,47	0,55	—	—	—	—
30	0,63	0,71	0,67	0,90	—	—	6,30	0,50
35	0,83	1,00	0,93	1,10	9,00	1,00	9,1	0,80
40	1,10	1,30	1,20	1,45	12,0	1,25	12,3	1,05
45	1,35	1,60	1,50	1,75	15,0	1,50	16,1	1,30
50	1,75	1,90	1,85	2,15	19,5	1,75	20,3	1,60
55	2,04	2,24	2,10	2,70	—	—	25,1	1,95

При посадке каната он должен быть сначала несколько вытянут до 10% начальной длины; хлопчатобумажные канаты дают еще большую вытяжку, при этом диаметр каната несколько уменьшается. Предварительная вытяжка необходима для того, чтобы в работе не получились значительные остаточные деформации, которые ведут к ослаблению в натяжении и к требованию сокращения длины, между тем работа расплетения и нового сращивания весьма трудна. При сращивании длину каната берут для нового материала на 5% менее требуемой диаметрами шкивов и расстояний между ними; при вторичном сращивании (работавший канат) уменьшение длины принимается в 1—2%.

Если передаваемая работа настолько велика, что один канат не в состоянии ее передать, ставят два и более канатов в параллельных ручьях. Такое расположение называется параллельным. Канат работает с некоторой начальной натяжкой T , которую определить трудно, имея в виду особенность расположения каната в ручье и необходимость при надевании каната переводить его через реборды, разделяющие соседние ручьи.

Существует другая система — последовательная, которая состоит только из одного замкнутого кольца, но длина его такова, что оно охватывает все ручьи как на ведущем, так и на ведомых шкивах.

Необходимо здесь же отметить особенность канатной передачи — возможность с одного шкива передавать небольшие мощности на ряд ведомых шкивов, рассчитанных на малое число ручьев. Для ременной передачи возможность такой раздачи работы с одного ведущего шкива не исключается, но весьма ограничена. Канатная передача поэтому весьма часто находит применение в таких фабриках, как например прядильные, ткацкие, в мукомольных мельницах и т. п. Здесь с ведущего шкива, который обычно является и маховым колесом для поршневого двигателя, работа раздается на поэтажные приводные валы. Как параллельная, так и последовательная канатная передача могут быть применены в установках с упомянутой раздачей работы. Существенное отличие последовательной передачи заключается в том, что переводят канат с ведущего вала на ведомый и обратно на ведущий, чтобы опять направлять на следующий ведомый и т. д. Нельзя произвести эту работу с предварительной натяжкой. Последняя и не требуется; на одном из ведомых концов устанавливается натяжной аппарат, вызывающий в этом конце заданное растяжение, отсюда при пуске в ход установки автоматически возбуждаются натяжения в ведущих и ведомых концах каната. На фиг. 240, А показана такая последовательная передача только для двух шкивов A — ведущего и B — ведомого; концы сходятся на натяжном шкиве C , который, соединяя между собою концы с первого и последнего ручьев, должен быть естественно поставлен наклонно к средней вертикальной плоскости

передачи. Опоры шкива C могут скользить в направляющих DE ; груз Q оттягивает шкив C влево и вызывает в канате, охватывающем последний, натяжение $T_2 = Q/2$.

На черт. 169а дана схема последовательной передачи на $N=160$ л. с. с одного вала I (ведущий) на валы $II-V$ (ведомые); конец I и 23 через наклонно поставленные два направляющих шкива (ось VI) соединяются на оттяжном ролике (ось VII). Опоры последнего канатом через ролики $VIII$ и IX отжимаются грузом Q . Ведущий шкив имеет 10 ручьев, ведомые II и III — по три ручья, ведомые IV и V — по 2 ручья; всего в работе 20 концов: 2—22 и два крайних I и 23 . Недостатком указанной системы является усложнение установки наклонными направляющими шкивами и оттяжным аппаратом, требующим места для своего помещения. Кроме того последовательной системе ставится в упрек то обстоятельство, что при разрыве хотя бы одного конца вся передача останавливается и исправление требует большого простоя станков. При параллельной передаче, по определении теоретически необходимого числа канатов, всегда прибавляют в запас 1—2 лишних. В случае разрыва одного из канатов остальные могут продолжать работу быть может с небольшой перегрузкой. Время простоя определяется возможностью убрать порвавшееся кольцо, если конечно оно при своем разрушении не повредило остальных канатов. Указанные выше недостатки, присущие последовательной передаче, с избытком искупаются большей уверенностью относительно возбуждаемых в канате натяжений, а главное тем, что канат всегда работает с определенными усилиями; возможность образования остальных деформаций обуславливает в параллельной передаче и возможность пересрачивания. В параллельной передаче при образовании таких деформаций груз Q и соответственно оттяжной шкив несколько переместятся; влияния же на натяжения в канате остаточные деформации вовсе иметь не могут.

§ 69. Расчет канатной передачи. 1. Параллельная передача (натяжная). С теоретической точки зрения расчет параллельной канатной передачи ничем не отличается от расчета передачи ременной.

Выражения для натяжений, действующих в концах, имеют ту же форму:

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= \frac{Pm}{m-1} + q \frac{v^2}{g} \\ T_2 &= \frac{P}{m-1} + q \frac{v^2}{g} \end{aligned} \right\} \quad (a)$$

и величина окружного усилия P будет равна

$$P = T_1 - T_2.$$

Коэффициент трения μ каната о чугунный шкив, входящий в выражение $m = e^{\mu \beta}$, принимается с учетом наклона шек ручья. При очень малых углах β (черт. 166) наблюдается защемление каната в ручье, а потому — расход работы на выдергивание каната. Обычно принимают для $\angle \beta$ значение $\angle \beta = 20-25^\circ$. Коэффициент трения μ каната о чугунный шкив изменяется в пределах $\mu = 0.16-0.18$, поэтому значение коэффициента μ_1 будет в среднем, при $\angle \beta = 22.5^\circ$ и $\mu = 0.17$, согласно выражению (b) предыдущего параграфа,

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\sin \beta + \mu \cos \beta} = \frac{0.17}{0.38 + 0.17 \cdot 0.92} = 0.32. \quad (b)$$

Часто для предварительного расчета полагают

$$P = F \cdot k_1 = \frac{\pi d^2}{4} k_1. \quad (c)$$

Напряжение k_1 выражается, в зависимости от отношения диаметра d каната к диаметру $D=2r$ — шкива, примерно так:

$$\begin{aligned} \text{отношение } \frac{D}{d} &\geq 30, k_1 = 4,5 \text{ кг/см}^2, \\ \text{отношение } \frac{D}{d} &\geq 50, k_1 = 6,5-8 \text{ кг/см}^2. \end{aligned} \quad (d)$$

В случае, когда имеется уверенность в том, что передовая работа между параллельными канатами распределяется равномерно, значение k_1 может быть немного повышено. Диаметр канатов в средних и больших установках выбирается в пределах $d=40-55$ мм. Скорость v на окружности шкива принимается в среднем $v=15-20$ м/сек.

Расстояние между шкивами обыкновенно не менее $L=5$ м и достигает $L=25$ м.

Фактическое напряжение в материале каната конечно будет значительно выше. Действительно, если принять грубо $T_1=2P$ и подсчитать напряжение не на полную

площадь $\frac{\pi d^2}{4}$, а отнести его к живому сечению, то действительное напряжение

возрастет в $\frac{2}{0,62}=3,2$ раза, и следовательно напряжение будет не $4-8$ кг/см²,

а $13-26$ кг/см². К этому надо добавить напряжение от изгиба на шкиве, т. е. увеличить по крайней мере вдвое. Получим для k значения, возрастающие до $50-60$ кг/см². Если сопоставить эти цифры с цифрами сопротивления каната разрыву, то получается значительный запас прочности, именно, при временном сопротивлении $k_2=500$ кг/см², какое применяется для работавших уже канатов, все же запас прочности будет не менее десятикратного. По этому поводу надо сказать, что место ссростки концов каната, как бы искусно его ни выполнить, все-таки является местом ослабленным, и относить к нему данные из опытов на разрыв канатов нельзя. В тех случаях, когда канат работает в открытом помещении или в помещении с большой влажностью воздуха, его пропитывают смолистыми веществами для уменьшения его гигроскопичности. Такая пропитка также уменьшает сопротивляемость каната разрыву.

Выбрав диаметр d каната, определяют его вес и по (а) фактическое напряжение.

Канатная передача редко располагается горизонтально; при указанных выше случаях раздачи работы по этажам ведущий шкив находится внизу, ведомые же лежат выше, и иногда разность уровней их достигает значительной величины. При этих условиях нельзя игнорировать растяжения, которое вызывается собственным весом. При значительном расстоянии по горизонтали L канат располагается по некоторой кривой 1); так ведущий конец (черт. 167) пойдет по AD , ведомый — по BC . Очевидно, что в сечении D — точке схода ведущего конца с ведомого шкива — возбуждается напряжение растяжения большее, нежели в точке A — точке входа на ведущий шкив. Если расстояние по вертикали, от точки D до наинизшей точки кривой AD , назовем через H_1 , то напряжение от собственного веса в сечении D будет:

$$k_1 = H_1 q. \quad (e)$$

Чаще всего наинизшей точкой будет A , и тогда H_1 покажет по вертикали расстояние между точками схода D и входа A . Это расстояние можно приближенно взять равным

$$H_1 = H + r_1 - r_2, \quad (f)$$

где H — вертикальное превышение вала O_2 над валом O_1 .

1) Теоретическая абсолютно гибкая нить должна провисать по кривой линии, носящей название цепной. Действительный канат обладает всегда некоторой жесткостью, и кривые провеса от цепной линии уклоняются.

Если ввести указанную поправку в выражения (а), получим:

$$T_1 = \frac{Pm}{m-1} + q \frac{v^2}{g} + H_1 q. \quad (160)$$

Передачное число канатной передачи принимают $\beta = 1-1,5$.

Пример 62. Маховое колесо двигателя имеет диаметр $D_1 = 2r_1 = 3,3$ м; оно же является шкивом для канатной передачи; передаваемая работа равна $N = 100$ л. с., число оборотов ведущего шкива $n_1 = 100$, ведомого $n_2 = 150$. Рассчитать канатную горизонтальную передачу при $L = 6$ м.

Радиус ведомого шкива r_2 найдется из отношения:

$$r_2 = \frac{n_1}{n_2} r_1 = \frac{100}{150} \cdot \frac{3,3}{2} = 1,1 \text{ м.}$$

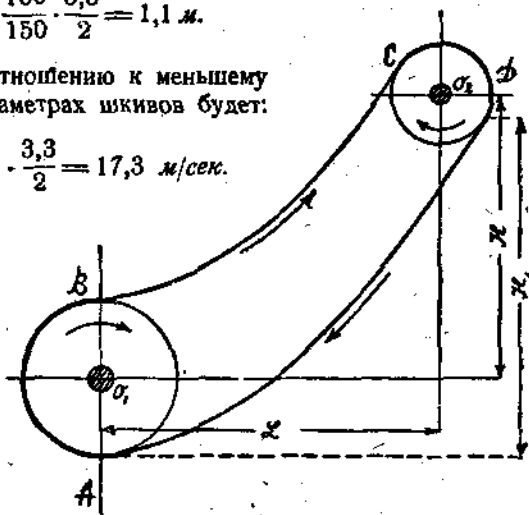
Диаметр каната определяется по отношению к меньшему шкиву. Скорость v при указанных диаметрах шкивов будет:

$$v = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 = \frac{\pi n_1}{30} r_1 = \frac{\pi \cdot 100}{30} \cdot \frac{3,3}{2} = 17,3 \text{ м/сек.}$$

Поэтому окружное усилие определится, при коэффициенте полезного действия $\eta = 0,95$, как

$$P = \frac{75 N}{\eta v} = \frac{75 \cdot 100}{0,95 \cdot 17,3} = 450 \text{ кг.}$$

Возьмем диаметр каната $d = 45$ мм; это даст отношение $d : D_2 = 4,5 : 220 \approx 1 : 50$. Примем напряжение k'_1 по (д) равным $k' = 7 \text{ кг/см}^2$; называя число канатов через z , будем иметь равенство:



Черт. 167.

$$P = z \cdot \frac{\pi d^2}{4} k'; \text{ или } 450 = z \frac{\pi \cdot 4,5^2}{4} \cdot 7, \text{ или } z = 4.$$

Вес погонного метра каната, например манильской пеньки, будет (табл. 49) $q = 1,35 \text{ кг}$.

Угол обхвата на меньшем шкиве найдется из условия:

$$r_1 - r_2 = L \sin \gamma; \sin \gamma = \frac{r_1 - r_2}{L} = \frac{3,3 - 2,2}{6} = 0,184, \text{ или } \angle \gamma = 10,5^\circ.$$

Следовательно

$$\angle \alpha = \pi - 2\gamma = \pi - \frac{2 \cdot 10,5}{180} \pi = 3,02.$$

Считая далее коэффициент трения $\mu = 0,32$ будем иметь:

$$m = e^{\mu \alpha} = e^{0,32 \cdot 3,02} \approx 2,72.$$

Поэтому натяжение ведомых концов определится в

$$T_1 = \frac{Pm}{m-1} + q \frac{v^2}{g} = \frac{450 \cdot 2,72}{1,72} + \frac{1,35 \cdot 17,3^2}{9,81} = 754 \text{ кг,}$$

что соответствует напряжению материала на живую площадь сечения

$$k_1 = \frac{T_1}{z \cdot \pi d^2 0,62} = \frac{754}{4 \cdot 15,9 \cdot 0,62} = 19,1 \text{ кг/см}^2,$$

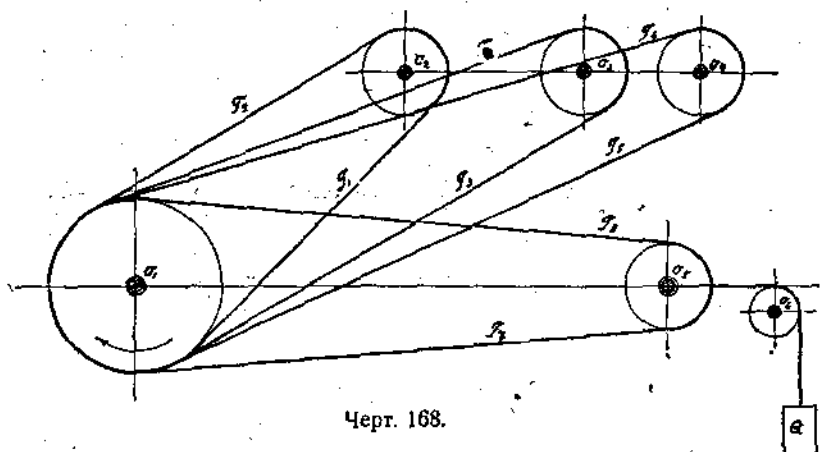
т. е. вполне допустимо. Принимая на случай перенапряжения один запасный канат, получим необходимое число канатов

$$z = 5.$$

Пример 63. Рассчитать ту же передачу в предположении, что ведомый шкив имеет превышение по вертикали над ведущим, равное $H = 8 \text{ м}$.

Превышение точки схода с ведомого шкива над точкою входа на ведущий шкив будет приблизительно

$$H_1 = H + r_1 - r_2 = 8 + 1,65 - 1,1 = 8,45 \text{ м}$$



Черт. 168.

Дополнительное натяжение для каждого каната будет поэтому равно

$$T' = qH_1 = 1,35 \cdot 8,45 \approx 11,3 \text{ кг.}$$

На кв. сантиметр живого сечения получится добавочное напряжение, равное

$$k' = \frac{T'}{0,62 F} = \frac{11,3}{0,62 \cdot 15,9} = 1,14 \text{ кг/см}^2,$$

а всего следовательно будем иметь в ведомом конце $k = 19,1 + 1,14 \approx 20 \text{ кг/см}^2$.

2. Последовательная передача. Пусть дана схема последовательной передачи (черт. 168), где ведущий шкив O_1 обслуживает три ведомых O_2, O_3, O_4 . Оттяжной шкив сидит на оси O_5 и находится под действием груза Q . Все ведомые концы обозначены четными номерами, ведущие — нечетными.

Ведущий конец T_1 ведомого шкива O_2 , обогнув ведущий шкив, переходит в T_4 — ведомый конец шкива O_3 ; ведомый конец шкива O_3 переходит в его ведущий конец T_3 и, обогнув шкив O_1 , переходит в ведомый конец T_6 шкива O_4 ; ведущий конец T_6 последнего переходит в конец T_8 , огибающий оттяжной шкив O_5 , возвращается концом T_7 на шкив O_1 , переходит в ведомый конец шкива T_2 , и таким образом линия замыкается. Предположим для простоты, что каждый ведомый шкив имеет всего один ручей (стало быть ведется одним канатом).

Напишем выражения для окружных усилий на ведомых шкивах через натяжения в концах; будем иметь:

$$\begin{aligned} \text{Шкив } O_2: P_2 &= T_1 - T_2 \\ \text{„ } O_3: P_3 &= T_3 - T_4 \\ \text{„ } O_4: P_4 &= T_5 - T_6 \\ \text{„ } O_5: P_5 &= T_7 - T_8 \end{aligned} \quad (g)$$

Рассматривая отдельно шкив ведущий, можем для него также написать выражения для окружных усилий, соответствующих обхватам отдельных концов. Будем иметь:

$$\begin{aligned} T_1 - T_4 &= P^{\text{II}} \\ T_3 - T_6 &= P^{\text{III}} \\ T_5 - T_8 &= P^{\text{IV}} \\ T_7 - T_2 &= P^{\text{V}} \end{aligned} \quad (h)$$

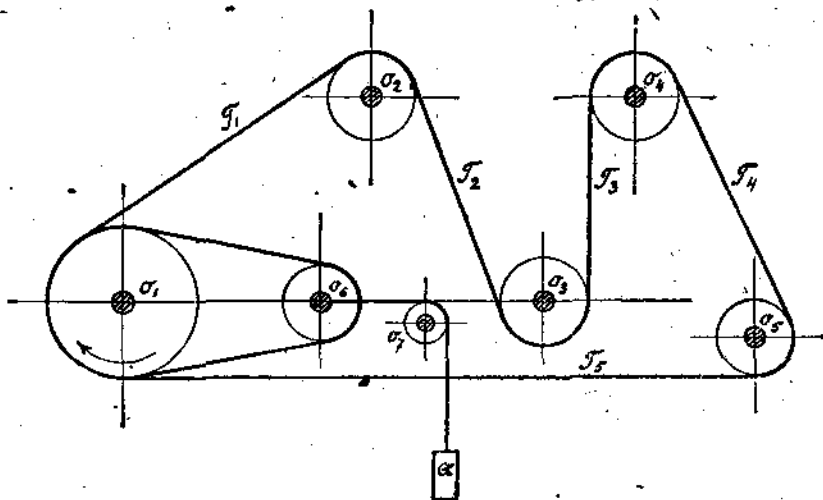
Из схемы расположения ясно, что окружное усилие P^{II} передается на шкив O_2 , и потому должно быть равно P_2 ; соответственно $P^{\text{III}} = P_3$ и т. д. Поэтому будем иметь равенства:

$$T_1 - T_2 = T_1 - T_4; T_3 - T_4 = T_3 - T_6; T_5 - T_6 = T_5 - T_8; T_7 - T_8 = T_7 - T_2$$

Из них вытекает, что

$$T_2 = T_4 = T_6 = T_8, \quad (k)$$

т. е. натяжения в ведомых концах держатся на одном уровне, независимо от пере-



Черт. 169.

даваемой на шкив работы. Если эта работа равна нулю, как это имеет место на оттяжном шкиве, то будем иметь для него $P_5 = 0$, т. е. $T_7 = T_8$.

Если оттяжной аппарат отстоит от главного шкива на значительном расстоянии, то без большой погрешности можно принять, что

$$T_7 + T_8 = 2T_8 = Q, \text{ или } T_8 = Q/2. \quad (l)$$

Следовательно в последовательной передаче напряжение в ведомом конце определяется грузом Q . Зная же передаваемые мощности, т. е., другими словами, зная окружные усилия, легко определяем напряжения и в ведущих концах.

В сделанном выводе предполагалось, что каждый ведомый шкив имеет один канат. При наличии на таком шкиве двух и более канатов сущность дела не изменится, если

допустить, что все канаты натягиваются одинаково, т. е. в каждом ручье получается одинаковое окружное усилие. Последовательная передача может быть осуществлена в несколько другой форме, показанной на схеме 169. Канат с ведущего шкива O_1 обходит последовательно все ведомые шкивы $O_2—O_5$ и оттяжной шкив O_6 , который находится под действием груза Q . Нетрудно видеть, что для ведущего шкива T_5 является ведущим, T_1 — ведомым концами. Рассматривая ведомые шкивы, замечаем, что для них ведущий конец для одного шкива оказывается ведомым для другого.

Действительно, имеем:

Шкив		Концы		
		ведущие	ведомые	
O_1		T_5	T_1	ведущий
"	O_2	T_2	T_1	ведомые
"	O_3	T_3	T_2	
"	O_4	T_4	T_3	
"	O_5	T_5	T_4	

Следовательно окружные усилия будут:

$$P_2 = T_2 - T_1; P_3 = T_3 - T_2; P_4 = T_4 - T_3; P_5 = T_5 - T_4; P_1 = T_5 - T_1.$$

Так как, с другой стороны, окружное усилие на ведущем шкиве должно преодолевать все окружные усилия на шкивах $O_2—O_5$, то должно существовать равенство:

$$P_1 = P_2 + P_3 + P_4 + P_5 = T_5 - T_1.$$

Отсюда вытекает, что наиболее нагруженный конец будет T_5 и наименее нагруженный T_1 . Но, с другой стороны,

$$T_5 = T_1 m = T_1 e^{\mu \alpha}.$$

Отсюда определяется $\angle \alpha$, на котором канат должен обхватить ведущий шкив; полагая, что число полных обхватов (2π) равно z , будем иметь $\alpha = 2z\pi$ и

$$T_5 - T_1 = P_2 + P_3 + P_4 + P_5 = e^{\mu 2z\pi}, \quad (m)$$

откуда, логарифмируя, можем найти z .

Из сделанного описания совершенно ясно, что эта система может применяться только при небольших окружных усилиях, соответствующих возможности одного каната. Вывод не предполагает потери на трение сопротивления; учитывая же последние, замечаем, что, так как и их преодоление происходит от того же ведущего конца T_5 , то возможно этой системой передавать лишь небольшие работы. Применение она находит в некоторых станках, где канат обхватывает ряд блоков (небольшие шкивы), несущие на себе вращающиеся части машины, например в машине бумагопрядильной. Для обеспечения определенного закона передачи лучше оси $O_2—O_5$ связать с ведущей O_1 системой зубчатых колес. Но при более или менее значительных расстояниях зубчатые колеса получаются слишком громоздкими. Если по условиям работы некоторая неточность в законе передачи (отношения угловых скоростей) допустима, то описанная система может оказаться полезной. Так как на отдельной машине постановка шкивов больших радиусов также затруднительна, то приходится мириться с небольшими шкивами; последние позволяют в свою очередь лишь тонкие канаты; если диаметр каната опускается ниже $d = 20$ мм, то передачу вызывают часто не канатной, а шнуровой. К числу недостатков описанной системы надо отнести еще необходимость заставляя канат перегибаться попеременно то в одну, то в другую сторону. Имея в виду конструкцию каната, как состоящего из волокон относительно небольшой длины; такой двусторонний перегиб надо признать весьма вредным.

Пример 64. Проверить размеры канатной передачи, представленной на схеме (черт. 169а). С главного вала машины (O_1) передается $N = 160$ л. с. с такой раз-

дачей: вал $O_2 - N_2 = 50$ л. с., $n_2 = 180$; вал $O_3 - N_3 = 50$ л. с., $n_3 = 110$; вал $O_4 - N_4 = 30$ л. с., $n_4 = 140$; вал $O_5 - N_5 = 30$ л. с., $n_5 = 140$; число оборотов главного вала $n_1 = 150$, диаметр его $D_1 = 2r_1 = 2$ м. Как видно из чертежа, на валы O_2 и O_3 направлено по три каната; на валы O_4 и O_5 — по два каната, диаметр каната $d = 50$ мм.

Окружная скорость будет:

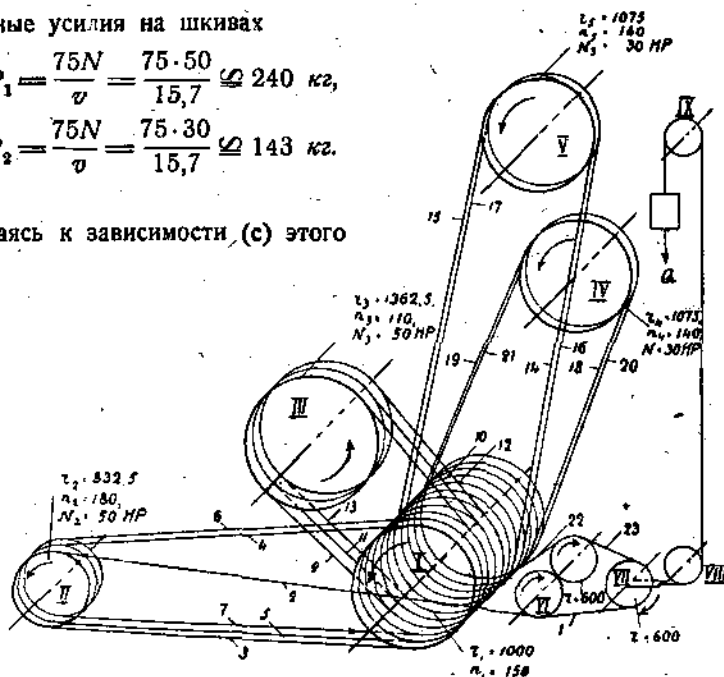
$$v = \omega_1 r_1 = \frac{\pi n_1}{30} r_1 = \frac{\pi \cdot 150}{30} \cdot 1 = 15,7 \text{ м/сек.}$$

Окружные усилия на шкивах

$$O_2 \text{ и } O_3 \quad P_1 = \frac{75N}{v} = \frac{75 \cdot 50}{15,7} \approx 240 \text{ кг},$$

$$O_4 \text{ и } O_5 \quad P_2 = \frac{75N}{v} = \frac{75 \cdot 30}{15,7} \approx 143 \text{ кг}.$$

Обращаясь к зависимости (с) этого



Черт. 169а.

параграфа, будем иметь:

$$k = \frac{240}{3F} = \frac{240}{3 \cdot 19,6} = 4,6 \text{ кг/см}^2,$$

$$k = \frac{143}{2 \cdot F} = \frac{143}{2 \cdot 19,6} = 3,65 \text{ кг/см}^2.$$

Отношение $d:D$ составляет для наименьшего шкива O_2

$$\frac{d}{D_2} = \frac{5 \cdot n_2}{D_1 n_1} = \frac{5 \cdot 180}{200 \cdot 150} = \frac{9}{300},$$

т. е. немного меньше 1:30, чем и объясняется относительно малое допущенное напряжение k . $\angle \alpha_2$ обхвата на меньшем шкиве O_2 при горизонтальном расстоянии между O_1 и O_2 $L_2 = 10$ м, будет почти равен π , именно:

$$\angle \alpha_2 = 170^\circ - 2^\circ = 178^\circ.$$

Принимая, как и ранее, $\mu = 0,32$, будем иметь:

$$m = e^{\mu \alpha} = e^{0,32\pi} = 2,72.$$

Следовательно усилие в ведущем конце будет:

$$T_1 = \frac{Pm}{m-1} + \frac{qv^2}{g} = \frac{240 \cdot 2,72}{1,72} + \frac{1,75 \cdot 15,7^2}{9,81} = 420 \text{ кг.}$$

Поэтому напряжение материала в живом сечении будет найдено в размере:

$$k = \frac{420}{3 \cdot 0,62 \cdot F} = \frac{420}{3 \cdot 0,62 \cdot 19,6} = 12,0 \text{ кг/см}^2.$$

Натяжение ведомого конца должно быть по условию:

$$T_2 = T_1 - P = 420 - 240 = 180 \text{ кг,}$$

или на один канат придется:

$$T'_2 = \frac{T_2}{3} = \frac{180}{3} = 60 \text{ кг.}$$

Отсюда вытекает, что груз Q должен быть равен:

$$Q = T_1 + T'_2 = 2T'_2 = 120 \text{ кг.}$$

В сделанном расчете не принимались во внимание потери, которые имеют место в канатной передаче, подобно тем, какие всегда сопровождают и ременную передачу, именно: потери на трение в опорах, потери на изменение скорости вследствие изменения упругих деформаций на шкивах, потери на перегибание. Имея диаметры валов, направления концов, нетрудно подсчитать работу на трение в опорах; подобно этому про-то находится и потеря на скорость; в канатной передаче вследствие меньших допускаемых напряжений и более высокого модуля упругости эта потеря меньше, нежели в передаче ременной. Что же касается потери на перегиб, то она не поддается учету по причине особенности в структуре каната, состоящего из отдельных, сравнительно недлинных волокон, расположенных весьма прихотливо в теле каната, в особенности изогнутого на шкиве. Опыты показывают, что коэффициент полезного действия канатной передачи может быть очень высок и доходит до $\eta = 0,98$; в практике же считают, что потери могут составлять от 6 до 10%, и следовательно в качестве средней цифры безопаснее принимать $\eta = 0,92$.

Если принять во внимание это обстоятельство, то на валу O_1 должно быть не $N = 160 \text{ л. с.}$, а примерно $N = 174 \text{ л. с.}$; следовательно ведущие усилия должны быть несколько увеличены.

Обращаясь к валу O_2 , замечаем, что он поднят на 11 м по отношению к ведущему шкиву, и натяжение в его концах должно быть увеличено на вес каната, соответствующий этому превышению. Так как радиусы шкивов отличаются друг от друга очень мало, то вертикальное расстояние можно принять равным $H = 11 \text{ м.}$ При весе 1 пог. м $q = 1,75 \text{ кг}$, будем иметь для одного каната

$$T' = Hq = 1,75 \cdot 11 = 18,75 \text{ кг,}$$

что соответствует добавочному напряжению:

$$k' = \frac{T'}{0,62 \cdot F} = \frac{18,75}{0,62 \cdot 19,6} = 1,54 \text{ кг/см}^2.$$

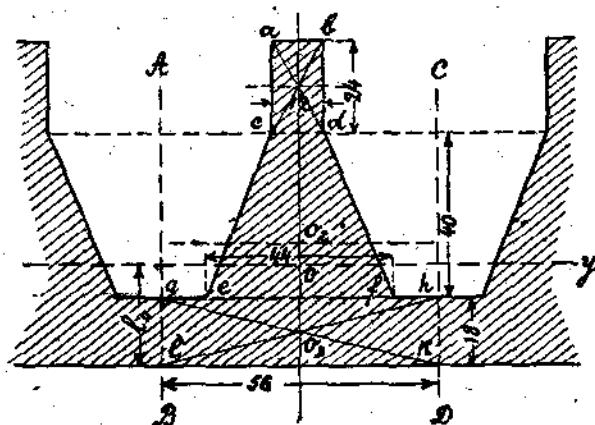
§ 70. Шкивы для канатной передачи. Как общее правило, шкивы для канатной (пеньковой и хлопчатобумажной) передачи делаются чугунными. Рабочая поверхность канатного шкива значительно более сложная, нежели у шкивов для ременной передачи. Выше упоминалось, что обод канатного шкива должен быть обработан в форме ручьев. На фиг. 241а,А показан нормальный профиль ручья с указанием размеров; на фиг. 241б,А — форма отличается от предыдущей лишь тем, что дно ручья выполнено не по цилиндрической поверхности, а по кривой поверхности (форма тела вращения). Размеры, показанные в эмпирических зависимостях, вычисляются по диаметру круглого или по толщине (сторона) квадратного сечения каната.

Ручки, как и в шкивах ремennых, делаются овальной формы в поперечном сечении; число их определяется также по опытным данным или зависимостям. При значительном числе канатов ставят два ряда ручек; до числа ручек $z = 6$ обыкновенно довольствуются одним рядом их. На фиг. 242, А показан канатный шкив с шестью ручками, неразрезной; на левой проекции изображен разрез при одном ряде ручек; на правой стороне разрез такого же сплошно о шкива с двумя рядами ручек, которые иногда соединяются между собою поперечинами а.

На фиг. 243, А показан шкив, состоящий из двух частей, с разъемом по диаметрально противоположным ручкам; соединение производится болтами. При значительных размерах ручек они могут быть сделаны пустотелыми; разрез такой ручки показан на той же фиг. 243, А.

Иногда разъем производится и между ручками; в местах скрепления делаются выступы (фланцы), соединенные между собою болтами. По тем же соображениям, какие имели место при описании такого соединения для ремennых шкивов или зубчатых колес, разъем шкива по ручкам следует предпочитать; конечно это соединение несколько дороже, но оно может быть поставлено для всяких скоростей. Соединение же между ручками допустимо лишь для не особенно значительной скорости. При очень большом числе канатов ширина обода получается очень большой, например при $z = 20$, $b \leq 20 \cdot 1,3d = 2bd$ и при $d = 50$ мм, $b = 1300$ мм

Отливка и обработка таких шкивов делается затруднительной; для облегчения иногда прибегают к такому приему: устанавливают на валу два одинаковых шкива,



Черт. 170.

рассчитанных каждый на половину количество канатов, и оба шкива связывают между собою болтами. На фиг. 244, А показан такой двойной шкив на 20 канатов, играющий одновременно роль махового колеса для двигателя. С одной стороны обод каждого шкива снабжен круговой ребордой; эти реборды связаны между собою осями а, а. Каждый из шкивов разрезан между ручками, и части связаны кольцами б, б и болтами с, с. Ручки сделаны жесткими и имеют форму сечения в виде двугавра. Это объясняется желанием не ставить двойные ряды в каждом отдельном шкиве.

Как указывалось выше, канат защемляется в ручье с целью увеличить силу трения. На направляющих шкивах, равно как и на оттяжном шкиве, необходимо иметь наименьшую силу трения, достаточно лишь для вращения шкива, т. е. для преодоления работ трения на опорах. Поэтому этого рода шкивы должны иметь ручки с параллельными щеками (стенками), и канат ложится на дно. На фиг. 245, А изображен оттяжной шкив с таким ручьем. Опоры шкива А, А' укреплены между двумя четырехугольными жесткими рамами В, В', связанными между собою по концам поперечинами С, С'. Рама на осях D, D' держится в тележках Е, Е', колеса которых могут перемещаться по вертикальным или горизонтальным направляющим. Благодаря описанной конструкции шкив может занимать положение различного наклона, чем чрезвычайно облегчается вся установка. Разумеется, конструкций оттяжных тележек (карок) может быть весьма много. Основное требование, к ним предъявляемое, — известная подвижность шкива.

Что касается расчета канатных шкивов, то он ничем не отличается по существу от расчета шкива ременного.

Обод шкива подвергается изгибающим моментам под влиянием передаваемой окружной силы P и от действия центробежной силы. Подсчет здесь несколько усложняется благодаря особой форме поперечного сечения, для которой труднее находить положение центра тяжести и тем более момента инерции. Пусть (черт. 170) плоскостями AB и CD вырезана часть сечения обода, равная расстоянию между серединами двух соседних канатов; найдем положение ее центра тяжести и момент инерции относительно оси OY . Размеры соответствуют канату с диаметром $d = 50$ мм. Напишем, что сумма моментов трех площадей: прямоугольника $abcd$, трапеции $cdef$ и прямоугольника $ghkl$ относительно линии BD равна моменту всей заштрихованной между AB и CD площади относительно той же оси. Имеем:

Площадь $abcd = 12 \times 24 = 288$ мм²; расстояние центра тяжести его до BD .

$$e_1 = 12 + 18 + 40 = 70 \text{ мм.}$$

Площадь $cdef = 1120$ мм²,

$$e_2 = \frac{40}{3} \cdot \frac{44 + 2 \cdot 12}{44 + 12} + 18 \approx 34 \text{ мм.}$$

Площадь $ghkl = 1008$ мм², $e_3 = 9$ мм.

Центр тяжести всей фигуры лежит на расстоянии e_0 от BD . Имеем:

$$288 \cdot 70 + 1120 \cdot 34 + 1008 \cdot 9 = (288 + 1120 + 1008) e_0 \\ e_0 \approx 28 \text{ мм.}$$

Момент инерции рассматриваемой фигуры относительно оси OY найдется из той теоремы, что момент инерции плоской, фигуры относительно какой-либо оси равен моменту инерции той же фигуры относительно оси, проходящей через центр тяжести и параллельной данной оси, сложенному с площадью фигуры, умноженной на квадрат расстояния между осями.

Например момент инерции прямоугольника $abcd$ относительно оси OY будет равен моменту инерции относительно оси, проходящей через его центр тяжести и параллельной OY , сложенному с площадью $abcd$, умноженной на квадрат расстояния между центрами тяжести фигур $abcd$ и $gcabdfhkl$. Написав такие же выражения для остальных частей фигуры, будем иметь в сумме момент инерции J_y всей площади.

Именно найдем для прямоугольника $abcd$

$$J_1 = \frac{12 \cdot 24^3}{12} + 12 \cdot 24 \cdot 42^2 = 521\,856 \text{ мм}^4,$$

для трапеции

$$J_2 = \frac{(12^2 + 4 \cdot 12 \cdot 44 + 44^2) \cdot 40^3}{36(12 + 44)} + \frac{(44 + 12)}{2} \cdot 40 \cdot 6^2 = 174\,720 \text{ мм}^4,$$

для прямоугольника $klgh$

$$J_3 = \frac{56 \cdot 18^3}{12} + 56 \cdot 18 \cdot 19^2 = 391\,104 \text{ мм}^4.$$

¹⁾ Момент инерции трапеции относительно оси, проходящей через его центр тяжести,

$$J_0 = \frac{b^3 a^3 + 4ab + b^3}{36(a + b)},$$

где a и b — параллельные стороны трапеции, а h — его высота.

Искомый момент инерции будет:

$$J_y = J_1 + J_2 + J_3 \approx 108,8 \text{ см}^4.$$

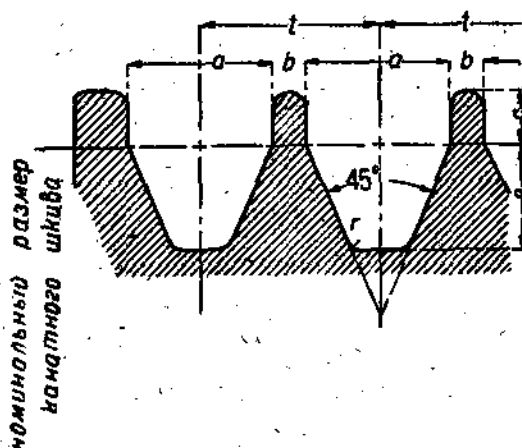
Расстояния центра тяжести от наиболее удаленных волокон будут $e_0 = 28 \text{ мм}$ до внутренней стороны и $e'_0 = 82 - 28 = 54 \text{ мм}$ до внешней. Следовательно, зная изгибающий момент, нетрудно найти напряжение в том и другом волокне. Понятно, что при наличии z ручьев момент инерции увеличится в z раз против рассчитанного.

Нормальная конструкция обода и его размеры по германскому стандарту показаны в таблице 49а.

ТАБЛИЦА 49а

DIN
121

Канавки канатных шкивов для трансмиссий (для пеньковых канатов)



мм

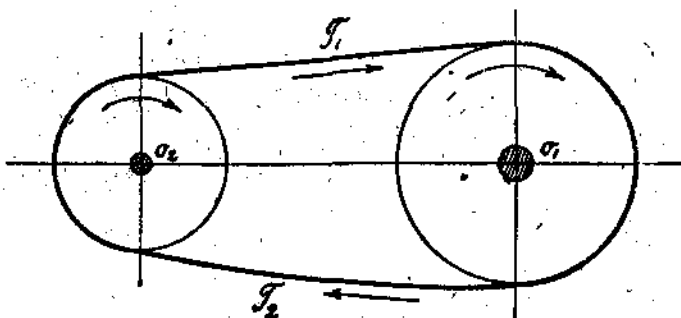
Диаметр круглого каната	Сторона квадратного каната	Шаг t	К а н а в к а				Закраина b
			a	c	e	r	
25	23	36	28	12,5	21	3	8
30	27	41	33	15,0	25	3	8
35	32	47	39	17,5	30	3	8
40	36	54	44	20,0	34	3	10
45	40	60	50	22,5	38	3	10
50	45	65	55	25,0	42	3	10
55	50	73	61	27,5	46	3	12

ГЛАВА XIII

ЦЕПНАЯ ПЕРЕДАЧА

§ 71. Цепная передача. Ременная или канатная передачи основаны на силе трения и, связывая между собою две параллельные оси, заменяют передачу фрикционными колесами. Совершенно подобно этому и зубчатую передачу цилиндрическими колесами наружного сцепления можно заменить гибкой связью в виде цепной передачи, как это показано схематически на черт. 171. Цепь в форме замкнутого кольца накладывается на оба зубчатых колеса O_1 и O_2 таким образом, чтобы зубцы последних входили в звенья цепи. При вращении ведущего колеса O_1 усилием T приводится во вращение вал ведомый. Закон передачи будет выражаться так же, как и в зубчатых колесах:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} \quad (a)$$



Черт. 171.

Существенное отличие цепной передачи от ременной, канатной и фрикционной лежит в том, что последние основаны на трении, развиваемом на рабочих поверхностях, тогда как в цепной передаче трение является вредным сопротивлением;

другой особенностью цепной, как и зубчатой передачи, является также и невозможность изменения отношений (а) для данной установки. Передача осуществляется таким образом: зубцы ведущего колеса тянут цепь с усилием T_1 (ведущий конец); цепь, передавая это усилие на зубцы ведомого колеса, вызывает вращение последнего. Следовательно натяжение в ведущем конце T_1 равно окружному усилию P , а потому натяжение в ведомом конце T_2 обращается в нуль. Отсюда вытекает третья особенность цепной гибкой связи по сравнению с гибкими передачами, основанными на трении, — наличие натяжения только в одном конце. Благодаря указанному обстоятельству давление на опоры значительно уменьшается.

Цепная передача нашла для себя большое применение в велосипедах, автомобилях и с успехом начинает ставиться в целом ряде различных станков.

Велосипедная цепь имеет форму, показанную на черт. 172а (роликовая цепь) или на 172б (блочная цепь). Как видно из чертежа, различие сводится к способу соединения двух последовательных звеньев А и В третьим звеном С. На фиг. 246, А показана цепь для передачи более значительных усилий. Во всех формах цепи зубец колеса должен входить в звенья, и таким образом определяется шаг колеса.

Расчет цепи производится на растягивающее усилие T_1 ведущего конца. Обыкновенно заводы, изготавливающие для передач цепи, подвергают их испытанию и указывают то усилие, которое является безопасным для данного номера цепи

ТАБЛИЦА 50

P кг	t мм	l	a мм	h мм	d мм	d_2 мм	b мм	q кг/м
100	20	2	2	14	6	10	14	1,6
150	20	2	3	16	7,5	12	16	2,2
200	25	2	3	21	9	14	18	2,5
300	30	2	3,5	25	11	17	20	3,1
400	35	2	4	27	12	18	22	4,1
500	40	2	4	30	14	20	25	4,6
750	45	2	5	35	16	22	30	6,7
1 000	50	2	6	38	18	26	35	9,0
1 500	55	4	4	40	26	28	45	13,0
2 000	60	4	5	46	24	32	50	14,0
2 500	65	4	5	53	28	36	55	16,0
3 000	70	4	5	60	32	40	60	19,5
4 000	80	6	4,5	65	34	44	70	27,2
5 000	90	6	4,5	75	36	48	80	33,0

В табл. 50 приведены данные завода Zobel, относящиеся к цепям, показанным на черт. 172а и б. Зубчатое колесо имеет число зубцов не менее 7; обычные числа колеблются между $z \approx 10$ до $z \approx 30$. Профили зубцов очерчиваются дугами кругов, впадина имеет полуцилиндрическую форму для помещения ролика. Передаточ-

ное число в такой передаче берут в пределах от 1 до 5

В таблице обозначают: l — число пластинок, a — толщину их, d_2 — диаметр ролика, b — расстояние между пластинками, q — вес погонного метра цепи.

При налегании цепи на колесо ее звенья поворачиваются на штифтах; при значительном усилии и частом поворачивании возможно снашивание штифтов; это ведет к некоторому увеличению шага t и нарушению

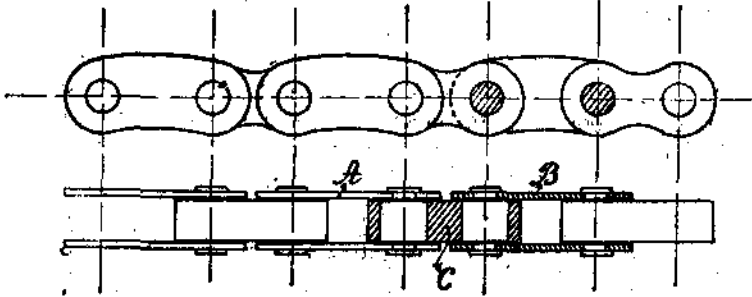
правильности передачи. Поэтому для роликовых цепей не рекомендуются большие окружные скорости; обыкновенно принимают $v \leq 3$ м/сек.

Потерей в цепной передаче, помимо работы трения в опорах, является работа трения на толькo что указанное поворачивание звеньев при наложении их на колесо. Если обозначить диаметр стержня, на котором пластинки цепи поворачиваются, вообще, через d , средний диаметр колеса через D и коэффициент трения через μ , то добавочная нагрузка p к силе P (окружное усилие) выразится для одного колеса так:

$$p = \mu P \frac{d}{D}. \quad (б)$$

Так как диаметр стержня d зависит от условий прочности, то можно сказать, что потеря в цепной передаче будет тем меньше, чем больше диаметр колес. Таким образом для выбора диаметра колеса устанавливаются известные границы — в сторону уменьшения (дополнительная нагрузка p) и в сторону увеличения (предельная окружная скорость).

Переходя к вопросу о проверке размеров, замечаем, что пластинки цепи работают на растяжение; зная действующее усилие и размеры пластинки, легко найдем напряжение в ней. Опасным сечением в звене является сечение, в котором прило-

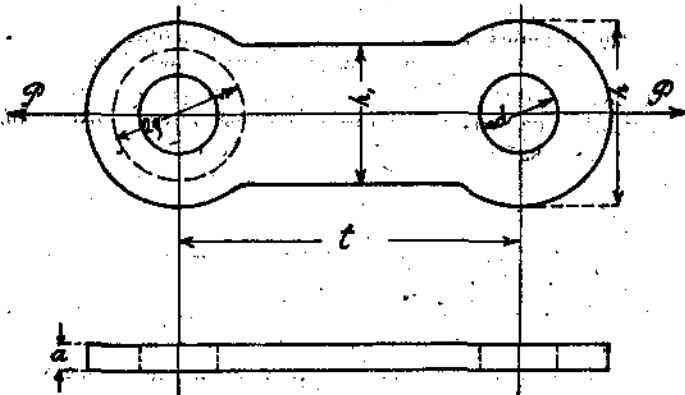


Черт. 172b.

жена сила P (черт. 173), где получаются наибольшие напряжения от изгиба. Обычно принимают, что действующая сила равномерно распределена по цилиндрической поверхности шарнира и имеет в каждой точке радиальное направление.

Наиболее опасное напряжение определяется по формуле Lamé:

$$\frac{h}{d} = \sqrt{\frac{k_2 + 0,7 p_1}{k_2 - 1,3 p_1}} \quad (c)$$



Черт. 173.

где h и d — размеры звена (черт. 173), $p_1 = \frac{P}{da}$, k_2 — напряжение внутренних волокон пластинки у шарнирного отверстия.

Пример 65. Сила $P = 2000$ кг. Цепь — по табл. 50. Найти напряжение материала.

Имеем по таблице размеры:

$$h = 46 \text{ мм}$$

$$d = 24 \text{ мм}$$

$$a = 5 \text{ мм}$$

Число пластинок $i = 4$

На одну пластинку действует нагрузка

$$p_1 = \frac{P}{4} = 500 \text{ кг} \text{ и } p_1 = \frac{P_1}{a \cdot d} = \frac{500}{0,5 \cdot 2,4} \approx 416 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение в опасном сечении будет (по формуле б):

$$k_2 = 2 p_t \left(\frac{d^2}{h^2 - d^2} + 0,65 \right) = 2 \cdot 416 \left(\frac{2,4^2}{4,6^2 - 2,4^2} + 0,65 \right) \leq 840 \text{ кг/см}^2.$$

Предельное допустимое напряжение:

$$k_2 \leq 1000 \text{ кг/см}^2.$$

Далее следует проверить толщину пластинки на смятие в месте соприкосновения ее с шарниром.

Среднее давление будет:

$$q = \frac{P}{t \cdot a \cdot d} = \frac{2000}{4 \cdot 0,5 \cdot 2,4} = 416 \text{ кг/см}^2.$$

Наибольшее давление в точке приложения силы будет:

$$q_{\max} = \frac{4q}{\pi} = 520 \text{ кг/см}^2.$$

Предельное допустимое напряжение $q = 1100 \text{ кг/см}^2$.

Для уменьшения работы трения необходима смазка цепи в ее шарнирах. Полученное напряжение для стальной цепи не может быть названо большим, но, принимая во внимание возможность снашивания при поворачивании звеньев, лучше не допускать высоких напряжений смятия.

Что касается проверки размеров зубцов колеса, то расчет здесь не отличается от такового для зубчатого колеса, с той лишь разницей, что усилие цепи прилагается не на вершине зубца, а на средней его части; длина зубца b определяется размером b табл. 50; высота точки приложения силы над впадиной равна половине диаметра d_2 . В действительности, когда цепь ложится в гнездо правильно, т. е. пока она не разработана, точка приложения силы лежит ниже. При некоторой разработке шаг t увеличивается, и цепь лежит выше.

Толщина зубца e находится из чертежа цепи и равна очевидно:

$$e = t - d_2. \quad (d)$$

Имея сказанное в виду, можно написать условие прочности в таком виде:

$$P \frac{d_2}{2} = \frac{b e^2}{6} k, \text{ или } k = \frac{3 P d_2}{b e^2}. \quad (e)$$

По отношению к рассмотренной в примере 65 цепи будем иметь: $d_2 = 32 \text{ мм}$, $b = 50 \text{ мм}$, $t - d_2 = e = 60 - 32 = 28 \text{ мм}$.

$$k = \frac{3 \cdot 2000 \cdot 3,2}{5 \cdot 2,8^2} = 490 \text{ кг/см}^2.$$

Сообразно с этим чугун как материал для колеса является неподходящим.

Цепи Ренольдса (Renolds), бесшумные, имеют своеобразную форму пластинок, показанную на фиг. 247, А; на фиг. 248, А представлена такая цепь с усовершенствованием, которое заключается в установке стальных подкладок a , а под шарниры b , b . Это изменение предохраняет звенья цепи от снашивания и увеличивает ее долговечность. Пластины имеют выступы с различными уклонами и расположены вперевязку.

Внешнему скосу выступов соответствует скос зубцов колеса, которые поэтому имеют трапециoidalную форму. При этом условии звенья цепи соприкасаются с зубцами даже в том случае, если они не легли вполне правильно, как это видно на фиг. 247, А. Описанная цепь ложится на колесо без ударов и называется поэтому бесшумной.

ТАБЛИЦА 51

Шаг t в мм	Ширина цепи B_0 в мм									Примечание
	13	19	25	32	38	44	55	64	76	
13	870	1300	1800	2200	2600	—	3500	—	—	Боковое направление
16	—	1500	2000	2600	3100	3600	4200	—	—	
19	—	1800	2500	3000	3000	4000	4800	5600	7200	
19	—	1600	2200	3000	3800	4000	4800	6200	7200	
	Ширина цепи B_0 в мм									Примечание
	38	51	64	76	102	127	152			
25	4300	5900	7600	9200	12500	15700	18900	—	—	Среднее направление
32	—	7500	9600	11600	15800	19900	23900	—	—	
38	—	9800	12100	15300	20700	26200	31400	—	—	
44	—	12600	15900	19600	26600	33500	40200	—	—	

В табл. 51 приведены данные о разрывающем цепи грузе для размеров, показанных на фиг. 247—248, А.

Колеса могут быть изготовлены так, что с боков имеются борты (боковое направление), или по середине колеса устанавливается одно ребро (среднее направление). Размеры по ширине принимают:

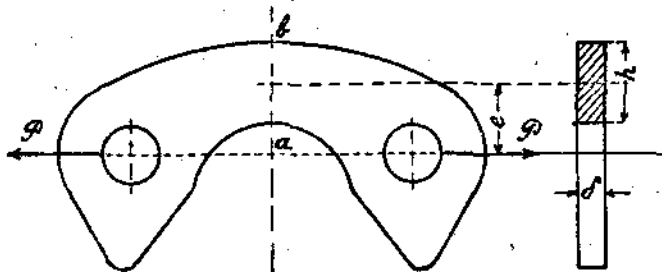
боковое направление

$$B = B_0 + (2-4) \text{ мм}, B_1 = B_0 + (13-16) \text{ мм};$$

среднее направление

$$B = B_0 + (4-8) \text{ мм}, B_1 = B_0 (8-10) \text{ мм}.$$

При бесшумных цепях скорость передачи принимается большей и достигает $v = 7 \text{ м/сек}$. Число зубцов берется в пределах от 15 до 90; расстояние между валами $L = (1,5-3,5) D$, где D — диаметр большого колеса.



Черт. 174.

Усилие P_1 , приходящееся на одну пластинку, вызывает в ней в среднем сечении ab растяжение и изгиб. Имея (черт. 174) размеры пластинки, можем написать, что напряжение в ab равно:

$$\sigma = \frac{P}{\delta h} + \frac{6Pe}{\delta h^2} = \frac{P}{\delta h} \left(1 + \frac{6e}{h} \right) \quad (f)$$

В выражении (f) величина e представляет собою расстояние центра тяжести сечения ab до направления силы P , т. е., иначе говоря, эксцентриситет. Для сравнения между собою зубчатых ободов при разных цепях на фиг. 247б, А приведены

профиля: *A* — для бесшумной цепи, *B* — для роликовой (фиг. 246, *A*) и *C* — для блочной (черт. 172b).

Цепные передачи могут быть осуществлены для различных мощностей до 100 л. с. и выше. Хотя теоретически первоначальная натяжка не нужна, все же рекомендуется посадку цепи производить с некоторым начальным усилием, хотя и небольшим; при значительном горизонтальном расстоянии между осями можно для этого пользоваться собственным весом. Правильно установленная и хорошо содержащаяся цепная передача может работать долго. Коэффициент полезного действия ее высокий и достигает до $\eta = 0,98$, т. е. всего около 2% потерь.

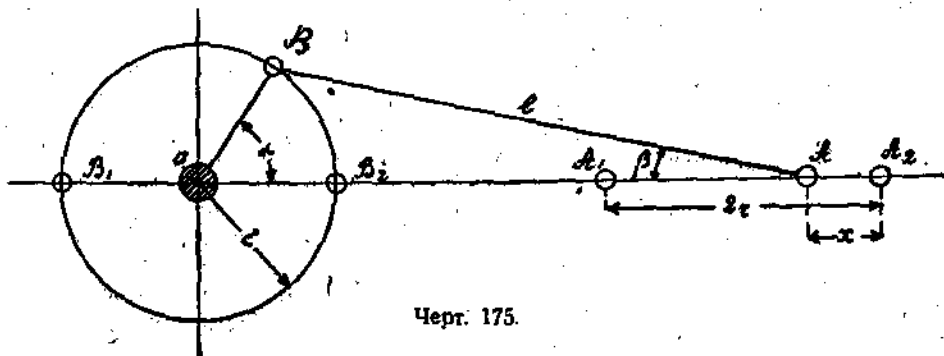
Помимо описанной формы бесшумной цепи существуют другие патенты, например патент Мотзе, в котором цилиндрические шарниры удалены; соединение звеньев между собою производится при помощи призм. Это усложняет устройство, но трение первого рода в шарнирах почти исключается.

ГЛАВА XIV

ШАТУННО-КРИВОШИПНАЯ ПЕРЕДАЧА

§ 72. Устройство шатунно-кривошипной передачи. Шатунно-кривошипный механизм имеет своей целью главным образом преобразование вращательного движения в поступательное, и обратно. Наиболее распространенным является нормальный шатунно-кривошипный механизм (черт. 175), состоящий из кривошипа $O_1B = r$, шатуна $AB = l$ и ползуна (крейцкопф) A . Палец кривошипа описывает окружность $2\pi r$, ползун движется при этом взад и вперед между конечными точками A_1, A_2 , причем очевидно $A_1A_2 = 2r$. Таким образом в нормальном кривошипно-шатунном механизме осуществляется преобразование непрерывно вращательного движения в возвратно-поступательное (применение в поршневых насосах, поршневых воздушных машинах) или обратно — преобразование возвратно-поступательного движения в непрерывно-вращательное (паровые поршневые машины, поршневые двигатели внутреннего сгорания и т. д.).

В отдельных случаях встречаются некоторые изменения в преобразовании, например преобразование вращательного движения непрерывного во вращательное

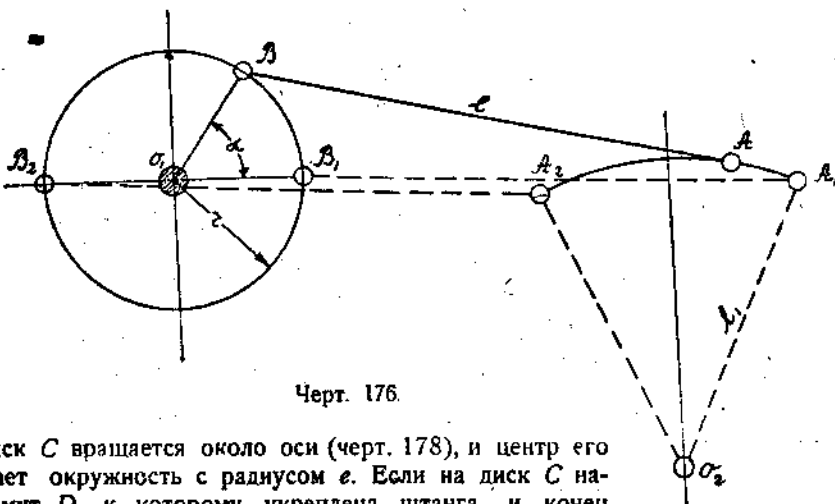


Черт. 175.

же, но возвратное (черт. 176): здесь точка B (палец кривошипа) описывает полную окружность $2\pi r$; другая оконечность шатуна проходит дугу A_1A_2 радиуса l_1 , описанную из центра O_2 . Легко видеть, что с увеличением радиуса l_1 дуга A_1A_2 все более приближается к прямой и при l_1 , равном бесконечности, она обращается в прямую, т. е. получается указанный на черт. 175 нормальный кривошипно-шатунный механизм.

• Путем различных сочетаний можно получить различные механизмы, как например разнообразные приемы. Не останавливаясь на этом вопросе, как имеющем особый интерес в смысле преобразования движения (кинематика механизмов), перейдем к рассмотрению нормального кривошипно-шатунного механизма, находящего большое применение во всех поршневых машинах и являющегося в этих машинах одной из наиболее ответственных частей их.

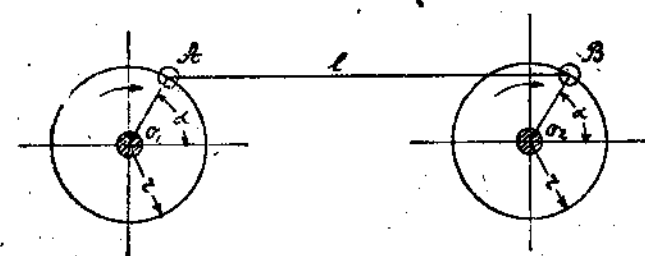
Значительное распространение имеют еще следующие две формы: 1) спарник (спарное лышло) — представляет собою шатун, оба конца которого описывают окружности одинакового радиуса r ; следовательно вращательное движение оси O_1 (черт. 177) преобразуется в непрерывно вращательное движение оси O_2 . Такое расположение применяется в паровозах, в некоторых электровозах, для связывания между собою параллельных осей; 2) эксцентрик, — устроенный следующим образом: на валу заклинивается диск с некоторым эксцентриситетом равным e . При вращении



Черт. 176.

вала диск C вращается около оси (черт. 178), и центр его описывает окружность с радиусом e . Если на диск C надеть хомут D , к которому укреплен шланг, и конец ее связать с ползуном A , то последний будет перемещаться на участке $A_1A_2=2e$: получается шатун длиной AC и кривошип с радиусом e .

Об устройстве кривошипа говорилось в своем месте; что касается шатуна, то он обычно представляет брус постоянного или переменного сечения, несущий по концам головки для шарниров, с одной стороны, для обхвата пальца кривошипа, с другой — для соединения с ползуном. В спарниках обе головки находятся в одинаковых условиях. В эксцентрик-трике одну из головок заменяет хомут, охватывающий вращающийся диск. Конструктивные особенности в устройстве шатунов будут указаны ниже.



Черт. 177.

этому палец кривошипа из B_2 перейдет в B_1 , и кривошип станет к линии OA (линия мертвых точек) под углом $\angle BOB_2 = \alpha$. Рассматривая чертеж, мы можем написать:

$$\overline{A_2A} = x = OA = l + r - l \cos \beta - r \cos \alpha, \quad (a)$$

где β — угол наклона шатуна к линии движения ползуна A . Из тригонометрии имеем:

$$\sin \alpha : \sin \beta = l : r \quad \text{и} \quad \sin \beta = \frac{r \sin \alpha}{l}.$$

Заменяя в (а) $\cos \beta$ через $\sin \beta$, т. е. через $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$, найдем:

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

Практически отношение длины радиуса r к длине шатуна l принимается в пределах $\frac{r}{l} = \frac{1}{4} - \frac{1}{5}$ ¹⁾.

Поэтому значение корня

$$\sqrt{1 - \left(\frac{r \sin \alpha}{l}\right)^2}$$

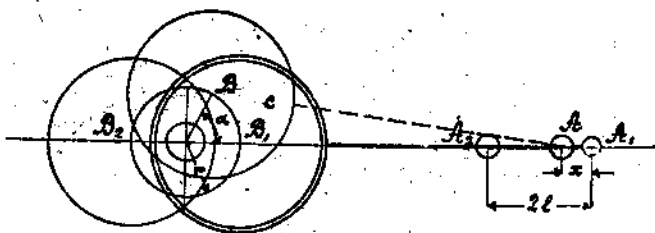
может быть без большой погрешности принято равным

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

Внося это выражение в (b), будем иметь:

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

Это уравнение движения показывает, что движение ползуна A , а следовательно и всех с ним связанных масс — поршневой скалки, поршня и самого ползуна — неравномерное, и скорость u меняется от нуля, при $\alpha = 0$, до нуля, при $\alpha = 180^\circ$. Таким образом скорость u ползуна, будучи равной $u = 0$ в каждом конечном (мертвом) положении A_1, A_2 , при движении от A_2 и A_1 или обратно возрастает от нуля и достигает где-то около середины хода своего наибольшего значения.



Черт. 178.

Палец кривошипа, как связанный в своем вращении с валом машины, равномерно движется равномерно с заданной угловой скоростью ω , или, что то же, с заданным числом оборотов n .

Из механики известно, что если при движении материальной массы центр тяжести ее движется с возрастающей или убывающей скоростью, то это означает, что он движется ускоренным или замедленным движением; иначе говоря, в каждый данный момент тело обладает положительным или отрицательным ускорением w .

Выражения для переменной скорости u ползуна и его ускорения w получаются при помощи высшего анализа очень просто из выражения (c).

Именно, будем иметь:

$$u = r \cdot \omega \left(\sin \alpha + \frac{r \sin 2\alpha}{2l} \right); \quad (d)$$

$$w = r \omega^2 \left(\cos \alpha + \frac{r \cos 2\alpha}{l} \right).$$

С другой стороны, известно из механики же, что тело, движущееся с известным ускорением w , подвергается действию силы инерции, которая равна произведе-

¹⁾ Отступления от этих цифр имеют место, и о них будет сказано ниже.

нию из массы движущегося тела на величину ускорения. Пусть вес этих частей равен Q , тогда будем иметь для силы инерции значение S , равное

$$S = \frac{Q}{g} w = \frac{Q}{g} r \omega^2 \left(\cos \alpha + \frac{r \cos 2\alpha}{l} \right)$$

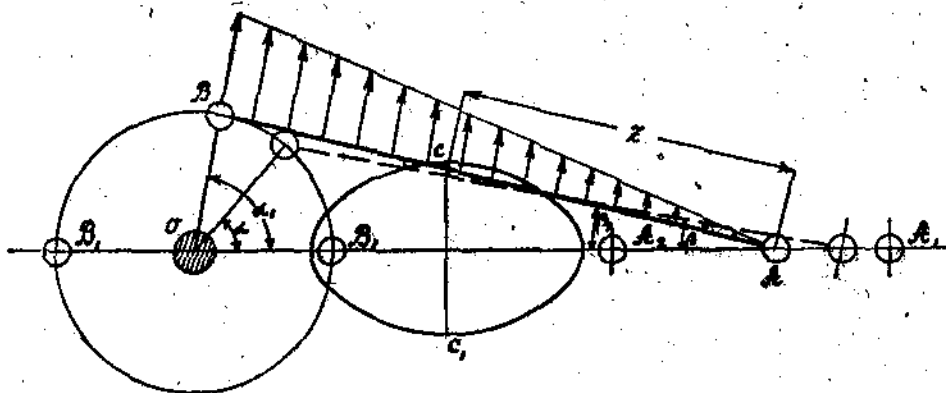
Направление силы инерции S при ускоренном движении противоположно ему, при замедленном — с ним совпадает. Из выражения (d) для ускорения w имеем, что оно достигает наибольшего значения при $\angle \alpha = 0$ (точка A_2):

$$w_2 = \frac{r \omega^2}{l} (l + r). \quad (e)$$

В точке A_1 , т. е. при $\angle \alpha = \pi$, будем иметь:

$$w_1 = \frac{r \omega^2}{l} (-l + r) = -\frac{r \omega^2}{l} (l - r),$$

т. е. оно делается отрицательным. Следовательно в период движения от A_2 к середине сила инерции направлена против движения и убывает; от середины (примерно)



Черт. 179.

к A_1 она совпадает с направлением движения и возрастает. При обратном движении поршня, т. е. от A_1 к A_2 , явление повторится. Шатун получает со стороны поршня сжатие (при ходе от A_2 к A_1) или растяжение (при обратном движении) силой P , равной давлению на поршень. Из сказанного вытекает, что при движении от A_2 к A_1 сила инерции в первой половине хода уменьшает сжимающую силу P , во второй — ее увеличивает, подобно этому при движении поршня от A_1 к A_2 сила инерции уменьшает растягивающую шатун силу P , во второй половине хода — ее увеличивает.

Рассматривая движение шатуна, замечаем, что одна концевая точка его A движется взад и вперед по прямой A_1A_2 . Другая концевая точка B описывает окружность радиуса r . Можно доказать теоретически, что произвольная точка C , лежащая между A и B , описывает замкнутую кривую (черт. 179).

Очевидно поэтому, что в любой точке C будет действовать центробежная сила, убывающая к концу шатуна A , где она обращается в нуль, и достигающая наибольшего значения в B . Действие этой силы сказывается прежде всего в том, что она стремится изогнуть шатун в его средней плоскости; при прохождении пальцем кривошипа верхней полуокружности его пути изгиб шатуна направлен снизу вверх; при прохождении нижней полуокружности — сверху вниз. Для правильного расчета тела шатуна надо уметь определять наибольший изгибающий момент, вызы-

ваемый этой центробежной силой. Последняя найдется, если будут известны масса шатуна и ускорения в различных его точках.

Наибольшее радиальное ускорение точки B будет конечно в тот момент, когда шатун образует с кривошипом угол в 90° . При этом положении искомое ускорение, направленное по радиусу, будет равно:

$$a = \omega^2 r. \quad (f)$$

Оно, как сказано, постепенно убывает от B и A , причем можно считать, что ускорение в произвольной точке C пропорционально расстоянию z ее от A , т. е., называя длину шатуна через l , будем иметь ускорение в C , равное:

$$a_z = \frac{\omega^2 r z}{l}. \quad (g)$$

Так как центробежная сила пропорциональна этому ускорению, то и она распределяется по шатуну, возрастая от нуля в точке A , до наибольшего значения в точке B . Иначе можно представить себе шатун как балку, лежащую на двух опорах и нагруженную грузом, постепенно возрастающим от нуля на одной опоре (шарнир A) до наибольшего значения на другой (налец кривошипа B). Сказанное предполагает шатун призматической формы, т. е. с постоянным поперечным сечением



Черт. 180.

Пусть такая балка (черт. 180) несет наибольшую нагрузку p кг/м в опоре B . Тогда реакции в опорах определятся так: полный груз равен $T = \frac{pl}{2}$; реакция в B будет две третьи груза T , в A — одна треть, т. е.

$$R_A = \frac{pl}{6}; \quad R_B = \frac{pl}{3}.$$

В любом сечении C , на расстоянии z , например от правой опоры A , будет изгибающий момент, состоящий из момента реакции R_A и груза на участке $z = AC$:

$$M_z = R_A z - \frac{p z^2}{2} \cdot \frac{z}{3}.$$

Ординату p_z можно определить из подобия треугольников ABE и ACD :

$$p_z = \frac{pz}{l},$$

потому

$$M_z = \frac{pl}{6} z - \frac{pz^3}{6l}. \quad (h)$$

Наибольшее значение изгибающий момент M_z получает при $z = 0,58l$ и обращается при подстановке этой величины вместо z в (h):

$$M = 0,064pl^2. \quad (k)$$

Зная размеры поперечного сечения шатуна, будем иметь условие прочности шатуна

$$0,064pl^2 = Wk. \quad l)$$

Значение нагрузки p может быть найдено как произведение массы на ускорение φ (выражение g). Имеем при $z = l$, $\varphi = \omega^2 r$; если площадь поперечного сечения шатуна равна F , вес кубической единицы Δ , то

$$p = F \frac{\Delta \omega^2 r}{g};$$

следовательно

$$M = 0,064 F \frac{\Delta \omega^2 r l^2}{g}. \quad (m)$$

С другой стороны, шатун подвергается продольному усилию, передаваемому от поршня через его скалку (поршневой шток). Усилие это является более опасным, когда оно действует сжимающим образом. Поэтому шатун рассчитывают обычно на сжатие, которое благодаря относительно большой длине шатуна по сравнению с его поперечными размерами обращается в продольный изгиб.

Если давление в цилиндре равно p_1 кг/см², площадь поршня равна F см², то¹⁾ усилие P будет: $P = Fp_1$. При наибольшем отклонении оси шатуна от линии мертвых точек (линия OA), т. е. при наибольшем $\angle \beta$, сила P , разлагаясь на составляющую P_1 вдоль шатуна и N , перпендикулярную к линии OA , вызовет сжатие (или растяжение, в зависимости от направления движения) шатуна силою $P_1 = \frac{P}{\cos \beta}$

и нажатие ползуна к его направляющим (параллели) силою $N = P \operatorname{tg} \beta$.

Угол β зависит конечно от отношения длины радиуса r к длине шатуна. При наименьшем отношении: $r:l = 1:5$ ($\angle \beta \leq 12^\circ$). Ясно, что чем больше $\angle \beta$, тем больше сила P_1 , сжимающая шатун, и сила N , прижимающая ползун к направляющим. Следовательно с увеличением $\angle \beta$ надо увеличивать поперечные размеры шатуна и расходовать больше работы на преодоление трения в направляющих. С другой стороны, длинный шатун также получается большего размера в поперечнике, как это явствует из расчета на продольный изгиб. Кроме того, чем длиннее шатун, тем больше места занимает машина; во многих же случаях по условиям работы сооружения приходится это место ограничивать. Эти требования особенно резко выявляются в таких машинах, как например двигатели автомобильные и авиационные. Поэтому в практике не ставят резко очерченных пределов и на отношение $\frac{r}{l} = \frac{1}{4} - \frac{1}{5}$ смотрят как на примерное.

Определив величину силы P_1 и задав запас прочности a , находят наименьший момент инерции по формуле Эйлера (23)

$$P_1 a = \frac{\pi^2 EJ}{l^2}. \quad (n)$$

Форма поперечного сечения шатуна задается: она бывает круглая и прямоугольная; в последнем случае должно быть задано и отношение между высотой h и толщиной b поперечного сечения. В целях уменьшения веса, в особенности при

¹⁾ Из отношения $r = l \operatorname{tg} \beta$ при угле в 90° между кривошипом и шатуном.

быстроходных машинах, где силы инерции проявляются особенно сильно, прямоугольная форма заменяется двутавровой, круглая — кольцевой.

Найдя размеры сечения, определяют его площадь и находят радиус ρ инерции из соотношения:

$$F\rho^2 = J. \quad (o)$$

Затем вычисляют отношение длины шатуна к радиусу инерции; если оно удовлетворяет (в зависимости от материала) условиям применимости формулы (п), то переходят к проверке сечения на поперечный изгиб силами центробежными. Если отношение $l:r$ оказывается менее допустимого, то делают пересчет, пользуясь например формулой (24), и тогда проверяют на поперечное сопротивление. В результате результирующее напряжение является суммой напряжений k_1 при сжатии силой P_1 и k_2 — сжатия от изгиба. Суммарное напряжение $k = k_1 + k_2$ не должно превосходить допустимого предела.

Таков общий ход расчета для шатуна призматической формы. Материалом для шатуна нормально является сталь; в зависимости от условий работы сталь может быть различных механических свойств: углеродистая сталь с временным сопротивлением разрыву около $k_2 = 5000 \text{ кг/см}^2$, при удлинении $i_2 = 25-30\%$; ковкая сталь, специальная, при $k_2 = 6000-7000 \text{ кг/см}^2$ и $i_2 = 20-28\%$; хромоникелевая сталь с напряжением до $k_2 = 10\,000-12\,000 \text{ кг/см}^2$, при $i_2 = 10-13\%$ и т. д.

Столь же разнообразны запасы прочности, зависящие и от материала, и от назначения детали. При этом следует отметить, что запас прочности можно рассматривать на изгиб в плоскости движения шатуна и в направлении поперечном. Очевидно, что так как поперечный изгиб происходит в первой плоскости, то, выбирая коэффициент прочности a при расчете на продольный изгиб в этой плоскости, a надо брать больше; в поперечном направлении продольный изгиб не осложняется поперечным, и величину a берут меньше, доводя ее до $a_1 = \frac{a}{3}$. Между прочим

шарнирные концы (палец кривошипа и шарнир ползуна) по своему расположению уменьшают продольный изгиб в плоскости, поперечной плоскости движения. Приблизительно можно принять, что для тихоходных машин величина a принимается в пределах от $a = 20$ до $a = 40$; для более быстроходных машин, как например для паровозных шатунов, величину a понижают до $a = 10-20$. Для двигателей внутреннего горения с высоким сжатием значение a берут выше, даже при большом числе оборотов.

Шатуны призматической формы применяются относительно реже, нежели шатуны с переменным сечением. Основанием к этому служит, во-первых, то обстоятельство, что изгибающий момент не распределяется равномерно по длине шатуна. Желая выиграть в весе, надо и поперечные размеры сечения делать неодинаковыми. С другой стороны, головки шатуна имеют неодинаковые размеры — головка, обхватывающая конец кривошипа или шейку коленчатого вала, всегда больше головки, примыкающей к шарниру ползуна. Как увидим ниже, это объясняется меньшими размерами шарнира или цапф ползуна и большими допускаемыми здесь напряжениями на сжатие. Из соображений конструктивного характера, во избежание резких переходов в размерах поперечного сечения, очень часто размеры его делаются постепенно возрастающими от головки на ползуне по направлению к головке кривошипной.

Обычно изменяется высота сечения h , т. е. размер в плоскости движения шатуна; поперечный размер не изменяется. Конечно шатуны круглого сечения представляют исключение, так как у них оба размера одинаковы. При переменной высоте она уменьшается к концу до $h_0 = (0,7-0,8) h$.

Спарники или спарные шатуны имеют обыкновенно одинаковые головки. В силу того обстоятельства, что все точки оси малого спарника описывают окружности радиуса r , радиальное ускорение в любой из этих точек будет одно и то же. Следовательно центробежная сила распределяется вдоль по такому шатуну одинаково; поэтому в смысле расчета его надо рассматривать как балку, лежащую на двух опорах и нагруженную равномерно распределенным грузом p . Наибольший момент изгиба будет в среднем сечении и равен:

$$M = \frac{pl^2}{8} = \frac{0,125 F \Delta \omega^2 r}{g} p. \quad (p)$$

Наибольший размер поперечного сечения будет посредине; к концам (головкам) он убывает до $h_0 = 0,8 h$.

Пример 66. Диаметр цилиндра паровой машины $D = 30$ см; давление пара, входящего в цилиндр, $p_1 = 8$ ат; противодействие $p_2 = 1,2$ ат; число оборотов вала равно $n = 80$. Ход поршня $2r = 50$ см, отношение $r:l = 1:4,4$. Рассчитать шатун прямоугольного сечения; отношение $b:h = 0,5$. Вес поршня, штока и ползуна составляет $G = 80$ кг.

Полное давление на поршень во время впуска будет равно:

$$P = \frac{\pi D^2}{4} (p_1 - p_2) = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} (8 - 1,2) = 4800 \text{ кг.}$$

Наибольшее ускорение ползуна будет, согласно выражению (e):

$$\omega = \frac{\omega^2 r}{l} (l + r) = \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \frac{r}{l} (l + r) = \left(\frac{\pi \cdot 80}{30} \right)^2 \cdot \frac{25}{110} \cdot 135 = 2160 \text{ см/сек}^2$$

или $\omega = 21,6$ м/сек². Сила инерции движущейся массы G будет:

$$T = \frac{G\omega}{g} = \frac{80 \cdot 2160}{981} = 177 \text{ кг.}$$

По сравнению с силой P сила инерции так мала, что ее можно не принимать в учет, тем более что она направлена противоположно.

При числе оборотов $n = 80$ машина считается довольно тихоходной; причем запас прочности ее поэтому равным $a = 30$ в плоскости движения; в поперечном направлении возьмем запас $a_1 = a:3 = 10$. Момент инерции прямоугольника будет иметь наименьшую величину по отношению к оси, идущей по наибольшему размеру, т. е. $J_1 = \frac{hb^3}{12}$; но $h = 2b$, а потому

$$J_1 = \frac{h^4}{96}.$$

Наибольший $\angle \beta$ отклонений шатуна от линии мертвых точек будет найден из

$$r = l \operatorname{tg} \beta; \operatorname{tg} \beta = \frac{r}{l} = \frac{1}{4,4} = 0,2275; \angle \beta \approx 12^\circ.$$

Усилие вдоль шатуна будет:

$$P_1 = \frac{P}{\cos \beta} = \frac{4800}{0,978} = 4900 \text{ кг.}$$

Из формулы на продольный изгиб найдем:

$$P_1 a_1 = \frac{\pi^2 E J_1}{l^2}; 4900 \cdot 10 = \frac{\pi^2 2100000 \cdot J_1}{110^2},$$

или

$$J_1 = \frac{h^4}{96} = \frac{49 \cdot 121}{210} = 28,3 \text{ см}^4 \text{ и } h = 7,2 \text{ см, } b = 3,6 \text{ см.}$$

Предполагая шатун призматическим, определим наибольший изгибающий момент под влиянием центробежной силы: угловая скорость вращения $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 80}{30} = 8,4$. Вес кубической единицы примем равным $\Delta = 0,0078 \text{ кг/см}^3$. Площадь F сечения шатуна $F = 7,2 \times 3,6 = 26 \text{ см}^2$. Имеем, согласно (ш),

$$M = 0,064 \frac{F \Delta \omega^2 r^3}{g} = \frac{0,064 \cdot 26 \cdot 0,0078 \cdot 8,4^2 \cdot 25 \cdot 110^3}{981} \approx 280 \text{ кгсм.}$$

Напряжение от изгибающего момента определится из условия прочности:

$$M = \frac{bh^2}{6} k_2; \quad k_2 = \frac{6 \cdot M}{bh^2} = \frac{6 \cdot 280}{3,6 \cdot 7,2^2} = 9 \text{ кг/см}^2.$$

Такое незначительное напряжение объясняется малым числом оборотов машины. Результирующее напряжение будет:

$$k = k_1 + k_2 = \frac{P}{F} + \frac{6M}{bh^2} \approx 190 + 9 = 199 \text{ кг/см}^2.$$

В приведенном изложении не учтено еще одно обстоятельство, именно трение, которое развивается на пальце кривошипа. Сила трения дает момент относительно оси пальца. Этот момент вызывает нажатие ползуна к его направляющим и следовательно дополнительный изгибающий момент в теле шатуна. Называя через N_1 силу нажатия на ползун, найдем ее из условия:

$$M_t = \frac{2P_1 \mu d}{\pi} = N_1 l, \quad \text{или} \quad N_1 = \frac{2P_1 \mu d}{\pi l}, \quad (q)$$

где d — диаметр пальца кривошипа.

Дополнительный изгибающий момент в сечении примерно около середины длины будет равен:

$$M_1 = \frac{N_1 l}{2} = \frac{P_1 \mu d}{\pi} = \frac{M_t}{2}.$$

Если принять в предыдущем примере $d = 7 \text{ см}$, $\mu = 0,05$, то

$$M_1 = \frac{2 \cdot 4900 \cdot 0,05 \cdot 7}{\pi} = 1090 \text{ кгсм},$$

что соответствует дополнительному напряжению

$$k_3 = \frac{6M_1}{2bh^2} = \frac{6 \cdot 1090}{2 \cdot 3,6 \cdot 7,2^2} \approx 17 \text{ кг/см}^2.$$

Наконец может возникнуть вопрос о влиянии в смысле изгиба от собственного веса шатуна при его горизонтальном расположении. Очевидно, что при расположении шатуна выше линии мертвых точек собственный вес уменьшает силы инерции; при прохождении пальцем нижней половины окружности, описываемой пальцем кривошипа, сила веса усугубляет действие силы инерции.

Принимая для простоты шатун призматическим, будем иметь наибольший изгибающий момент в среднем сечении равным:

$$M_g = \frac{F \cdot \Delta l^2}{8} = W k_4. \quad (r)$$

Для выше рассмотренного случая будем иметь:

$$M_p = \frac{26 \cdot 0,078 \cdot 12 \cdot 100}{8} = \frac{bh^2 k_4}{6} = \frac{3,6 \cdot 7,2^2 k_4}{6},$$

откуда величина напряжения k_4 будет:

$$k_4 = 11,2 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом можно сказать, что влияние изгиба под действием собственного веса очень невелико, почему этим фактором при расчете шатуна на прочность пренебрегают. Несколько больше влияет сила трения, но и она не дает очень заметного добавления к напряжениям от сжатия и изгиба, вызываемого действием центробежной силы при больших скоростях.

Пример 67. Диаметр цилиндра паровоза $D=54$ см, ход поршня $2r=64$ см, давление пара, входящего в цилиндр, $p_1=12$ ат, выходящего — $p_2=1,3$; скорость движения паровоза $V=80$ км в час. Диаметр ведущего колеса $D_1=1,6$ м. Шатун имеет прямоугольное сечение $h=0,5b$, отношение $r:l=1:5$.

Число оборотов n ведущей оси найдем из условия, что путь, пройденный в минуту, равен окружности колеса, умноженной на n , т. е.

$$\frac{80 \cdot 1000}{60} = \pi D_1 n = n \cdot \pi \cdot 1,6, \text{ или } n = 265 \text{ об/мин.}$$

Радиус кривошипа $r=64:2=32$ см; длина шатуна $l=5r=160$ см.

Полное давление на поршень P будет:

$$P = \frac{\pi D^2}{4} (p_1 - p_2) = \frac{\pi \cdot 54^2}{4} (12 - 1,3) = 24 \cdot 500 \text{ кг.}$$

Наибольший угол наклона шатуна к линии мертвых точек $\angle \beta = 11,3^\circ$; $\cos \beta = 0,98$ и усилие вдоль шатуна

$$P_1 = \frac{P}{\cos \beta} = \frac{24 \cdot 500}{0,98} \approx 25 \cdot 000 \text{ кг.}$$

Примем запас прочности $a=15$, $a_1=5$; имеем:

$$5 \cdot 25 \cdot 000 = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 100 \cdot 000 \cdot J_1}{160^2} \text{ и } J_1 = 152 \text{ см}^4.$$

Размеры прямоугольного сечения

$$\frac{b^3 h}{12} = \frac{h^4}{96} = 152, \quad h = 11 \text{ см; } b = 5,5 \text{ см.}$$

Напряжение сжатия будет:

$$k_1 = \frac{25 \cdot 000}{11 \cdot 5,5} = 412 \text{ кг/см}^2.$$

Угловая скорость вращения $\omega = \pi l : 30 = 27,7$; напряжение от изгиба получится из

$$M = \frac{0,064 \cdot 0,0078 \cdot 11 \cdot 5,5 \cdot 27,7^2 \cdot 32 \cdot 160^2}{981} = \frac{5,5 \cdot 11^2 k_2}{6}, \text{ или } k_2 = 176 \text{ кг/см}^2.$$

Момент трения на пальце кривошипа, если принять диаметр пальца равным $d_1=13$ см, будет:

$$M_t = \frac{2}{\pi} P \mu d_1 = \frac{2 \cdot 25 \cdot 000 \cdot 0,05 \cdot 13}{\pi} = 10 \cdot 300 \text{ кгсм,}$$

что вызовет напряжение k_3 , равное:

$$\frac{10300}{2} = \frac{5,5 \cdot 11^2 k_3}{6}, \text{ или } k_3 \approx 50 \text{ кг/см}^2.$$

Результирующее напряжение будет:

$$k = k_1 + k_2 + k_3 = 412 + 176 + 50 = 638 \text{ кг/см}^2.$$

Размер $h = 11 \text{ см}$ убывает, к ползуну и у головки обращается в $h_0 = 0,8h = 8,8 \text{ см}$.

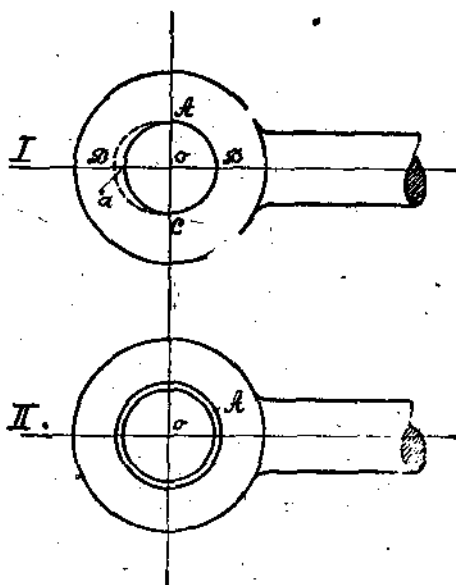
§ 74. Головки шатуна. Головки шатуна служат для осуществления шарнирных соединений по концам. В зависимости от того, как велико возможное снашивание от трения, каковы требования к точности установки, головки шатуна получают более или менее сложную форму.

В простейшем случае, когда снашивание мало, некоторая неточность работы особенного значения не имеет, головки могут представлять собою простую конструкцию, как показано на черт. 181, I. Разрабатывание поверхности овалнует отверстие шарнира; шатун начинает работать со стуком, который происходит вследствие удара при опрокидывании хода. Если представить себе, что головка не обхватывает плотно палец кривошипа или цапфу ползуна, то очевидно имеется некоторый зазор a (черт. 181, I, пунктир). Когда прямой ход сменяется на обратный, левая рабочая поверхность ADC сменяется на правую, и соприкосновение с последней происходит не плавно, а ударом, тем большим, чем больше зазор a . Поэтому устанавливают, как и в подшипниках, вкладыши А (черт. 181, II), сделанные из другого материала, чаще всего из бронзы, реже из чугуна с баббитовой заливкой; в исключительных случаях вкладыши делаются стальными. Когда вкладыш сработается до известного предела, его сменяют или, в случае баббитовой заливки, последнюю возобновляют.

Такого рода изменение конструкции не может считаться достаточным для машин, работающих продолжительное время и со значительными скоростями. Смена или исправление вкладыша требует остановки машины, стало быть, перерыва в работе.

Избегают указания неблагоприятного обстоятельство таким образом, что дается возможность, не вынимая вкладыша, производить уменьшение образующегося при снашивании зазора и тем отчасти избежать ударов и сотрясений. Другими словами, необходимо сделать вкладыш состоящим из двух частей и хотя бы одну из них сделать подвижной настолько, чтобы перемещением этой части уничтожить образующийся зазор. Конечно это не устраняет необходимости рано или поздно машину остановить и вкладыши, достаточно разработанные, отправить в ремонт. Но преимущество подвижного вкладыша очевидно, несмотря на постоянное истирание он будет работать без зазора, а стало быть, и без ударов. Остановка машины для смены вкладыша будет производиться реже.

В шатунах двигателей, насосов, компрессоров всегда предусматривается возможность установки подвижного вкладыша. На фиг. 249, А представлен шатун

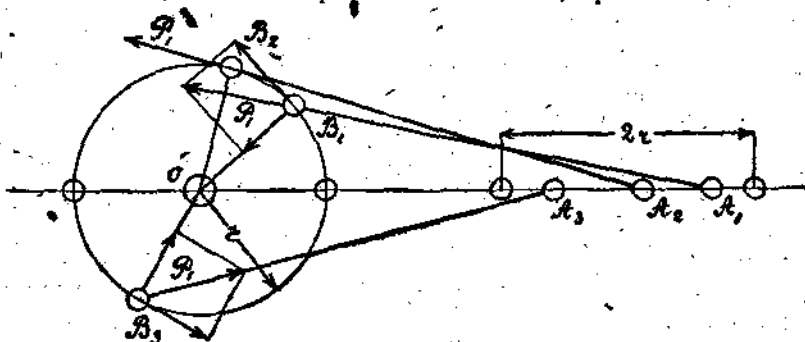


Черт. 181.

паровой машины, имеющий головку для обхвата цапфы кривошипа или шейки коленчатого вала, устроенную следующим образом. Тело шатуна круглого сечения переходит в форму D — параллелепипеда¹⁾; в нем сделан прорез, куда входит клин B и две чеки C , C . Скоба A , охватывающая вкладыши a и b , имеет такие же прорезы сверху и внизу. Вкладыш b (неподвижный) опирается на тело шатуна; вкладыш a (подвижный) прилегает к скобе A .

Если заставить клин двигаться вниз, то очевидно это движение вызовет смещение вкладыша a справа налево. Для возможности такого смещения вкладыши не должны соприкасаться между собою. Винт E служит для укрепления клина на месте.

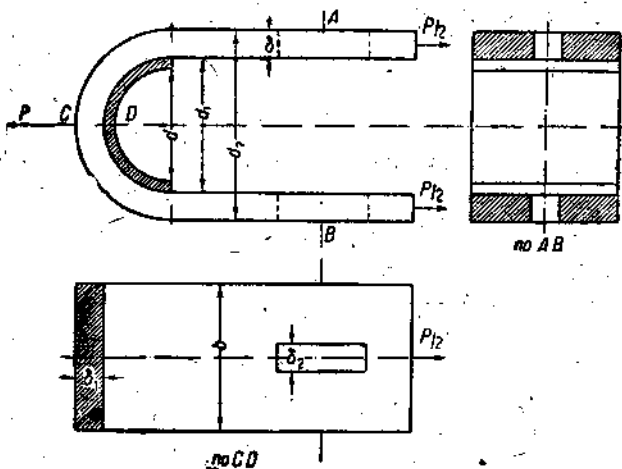
Как видно из разложения сил (черт. 182) на пальце кривошипа разрабатываться должны части рабочих поверхностей вкладышей, прилегающих к оси шатуна;



снабжена выступами, которыми она упирается в тело головки. С такою же целью в задней головке шатуна, показанного на фиг. 251, А, вставлены клинья a, a ; связь скобу с телом шатуна, они предохраняют болты от срезания. Задняя головка шатуна (фиг. 252, А) сделана закрытой с установкой внутреннего вкладыша клином, устроенным так же, как и в передней головке. Как видно из чертежа, заливка болым металлом сделана не по всей внутренней поверхности вкладыша, а лишь на тех его частях, которые особенно сильно подвергаются срабатыванию под действием давления со стороны шатуна. Форма задней головки фиг. 252, А приспособлена для другого типа подшуна; именно он должен иметь ось, около которой может качаться шатун. Такого рода ползун показан на фиг. 253, А; конечно эта одна из форм, вообще же они могут быть чрезвычайно разнообразны.

Фиг. 254, А изображает шатун с передней головкой, которая часто называется головкой морского типа. Она особенно удобна в вертикальных машинах, работающих на коленчатом валу.

Такие машины имеют особенно большое распространение в пароходах и теплоходах морского типа, откуда вероятно и получило название. Головка вовсе не имеет клина, и подтягивание вкладыша может производиться болтами, удерживающими крышку головки. Так как все усилие на шатуне передается на эти болты, когда шатун подвергается растяжению, то роль их является весьма ответственной, и они делаются из лучшего материала, солидных размеров. Задняя головка шатуна сделана закрытой; установка вкладыша производится помощью клина. Тип шатунов с морскими головками получил чрезвычайно большое распространение с развитием автомобилостроения и авиации; в моторах для автомобилей и летательных машин чаще всего применяются поршневые двигатели внутреннего сгорания, вертикальные, многоцилиндровые и работающие на коленчатом валу.



Черт. 183.

Смазка головок шатуна, в особенности передней головки, должна быть очень хорошая; так как никаких сложных приспособлений в движущихся иногда с громадной скоростью частях устанавливать нельзя, то правильный надзор и уход здесь приобретает особо важное значение. Фитильная смазка пользуется большим распространением. В шатунах вертикального расположения приходится прибегать к другому способу. На фиг. 254, А, например масло, вытекающее каплями из специального капельного прибора, попадает в воронку А, укрепленную на шатуне; отсюда по трубке В стекает во вкладыш. Регулируя капельный прибор в смысле расхода масла, можно регулировать и смазку.

Спарные шатуны в смысле устройства ничего особенно отличного не представляют, а потому о них отдельно не излагается.

Переходя к вопросу о расчете головок шатуна, необходимо отметить, что ввиду разнообразия форм нельзя дать какую-либо определенную зависимость для такого расчета; из рассмотрения двух-трех примеров можно найти путь к разрешению вопроса и в каждом случае.

Головка со скобой. Очевидно, что наиболее опасной частью является скоба, поэтому начнем с рассмотрения этой части (фиг. 249, А).

Сила P растягивает прямые части скобы, распределяясь поровну (черт. 183) между верхней и нижней ее половинами. Если толщина клина будет δ_2 , толщина скобы $\delta = \frac{d_2 - d_1}{2}$, ширина ее b , то условие прочности для сечения AB напишется просто на растяжение:

$$P = 2 \cdot (b - \delta_2) \delta \sigma_t \quad (a)$$

Кроме того из условия смятия cheek скобы в месте их соприкосновения будем иметь для сечения AB

$$P = 2 \delta_2 q \quad (b)$$

Сечение CD подвергается изгибу моментом, равным

$$M = 0,318 P r, \quad (c)$$

где r — средний радиус полукруглой части — равен $\frac{d_2 + d_1}{4}$.

Пример 68. Диаметр пальца кривошипа $d = 8$ см, длина его (ширина скобы) $b = 9,2$ см, толщина вкладыша 8 мм; толщина $\delta = 2,4$ см, $\delta_2 = 3,2$ см. Примем силы P и q на палец кривошипа равным $q = 60$ кг/см². Получим значение

$$P = b \delta q = 9,2 \cdot 8 \cdot 60 = 4400 \text{ кг.}$$

Напряжение растяжения в сечении AB , по (a):

$$k_1 = \frac{P}{2(b - \delta_2)\delta} = \frac{4400}{2 \cdot (9,2 - 3,2) \cdot 2,4} = 135 \text{ кг/см}^2,$$

если δ_2 — толщина клина — равна $2,4$ см.

Напряжение смятия

$$q_1 = \frac{P}{2 \cdot \delta \cdot \delta_2} = \frac{4400}{2 \cdot 2,4 \cdot 2,4} = 380 \text{ кг/см}^2.$$

Такие относительно небольшие напряжения получаются потому, что в расчет не принимается затяжка клином, учесть которую нельзя.

Напряжение в сечении CD найдется из условия прочности криволинейного бруса. Средний радиус его будет $r = 6$ см, так как $d_1 = d + 2 \cdot 0,8 = 9,6$ см, $d_2 = d_1 + 2\delta = 9,6 + 4,8 = 14,4$ см. Величина изгибающего момента будет согласно (c):

$$M = 0,318 \cdot 4400 \cdot 6 = 8400 \text{ кгсм.}$$

Момент инерции сечения CD

$$J = \frac{b \delta_1^3}{12} = \frac{9,2 \cdot 3,2^3}{12} = 25 \text{ см}^4.$$

Напряжение на растяжение будет в наружном волокне равно:

$$k_2 = \frac{\delta_1}{2r + \delta_1} \cdot \frac{Mr}{J} = \frac{3,2}{12 + 3,2} \cdot \frac{8400 \cdot 6}{25} = 423 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение на сжатие (на внутренней стороне)

$$k_3 = \frac{\delta_1}{2r - \delta_1} \cdot \frac{Mr}{J} = \frac{3,2}{8,8} \cdot \frac{8400 \cdot 6}{25} = 730 \text{ кг/см}^2.$$

Полученные напряжения могут быть допустимы для железной скобы.

Переходя к задней головке, имеющей форму вилки, остановимся на расчете последней.

Определение размеров оси было в своем месте показано (§ 33). Здесь следует отметить лишь следующее: шейка, на которую опирается шатун, имеет диаметр значительно меньший, нежели палец кривошипа, хотя конечно обе эти детали находятся под одной и той же нагрузкой P . В данном случае с точки зрения расчета на изгиб шейка представляет балку, имеющую две опоры в концах вилки, тогда как палец кривошипа является консольной балкой, почему диаметр последнего получается больше. Если бы вилка опиралась на две цапфы, представляющие собою также консольные брусья, то на каждый из них приходилась бы лишь половинная нагрузка, $P/2$.

Наконец в том случае, когда задняя головка не несет на себе ось, а опирается на таковую, заложенную в ползуне, эта ось опять-таки является двухопорной балкой (фиг. 250, А). Таким образом во всех случаях диаметр оси относительно которой качается шатун, всегда получается меньше диаметра пальца кривошипа.

К сказанному необходимо добавить, что и условия работы трения в передней головке менее благоприятны. Действительно, в то время как палец кривошипа (или шейка коленчатого вала) при двойном ходе трения (взад и вперед) совершает полный оборот, задняя головка совершает качания на угол 2β . Поэтому даже при одинаковых диаметрах отверстий передней и задней головок путь, проходимый силой трения в первой, значительно больше, нежели в последней; уже при отношении $r:l=1:4$ будем иметь наибольший угол β отклонения оси шатуна к линии мертвых точек равным $\angle \beta = 14^\circ$, или в долях π , $\angle \beta = \frac{14\pi}{180} = 0,245$; следовательно отношение угловых перемещений будет равно отношению $2\beta:2\pi = \beta:\pi \leq 0,08$. А так как диаметр в передней головке больше, нежели для задней, то отношение путей, проходимых силами трения в крейцкопфе и на пальце кривошипа, будет еще меньше.

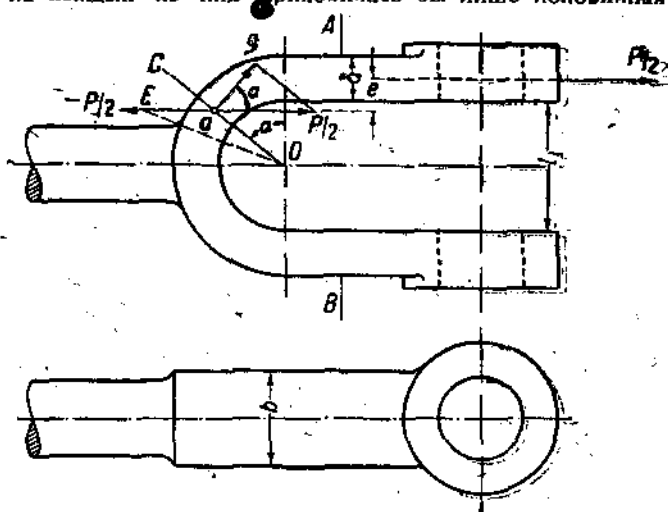
Вилка головки шатуна, показанного на фиг. 249, А, представляет собою два призматических стержня, переходящих при помощи криволинейного участка в тело кривошипа. Разложим силу P на две равные $P/2$, приложенные к каждой стороне вилки. Если пренебречь небольшим выступом (черт. 184) на конце около отверстия, служащим для посадки гайки или головки, можно считать, что прямолинейные части вилки подвергаются растяжению или сжатию силы $P/2$ каждая, т. е. будем иметь:

$$P = 2b \cdot \delta k_1, \quad (d)$$

Проведем плоскость OC под углом α к вертикали D . В центре a сечения CO приложим две силы $P/2$ и $-P/2$; получается пара сил, дающая момент

$$M = P/2 \left(\frac{l_1 + \delta}{2} - \frac{l_1 + \delta}{2} \cos \alpha \right) = \frac{P(l_1 + \delta)}{4} (1 - \cos \alpha), \quad (e)$$

здесь l_1 — расстояние между внутренними сторонами вилки.



Черт. 184.

Момент этот достигает своего наибольшего значения при наибольшем $\angle \alpha$, соответствующем плоскости OE . Имея чертеж, легко определить положение линии OE , а следовательно и $\angle \alpha$. Таким образом будет известна величина момента M . Если толщина δ_1 криволинейной части дана, то можем определить напряжение на изгиб, вызываемое парой M ; именно получим:

$$k_2 = \frac{\delta_1}{2\rho + \delta_1} \cdot \frac{M\rho}{J},$$

где ρ — средний радиус криволинейной части $\rho = \frac{l_1' + \delta_1}{2}$, J — момент инерции сечения, равный

$$J = \frac{b\delta_1^3}{12}.$$

Кроме напряжения k_2 в наклонном сечении будет действовать растягивающая сила $T = P/2 \cos \alpha$, которая вызовет напряжение

$$k_3 = \frac{P \cos \alpha}{2F} = \frac{P \cos \alpha}{2b\delta_1}.$$

Суммарное напряжение будет равно $k = k_2 + k_3$.

Пример 69. Для шатуна, упоминаемого в примере 68, определить напряжение в сечении AB (черт. 184) и OC , предполагая, что $\angle \alpha = 45^\circ$. Размеры $\delta = \delta_1 = 2,4$ см; $b = 8,2$ см; $l_1 = 9,4$ см.

Имеем в AB сечение $F = \delta \cdot b = 8,2 \times 2,4 = 19,7$ см²; момент инерции сечения OC $J = \frac{b\delta^3}{12} = \frac{8,2 \cdot 2,4^3}{12} = 9,4$ см⁴; $\cos \alpha = 0,71$.

Получим напряжение в AB

$$k_1 = \frac{P}{2F} = \frac{4400}{2 \cdot 19,7} = 110 \text{ кг/см}^2.$$

Изгибающий момент равен по (е):

$$M = \frac{P(l_1 + \delta)}{4} (1 - \cos \alpha) = \frac{4400 \cdot (9,4 + 2,4)}{4} (1 - 0,71) = 3760 \text{ кгсм.}$$

Радиус кривизны $\rho = \frac{l_1 + \delta_1}{2} \approx 6$ см.

$$k_2 = \frac{\delta_1}{2\rho + \delta} \cdot \frac{M\rho}{J} = \frac{2,4}{12 + 2,4} \cdot \frac{3760 \cdot 6}{9,4} = 400 \text{ кг/см}^2;$$

$$k_3 = \frac{P \cos \alpha}{2b\delta} = \frac{4400 \cdot 0,71}{2 \cdot 19,7} = 80 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом результирующее напряжение в криволинейном участке достигает наибольшей величины:

$$k = k_2 + k_3 = 480 \text{ кг/см}^2.$$

В прямолинейном участке оно невелико; такой большой запас прочности здесь взят потому, что при относительно значительной длине вилки в ней могут возникать дрожания; это совершенно нежелательно, почему предпочитают давать ей поперечный размер с известным избытком.

Неразъемная головка типа, показанного на фиг. 252, А (задняя) может быть проверена приблизительно таким путем. Если провести средние линии AB , BC , CD и рассматривать раму $ABCD$, нагруженную равномерно распределенным грузом P (черт. 185), $P = pl_1$ по BC , то можно показать, что в сечениях B и C появятся изгибающие моменты, величина которых будет:

$$M = \frac{Pl_1}{12 \left(\frac{2l_2 J_1}{l_1 J_2} + 1 \right)} \quad (f)$$

где J_1 и J_2 суть моменты инерции сечения ab и mn относительно осей изгиба.

Зная момент M , нетрудно рассчитать сечения ab и mn ; первое из них подвергается изгибу, второе изгибу моментом M и растяжению силою $P/2$. Ввиду относительной сложности выражения (f) очевидно возможна лишь проверка заданных размеров. Обычно так и поступают; задавшись примерно размерами головки, определяют напряжения материала в указанных сечениях; по полученным результатам принятые размеры исправляют.

Пример 70. Головка шатуна (черт. 185). Усилие вдоль шатуна $P = 9600$ кг, $l_1 = 12$ см, $l_2 = 18$ см, ширина $b = 11$ см, толщина $\delta_1 = 3,5$ см, $\delta_2 = 2,4$ см.

Имеем:

$$J_1 = \frac{11 \cdot 3,5^3}{12} \approx 40 \text{ см}^4, \quad J_2 = \frac{11 \cdot 2,4^3}{12} \approx 13 \text{ см}^4.$$

Следовательно согласно (f), будет:

$$M = \frac{9600 \cdot 12}{12 \left(\frac{2 \cdot 18 \cdot 40}{12 \cdot 13} + 1 \right)} = 940 \text{ кгсм.}$$

Изгибающий момент M невелик, поэтому надо проверить сечение посредине, получим для сечения ab :

$$\begin{aligned} M_1 &= M - \frac{P}{2} \cdot \frac{l_1}{2} + \frac{P}{2} \cdot \frac{l_1}{4} = M - \frac{Pl_1}{8} \\ &= 940 - \frac{9600 \cdot 12}{8} = -13460 \text{ кгсм.} \end{aligned}$$

Напряжение материала, соответствующее этому моменту, будет:

$$k_1 = \frac{M_1 \delta_1}{2J_1} = \frac{13460 \cdot 3,5}{2 \cdot 40} = 586 \text{ кг/см}^2.$$

Морская головка. В морской головке обязательной проверке подвергаются крышка и болты, ее удерживающие. По самому расположению очевидно, что крышка подвергается изгибу при действии растягивающей нагрузки P на шатун; в местах, где находятся болты, возникают реакции, равные половине действующего груза. Если расстояние между болтами назовем через l_1 , то наибольший изгибающий момент будет:

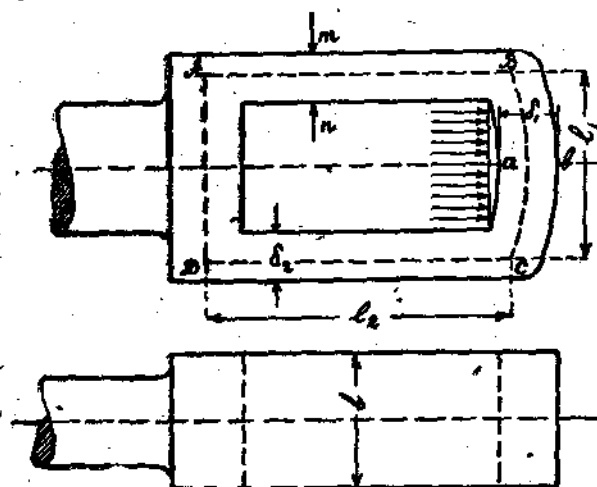
$$M = \frac{Pl_1}{4} \quad (g)$$

Болты подвергаются растяжению силою, равной половине P . Ввиду большой ответственности их допустимые напряжения берутся небольшими. Болты должны сидеть плотно в гнездах, ввиду чего часто в средней части делается удлиненный выступ, плотно входящий в гнездо (фиг. 254, А).

Эксцентрик. Эксцентрик в большинстве случаев служит в качестве механизма для преобразования движения, как например для перемещения золотников в паровых машинах. В этом случае усилие, которое он должен преодолевать, состоит из сопротивления движению золотника на его зеркале, сопротивления золотникового штока в сальниках и т. п. Конечно, являясь вообще кривошипно-шатунным механизмом, эксцентрик может служить для передач и более значитель-

ных работ. Но значительная поверхность трения, по которой хомут эксцентрика соприкасается с эксцентриковым диском, дает слишком большую работу трения на ней и, стало быть, сильное понижение полезного действия передачи. Эксцентриковую передачу применяют, когда нужно шатун с небольшим продольным усилием прижать между опорами. При нормальном шатуне задача эта разрешается в том смысле, что вал делается коленчатым. При преодолении относительно малого сопротивления нет основания изготовлять специально для этого отдельное колено, что весьма удорожает изготовление вала и зачастую затрудняет размещение опор.

Самая обычная форма эксцентрика показана на фиг. 255а, А—255б, А. Диск его, чаще всего чугунный, закрепляется на валу шпонкой и может быть сделан сплошным (А) или разъемным (В). Последняя форма применяется в валах, на которых присутствие буртов или колен не позволяет надеть сплошной диск. Хомут, или бутель, С делается всегда разъемным и может быть изготовлен из железа (левая проекция) или из чугуна (правая проекция). В последнем случае бутель имеет внутри баббиту заливку.



Черт. 185.

Стержень эксцентрика, играющий роль тела шатуна, прикрепляется к хомуту болтами и на другом конце несет головку, связанную с прямолинейно ходящим элементом; в малых машинах это может быть конец золотникового штока, и тогда сальник заменяет собою направляющие. В больших машинах, во избежание разрабатывания сальника, устраивают небольшой специальный ползун.

Расчет частей эксцентрика, после того что сказано о расчете головок шатуна, не должен представлять затруднений. Стержень эксцентрика находится в тех же самых условиях работы, что и тело шатуна, с той разве разницей, что по причине небольших поперечных

размеров влияние центробежной силы менее заметно. Зато заметнее выдвигается момент трения на хомуте благодаря значительному диаметру D диска.

Что касается размеров хомута, то они находятся из условия прочности на изгиб криволинейного бруса, находящегося под давлением со стороны диска. Зная это давление и размеры диска, нетрудно по изложенным выше примерам определить напряжение в опасном сечении, которым является сечение, расположенное против тяги эксцентрика.

Смазка эксцентрика производится обычно при помощи масленок, как указано например на фиг. 255а, А (показано пунктиром).

§ 75. Потери в шатунной передаче. Если исключить возможность ударов, то потери в шатунной передаче сводятся к работе трения в головках шатуна и на направляющих ползуна. Определить коэффициент полезного действия шатунной передачи можно, зная работу машины, в которой эта передача поставлена. Из схемы разложения сил ясно, что усилие P_1 , действующее вдоль оси шатуна, не постоянно и зависит от наклона его β к линии мертвых точек; но это изменение невелико. Гораздо существеннее изменение давления на поршень. За исключением водостолбовых машин и водяных насосов двойного действия остальные машины — паровые, двигатели внутреннего горения, воздушодувные машины — работают с переменным давлением на

поршень. Колебание величины давления p очень велико, соответственно так же сильно меняется и значение силы P .

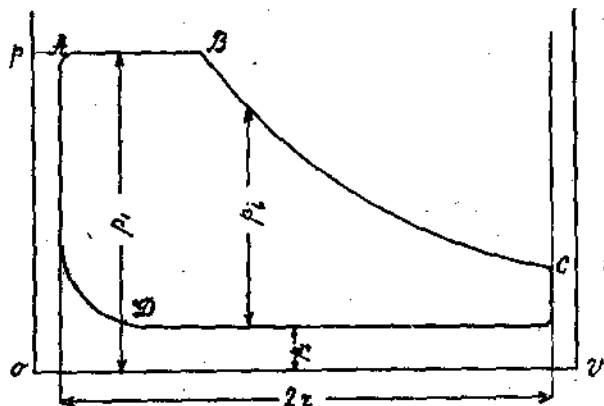
При этих условиях работа трения в головках шатуна не постоянна в каждый данный момент, ибо она зависит от удельного давления q на палец кривошипа, шейку вала или опору ползуна. Имея диаграмму, показывающую изменение давления на поршень, можно найти среднюю величину этого давления p_1 ¹⁾ и по ней вычислить среднее усилие P_0 на шатун.

Например индикаторная диаграмма $ABCD$ для паровой машины без охлаждения (черт. 186) дает изменение давления пара p на поршень за один ход; давление p_1 соответствует впуску, p_2 — выпуску. Измерив площадь диаграммы при помощи прибора (планиметр) или по правилу вычисления площадей (например способ Симпсона), приравнивают полученное значение Ω площади $ABCD$ — площади прямоугольника с тем же основанием $2r$ и с высотой p_1 , т. е. полагают

$$\Omega = 2rp_1.$$

Среднее усилие на поршне будет $P_0 = Fp_1$.

Работа трения на пальце кривошипа (или на шейке коленчатого вала) в 1 сек. будет равна:



Черт. 186.

$$\frac{2}{\pi} P_0 d \cdot \omega \mu,$$

где d — диаметр пальца кривошипа²⁾.

Если угол отклонения шатуна от линии мертвых точек равен β , то работа трения в головке, примыкающей к ползуну, получит вид:

$$T_1 = \frac{2}{\pi} P_0 d \mu \omega \cdot \frac{2\beta}{\pi}.$$

По отношению к ползуну очевидно будем иметь те же соображения; давление на ползун равно в данный момент $N_x = P \operatorname{tg} \beta$; откладывая по Ay отрезки, соответствующие значению N_x , получим площадь A_1aA_2 , по которой можно найти среднее значение N_0 . Работа трения (черт. 187) в 1 сек. будет:

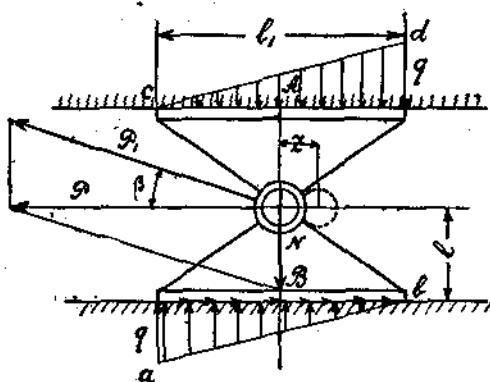
$$T_2 = \frac{2 \cdot 2r \cdot N \mu \cdot n}{60} = \frac{r \cdot N_0 \mu n}{15}.$$

По отношению к ползуну надо отметить еще следующее: давление на ползун меняет свой знак при изменении прямого хода на обратный. Поэтому если например при прямом ходе давление N направлено вниз, то при обратном оно должно иметь направление вверх; ползун следовательно надо снабжать двумя рабочими поверхностями. Так как сила трения при данном ходе проявляется лишь на одной

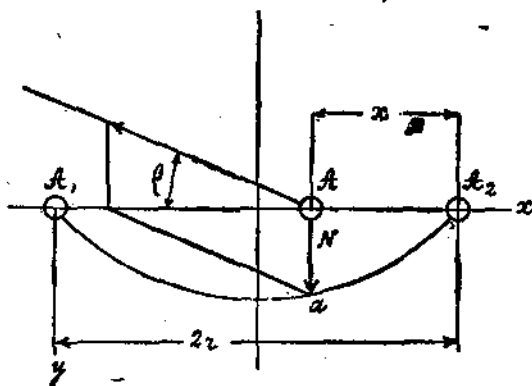
¹⁾ Так называемое среднее индикаторное давление.

²⁾ Ввиду относительно малого значения угла β и следовательно значения $\cos \beta$, близкого к единице, влияние отклонения шатуна не принимают во внимание.

рабочей поверхности, то появляется момент силы трения, равный $N\mu e$ (черт. 188). Этот момент стремится повернуть ползун и вызывает нажатие его на рабочие поверхности. Нетрудно видеть, что нагрузка распределяется по ab и cd , т. е. возра-



Черт. 187.



Черт. 188.

стая от нуля на одном конце до наибольшего значения на другом. Если через q назовем нагрузку на погонную единицу, то величина момента найдется из равенства:

$$N\mu e = \frac{2ql_1}{2} \cdot \frac{l_1}{3} = \frac{ql_1^2}{3},$$

или

$$q = \frac{3N\mu e}{l_1^2}.$$

Равнодействующая дополнительного нажатия будет равна для данного положения ползуна

$$N_1 = \frac{2ql_1}{2} = \frac{3N\mu e}{l_1}.$$

Дополнительная работа трения

$$T_3 = \frac{2 \cdot 3N_0\mu^2 e}{l_1} \cdot \frac{2 \cdot 2rn}{60} = \frac{2N_0\mu^2 rn}{5 \cdot l_1},$$

где N_0 — средняя величина нажатия N на направляющие.

Сравнивая выражения для T_2 и T_3 , замечаем, что последняя величина значительно меньше первой.

Так как работа T_3 тем больше, чем выше шарнир ползуна расположен по отношению к рабочим поверхностям, то при конструировании его следует принимать меры, чтобы уменьшить это расстояние e .

С другой стороны, надо наблюдать, чтобы шарнир лежал на прямой AB , проходящей через центры рабочих поверхностей. В противном случае появится новая пара, которая вызовет еще дополнительное перекашивание ползуна и увеличение давления q благодаря эксцентриситету z (черт. 188).

ТАБЛИЦА 3

Для составления таблицы использованы данные Bach'a, Stephan'a, Kammerer'a и др., взятые

ТАБЛИЦА 3
допускаемых напряжений материалов в машиностроении

Допускаемое напряжение на																					Примечание	
Растяжение k_t кг/см ²			Сжатие кг/см ²		Удельное давление при нескольких затяжных плоскостях P кг/см ²			Изгиб k_b кг/см ²			Срез k_s кг/см ²			Кручение k_d кг/см ²								
$\delta = \frac{K_s}{k_s}$	a	b	c	a	b	a	b	c ударная	Форма сеч. $\delta = \frac{K_b}{k_b}$	a	b	c	$\delta = \frac{K_s}{k_s}$	a	b	c	Форма сечения $\delta = \frac{K_d}{k_d}$	a	b	c		
5 0	4-3 K-4	900-1500 1200-1800	600-1000 800-1200	800-500 400-600	900-1500 1200-1800	600-1000 800-1200	800-1000 1000-1500 1500-1800	530-670 700-1000 900-1200	270-330 350-500 400-600		900-1500 1200-1800	600-1000 800-1200	300-500 400-600	4-3 4	720-1200 960-1440	480-800 640-960	240-400 320-480		600-1200 900-1440	400-800 600-960	200-400 300-480	Род действия нагрузки:
6	4-3	1200-2500	800-1670	400-830	1200-2500	800-1670	1000-2000	670-1330	330-670		7500	5000							6000	4000		
6 2 6 6	4-3 4-3,5 6-5	1200-1800 900-1000 600-1200	800-1200 600-800 400-800	400-600 800-400 200-400	1200-1800 900-1200 900-1500	800-1200 600-800 600-1000	1000-1500 700-900 800-1000	700-1000 470-600 530-670	350-500 230-300 270-330		1200-2500 1200-1800 900-1200 750-1200	800-1670 800-1200 600-800 500-800	400-830 400-600 300-400 250-400	4-3 4- 4-3,5 6-5	960-2000 960-1440 720-950 480-960	640-1330 640-960 480-640 320-640	320-670 320-480 240-320 160-320		900-2000 900-1440 360-480 480-960	600-1330 660-960 240-820 320-640	300-670 300-480 120-160 160-320	
										6	460-600	310-400	150-200					5	270-350	180-230	90-120	a — спокойная (по- стоянная) b — переменная от 0 до P c — меняющаяся от -P до +P
										7,5	370-480	250-320	120-160					6	220-290	150-190	70-100	
										9	310-400	210-270	100-130		300-350	200-230	100-125	3,5	380-500	250-330	130-160	
										5	560-720	370-480	190-240					3,2	420-550	280-370	140-180	
							700-800	470-530	230-270	6	460-600	310-400	150-200									
										7	400-510	270-340	130-170									
1	5-4	450-700	300-470	150-230	600-900	400-600	500-800 1000-1500	330-530 670-1000	170-270 330-500		450-700	300-470	150-230						300-400	200-270	100-130	
5	5-4	400-540	270-360	130-180	400-540	270-360	350-500 20-50	230-330	120-170		400-540	270-360	130-180									
3	10-8	100-120	70-80	30-40							150-200	100-130	50-70									
5	6-5	400-500	270-330	130-170	400-500	270-330	300-400	200-270	100-130		400-500	270-330	130-170						300-400	200-270	100-130	
5	6-5	600-900	400-600	200-300	600-900	400-600	500-750	330-500	170-250		600-900	400-600	200-300		450-700	300-470	150-230		450-700	300-470	150-230	
5	6-5	300-400	200-270	100-130	300-400	200-270	250-350	170-230	80-120		300-400	200-270	100-130									
2	5	400-600	270-400	130-200	400-600	270-400	300-450	270-300	130-150		400-600	270-400	130-200		320-480	210-320	110-160		320-480	210-320	110-160	
0	6-5	600-1000	400-670	200-330	600-1000	400-670	500-800	330-530	170-270		600-1000	400-670	200-330		480-800	320-530	160-270		480-800	320-530	160-270	
0	750	180	120	60	90	60															Для вкладышей подшипн.	
0	500	150	100	50	75	59																
					60	40																
					30	20																
					20	14																
					10	7																
					16	10																
					10	7																

Для составления таблицы использованы данные Bach'a, Stephan'a, Kammerer'a и др., взятые из Rötcher, Die Maschinenelemente. B. I. S. 12-13.

Для составления таблицы использованы данные Bach'a, Stephan'a, Kammerer'a и др., взятые из Rötischer, Die Maschinenelemente. В. I. S. 12-13.