

М. Н. ИВАНОВ

ДЕТАЛИ МАШИН

**ИЗДАНИЕ 3-е,
ДОПОЛНЕННОЕ
И ПЕРЕРАБОТАННОЕ**

**Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования
в качестве учебника
для студентов машиностроительных
специальностей вузов**



МОСКВА «ВЫСШАЯ ШКОЛА» 1976

6П5.3
И20
УДК 621.81(075.6)

Рецензент —
кафедра «Детали машин и приборов»
Московского института электронного машиностроения

Иванов М. Н.

И20 Детали машин. Учебник для вузов. Изд. 3-е, доп. и перераб. М., «Выш. школа», 1976.
399 с. с ил.

В книге рассмотрены расчеты, конструкция и технология деталей и узлов общего назначения: разъемных и неразъемных соединений, передач трением и зацеплением, валов и осей, подшипников скольжения и качения, муфт и пружин. Книга является учебником для вузов и соответствует программе курса деталей машин для студентов машиностроительных и механических специальностей.

Книга может быть также полезна инженерно-техническим работникам.

И $\frac{31302-148}{001(01)-76}$ 98—76

6П5. 3

Учебник написан по программе курса «Детали машин» для машиностроительных и механических специальностей высших технических учебных заведений. Основное содержание учебника соответствует курсу лекций, которые автор читает в Московском высшем техническом училище им. Н. Э. Баумана. В каждом разделе даны примеры, помогающие усвоить методику и порядок расчетов.

При выполнении рисунков автор стремился дать простые, запоминающиеся схемы, которые сохраняют, однако, основные черты конструкций и позволяют понять условия работы и расчета деталей. При этом предполагается, что конструкцию деталей студенты изучают дополнительно на лабораторных занятиях и при курсовом проектировании. Сведения, необходимые для курсового проектирования, и в том числе справочные данные см. [12]. В настоящей книге данные справочного характера приводятся в ограниченном объеме, необходимом лишь для подтверждения и иллюстрации общих теоретических выводов и выполнения расчетов.

Все расчеты деталей машин автор старался излагать по единой методике, в основу которой положены главные критерии работоспособности.

Расчетные формулы, на которые обращается особое внимание студентов, выделены жирным шрифтом. Этими формулами нужно уметь не только пользоваться, но и знать их вывод.

Конструкции, значение которых в современном машиностроении уже не столь существенно, рассматриваются в сокращенном объеме. Это касается зацепочных соединений, плоскоромненных передач и т. п.

Третье издание дополнено сведениями о соединениях пайкой и склеиванием (гл. 4), посадкой на конус (гл. 6, § 4); о новых передачах с зацеплением Новикова (гл. 10, § 14) и волновых механических передачах (гл. 10, § 15). Переработан расчет зубчатых передач и подшипников качения в соответствии с приближением формы расчетов, ранее принятых в $\dots$, к форме, рекомендуемой в настоящее время ИСО и СЭВ (гл. 10 и 15).

Единицы измерения физических величин даны в двух системах: технической системе единиц (МКСГС) и в Международной системе (СИ). В соответствии с новыми ГОСТами по зубчатым передачам изменены некоторые обозначения, например, крутящий момент обозначают T , окружную силу F_t и пр. Изменение обозначений внесено не только в раздел зубчатых передач, но и в другие разделы книги. Таблица перевода единиц измерения дана в приложении.

Автор выражает благодарность рецензентам рукописи — коллективу кафедры «Детали машин и приборов» Московского института электронного машиностроения, а также инж. Д. Л. Лезину, помогавшему при подготовке рукописи к печати.

Пожелания по улучшению книги следует направлять в издательство «Высшая школа» по адресу: Москва, К-51, Неглинная ул., 29/14.

Задачи курса деталей машин

Курс «Детали машин» является первым из расчетно-конструкторских курсов, в которых изучают основы проектирования машин и механизмов.

Любая машина (механизм) состоит из деталей.

Д е т а л ь является такой частью машины, которую изготавливают без сборочных операций. Детали могут быть простыми (гайка, шпонка и т. п.) или сложными (коленчатый вал, корпус редуктора, станина станка и т. п.).

Детали (частично или полностью) объединяют в узлы.

У з е л представляет собой законченную сборочную единицу, состоящую из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение (подшипник, муфта, редуктор и т. п.). Сложные узлы могут включать несколько простых узлов (подузлов); например, редуктор включает подшипники, валы с насаженными на них зубчатыми колесами и т. п.

Среди большого разнообразия деталей и узлов машин можно выделить такие, которые встречаются почти во всех машинах (болты, валы, муфты, механические передачи и т. п.). Эти детали (узлы) называют д е т а л я м и о б щ е г о н а з н а ч е н и я и изучают в курсе «Детали машин». Все другие детали (поршни, лопатки турбин, гребные винты и т. п.), встречающиеся только в одном или нескольких типах машин, относят к деталям специального назначения и изучают в соответствующих курсах.

Детали общего назначения применяют в машиностроении в очень больших количествах (в СССР ежегодно изготавливают сотни миллионов зубчатых колес). Поэтому любое усовершенствование методов расчета и конструкции этих деталей, позволяющее уменьшить затраты материала, понизить стоимость производства, повысить долговечность, приносит большой экономический эффект.

Изучение основ проектирования в курсе «Детали машин» складывается из лекционного курса, упражнений, лабораторных работ и курсового проекта. При этом изучение деталей общего назначения не является самоцелью. Не менее важно то, что на примере этих деталей изучают общие основы инженерных расчетов и конструирования.

Курс «Детали машин» читается студентам всех машиностроительных и механических специальностей. Он относится к общетехническим дисциплинам и завершает общетехническую подготовку студентов.

Изложение этого курса базируется на знаниях, приобретенных студентами при изучении физико-математических и общетехнических дисциплин: математики, механики, сопротивления материалов, теории механизмов и машин, технологии материалов, машиностроительного черчения и др.

В свою очередь курс «Детали машин» служит базой для построения специальных курсов.

Как самостоятельная научная дисциплина курс «Детали машин» оформился к восьмидесятым годам прошлого столетия. В это время он был выделен из общего курса построения машин. В XIX в., когда машин было мало, а их расчеты носили элементарный характер, студенты-механики изучали все вопросы машиностроения в общем курсе построения машин. Развитие машиностроения и теории расчета машин сделало этот курс чрезвычайно обширным, а общее обучение нецелесообразным. Поэтому курс построения машин был расчленен на ряд общетехнических и специальных дисциплин.

В России первый курс под названием «Детали машин» был написан в 1881 г. проф. В. Л. К и р п и ч е в ы м (1845—1913). В дальнейшем этот курс получил свое развитие в трудах проф. П. К. Х у д я к о в а (1857—1936), А. И. С и д о р о в а (1866—1931), М. А. С а в е р и н а (1891—1952) и др.

Из курсов, написанных зарубежными учеными, были переведены на русский язык и широко использовались труды Б а х а и Р е т ш е р а.

Кроме общих курсов по деталям машин, написано большое количество монографий и статей, посвященных его отдельным вопросам. Например, работы таких выдающихся отечественных ученых, как Л. Эйлера, Н. Е. Жуковского, С. А. Чаплыгина, Н. П. Петрова и др. (см. соответствующие разделы курса).

В настоящее время исследованиями в области деталей машин занимаются научно-исследовательские и учебные институты, машиностроительные заводы.

На развитие современного курса «Детали машин» большое влияние оказывает быстрый прогресс отечественного и зарубежного машиностроения. Этот прогресс требует все более широкой стандартизации и унификации деталей и узлов общего назначения, а также их изготовления в массовых количествах на специализированных заводах.

В условиях массового и специализированного производства значение курса «Детали машин» возрастает.

Основные требования, предъявляемые к конструкции деталей машин

Совершенство конструкции детали оценивают по ее *надежности* и *экономичности*. При этом под надежностью понимают вероятность безотказного выполнения определенных функций в течение заданного срока службы без внеплановых ремонтов. Экономичность определяется стоимостью материала, затратами на производство и эксплуатацию.

Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин

Для того чтобы быть надежными, детали прежде всего должны быть работоспособными, т. е. находиться в таком состоянии, в котором они могут выполнять заданные функции в пределах технических требований (подробнее о надежности см. стр. 17).

Работоспособность деталей оценивают по *прочности*, *износостойкости*, *жесткости*, *теплостойкости*, *вибрационной устойчивости*.

Значение того или иного критерия для данной детали определяют по условиям работы. Например, для крепежных винтов главным критерием является прочность, а для ходовых винтов — износостойкость.

При конструировании деталей их работоспособность обеспечивают главным образом выбором соответствующего материала и расчетом размеров изделия по основным критериям работоспособности.

Прочность является *главным критерием работоспособности* для большинства деталей. Непрочные детали не могут работать. Следует помнить, что поломки частей машины приводят не только к простоям, но и к несчастным случаям.

Различают статические и усталостные поломки деталей. **Статические** поломки происходят тогда, когда величина рабочих напряжений превышает предел статической прочности материала σ_p . Это связано обычно со случайными перегрузками, не учтенными при расчетах, или со скрытыми дефектами деталей (раковины, трещины и т. п.). **Усталостные** поломки вызываются длительным действием переменных напряжений, величина которых превышает характеристики усталостной прочности материала (например, σ_{-1}).

Усталостная прочность деталей значительно понижается при наличии концентраторов напряжений, связанных с конструктивной формой детали (галтели, канавки, резьбы и т. п.) или с дефектами производства (царапины, трещины и пр.).

Основы расчетов на прочность изучают в курсе сопротивления материалов. В курсе деталей машин общие законы расчетов на прочность рассматривают в приложении к конкретным деталям и придают им форму инженерных расчетов. В инженерных расчетах большое внимание уделяют *выбору расчетных схем и величин допускаемых напряжений (запасов прочности)*.

Неправильное назначение запаса прочности может привести к разрушению детали или к завышению веса конструкции и к перерасходу материала. В условиях больших масштабов производства машин перерасход материала приобретает весьма важное значение. Необоснованное увеличение веса таких машин, как транспортные, существенно понижает их эксплуатационные характеристики.

Факторы, влияющие на величину необходимого запаса прочности конкретной детали, весьма многочисленны и разнообразны: степень ответственности детали, однородность материала и надежность его испытаний, точность расчетных формул и определения расчетных нагрузок, влияние технологии изготовления детали, сборки узлов и т. д.

Если учесть, кроме того, все разнообразие условий работы современных машин и деталей, а также методов их производства, то станут очевидными большие трудности в раздельной количественной оценке влияния перечисленных факторов на величину запасов прочности. Поэтому в каждой отрасли машиностроения, основываясь на своем опыте, вырабатывают свои нормы запасов прочности для конкретных деталей. Эти нормы в приложении к расчету деталей общего назначения указаны в отдельных главах настоящего курса. Нормы запасов прочности не являются стабильными. Их периодически корректируют по мере накопления опыта и роста уровня техники. Наличие норм не умаляет существенного значения квалификации конструктора при выборе величин коэффициентов запаса прочности.

Кроме обычных видов разрушения (поломок) деталей, в практике наблюдаются случаи разрушения их поверхности. Последние связаны с контактными напряжениями.

Теорию контактных напряжений, как правило, не изучают в курсе «Сопротивление материалов». Эти напряжения являются предметом курса «Теория упругости». Расчеты многих деталей машин, изучаемые в данном курсе, выполняют по контактным напряжениям.

Поэтому ниже излагаются краткие сведения о контактных напряжениях и о разрушениях деталей, связанных с этими напряжениями. Кроме того, приводятся (без вывода) и объясняются те формулы, которые используются в дальнейшем как исходные для разработки методов расчета по контактным напряжениям.

Контактные напряжения возникают в месте соприкосновения двух деталей в тех случаях, когда размеры площадки касания малы по сравнению с размерами деталей (сжатие двух шаров, шара и плоскости, двух цилиндров и т. п.) *.

* При сравнительно большой площади соприкосновения напряжения, нормальные к поверхности деталей, в технике называют напряжениями смятия или удельным давлением. Например, напряжения смятия в резбе, удельное давление в подшипнике скольжения и т. д.

Если величина контактных напряжений больше допускаемой, то на поверхности деталей появляются вмятины, борозды, трещины или мелкие раковины. Подобные повреждения наблюдаются, например, у фрикционных, зубчатых, червячных и цепных передач, а также в подшипниках качения.

При расчете величины контактных напряжений различают два характерных случая:

а) *первоначальный контакт в точке* (два шара, шар и плоскость и т. п.);

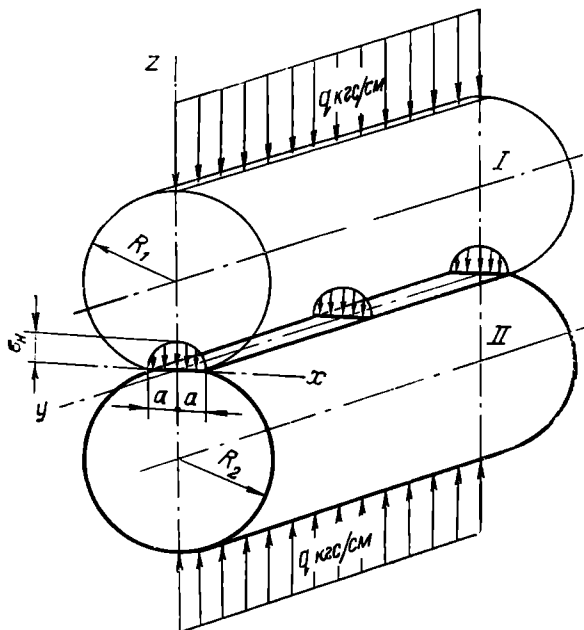


Рис. 0.1

б) *первоначальный контакт по линии* (два цилиндра с параллельными осями, цилиндр и плоскость и т. п.).

На рис. 0.1 изображен пример сжатия двух цилиндров с параллельными осями. До приложения удельной нагрузки q цилиндры соприкасались по линии. Под нагрузкой линейный контакт переходит в контакт по узкой площадке. При этом точки максимальных нормальных напряжений σ_H располагаются на продольной оси симметрии контактной площадки. Величину этих напряжений вычисляют по формуле

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}} \cdot \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)}}, \quad (0.1)^*$$

Достаточно полное изложение теории контактных напряжений в форме, доступной для инженера, можно найти в [13]. Основоположителем теории контактных напряжений является Н. Herz (1881). В его честь приписывают индекс H контактным напряжениям.

* Для других случаев контакта см. формулы (9.18).

для тел из стали и других материалов с коэффициентом Пуассона $\mu \approx 0,3$

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{qE_{np}/\rho_{np}}.$$

Здесь

$$\left. \begin{aligned} E_{np} &= \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}; \\ \frac{1}{\rho_{np}} &= \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}, \end{aligned} \right\} \quad (0.2)$$

где E_{np} и ρ_{np} — приведенные модуль упругости и радиус кривизны; E_1, E_2, R_1, R_2 — модули упругости и радиусы цилиндров.

Формула (0.1) справедлива не только для круговых, но и для любых других цилиндров. Для последних R_1 и R_2 будут радиусами кривизны в точках контакта. При контакте цилиндра с плоскостью $R_2 = \infty$. Знак минус в формуле (0.2) принимается в случае, когда поверхность одного из цилиндров вогнутая (внутренний контакт).

В зоне контакта материал подвергается трехосному сжатию *. При этом максимальные касательные напряжения τ_H действуют в точках, расположенных в плоскости yz на расстоянии $0,8a$ от поверхности контакта, где a — половина ширины площадки контакта,

$$\tau_H = 0,3\sigma_H \approx 0,125 \sqrt{qE_{np}/\rho_{np}}.$$

Во многих случаях практики контакт деталей сопровождается скольжением, при котором поверхности контакта дополнительно нагружаются касательными силами трения.

Исследованиями установлено, что силы трения увеличивают максимальные касательные напряжения τ_H и приближают их к поверхности контакта. Так, например, при коэффициенте трения, равном около 0,2, получено

$$\tau_H = 0,36\sigma_H \approx 0,145 \sqrt{qE_{np}/\rho_{np}}. \quad (0.3)$$

При вращении цилиндров под нагрузкой отдельные точки их поверхностей периодически нагружаются и разгружаются, а контактные напряжения в этих точках изменяются по прерывистому пульсационному циклу (рис. 0.2, *г*). Каждая точка нагружается только в период прохождения зоны контакта и свободна от напряжений в остальное время оборота цилиндра.

Переменные контактные напряжения вызывают усталость поверхностных слоев деталей. На поверхности образуются микротрещины с последующим выкрашиванием мелких частиц металла. Если детали работают в масле, оно проникает в микротрещины (рис. 0.2, *а*). Попадая в зону контакта (рис. 0.2, *б*) трещина закрывается, а заполняющее ее масло подвергается высокому давлению. Это давление способствует развитию трещины до тех пор, пока не произойдет выкрашивание частицы металла (рис. 0.2, *в*). Выкрашивания не наблюдается, если величина контактных напряжений не превышает допускаемой.

* За исключением контура контактной площади, где наблюдается двухосное сжатие — растяжение.

Экспериментально установлено, что при качении со скольжением, например $\omega_1 r_1 > \omega_2 r_2$ (см. рис. 0.2, а), цилиндры 1 и 2 обладают различной контактной выносливостью. Это объясняется следующим. Усталостные микротрещины при скольжении располагаются не радиально, а вытягиваются в направлении сил трения. При этом в зоне контакта масло выдавливается из трещин опережающего цилиндра 1 и запрессовывается в трещины отстающего цилиндра 2. Поэтому отстающий цилиндр обладает меньшей контактной выносливостью.

Кривые выносливости материала по контактным напряжениям подобны кривым выносливости по напряжениям изгиба, растяжения — сжатия и другим (см. курс сопротивление материалов и рис. 10.36). Здесь так же, как и при других напряжениях, имеется базовое число циклов N_{H0} и соответствующий ему предел выносливости $\sigma_{H \lim 0}$.

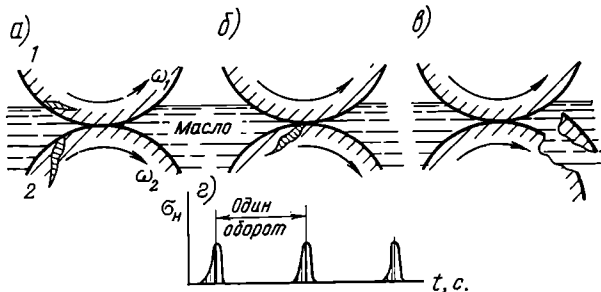


Рис. 0.2

По $\sigma_{H \lim 0}$ определяются допускаемые напряжения при расчете на выносливость по контактным напряжениям.

Износ — процесс постепенного уменьшения размеров деталей в результате трения. При этом может изменяться и форма деталей.

Износ деталей не должен превышать некоторой допустимой для данной машины величины. Детали, изношенные больше нормы, бракуют и заменяют при ремонте.

Интенсивность износа, а следовательно, и срок службы детали зависят от величины давления на поверхности соприкосновения и скорости скольжения, а также от величины коэффициента трения и износостойкости материала.

Различают несколько видов изнашивания деталей: абразивный износ, износ при заедании, износ при коррозии и др. Основное значение имеет абразивный износ, происходящий вследствие царапающего действия неровностей поверхностей или твердых посторонних частиц (пыль, грязь и т. п.).

Для повышения износостойкости деталей широко используют смазку трущихся поверхностей, применяют антифрикционные материалы, специальные виды химико-термической обработки поверхностей и т. д.

При расчетах деталей, подверженных износу, уменьшают величину допускаемых давлений. В некоторых случаях это уменьшение

весьма значительно. Так, например, на поверхности резьбы ходового винта токарного станка по условиям износа допускают удельные давления не более $8 \div 10 \text{ кгс/см}^2$, в то время как в условиях простого нагружения без скольжения резьба может выдерживать значительно большие давления, например до 2000 кгс/см^2 .

Следует отметить, что *износ выводит из строя большое число деталей машин*. Он значительно увеличивает стоимость эксплуатации, вызывая необходимость проведения периодических ремонтов и замены деталей.

Износостойкость деталей машин существенно понижается при наличии коррозии, которая нарушает химическую однородность материала и увеличивает шероховатость поверхности детали. *Коррозия является причиной преждевременного разрушения многих машин и конструкций*.

Для защиты от коррозии применяют антикоррозионные покрытия или изготавливают детали из специальных коррозионно-устойчивых материалов. При этом особое внимание уделяется деталям, работающим в присутствии воды, пара, кислот, щелочей и т. д.

Жесткость наряду с прочностью является одним из основных критериев расчета. Во многих случаях именно по условиям жесткости определяют размеры деталей.

Расчет на жесткость предусматривает ограничение упругих деформаций деталей в пределах, допустимых для конкретных условий работы. Такими условиями могут быть, например:

а) условия работы сопряженных деталей (правильность зацепления двух зубчатых колес нарушается при больших прогибах валов; изогнутый вал может заклинить в подшипнике и т. д.);

б) технологические условия (точность и производительность обработки на металлорежущих станках в значительной степени определяются жесткостью станка и детали и т. д.).

Нормы жесткости деталей устанавливают на основе практики эксплуатации и расчетов. Значение расчетов на жесткость возрастает в связи с широким внедрением высокопрочных материалов, у которых увеличиваются характеристики прочности (σ_b и σ_t), а модуль упругости E (характеристика жесткости) остается почти неизменным.

Теплостойкость — нагрев деталей машин может вызвать следующие вредные последствия:

1) понижение прочности материала и появление ползучести. Ползучесть материала наблюдается главным образом в энергетических машинах с очень напряженным тепловым режимом (в газовых турбинах)*;

2) понижение защищающей способности масляных пленок, а следовательно, увеличение износа деталей;

3) изменение зазоров в сопряженных деталях (заклинивание, задиры и пр.);

4) в некоторых случаях понижение точности работы машины.

* Детали таких машин рассчитывают на ползучесть с учетом фактора времени. Расчеты на ползучесть в данном курсе не рассматриваются (см. [13]).

В целях выявления влияния нагрева машины на ее работу производят тепловые расчеты и, если необходимо, вносят соответствующие конструктивные изменения (например, применяют охлаждение).

Виброустойчивость — вибрации вызывают дополнительные переменные напряжения и, как правило, приводят к усталостному разрушению деталей. В некоторых случаях вибрации снижают качество работы машин. Например, вибрации в металлорежущих станках снижают точность обработки и ухудшают качество поверхности обрабатываемых деталей. Особенно опасными являются резонансные колебания.

В связи с повышением скоростей движения машин опасность вибраций возрастает, поэтому расчеты на колебания приобретают все большее значение.

О выборе материалов для изготовления деталей машин

Выбор материала является ответственным этапом проектирования. Правильно выбранный материал в значительной мере определяет качество детали и машины в целом.

При изложении этого вопроса в курсе «Детали машин» предполагают, что изучающим известны основные сведения о свойствах машиностроительных материалов и способах их производства из курсов материаловедения, технологии материалов, сопротивления материалов.

Выбирая материал, учитывают в основном следующие факторы:

- 1) соответствие свойств материала главному критерию работоспособности (прочность, жесткость, износостойкость и др.);
- 2) весовые и габаритные требования к детали и машине в целом;
- 3) другие требования, связанные с назначением детали и условиями ее эксплуатации (противокоррозионная стойкость, фрикционные свойства, электроизоляционные свойства и т. д.);
- 4) соответствие технологических свойств материала конструктивной форме и намечаемому способу обработки детали (штампемость, свариваемость, литейные свойства, обрабатываемость на станках и т. д.);
- 5) стоимость и дефицитность материала.

Рекомендации по выбору материалов рассматриваются в отдельных главах курса в конкретном приложении к различным деталям.

Для изготовления деталей машин применяются различные материалы.

Черные металлы, подразделяемые на чугуны и стали, имеют наибольшее распространение. Это объясняется прежде всего их высокой прочностью и жесткостью, а также сравнительно невысокой стоимостью.

Основными недостатками черных металлов являются большой удельный вес и слабая коррозионная стойкость.

Цветные металлы — медь, цинк, свинец, олово, алюминий и некоторые другие применяют главным образом в качестве составных частей сплавов (бронз, латуней, баббитов, дюралюминия и т. д.). Эти металлы значительно дороже черных и используются для выполнения особых требований: легкости, антифрикционности, антикоррозионности и др.

Неметаллические материалы — дерево, резина, кожа, асбест, металлокерамика и пластмассы — находят в машиностроении широкое применение.

Пластмассы являются новыми материалами, применение которых в машиностроении все более расширяется. Современное развитие химии высокомолекулярных соединений позволяет получить материалы, которые обладают ценными свойствами: легкостью, прочностью, тепло- и электроизоляцией, стойкостью против действия агрессивных сред, фрикционностью или антифрикционностью и т. д.

Общим для всех пластмасс является способность формироваться вследствие пластических деформаций при сравнительно невысоких температурах и давлениях. Это позволяет получать из пластмасс изделия почти любой сложной формы высокопроизводительными методами: литьем под давлением, штамповкой, вытяжкой, выдуванием и т. д.

Вторым преимуществом пластмасс, которое следует подчеркнуть, является сочетание легкости и высокой прочности, характеризующееся отношением σ_b/γ и называемое удельной прочностью. По этому показателю некоторые виды пластмасс могут успешно конкурировать с лучшими сортами стали и дюралюминия (табл. 0.1).

Т а б л и ц а 0.1

Сравнение прочности металлов и пластмасс

Материал	Удельный вес γ , Н/м ³ · 10 ⁻⁴	Предел прочности при растяжении σ_b , МПа	Удельная прочность $\sigma_b/\gamma \cdot 10^4$
Сталь лучших сортов	7,8	1280	160
Чугун лучших сортов	7,8	350	45
Дюралюминий	2,8	390	140
Фенотекстослой	1,4	150	110
Фенодревослой	1,4	350	250
Стеклотекстослой	1,8	540	300

Высокая удельная прочность позволяет широко использовать пластмассы в конструкциях, вес которых имеет особо важное значение (авиация, автомобилестроение и т. д.).

Основными потребителями пластмасс в настоящее время являются электрорадиотехническая и химическая промышленности. Здесь из пластмасс изготавливают корпуса, панели, колодки, изоляторы, баки, трубы и другие детали, подвергающиеся действию кислот, щелочей и т. п. В других отраслях машиностроения пластмассы применяют, главным образом, для производства сравнительно малонапряженных корпусных деталей, а также зубчатых колес, шкивов, вкладышей подшипников, фрикционных накладок, втулок, маховичков, рукояток и т. д.

Технико-экономическая эффективность применения пластмасс в машиностроении определяется в основном значительным снижением веса машин и повышением их эксплуатационных качеств, а также экономией цветных металлов и сталей. Замена металла пластмассами зна-

Механические характеристики материалов

Марка	Твердость		Пределы прочности, кгс/мм ²			Термообработка или состояние
	HВ	HRC	σ_B	σ_T	σ_{-1}	
			не менее			
Стали низко- и среднеуглеродистые обыкновенного качества						
Ст3	—	—	38	22	17	} Горячекатаная
Ст5	—	—	50	26	22	
Ст6	—	—	60	30	25	
Стали углеродистые качественные						
10; 20; 35; 40; 45; 50	См. табл. 1.1 и 10.12					
Стали конструкционные автоматные						
A12	≥ 160	—	42	24	16	} Горячекатаная
A20	≥ 168	—	46	—	—	
A30	≥ 185	—	52	—	—	
Стали конструкционные легированные						
35X; 40X; 45X; 40XH; 35XM; 40XNMA; 30XГСА; 35XГСА; 20X; 25XГТ; 12XН3А	См. табл. 1.1 и 10.12					
Отливки стальные						
25Л			45	24		} См. табл. 10.12
35Л			50	28		
45Л; 30XНМЛ; 40ХЛ;						
35ХМЛ						
Отливки из чугуна						
СЧ12-28; СЧ18-36	СЧ15-32;	См. табл. 11.8				
Бронзы						
БрОФ10-1; БрАЖ9-4	БрОНФ;	См. табл. 11.8				

чительно снижает трудоемкость и себестоимость машиностроительной продукции. При замене черных металлов литейными пластмассами трудоемкость изготовления деталей уменьшается в среднем в 5—6 раз, а себестоимость — в 2—6 раз. При замене пластмассами цветных металлов себестоимость снижается в 4—10 раз.

Отрицательным, пока еще не устраненным, свойством пластмасс является склонность их к так называемому старению. Старение сопровождается постепенным изменением механических характеристик и

даже размеров деталей в процессе эксплуатации. Этот недостаток все еще задерживает широкое распространение пластмасс в машиностроении.

В табл. 0.2 приведены механические характеристики наиболее распространенных материалов.

Замечания по вопросам расчета деталей машин

Большое значение в расчетах деталей машин имеют нормы, которым придают характер закона или рекомендации. Эти нормы следует рассматривать как обобщение большого опыта, гарантирующего работоспособность и рациональность конструкции.

Условия работы деталей машин часто бывают столь разнообразными и сложными, что их не всегда удается проанализировать и облечь в форму точного расчета. Поэтому в деталях машин широко применяют расчеты по приближенным формулам, а в некоторых случаях и по эмпирическим зависимостям.

Большое значение для приближенных расчетов имеет правильный выбор расчетной схемы, умение оценить главные и отбросить второстепенные факторы. Погрешности расчета по приближенным зависимостям компенсируют отмеченными выше нормами и рекомендациями. Так, например, неточность большинства расчетов на прочность принято компенсировать за счет допускаемых напряжений.

В курсе деталей машин встречаются две формы расчета — проектная и проверочная.

Проектный расчет — расчет, выполняемый при проектировании детали (машины) в целях определения ее размеров, материала и пр.

Проверочный расчет — расчет известной конструкции, выполняемый в целях проверки или определения норм нагрузки, срока службы и пр.

При проектном расчете число неизвестных обычно превышает число расчетных уравнений. Поэтому многими величинами задаются, принимая во внимание опыт и рекомендации.

В процессе проектирования расчет и конструирование органически связаны. При этом многие размеры, необходимые для расчета, конструктор берет из чертежа, а проектный расчет часто приобретает форму проверочного для намечаемой конструкции.

Об определении расчетных нагрузок

При расчетах деталей машин различают **расчетную** и **номинальную нагрузку**. Расчетную нагрузку, например крутящий момент T_p , определяют как произведение номинального момента T на динамический коэффициент режима работы K :

$$T_p = KT. \quad (0.4)$$

**Ориентировочные значения динамических коэффициентов K
для различных типов машин и условий их работы**

Наименование машин	Динамический коэффициент при разных видах пуска и нагружения после пуска				
	холостой пуск	плавный пуск с нагрузкой	резкий пуск с нагрузкой	нагрузка после пуска при помощи фрикционной муфты	ударная нагрузка после пуска
Небольшие вентиляторы и воздуходувки, токарные, винторезные, сверлильные станки, динамомашины, ленточные транспортеры .	1,2—1,3	—	—	1,2—1,4	—
Легкие трансмиссии, пластинчатые транспортеры, фрезерные станки и автоматы, насосы .	1,3—1,5	—	—	1,4—1,5	—
Фрикционные лебедки, кобестаны, строгальные и долбежные станки, скребковые транспортеры, ткацкие и прядильные станки, автомобили, фрикционные прессы .	1,3—1,5	1,4—1,6	1,5—1,7	1,4—1,6	1,8—2,5
Эксцентрикковые прессы, мельницы жерновые, шаровые и вальцевые, винтовые прессы, ножницы, глиномалки, карусельные станки .	1,4—1,8	1,7—1,9	1,8—2,0	1,7—1,9	2,0—2,2
Экскаваторы, грузоподъемные машины					
а) механизмы подъема груза	—	1,1—1,25	1,2—1,3	—	1,3—2,5 (подъем с подхватом груза)
б) механизмы горизонтального перемещения грузов .	—	1,6—1,9	1,8—2,0	—	—
Трамваи, троллейбусы, электропоезда, электрокары .	—	1,6—1,9	1,8—3,0	—	—
Камнедробилки, молоты воздушные и пружинные, экстракторы, механизмы специальных грузоподъемных машин .	—	2,0—2,2	2,0—2,6	—	2,5—3,5
Машины с кривошипно-шатунными, эксцентрикковыми механизмами и цепными передачами при больших значениях ведомых масс и скоростей их движения .	1,3—1,9	1,5—2,2	1,8—2,5	1,5—2,2	2,0—3,0

Номинальный момент соответствует паспортной (проектной) мощности машины и определяется по формуле

$$T = 97\,400 \frac{N}{n} \eta i \text{ кгс} \cdot \text{см} = 9550 \frac{N}{n} \eta i \text{ Н} \cdot \text{м}^*, \quad (0.5)$$

где N , кВт и n , об/мин — мощность и частота вращения двигателя; η и i — коэффициент полезного действия и передаточное отношение кинематической цепи от двигателя до рассматриваемой детали.

Коэффициент K учитывает дополнительные динамические нагрузки, связанные в основном с неравномерностью движения, пуском и торможением. Величина этого коэффициента зависит от типа двигателя, привода и рабочей машины.

Если режим работы машины, ее упругие характеристики и массы известны, значение K можно определить расчетом. В других случаях величину K выбирают, ориентируясь на рекомендации справочников (см. табл. 0.3). Эти рекомендации составляют на основе экспериментальных исследований и опыта эксплуатации различных машин **.

О надежности машин

Надежности изделий всегда уделялось большое внимание. Значение надежности возросло по мере развития техники. В современный период быстрого технического прогресса проблема повышения надежности превратилась в одну из важнейших проблем. В курсе деталей машин излагаются основные понятия и конкретные меры повышения надежности деталей и узлов общего назначения.

✓ **Надежность** — это *вероятность* безотказной работы в течение заданного срока службы в определенных условиях. Под заданным сроком службы понимается время до первого планового ремонта или между плановыми ремонтами.

Надежность можно определять для машины в целом или для отдельных ее агрегатов, узлов и деталей. Расчет надежности базируется на статистических данных. Статистические данные собирают путем наблюдений за изделием в эксплуатации или путем проведения специальных испытаний. Чем больше количество изделий, подвергавшихся испытаниям, тем точнее будет определена вероятность надежности.

Для оценки надежности могут быть выбраны различные показатели: число отказов в работе, средний срок службы в часах, число километров пробега и т. п. Целесообразность выбора того или иного показателя зависит от типа и назначения изделия. Если, например, из 1000 переключателей безотказно срабатывали 990, то надежность этих переключателей выражается коэффициентом $R = 990/1000 = 0,99$.

Если для некоторых типов автомобилей установлен пробег 100 000 км до первого капитального ремонта, а среднестатистический пробег

* Таблицу перевода единиц измерения см. стр. 388.

** При расчете некоторых механизмов вводят дополнительные коэффициенты нагрузки, учитывающие специфические особенности этих механизмов, — см., например, зубчатые передачи, гл. 10.

оказался равным 95 000 км, то коэффициент надежности этих автомобилей $R = 0,95$.

Согласно теории вероятности *коэффициент надежности сложного изделия выражают произведением коэффициентов надежности отдельных составляющих элементов*

$$R = R_1 R_2 R_3 \dots R_n = \prod_1^n R_i. \quad (0.6)^*$$

Формулу (0.6) используют для расчета надежности при проектировании машин. При этом величины R_i для отдельных деталей берут из каталогов (например, подшипники качения), определяют расчетом или специальными испытаниями.

Анализируя формулу (0.6), можно отметить следующее:

1. Надежность сложной системы всегда меньше надежности самого ненадежного элемента, поэтому важно *не допускать в систему ни одного слабого элемента*. Желательно, чтобы система состояла из равнонадежных элементов.

2. *Чем больше элементов имеет система, тем меньше ее надежность*. Если, например, система включает 100 элементов с одинаковой надежностью $R_i = 0,99$, то надежность системы $R = 0,99^{100} \approx 0,37$. Такая система, конечно, не может быть признана работоспособной, так как она будет больше простаивать, чем работать.

Это позволяет понять, почему проблема надежности стала особенно актуальной в современный период развития техники по пути создания сложных автоматических систем. Известно, что многие такие системы (автоматические линии, ракеты, самолеты, математические машины и др.) включают десятки и сотни тысяч элементов. Если в этих системах не обеспечивается достаточная надежность, они становятся нецелесообразными. Например, раньше на изготовление некоторой детали массового производства был занят парк станков в количестве 100 единиц. При автоматизации производства этот парк станков был заменен одной автоматической линией. До автоматизации выход из строя одного станка снижал производительность цеха только на 1%. После автоматизации при повреждении автоматической линии производство детали полностью приостанавливается.

Для того чтобы автоматическая линия эффективно заменила прежний парк станков, она должна обладать более высокой надежностью, чем каждый станок в отдельности. Если учесть, что автоматическая линия несравненно сложнее станка, то будут понятны трудности выполнения этого условия.

Недостаточная надежность сложных систем приводит не только к снижению их производительности из-за большого количества ремонтных простоев, но и к большим ремонтным расходам. Во многих случаях затраты на ремонтное обслуживание сложных машин в несколько раз превышают стоимость их изготовления. Например, на ремонтное

* Эта формула справедлива для наиболее распространенного в машиностроении случая последовательного соединения элементов.

обслуживание тракторного парка у нас ежегодно затрачивается не менее трети его стоимости.

С другой стороны, в технике имеются примеры высоконадежных изделий. С такими изделиями мы встречаемся в авиации и космонавтике, где вопросу надежности уделяется большое внимание.

На рис. 0.3 изображен график интенсивности отказов изделия в функции времени эксплуатации [54].

Интенсивность отказов λ — это число отказов, приходящееся на единицу времени *. Например, испытывали 1000 изделий в течение 1000 ч каждое, из них 10 отказало. Находим

$$\lambda = \frac{10}{1000 \cdot 1000} = 10^{-5}.$$

График надежности имеет три характерные зоны. Первая зона от 0 до t_n — период приработки. В начале этого периода интенсивность отказов имеет сравнительно высокие значения, затем снижается. Для периода приработки характерно проявление различного рода дефектов производства. По мере устранения этих дефектов интенсивность отказов понижается. Кроме того, вследствие приработочного износа все трущиеся детали автоматически доводятся до наиболее рациональных форм — устраняется местная концентрация нагрузки, устанавливаются нормальные зазоры и т. п. Из этого следует, что для повышения надежности целесообразно производить обкатку изделия до сдачи его в эксплуатацию.

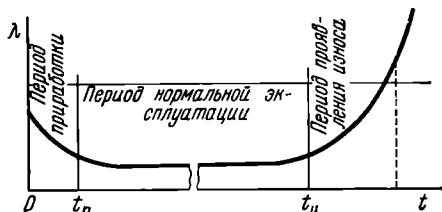


Рис. 0.3

Вторая зона от t_n до t_u — период нормальной эксплуатации — характеризуется примерно постоянным значением интенсивности отказов. Причиной отказов здесь являются случайные перегрузки, а также скрытые дефекты производства, не проявившиеся в период приработки. К таким дефектам относятся, например, структурные дефекты материала, микротрещины и т. п.; вследствие этих дефектов снижаются усталостная прочность и износостойкость деталей. Очевидно, что устранить полностью все дефекты производства чрезвычайно трудно. Практически всегда остается некоторая вероятность появления этих дефектов. Величина такой вероятности зависит от культуры производства. Повышение надежности на участке нормальной эксплуатации зависит от многих факторов, которые рассмотрены ниже.

Третья зона $t > t_u$ — период проявления физического износа — характеризуется резким повышением интенсивности отказов. В этот период различные виды физического износа

* Величина, обратная интенсивности отказов $m = 1/\lambda$, называется средней наработкой на отказ.

(абразивный износ, усталость материала и пр.) достигают таких значений, которые приводят к разрушению деталей или к нарушению нормальной работы машины. Машина требует очередного ремонта. В процессе ремонта заменяют или восстанавливают все поврежденные и ненадежные детали. После ремонта наступает новый период — приработки и нормальной эксплуатации. Из этого следует, что для повышения надежности машину целесообразно подвергать профилактическому ремонту до начала третьего периода.

Возвратимся к периоду нормальной эксплуатации. Приблизительно постоянное значение интенсивности отказов в этой зоне позволяет получить сравнительно простую зависимость надежности от времени эксплуатации изделия:

$$R = e^{-\lambda t}, \quad (0.7)$$

где e — основание натурального логарифма.

Надежность R уменьшается с увеличением времени эксплуатации по экспоненциальному закону (рис. 0.4). Интересно отметить, что при $t = 1/\lambda$ всегда $R = 1/e \approx 0,37$; при $t = 0,1/\lambda$ $R \approx 0,9$; при $t = 0,01/\lambda$ $R = 0,99$ и т. д. Время эксплуатации при достаточно высокой надежности увеличивается с уменьшением λ .

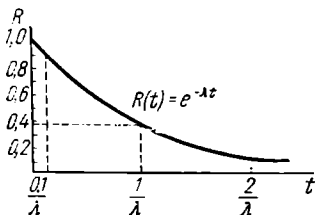


Рис. 0.4

Рассмотрим далее основные пути повышения R или уменьшения λ .

Основы надежности закладываются конструктором при проектировании изделия. Плохо продуманные, неотработанные конструкции, как правило, не бывают надежными.

Конструктор должен отразить в чертежах, технических условиях и другой технической документации все факторы, обеспечивающие надежность изделия.

Вторым, не менее важным, этапом, обеспечивающим надежность, является *производство конструкции*. От качества производства конструкции зависит практическое выполнение всех средств повышения надежности, заложенных в ней. Величина интенсивности случайных отказов на участке нормальной эксплуатации определяется, главным образом, качеством производства.

Из предыдущего ясно, что разумный подход к получению высокой надежности состоит в проектировании по возможности простых изделий с малым числом деталей. Каждой детали должна быть обеспечена достаточно высокая надежность.

Рассмотрим дополнительно некоторые вопросы, имеющие общее значение в смысле надежности.

1. Надежность изделий тесно связана с их долговечностью. Изделия, долговечность которых меньше заданного срока службы, не могут быть надежными.

2. Одним из простейших и эффективных мероприятий по повышению надежности является уменьшение напряженности деталей (повышение запасов прочности). Однако это требование надежности всту-

пает в противоречие с требованиями уменьшения габаритов и веса изделий. Для примирения этих противоречивых требований рационально использовать высокопрочные материалы и упрочняющую технологию: легированные стали, термическую и химико-термическую обработку, наплавку твердых и антифрикционных сплавов на поверхность деталей, поверхностное упрочнение путем дробеструйной обработки или обработки роликами и т. п.* Так, например, путем термической обработки можно увеличить нагрузочную способность зубчатых передач в 2—4 раза. Хромирование шеек коленчатого вала автомобильных двигателей увеличивает срок службы по износу в 3—5 и более раз. Дробеструйный наклеп зубчатых колес, рессор, пружин и пр. повышает срок службы по усталости материала в 2—3 раза.

3. Эффективной мерой повышения надежности является также хорошая система смазки: правильный выбор сорта масла, рациональная система подвода смазки к трущимся поверхностям, защита трущихся поверхностей от абразивных частиц (пыли и грязи) путем размещения изделий в закрытых корпусах, установки эффективных уплотнений и т. п.

4. Статически определяемые и самоустанавливающиеся системы более надежны. В этих системах меньше проявляется вредное влияние дефектов производства на распределение нагрузки.

5. Если условия эксплуатации таковы, что возможны случайные перегрузки, в конструкции следует предусматривать предохранительные устройства (предохранительные муфты или реле максимального тока). Для уменьшения вредного влияния динамических нагрузок устанавливают упругие связи (упругие муфты).

6. В целях уменьшения отказов за счет дефектов производства все детали необходимо тщательно контролировать. Практика показывает, что специализация и автоматизация производства повышают качество и однородность изделий. Поэтому следует шире применять унифицированные детали массового производства. ГОСТы и нормы вырабатывают на основе глубоких исследований и большого опыта. Поэтому использованию стандартных элементов конструктор должен уделять большое внимание.

7. В некоторых изделиях, преимущественно в электронной аппаратуре, для повышения надежности применяют не последовательное, а параллельное соединение элементов и так называемое резервирование. При параллельном соединении элементов надежность системы значительно повышается, так как функцию отказавшего элемента принимает на себя ему параллельный или резервный элемент. Для параллельного соединения формула (0.6) несправедлива — см. [54].

В машиностроении параллельное соединение элементов и резервирование применяют редко, так как в большинстве случаев они приводят к значительному повышению веса, габаритов и стоимости изделий. Одним из примеров оправданного применения параллельного соединения могут служить двух- и четырехмоторные самолеты. Четы-

* Способы упрочняющей технологии изучают в курсах материаловедения, технологии материалов и термообработки.

рехмоторный самолет не терпит аварии при отказе одного и даже двух моторов.

8. Для многих машин большое значение, в смысле надежности, имеет так называемая ремонтпригодность. Отношение времени простоя в ремонте к рабочему времени является одним из показателей надежности. С этой точки зрения конструкция должна обеспечивать легкую доступность к узлам и деталям для осмотра или замены. Сменные детали должны быть взаимозаменяемыми с запасными частями.

В конструкции желательно выделять ремонтные узлы. Замена поврежденного узла заранее подготовленным значительно сокращает ремонтный простой машины. При проектировании следует стремиться к равной долговечности всех деталей или к кратности их долговечности. Например, изделие имеет три группы деталей по долговечности:

I группа	—	срок службы	3000 ч
II	»	—	» 6000 ч
III	»	—	» 9000 ч

Первый плановый ремонт предусматривает замену деталей I группы; при втором заменяют детали I и II групп; при третьем — I и III групп и т. д.

Перечисленные факторы, определяющие надежность, позволяют сказать, что надежность является основным показателем качества изделия. По надежности изделия можно судить как о качестве проектно-конструкторских работ, так и о качестве производства.

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Детали, составляющие машину, связаны между собой тем или иным способом. Эти связи можно разделить на подвижные, к которым относятся различного рода шарниры, подшипники, зацепления, и неподвижные — резьбовые, сварные, шпоночные и др.

Наличие подвижных связей в машине обусловлено ее кинематической схемой. Неподвижные связи (жесткие или упругие) вызываются потребностью расчленения машины на узлы и детали. Это делают для того, чтобы упростить производство машины, облегчить ее сборку, ремонт, транспортировку и т. д.

Неподвижные связи в технике называют соединениями.

По признаку разъемности все виды соединений можно разделить на разъемные и неразъемные.

Разъемные соединения позволяют разбирать узлы без повреждения деталей. К ним относятся резьбовые, штифтовые, клиновые, клеммовые, шпоночные, шлицевые и профильные соединения.

Неразъемные соединения не позволяют разбирать узлы без разрушения или повреждения деталей. Применение неразъемных соединений обусловлено в основном технологическими и экономическими требованиями. К этой группе соединений относятся: заклепочные, сварные и прессовые *.

По типу соединяемых деталей можно выделить:

а) соединения деталей типа вал и ступица: шпоночные, шлицевые, профильные и прессовые;

б) соединения всех других деталей (корпусных, листовых, трубчатых и т. д.): резьбовые, сварные, заклепочные.

Соединения являются весьма важными элементами конструкций. Многие аварии и прочие неполадки в работе машин и сооружений обусловлены неудовлетворительной конструкцией соединений.

Основным критерием работоспособности и расчета соединений является прочность — статическая и усталостная.

Необходимо стремиться к тому, чтобы соединение было равнопрочным с соединяемыми элементами **. Наличие соединения, которое обладает прочностью, составляющей, например, 0,8 от прочности других элементов конструкции, свидетельствует о том, что 20% нагрузочной способности этих элементов или соответствующая часть

* Прессовые соединения отнесены к группе неразъемных условно, так как они позволяют производить повторную сборку и разборку, однако с применением значительных усилий и с частичным повреждением сопрягаемых поверхностей деталей.

** Подробнее о равнопрочности соединений см. гл. 2 «Заклепочные соединения».

металла конструкции не используется. Во многих случаях неравнопрочность соединения приводит к большим излишним затратам материала. Например, прочность некоторых заклепочных соединений листов, вследствие ослабления листов отверстиями под заклепки, составляет лишь 60% от прочности самих листов. При равнопрочном соединении, например сварном, толщину и вес этих листов можно уменьшить на 40%.

Желательно, чтобы соединение не искажало форму изделия, не вносило дополнительных элементов в его конструкцию и т. п. Например, соединение труб болтами требует образования фланцев на концах, труб, сверления отверстий под болты, установку самих болтов с гайками и шайбами. Соединение труб сваркой встык не требует никаких дополнительных элементов. Оно в наибольшей степени приближает составное изделие к целому. С этих позиций соединение болтами может быть оправдано только разъемностью.

ГЛАВА 1

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Соединения деталей с помощью резьбы являются одним из старейших и наиболее распространенных видов разъемного соединения. К ним относятся соединения с помощью болтов, винтов, винтовых стяжек и т. д.*

§ 1. РЕЗЬБА

Основные определения и классификация по геометрической форме

Цилиндрическая резьба (рис. 1.1) — поверхность, образованная при винтовом движении плоского контура (например, *abc*) по цилиндру. Профиль резьбы — контур сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось цилиндра. По форме профиля резьбы разделяют на *треугольные, прямоугольные, трапециевидные, круглые* и др.

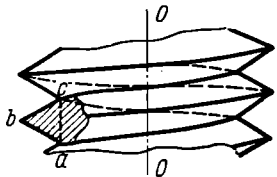


Рис. 1.1

По направлению винтовой линии различают *правую и левую резьбы*. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой — справа налево и вверх. Наиболее распространенной является правая

резьба. Левую резьбу применяют только в специальных случаях.

Если по параллельным винтовым линиям перемещают два или несколько рядом расположенных профилей, они образуют *многозаход-*

* В целях сокращения объема изложения в данной главе рассматриваются также основные элементы винтовых механизмов. Это целесообразно потому, что силовые зависимости в винтовой паре (винт — гайка) и методы расчета являются общими для крепежных и ходовых резьб. Специальные сведения о винтовых механизмах изложены в гл. 13.

ную резьбу. По числу заходов резьбы делят на *однозаходную*, *двухзаходную* и т. д. Наиболее распространенной является *однозаходная* резьба. Все крепежные резьбы *однозаходные*. *Многозаходные* резьбы применяют преимущественно в винтовых механизмах. Число заходов больше трех применяется редко.

Кроме цилиндрической, изготавливают *коническую* резьбу, основной поверхностью для которой служит конус. Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническую резьбу применяют для плотных соединений труб, масленок, пробок и т. п.

Методы изготовления резьбы

Резьбу можно изготавливать следующими способами:

1. Нарезкой вручную метчиками (плашками). Способ малопроизводительный. Его применяют в индивидуальном производстве и ремонтных работах.

2. Нарезкой на токарно-винторезных или специальных станках.

3. Методом фрезерования на специальных резьбофрезерных станках. Применяют для нарезки винтов больших диаметров с повышенными требованиями к точности резьбы (ходовые и грузовые винты, резьбы на валах и т. д.).

4. Методом накатки на специальных резьбонакатных станках-автоматах. Этим высокопроизводительным и дешевым методом изготавливают большинство резьб стандартных крепежных деталей (болты, винты и т. д.).

5. Методом отливки. Этим методом изготавливают резьбы на литых деталях из чугуна, стекла, пластмассы, металлокерамики и др.

6. Методом выдавливания. С помощью этого метода изготавливают резьбу на тонкостенных давленных и штампованных изделиях из жести, пластмассы и т. д.

Геометрические параметры, характеризующие резьбу

Резьба характеризуется следующими основными геометрическими параметрами, которые рассмотрим на примере метрической резьбы (рис. 1.2): d — наружный диаметр резьбы; d_1 — внутренний диаметр резьбы; d_2 — средний диаметр резьбы (диаметр воображаемого цилиндра, поверхность которого пересекает резьбу в таком месте, где ширина витка равна ширине впадины *); h — рабочая высота профиля, по которой соприкасаются витки винта

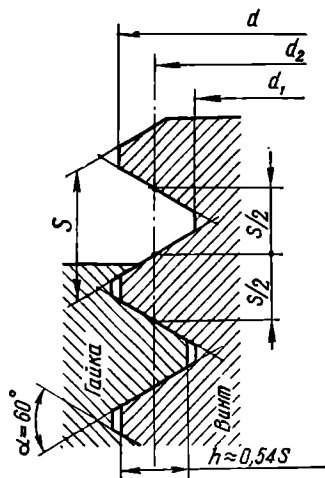


Рис. 1.2

* Это определение не относится к прямоугольной резьбе (см. рис. 1.5), у которой $d_2 = (d + d_1)/2$.

и гайки; S — шаг резьбы (расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков, измеренное в направлении оси винта); S_1 — ход резьбы (величина поступательного перемещения образующего профиля за один оборот, или величина поступательного перемещения гайки или винта за один оборот. Для однозаходной резьбы $S_1 = S$; для многозаходных резьб $S_1 = nS$, где n — число заходов); α — угол профиля; β — угол подъема резьбы (угол, образованный касательной к винтовой линии

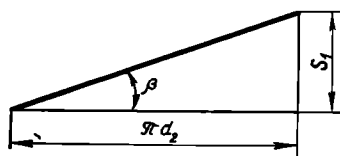


Рис. 1.3

в точке на среднем диаметре резьбы и плоскостью, перпендикулярной к оси резьбы — рис. 1.3)

$$\operatorname{tg} \beta = S_1 / (\pi d_2). \quad (1.1)$$

Все геометрические параметры большинства резьб и допуски на их размеры стандартизованы.

Основные типы резьб, их классификация и обоснование выбора профиля резьбы

Резьбы разделяют по назначению и форме профиля.

1. Резьбы крепежные: *метрическая* с треугольным профилем (см. рис. 1.2) — является основной крепежной резьбой; *трубная* (рис. 1.4, а) треугольная со скругленными вершинами и впадинами; *круглая* (рис. 1.4, б); *резьба винтов для дерева* (рис. 1.4, в).

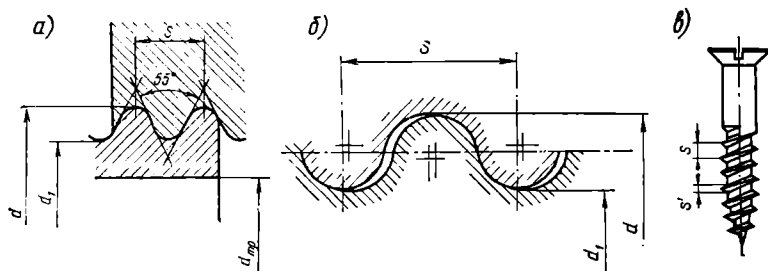


Рис. 1.4

2. Резьбы винтовых механизмов (ходовые резьбы): *прямоугольная* (рис. 1.5, а); *трапецидальная симметричная* (рис. 1.5, б); *трапецидальная несимметричная* или *упорная* (рис. 1.5, в).

Приведенная классификация не является строгой, так как в практике встречаются случаи применения метрической резьбы с мелким шагом в точных измерительных винтовых механизмах и, наоборот, трапецидальных резьб как крепежных.

Выбор профиля резьбы в зависимости от ее назначения определяется многими факторами. Важнейшими из них являются *прочность*,

технологичность и величина трения в резьбе (величина потерь). Так, например, крепежная резьба должна обладать высокой прочностью и большим трением, предохраняющим крепежные детали от самоотвинчивания.

Резьбы винтовых механизмов должны быть с малым трением, чтобы повысить к. п. д. и уменьшить износ. Прочность во многих случаях не является здесь основным фактором, определяющим размеры винтовой пары.

На рис. 1.6 сопоставляются прямоугольная и треугольная резьбы. Осевая сила P , действующая по стержню винта, воспринимается гайкой через элементарные нормальные

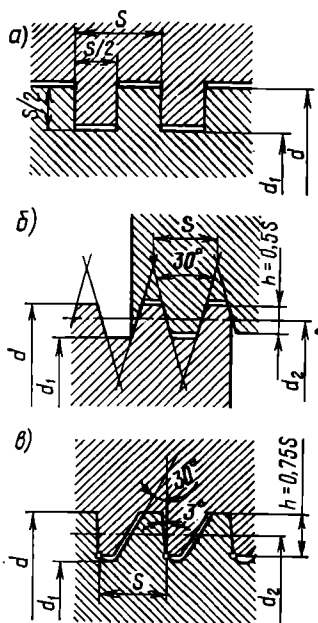


Рис. 1.5

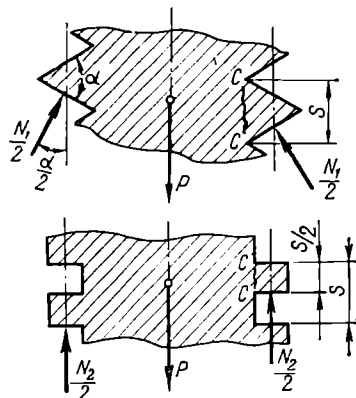


Рис. 1.6

силы, распределенные по поверхности резьбы. Считая условно эти силы сосредоточенными, получим выражение для суммарной окружной силы трения в резьбе в следующем виде *.

для прямоугольной резьбы

$$F = 2 \frac{N_2}{2} f = Pf;$$

для треугольной резьбы

$$F = 2 \frac{N_1}{2} f = \frac{P}{\cos \alpha/2} f = Pf',$$

где f — действительный коэффициент трения; f' — фиктивный, или приведенный, коэффициент трения в резьбе

$$f' = \frac{f}{\cos \alpha/2}. \quad (1.2)$$

* Без учета угла подъема резьбы, так как его влияние мало и, кроме того, одинаково в обеих резьбах.

Так как для треугольной резьбы $\alpha = 60^\circ$ и $\cos \frac{\alpha}{2} \approx 0,86$, то трение в ней примерно на 14% больше, чем в прямоугольной резьбе.

В дальнейшем будет показано, что прочность резьбы на срез рассчитывается по сечениям $s-s$ (см. рис. 1.6). Следовательно, при одном и том же шаге резьбы S треугольная резьба примерно в два раза прочнее прямоугольной. По этим причинам основные крепежные резьбы имеют треугольный профиль, а ходовые резьбы — прямоугольный или близкий к нему.

Рассмотрим некоторые дополнительные характеристики отдельных типов резьб.

Резьба метрическая (см. рис. 1.2) получила свое название потому, что все ее размеры измеряются в мм (в отличие от дюймовой резьбы, размеры которой измеряются в дюймах *). Вершины витков и впадин притуплены по прямой или по дуге окружности, по вершинам и впадинам образован зазор. Такая конструкция облегчает обработку, уменьшает концентрацию напряжений и предохраняет резьбу от повреждений (забоин) в эксплуатации.

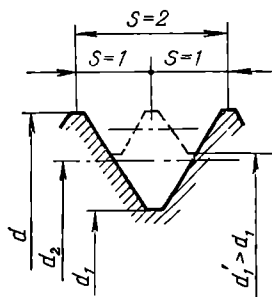


Рис. 1.7

Стандарт предусматривает метрические резьбы с *крупным* и *мелким* шагом. Для одного и того же наружного диаметра d мелкие резьбы отличаются от крупной величиной шага S . Например, для диаметра 14 мм стандарт предусматривает крупную резьбу с шагом 2 мм и пять мелких резьб с шагом 1,5; 1,25; 1; 0,75 и 0,5 мм [12]. При уменьшении шага соответственно уменьшаются глубина резьбы (рис. 1.7) и угол подъема резьбы — см. формулу (1.1).

Уменьшение глубины резьбы или увеличение диаметра d_1 повышает прочность стержня винта, а уменьшение угла подъема увеличивает самозатягивание в резьбе (см. ниже), т. е. уменьшает возможность самоотвинчивания. По этим причинам мелкие резьбы находят применение для динамически нагруженных деталей, полых тонкостенных и мелких деталей (авиация, точная механика, радиотехника и т. п.).

В общем машиностроении основное применение имеют крупные резьбы как менее чувствительные к ошибкам изготовления и износу.

Резьбы трубные (см. рис. 1.4, а) применяются для герметичного соединения труб и арматуры (масленки, штуцера и т. п.). На тонкой стенке трубы невозможно нарезать крупную метрическую резьбу без резкого уменьшения прочности трубы. Поэтому трубная резьба имеет мелкий шаг. В международном стандарте для трубной резьбы до настоящего времени еще сохранено дюймовое измерение.

* Дюймовая резьба была основной крепежной резьбой до распространения метрической (в СССР до 1924 г.). В настоящее время она применяется только при ремонте старых машин и импортных машин из США, Англии и некоторых других стран.

За номинальный диаметр трубной резьбы принят внутренний диаметр трубы $d_{тр}$. Наружный диаметр резьбы в действительности больше номинального на две толщины стенки.

Для лучшего уплотнения трубную резьбу выполняют с закруглениями профиля и без зазоров по выступам и впадинам.

Высокую плотность соединения дает коническая трубная резьба. Плотность здесь достигается за счет пластических деформаций вершин резьбы при затяжке соединения. Коническая резьба в изготовлении сложнее цилиндрической. В настоящее время вместо трубных резьб часто применяют мелкие метрические резьбы.

Резьба круглая (см. рис. 1.4, б) удобна для изготовления отливкой на чугунных, стеклянных, пластмассовых и других изделиях, а также накаткой и выдавливанием на тонкостенных металлических и пластмассовых деталях.

Резьбы винтов, предназначенных для дерева или других малопрочных материалов (см. рис. 1.4, в). Конструкция этих резьб обеспечивает равнопрочность резьбы в деталях из разнородных материалов. Например, для резьбы деревянной детали расчетным размером на срез является S , а для резьбы металлического винта S' . При этом $S > S'$.

Резьба прямоугольная (см. рис. 1.5, а), широко применявшаяся ранее в винтовых механизмах, в настоящее время не стандартизована и почти вытеснена трапецидальной. При износе прямоугольной резьбы образуются осевые зазоры (осевая «игра»), которые трудно устранить. Изготовить эту резьбу на резьбофрезерных станках невозможно, так как для образования чистой и точной резьбы у фрезы должны быть режущими не только передние, но и боковые грани (сравни профили рис. 1.5, а и 1.5, б *).

Прямоугольную резьбу изготавливают резцами на токарно-винторезных станках. Этот способ имеет низкую производительность и невысокую точность.

Резьба трапецидальная изготавливается с симметричным (см. рис. 1.5, б) и несимметричным (см. рис. 1.5, в) профилем. Симметричную резьбу используют для передачи двустороннего (реверсивного) движения под нагрузкой. Несимметричная резьба предназначена для одностороннего рабочего движения при больших нагрузках и называется упорной резьбой. Она применяется для винтов-домкратов, прессов и т. д.

Закругление впадин (см. рис. 1.5, в) повышает динамическую прочность винта. Малый угол наклона (3°) упорной стороны профиля резьбы понижает потери на трение в сравнении с симметричным профилем и в то же время позволяет изготавливать винты на резьбофрезерных станках.

* Угол профиля резьбы, отличный от нуля (см. рис. 1.5, б), позволяет образовать скошенную боковую грань фрезы, которая, углубляясь в тело винта, непрерывно зачищает и калибрует профиль резьбы.

§ 2. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ КРЕПЕЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Здесь рассматриваются только принципиальные вопросы, относящиеся к применению того или иного типа крепежных деталей. Геометрические формы и размеры крепежных деталей не рассматриваются, так как они весьма разнообразны и с исчерпывающей полнотой описаны в справочниках и стандартах крепежных изделий [12].

Для соединения деталей можно применять б о л т ы (винты с гайками, рис. 1.8, а)*, в и н т ы (рис. 1.8, б) или ш п и л ь к и (рис. 1.8, в).

Основным преимуществом болтового соединения является то, что оно не требует нарезания резьбы в соединяемых деталях. Это особенно

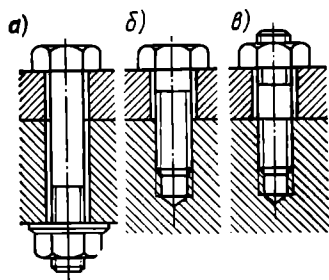


Рис. 1.8

важно в тех случаях, когда материал детали не может обеспечить достаточную прочность и долговечность резьбы. К недостаткам болтового соединения можно отнести следующее: обе детали должны иметь место для расположения гайки или головки винта; при завинчивании и отвинчивании гайки необходимо удерживать головку винта от проворачивания; по сравнению с винтовым, болтовое соединение несколько увеличивает вес изделия и больше искажает его внешние очертания.

Винты и шпильки применяют в тех случаях, когда по конструкции соединения постановка болта не рациональна.

Если при эксплуатации деталь часто снимают и затем снова ставят на место, ее следует закреплять болтами или шпильками, так как винты при многократном завинчивании могут повредить резьбу в детали.

Простую шайбу ставят под гайку или головку винта для уменьшения смятия детали гайкой, если деталь изготовлена из менее прочного материала (пластмассы, алюминия, дерева и т. п.); для предохранения чистых поверхностей деталей от царапин при завинчивании гайки (винта); для перекрытия зазора отверстия при большой его величине. В других случаях простую шайбу ставить нецелесообразно.

Кроме простых шайб, применяют стопорные, или предохранительные шайбы. Эти шайбы предохраняют соединение от самоотвинчивания.

§ 3. СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Предохранение от самоотвинчивания является весьма важным для повышения надежности резьбовых соединений и совершенно необходимым для соединений, воспринимающих переменные и ударные нагрузки. *Самоотвинчивание разрушает соединения и может привести к аварии.*

* Болт может быть поставлен в отверстие с зазором или без зазора, см. § 6, рис. 1.22 и 1.23.

Практика показывает, что самоотвинчивание наблюдается преимущественно в резьбовых соединениях, воспринимающих переменные и ударные нагрузки или подверженных вибрации. *Вибрации понижают трение и нарушают условие самоторможения в резьбе.*

Существует очень много способов стопорения или предохранения от самоотвинчивания. Описание этих способов приводится в справочниках и специальной литературе [12], [21].

На практике применяют следующие три основных принципа стопорения:

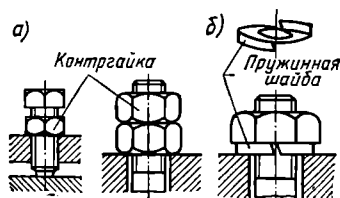


Рис. 1.9

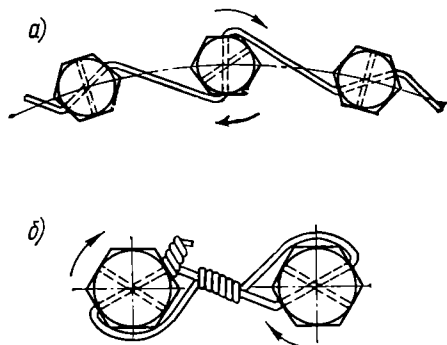


Рис. 1.11

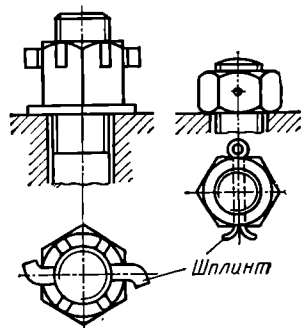


Рис. 1.10

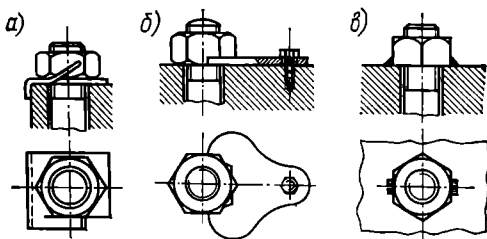


Рис. 1.12

1. *Повышают и стабилизируют трение в резьбе* путем постановки контргайки (рис. 1.9, а), пружинной шайбы (рис. 1.9, б), применения резьбовых пар с натягом в резьбе и т. п.

Контргайка создает дополнительное натяжение и дополнительное трение в резьбе. Пружинная шайба поддерживает натяг и трение в резьбе на большом участке самоотвинчивания (до 1—2 оборотов гайки). Кроме того, упругость шайбы значительно уменьшает влияние вибраций на трение в резьбе.

2. *Гайку жестко соединяют со стержнем винта.* Например, с помощью шплинта (рис. 1.10) или прошивают группу винтов проволокой (рис. 1.11, а, б).

Способы стопорения этой группы позволяют производить только ступенчатую регулировку затяжки соединения.

3. Гайку жестко соединяют с деталью. Например, с помощью специальной шайбы (рис. 1.12, а), планки (1.12, б) или приваркой (рис. 1.12, в).

Конструктор должен уделять большое внимание предохранению резьбовых соединений от самоотвинчивания.

§ 4. ТЕОРИЯ ВИНТОВОЙ ПАРЫ

Зависимость между моментом, приложенным к гайке, и осевой силой винта

Если винт нагружен осевой силой P (рис. 1.13), то для завинчивания гайки к ключу необходимо приложить момент T_k , а к стержню винта реактивный момент T_p , который удерживает стержень от вращения.

Зависимость между T_k и P можно получить из уравнения работ

$$A_k = A_\tau + A_p + A_P, \quad (1.3)$$

где A_k — работа момента, приложенного к ключу; A_τ — работа сил трения на опорном торце гайки; A_p — работа сил трения в резьбе; A_P — работа силы P на осевом перемещении.

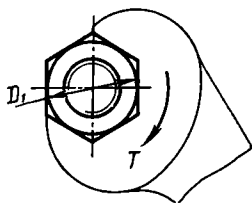
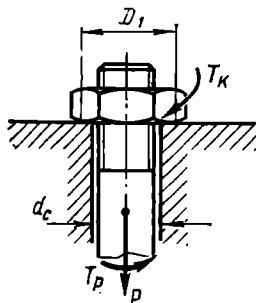


Рис. 1.13

Реактивный момент T_p в уравнении работ не участвует, так как стержень не вращается и работа этого момента равна нулю.

Рассматривая один оборот гайки, получаем:

$$\left. \begin{aligned} A_k &= T_k 2\pi, \\ A_\tau &= T_\tau 2\pi. \end{aligned} \right\} \quad (1.4)$$

Здесь T_τ — момент сил трения на опорном торце гайки (рис. 1.14, а).

Не допуская существенной погрешности, можно принять, что приведенный радиус сил трения на опорном торце гайки равен среднему радиусу этого торца или $D_{cp}/2$.

При этом

$$T_\tau = Pf (D_{cp}/2), \quad (1.5)$$

где $D_{cp} = (D_1 + d_{отв})/2$; D_1 — наружный диаметр опорного торца гайки; $d_{отв}$ — диаметр отверстия под винт; f — коэффициент трения.

Если принять равномерное распределение давления по торцу гайки, то получим

$$T_\tau = \int_{d_{отв}/2}^{D_1/2} p f 2\pi r^2 dr = \frac{1}{3} Pf \frac{D_1^3 - d_{отв}^3}{D_1^2 - d_{отв}^2} = P f F_{пр},$$

где $p = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_{\text{отв}}^2)}$ — удельное давление на торце гайки;

$R_{\text{пр}} = \frac{1}{3} \left(\frac{D_1^3 - d_{\text{отв}}^3}{D_1^2 - d_{\text{отв}}^2} \right)$ — приведенный радиус сил трения.

Сумму работ ($A_p + A_p$) за один оборот гайки можно определить, рассматривая движение груза P по наклонной плоскости, угол которой равен углу подъема резьбы β (рис. 1.14, б), а высота — ходу S_1 .

Работа, затраченная на подъем груза по наклонной плоскости с учетом трения, равна работе подъема того же груза по некоторой фиктивной

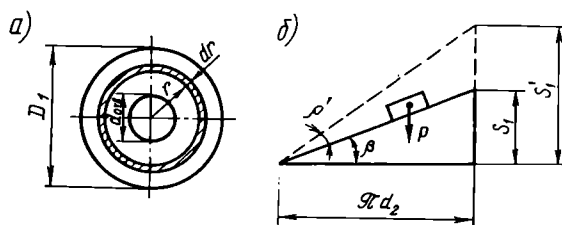


Рис. 1.14

ной наклонной плоскости без учета трения. При этом угол подъема фиктивной плоскости больше угла подъема действительной на угол трения *

$$\rho' = \arctg f',$$

где f' — приведенный коэффициент трения в резьбе — см. формулу (1.2).

Таким образом, получаем

$$A_p + A_p = PS'_1 = P\pi d_2 \tg (\beta + \rho'). \quad (1.6)$$

Подставив выражения (1.4), (1.5) и (1.6) в формулу (1.3), после сокращения на 2π найдем искомую зависимость между P и T_k :

$$T_k = P \left[\frac{D_{\text{ср}}}{2} f + \frac{d_2}{2} \tg (\beta + \rho') \right]. \quad (1.7)$$

Здесь первый член правой части есть момент сил трения на торце гайки T_r — см. формулу (1.5), а второй член является моментом сил в резьбе

$$T_p = P \frac{d_2}{2} \tg (\beta + \rho'). \quad (1.8)$$

Анализируя полученные зависимости, отметим:

1. По формуле (1.7) можно подсчитать отношение осевой силы винта P к силе R , приложенной на ручке ключа (P/R — выигрыш в силе). Для стандартных метрических резьб при стандартном ключе ($L \approx 15d$) и при $f \approx 0,15$ $P/R \approx 70 \div 80$ (см. табл. 1.6).

* Изучающим самим нетрудно доказать эту теорему.

где $p = \frac{P}{\frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_{\text{отв}}^2)}$ — удельное давление на торце гайки;

$R_{\text{пр}} = \frac{1}{3} \left(\frac{D_1^3 - d_{\text{отв}}^3}{D_1^2 - d_{\text{отв}}^2} \right)$ — приведенный радиус сил трения.

Сумму работ ($A_p + A_p$) за один оборот гайки можно определить, рассматривая движение груза P по наклонной плоскости, угол которой равен углу подъема резьбы β (рис. 1.14, б), а высота — ходу S_1 .

Работа, затраченная на подъем груза по наклонной плоскости с учетом трения, равна работе подъема того же груза по некоторой фиктивной

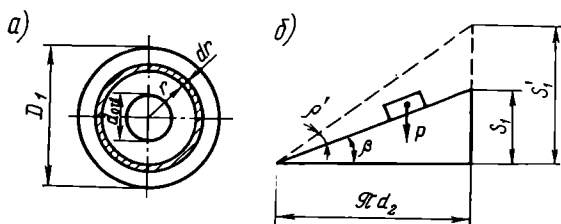


Рис. 1.14

ной наклонной плоскости без учета трения. При этом угол подъема фиктивной плоскости больше угла подъема действительной на угол трения *

$$\rho' = \arctg f',$$

где f' — приведенный коэффициент трения в резьбе — см. формулу (1.2).

Таким образом, получаем

$$A_p + A_p = PS'_1 = P\pi d_2 \tg (\beta + \rho'). \quad (1.6)$$

Подставив выражения (1.4), (1.5) и (1.6) в формулу (1.3), после сокращения на 2π найдем искомую зависимость между P и T_k :

$$T_k = P \left[\frac{D_{\text{ср}}}{2} f + \frac{d_2}{2} \tg (\beta + \rho') \right]. \quad (1.7)$$

Здесь первый член правой части есть момент сил трения на торце гайки T_t — см. формулу (1.5), а второй член является моментом сил в резьбе

$$T_p = P \frac{d_2}{2} \tg (\beta + \rho'). \quad (1.8)$$

Анализируя полученные зависимости, отметим:

1. По формуле (1.7) можно подсчитать отношение осевой силы винта P к силе R , приложенной на ручке ключа (P/R — выигрыш в силе). Для стандартных метрических резьб при стандартном ключе ($L \approx 15d$) и при $f \approx 0,15$ $P/R \approx 70 \div 80$ (см. табл. 1.6).

* Изучающим самим нетрудно доказать эту теорему.

2. Реактивный момент, необходимый для удержания стержня винта от проворачивания при завинчивании гайки, равен моменту сил в резьбе T_p .

3. Стержень винта будет не только растягиваться силой P , но и закручиваться моментом T_p (момент ключа T_k не полностью передается стержню, так как часть его, равная T_T , затрачивается на преодоление трения на торце гайки).

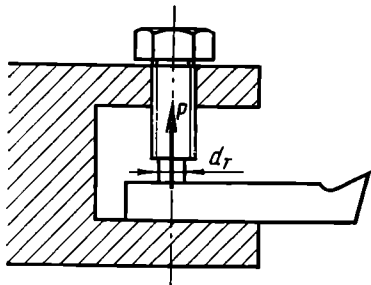


Рис. 1.15

4. Формула (1.5) для момента трения на торце гайки остается приближенно справедливой и для других подобных случаев. Например, величину момента трения на торце винта для зажима резца (рис. 1.15) получим, приняв $D_1 = d_r$ и $d_{отв} = 0$. При этом

$$T_T \approx P f \frac{d_r}{4}.$$

Самоторможение и к. п. д. винтовой пары

На рис. 1.14, б изображен случай подъема груза. Нетрудно понять, что для случая опускания груза угол трения ρ' надо вычитать из β . До тех пор, пока угол фиктивной плоскости ($\beta - \rho'$) положительный, груз опускается сам под действием силы тяжести — самоторможения нет. При отрицательном значении ($\beta - \rho'$) груз находится в покое — самоторможение.

Условие самоторможения:

$$\beta < \rho'. \quad (1.9)$$

При этом статическая нагрузка винта не вызывает самоотвинчивания гайки.

Для крепежных резьб величина угла подъема β лежит в пределах от $1,5$ до 4° , а угол трения ρ' изменяется в зависимости от величины коэффициента трения в пределах от 6° ($f' \approx 0,1$) до 16° ($f' \approx 0,3$) *.

Таким образом, все крепежные резьбы — самотормозящие. Ходовые резьбы выполняют как самотормозящие, так и несамотормозящие.

К. п. д. винтовой пары η представляет интерес главным образом для винтовых механизмов. Его можно вычислить по отношению работы, затраченной на завинчивание гайки без учета трения, к той же работе с учетом трения или по отношению T'_k/T_k , в котором T_k определяется по формуле (1.7), а T'_k по той же формуле, но при $f = 0$ и $\rho' = 0$.

$$\eta = \frac{T'_k}{T_k} = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\frac{D_{cp}}{d_2} f + \operatorname{tg} (\beta + \rho')}. \quad (1.10)$$

* См. табл. 1.5.

Учитывая потери только в резьбе ($T_r = 0$), найдем к. п. д. собственно винтовой пары

$$\eta = \operatorname{tg} \beta / \operatorname{tg} (\beta + \rho'). \quad (1.11)$$

В самотормозящей паре, где $\beta < \rho'$, $\eta < 0,5$. Так как большинство винтовых механизмов самотормозящие, то их к. п. д. меньше 0,5.

Формула (1.11) позволяет отметить, что η *возрастает с увеличением β и с уменьшением ρ'* . График η в зависимости от β при $\rho' \approx 6^\circ$ изображен на рис. 1.16.

Максимальное значение η можно определить из выражения (1.11), приравняв нулю производную $d\eta/d\beta$. Получим $\eta_{\max}$ при $\beta = 45^\circ - \rho'/2$.

Для увеличения угла подъема резьбы β в винтовых механизмах применяют многозаходные винты. В практике редко используют винты, у которых β больше $20 \div 25^\circ$, так как дальнейший прирост к. п. д. незначителен, а изготовление резьбы затруднено. Кроме того, при большем значении β становится малым выигрыш в силе или передаточное отношение винтовой пары (см. гл. 13).

Для повышения к. п. д. винтовых механизмов используют также различные средства, понижающие трение в резьбе: антифрикционные металлы, тщательную обработку и смазку трущихся поверхностей, установку подшипников под гайку или упорный торец винта, применение шариковых винтовых пар и т. п.

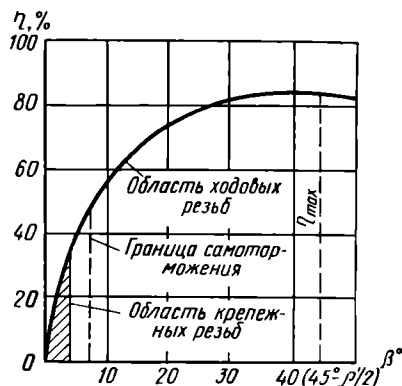


Рис. 1.16

Распределение осевой нагрузки винта по виткам резьбы

На рис. 1.17 изображена схема винтовой пары. Осевая нагрузка P винта передается через резьбу гайке и уравнивается реакцией ее опоры. При этом каждый виток резьбы нагружается соответственно силами $P_1, P_2, \dots, P_z$. Сумма $P_1 + P_2 + \dots + P_z = P$. При равномерном распределении нагрузки в резьбе

$$P_1 = P_2 = \dots = P_z = P/z,$$

где z — число витков резьбы гайки.

Эпюра осевых сил в различных сечениях стержня винта при равномерном распределении нагрузки в резьбе изображена на рис. 1.17, а. Здесь в каждом последующем сечении нагрузка уменьшается равномерно на величину P/z .

Приближенно-равномерное распределение нагрузки по виткам резьбы можно получить, только применяя гайки специальной формы

(см. ниже). В простых гайках витки резьбы нагружаются неравномерно — рис. 1.17, б.

Одной из причин неравномерного распределения нагрузки в резьбе является неблагоприятное сочетание деформаций винта и гайки. Например, в рассматриваемом случае (см. рис. 1.17) винт растягивается, а гайка сжимается. При этом точки A , B , C и D винта и гайки

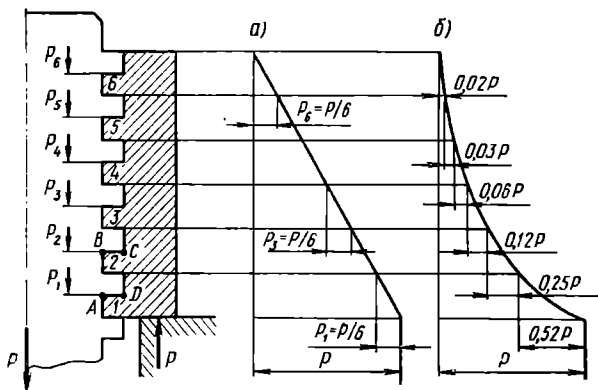


Рис. 1.17

перемещаются вниз соответственно на Δ_A , Δ_B , Δ_C и Δ_D . Вследствие растяжения участка AB винта

$$\Delta_B < \Delta_A, \quad (a)$$

а вследствие сжатия участка CD гайки

$$\Delta_D < \Delta_C. \quad (б)$$

Все деформации витка резьбы и в том числе прогиб витка пропорциональны его нагрузке. Выражая прогиб через относительное перемещение точек A и D (Δ_{AD}), B и C (Δ_{BC}) и т. д., где

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{AD} &= \Delta_A - \Delta_D, \\ \Delta_{BC} &= \Delta_B - \Delta_C, \end{aligned} \right\} \quad (в)$$

и учитывая неравенства (а) и (б), находим

$$\Delta_{AD} > \Delta_{BC}. \quad (г)$$

Следовательно, нагрузка первого витка больше нагрузки второго и т. д.

Теоретическое решение задачи о распределении нагрузки по виткам резьбы было дано Н. Е. Жуковским в 1902 г. В дальнейшем это решение неоднократно подтверждалось экспериментальными исследованиями на прозрачных моделях. Установлено, например, что при стандартной крепежной гайке с шестью витками первый виток резьбы воспринимает около 52% нагрузки P , второй — 25%, третий — 12% и последний, шестой виток — только 2% (см. рис. 1.17, б).

Указанные теоретические и экспериментальные исследования позволили разработать конструкции специальных гаек, выравнивающих

распределение нагрузки в резьбе (рис. 1.18). На рис. 1.18, *а* изображена висячая гайка. Выравнивание нагрузки в резьбе здесь достигают благодаря тому, что винт и гайка имеют однозначные деформации растяжения. При этом неравенство (б) изменится и будет $\Delta_D > \Delta_C$, а разность между Δ_{AD} и Δ_{BC} уменьшится. Кроме того, в наиболее нагруженной нижней зоне висячая гайка обладает повышенной податливостью, что также способствует выравниванию нагрузки в резьбе. При соответствующем подборе формы висячей гайки можно получить равномерное распределение нагрузки в резьбе. На рис. 1.18, *б* показана разновидность висячей гайки — гайка с кольцевой выточкой.

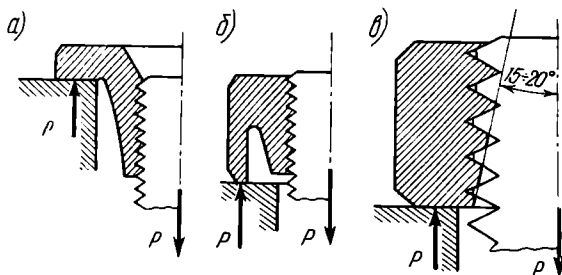


Рис. 1.18

У гайки, изображенной на рис. 1.18, *а*, срезаны вершины нижних витков резьбы под углом $15-20^\circ$. При этом увеличена податливость нижних витков винта, так как они соприкасаются с гайкой не всей поверхностью, а только своими вершинами. Увеличение податливости витков в наиболее нагруженной зоне снижает нагрузку этих витков.

Специальные гайки особенно желательно применять для соединений, подвергающихся действию динамических нагрузок. Разрушение таких соединений, как правило, имеет усталостный характер и происходит в зоне наибольшей концентрации напряжений у нижнего (наиболее нагруженного) витка резьбы. Уменьшение нагрузки нижних витков повышает прочность соединения. Опыт установлено, что применение специальных гаек позволяет повысить динамическую прочность резьбовых соединений на $20-30\%$.

§ 5. РАСЧЕТ РЕЗЬБЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Действительный характер распределения нагрузки по виткам гайки, кроме указанных выше причин, зависит от ошибок изготовления и степени износа резьбы, что затрудняет определение истинных напряжений. Поэтому в практике расчет резьбы на прочность производится не по истинным, а по условным напряжениям, которые сравнивают с допускаемыми напряжениями, установленными на основе опыта.

При определении условных напряжений полагают, что все витки резьбы нагружены равномерно (см. рис. 1.17, *а*).

Резьбу принято рассчитывать:

- 1) по напряжениям смятия на винтовой поверхности (рис. 1.19),
 - 2) по напряжениям среза в сечении ab винта или ce гайки.
- Условия прочности резьбы по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{P}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma_{см}], \quad (1.12)$$

где $z = H/S$ — число витков резьбы в гайке высотой H .

Формула (1.12) является общей для винта и гайки. Вывод формулы прост и не требует дополнительных объяснений. Все элементарные преобразования здесь и в других подобных случаях изучающим рекомендуется производить самим.

Условия прочности резьбы по напряжениям среза:

$$\left. \begin{aligned} \tau &= \frac{P}{\pi d_1 K H} \leq [\tau] \text{ для винта,} \\ \tau &= \frac{P}{\pi d K H} \leq [\tau] \text{ для гайки,} \end{aligned} \right\} \quad (1.13)$$

где $K = ab/S$ или $K = ce/S$ — коэффициент, учитывающий тип резьбы;

для треугольной резьбы $K \approx 0,8$; для прямоугольной резьбы $K = 0,5$; для трапецидальной резьбы $K = 0,65$.

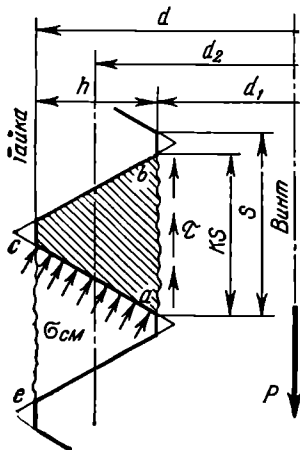


Рис. 1.19

Если материал винта и гайки одинаков, то по напряжениям среза рассчитывают только винт, так как $d > d_1$.

Равнопрочность резьбы и стержня винта является одним из условий назначения высоты стандартных гаек. Так, например, приняв в качестве предельных напряжений пределы текучести материала на растяжение и сдвиг и учитывая, что $\tau_r \approx 0,6\sigma_r$, запишем условия равнопрочности резьбы на срез и стержня винта на растяжение в виде

$$\tau = \frac{P}{\pi d_1 K H} = 0,6\sigma_r = 0,6 \frac{P}{\frac{\pi}{4} d_1^2}, \quad (1.14)$$

откуда при $K = 0,8$ получаем $H \approx 0,5d_1$.

Здесь $\frac{P}{\frac{\pi}{4} d_1^2} = \sigma$ — напряжение растяжения в стержне винта,

рассчитанное приближенно по внутреннему диаметру резьбы d_1 .

Учитывая сложность напряженного состояния резьбы, а также предусматривая ослабление резьбы от истирания и возможных повреждений при завинчивании, высоту стандартных гаек крепежных изделий принимают (см. табл. 1.5)

$$H \approx 0,8d.$$

По тем же соображениям устанавливают нормы на глубину завинчивания винтов и шпилек в детали:

в стальные детали $H_1 \approx d$, в чугунные и силуминовые $H_1 \approx 1,5 d$.

При этом прочность резьбы превышает прочность стержня.

Стандартная высота гайки и глубины завинчивания исключают необходимость расчета на прочность резьбы стандартных крепежных деталей (см. табл. 1.6).

§ 6. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ СТЕРЖНЯ ВИНТА (БОЛТА) ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СЛУЧАЯХ НАГРУЖЕНИЯ

На стержень винта действует только внешняя растягивающая нагрузка

Примером может служить нарезанный участок крюка для подвешивания груза (рис. 1.20).

Опасным будет сечение, ослабленное нарезкой. Площадь этого сечения оценивают по расчетному диаметру

$$d_p \approx d - 0,9S, \quad (1.15)$$

где d и S — наружный диаметр и шаг резьбы. При этом условии прочности по напряжениям растяжения в стержне

$$\sigma = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d_p^2} \leq [\sigma]. \quad (1.16)$$

Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует

Примером могут служить болты для крепления герметичных крышек и люков корпусов машин (рис. 1.21). В этом случае стержень болта растягивается осевой силой $P_{зат}$, возникающей от затяжки болта, и закручивается моментом сил в резьбе T_p — см. формулу (1.8), где P будет равна $P_{зат}$.

Напряжение растяжения от силы $P_{зат}$

$$\sigma = \frac{P_{зат}}{\frac{\pi}{4} d_p^2}.$$

Напряжения кручения от момента T_p

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{1/2 P_{зат} d_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho')}{0,2 d_p^3}. \quad (1.17)$$

Потребная величина силы затяжки

$$P_{зат} = F \sigma_{см},$$

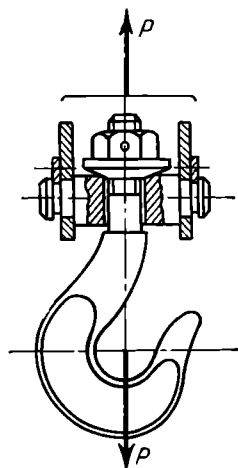


Рис. 1.20

где F — площадь стыка деталей, приходящаяся на один болт; $\sigma_{см}$ — напряжение смятия в стыке деталей, величину которого выбирают по условиям герметичности [см. также рекомендации (1.28)].

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{эк} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (1.18)$$

Вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб

$$\sigma_{эк} \approx 1,3\sigma.$$

Это позволяет рассчитывать прочность болтов по упрощенной формуле

$$\sigma_{эк} = \frac{1,3P_{зат}}{\frac{\pi}{4}d_p^2}. \quad (1.19)$$

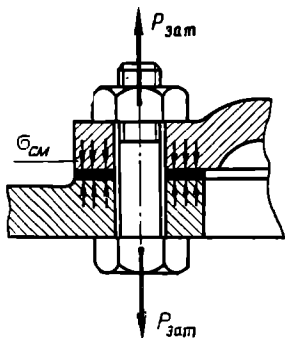


Рис. 1.21

Расчетами и практикой установлено, что болты с резьбой меньше М10—М12 можно разрушить при затяжке. Например, болт с резьбой М6 разрушается при силе на ключе, равной 4,5 кгс; болт с резьбой М12 — при силе 18 кгс (см. табл. 1.6). Поэтому в среднем и тяжелом машиностроении не рекомендуют применять болты малых диаметров (меньше М8). В настоящее время некоторые заводы используют для затяжки болтов специальные ключи предельного момента. Эти ключи не позволяют приложить к гайке момент больше установленного. В таком случае отпадает необходимость ограничивать применение болтов малых диаметров.

Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке

Условием надежности соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Конструкция может быть выполнена в двух вариантах.

Болт поставлен с зазором (рис. 1.22). При этом внешнюю нагрузку P уравнивают силами трения в стыке, которые образуются от затяжки болта. Рассматривая равновесие детали 2, получим условие отсутствия сдвига деталей в стыке

$$\text{или} \quad \left. \begin{aligned} P &\leq iF = iP_{зат}f, \\ P_{зат} &= KP/(if), \end{aligned} \right\} \quad (1.20)$$

где i — число плоскостей стыка деталей (по рис. 1.22 $i = 2$, при соединении только двух деталей 1 и 2, $i = 1$); f — коэффициент трения в стыке ($f \approx 0,15—0,20$ для сухих чугунных и стальных поверхностей); K — коэффициент запаса ($K = 1,3 \div 1,5$ при статической нагрузке, $K = 1,8 \div 2$ при переменной нагрузке).

Прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению — формула (1.19).

Отметим, что в соединении, где болт поставлен с зазором, внешняя нагрузка не передается на болт. Поэтому болт рассчитывают только на статическую прочность по силе затяжки даже при переменной

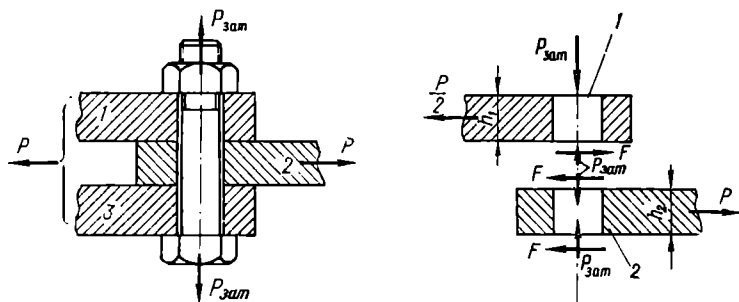


Рис 1.22

внешней нагрузке. Влияние переменной нагрузки учитывают путем выбора повышенных значений коэффициента запаса K .

Болт поставлен без зазора (рис. 1.23). В этом случае отверстие калибруют разверткой, а диаметр стержня болта выполняют с допуском, обеспечивающим посадку типа напряженной. При расчете прочности соединения не учитывают силы трения в стыке, так как затяжка болта необязательна. В общем случае болт можно заменить штифтом. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия. Условие прочности по напряжениям среза

$$\tau = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2 i} \leq [\tau].$$

(1.21)

где i — число плоскостей среза (на рис. 1.23 $i = 2$; при соединении только двух деталей $i = 1$).

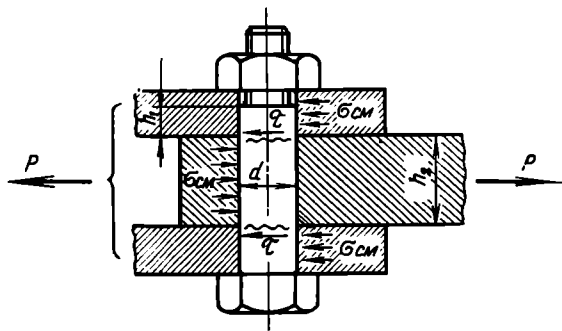


Рис. 1.23

Закон распределения напряжений смятия по цилиндрической поверхности контакта трудно установить точно. В значительной степени это зависит от величины натяга или зазора посадки, а также от точности цилиндрической формы стержня и отверстия. Поэтому расчет на смятие производят по условным напряжениям. Эпюру действительного распределения напряжений (рис. 1.24, а) заменяют

условной с равномерным распределением напряжений (рис. 1.24, б). При этом для средней детали

$$P = 2 \int_0^{\pi/2} \sigma_{см} h_2 \frac{d}{2} \cos \varphi d\varphi = \sigma_{см} h_2 d,$$

или

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{см} &= P/(dh_2) \leq [\sigma_{см}], \\ \text{для крайней детали} \\ \sigma_{см} &= P/(2dh_1). \end{aligned} \right\} \quad (1.22)$$

Формулы (1.22) справедливы для болта и для деталей. Из двух значений $\sigma_{см}$ в этих формулах расчет прочности выполняют по наиболь-

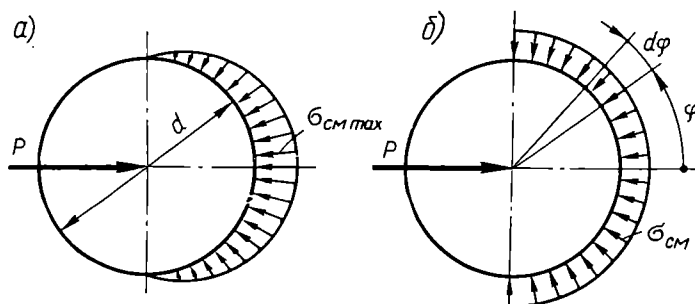


Рис. 1.24

шему, а допускаемое напряжение определяют по более слабому материалу болта или детали.

Сравнивая варианты установки болтов с зазором и без зазора (см. рис. 1.22 и 1.23), следует отметить, что первый вариант дешевле второго, так как он не требует точных размеров болта и отверстия. Однако условия работы болта, поставленного с зазором, хуже, чем без зазора. Так, например, приняв коэффициент трения в стыке деталей $f \approx 0,2$ и $K = 1,5$, $i = 1$, из формулы (1.20) получим $P_{зат} = 7,5P$.

Иначе говоря, расчетная нагрузка болта с зазором в 7,5 раза превышает внешнюю нагрузку. Кроме того, вследствие неустойчивости величины коэффициента трения и трудности контроля затяжки работа таких соединений при сдвигающей нагрузке недостаточно надежна.

Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей

Примером могут служить болты для крепления крышек резервуаров, нагруженных давлением жидкости или газа (рис. 1.25). Затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка под нагрузкой. Задача о распределении нагрузки между элементами такого соединения является статически неопределимой и решается с учетом деформации этих элементов. Обозначим: $P_{зат}$ —

сила затяжки болта; $P = R/z$ — внешняя нагрузка соединения, приходящаяся на один болт (z — число болтов).

Нетрудно понять, что после приложения внешней нагрузки P к затянутому соединению болт дополнительно растянется на некоторую величину Δp , а деформация сжатия деталей уменьшится на ту же величину. Это значит, что только часть внешней нагрузки дополнительно нагружает болт, а другая часть идет на разгрузку стыка.

Если обозначим χ — коэффициент внешней нагрузки (учитывает ту долю нагрузки P , которая приходится на болт), то дополнительная нагрузка болта будет равна χP , а уменьшение затяжки стыка —

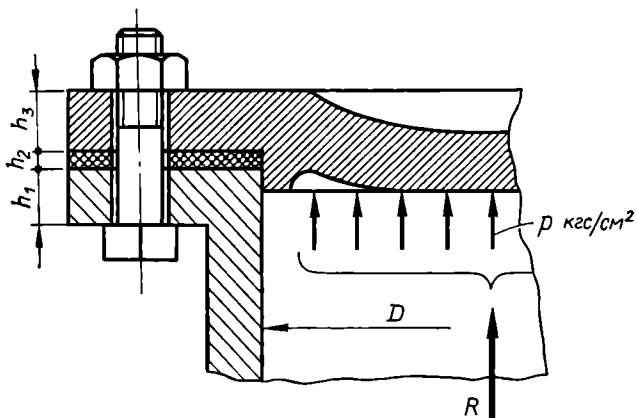


Рис. 1.25

$(1 - \chi) P$. Величина коэффициента χ определяется по условию равенства дополнительных деформаций болта и деталей (условие совместности деформаций)

$$\Delta p = \chi P \lambda_b = (1 - \chi) P \lambda_d, \quad (1.23)$$

где λ_b — податливость болта, равная его деформации под нагрузкой в 1 кгс; λ_d — суммарная податливость соединяемых деталей.

Из равенства (1.23)

$$\chi = \lambda_d / (\lambda_b + \lambda_d). \quad (1.24)$$

Далее получим:

приращение нагрузки на болт

$$P_b = \chi P; \quad (1.25)$$

расчетную (суммарную) нагрузку болта

$$P_p = P_{зат} + \chi P; \quad (1.26)$$

остаточную затяжку стыка от одного болта

$$P_{ст} = P_{зат} - (1 - \chi) P. \quad (1.27)$$

Анализ полученных решений и выбор величины затяжки соединений

1. С увеличением податливости болта λ_b и уменьшением податливости деталей λ_d уменьшается приращение нагрузки болта P_b' — см. формулу (1.25). Эту зависимость выгодно использовать в практике и особенно при переменной внешней нагрузке P . Например, при изменении внешней нагрузки P от нуля до максимума (рис. 1.26) в суммарной нагрузке болта P_b изменяется только составляющая P_b' (по тому же закону, что и P). Как правило, λ_d значительно меньше λ_b и поэтому P_b значительно меньше P . От переменной составляющей P_b' зависит усталостная прочность болта. *Применение упругих болтов (рис. 1.27) является хорошей защитой от усталостного разрушения.* Прочность обычного болта определяется приближенно величиной внутреннего диаметра резьбы d_1 . Учитывая отсутствие концентрации напряжений в неразрезанной части стержня, ее диаметр можно брать меньше d_1 (рис. 1.27, а) или просверлить здесь отверстие (рис. 1.27, б). При этом болт будет равнопрочным, а его податливость увеличится.

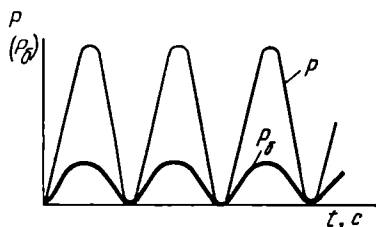


Рис. 1.26

чиной внутреннего диаметра резьбы d_1 . Учитывая отсутствие концентрации напряжений в неразрезанной части стержня, ее диаметр можно брать меньше d_1 (рис. 1.27, а) или просверлить здесь отверстие (рис. 1.27, б). При этом болт будет равнопрочным, а его податливость увеличится.

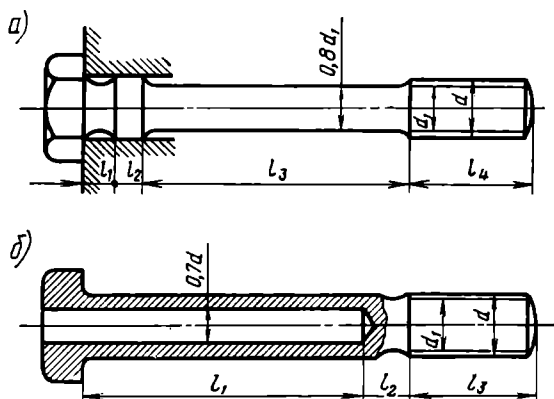


Рис. 1.27

2. С уменьшением $P_{зат}$ при постоянной P уменьшается $P_{ст}$ — см. формулу (1.27). При $P_{зат} \leq (1 - K_b) P$ сила $P_{ст}$ становится равной нулю и в стыке появляется зазор. *Образование зазора в стыке недопустимо*, так как при этом нарушается плотность соединения, а при переменной нагрузке появляются удары в стыке, от которых соединение быстро разрушается.

Таким образом, *достаточная величина предварительной затяжки $P_{зат}$, обеспечивающая нераскрытие стыка деталей, является необходимым условием надежности и герметичности соединения.*

Условие нераскрытия стыка: $P_{ст} > 0$.

Практически нераскрытие стыка зависит не только от величины затяжки $P_{зат}$, но и от сохранения ее в эксплуатации. Последнее определяется следующими факторами:

А. Качеством обработки поверхностей стыка. При большей шероховатости поверхности ее неровности постепенно сминаются, что приводит к ослаблению затяжки. Для ответственных соединений *поверхности стыка деталей рекомендуют шлифовать.*

Б. Числом поверхностей стыков. Чем больше поверхностей, тем хуже сохраняется затяжка (на рис. 1.25 число поверхностей стыка равно четырем, считая поверхности под гайкой и головкой болта).

В. Качеством поверхности и точностью резьбы. Грубая резьба сминается и уменьшает силу затяжки. В ответственных соединениях рекомендуют применять гайки, увеличивающие равномерность распределения нагрузки по виткам резьбы (см. рис. 1.18).

Г. Надежностью способа стопорения резьбы (см. рис. 1.9÷1.12).

Д. Качеством прокладок. Упругие прокладки в стыке лучше сохраняют затяжку. (Отметим, что пружинная шайба (см. рис. 1.9, б) в этом смысле также выполняет роль упругой прокладки.)

В зависимости от перечисленных выше факторов, трудно поддающихся учету, а также ввиду опасности раскрытия стыка деталей целесообразно применять высокую затяжку соединений, особенно при переменных нагрузках. Это положение полностью подтверждается практикой эксплуатации резьбовых соединений. На практике рекомендуют принимать

$$P_{зат} = K_{зат} P, \quad (1.28)$$

где $K_{зат}$ — коэффициент затяжки.

По условию нераскрытия стыка [1, 18]: при постоянной нагрузке $K_{зат} = (1,25—2)$, при переменной нагрузке $K_{зат} = (2,5—4)$.

По условию герметичности: при мягкой прокладке $K_{зат} = (1,3—2,5)$, при металлической фасонной прокладке $K_{зат} = (2—3,5)$, при металлической плоской прокладке $K_{зат} = (3—5)$.

Выбрав величину $P_{зат}$ при известных λ_b и λ_d или χ , можно определить P_p , P_6 и $P_{ст}$ по формулам (1.26), (1.25) и (1.27).

Определение податливости болта и деталей

В простейшем случае при болтах постоянного сечения и однородных деталях (рис. 1.28)

$$\lambda_b = \frac{l_b}{E_b F_b}; \quad \lambda_d = \frac{h_d}{E_d F_d}, \quad (1.29)$$

где E_b и E_d , F_b и F_d — модули упругости материалов и площади сечения болта и деталей; l_b — длина болта, участвующая в деформации; h_d — суммарная толщина деталей; приближенно $l_b \approx h_d$.

В более сложном случае коэффициенты податливости определяют по сумме податливостей отдельных участков болта (см. рис. 1.27) и отдельных деталей (см. рис. 1.25):

$$\left. \begin{aligned} \lambda_b &= \sum_{i=1}^n \lambda_{bi} = \frac{1}{E_b} \left(\frac{l_1}{F_{b1}} + \frac{l_2}{F_{b2}} + \dots + \frac{l_n}{F_{bn}} \right), \\ \lambda_d &= \sum_{i=1}^n \lambda_{di} = \left(\frac{h_1}{E_{d1} F_{d1}} + \frac{h_2}{E_{d2} F_{d2}} + \dots + \frac{h_n}{E_{dn} F_{dn}} \right). \end{aligned} \right\} \quad (1.30)$$

В формуле (1.30) под расчетной площадью F_d понимают только ту часть площади поперечного сечения деталей, которая участвует в деформации от затяжки болта. Условное определение этой площади в простейшем случае изображено на

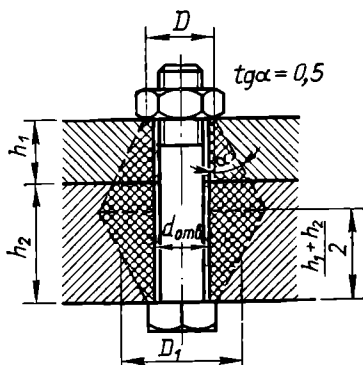


Рис. 1.28

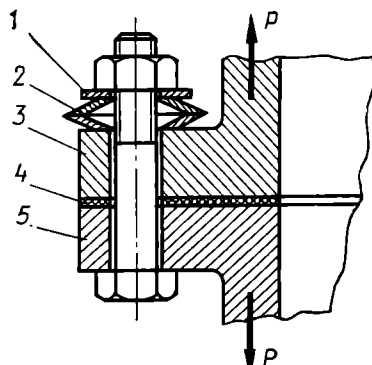


Рис. 1.29

рис. 1.28. Здесь полагают, что деформации от гайки и головки болта распространяются в глубь деталей по конусам с углом $\alpha \approx 30^\circ$, или $\operatorname{tg} \alpha \approx 0,5$.

Приравняв объем этих конусов к объему цилиндра, находят

$$D_1 = D + \frac{h_1 + h_2}{4} \quad \text{и} \quad F_d = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_{\text{отв}}^2).$$

На рис. 1.29 изображено соединение, в котором внешняя нагрузка P увеличивает деформацию не только болта, но и деталей 1 и 2 (шайба и набор тарельчатых пружин). Поэтому при расчете коэффициент внешней нагрузки χ деталей 1 и 2 нельзя учитывать наравне с деталями 3, 4, 5, деформация которых уменьшается. В таких случаях все детали соединения принято разделять на две системы:

1) детали системы болта, в которых под действием внешней нагрузки абсолютная величина деформаций возрастает (на рис. 1.29 болт и детали 1 и 2);

2) детали системы корпуса, в которых абсолютная величина деформаций уменьшается (на рис. 1.29 детали 3, 4, 5). При этом

$$\chi = \frac{\sum_{i=1}^5 \lambda_{di}}{\lambda_b + \sum_{i=1}^5 \lambda_{di}}.$$

В соединении по рис. 1.29 набор тарельчатых пружин существенно увеличивает податливость системы болта, а следовательно, существенно уменьшает нагрузку на болт. В общем случае задачу о расчете F_d и λ_d приходится решать с учетом конкретных, сложных и многообразных форм деталей (например, литые крышки цилиндров с ребрами, пустотами и т. п.),

Для большинства практических случаев расчет податливости деталей связан с большими трудностями. Между тем расчеты и испытания конструкций показывают, что отношение $\lambda_d/(\lambda_\sigma + \lambda_d)$ невелико и не превышает обычно $(0,2 \div 0,3)$. Поэтому для приближенных расчетов соединений без мягких прокладок принимают

$$\chi = \lambda_d/(\lambda_\sigma + \lambda_d) \leq (0,2 \div 0,3). \quad (1.31)$$

Прочность болта при статических нагрузках

При статических нагрузках прочность болта в соединении типа рис. 1.25 оценивают по формуле

$$\sigma = \frac{1,3P_p}{\frac{\pi}{4} d_p^2} \leq [\sigma]. \quad (1.32)$$

Здесь коэффициент 1,3* по-прежнему учитывает напряжения кручения, которые могут возникнуть при затяжке соединения под нагрузкой (как правило это не рекомендуется).

Прочность болта при переменных нагрузках

При переменных нагрузках [см. рис. 1.26 и формулы (1.25) и (1.26)] полное напряжение в болте можно разделить на постоянное

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= \frac{P_{зат} + (P_6/2)}{F_6} \\ \text{и переменное с амплитудой} \\ \sigma_a &= P_6/2F_6. \end{aligned} \right\} \quad (1.33)$$

Запас усталостной прочности по переменным напряжениям подсчитывают по формуле (см. курс сопротивления материалов)

$$n_r = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (\text{см. табл. 1.2}), \quad (1.34)$$

где σ_{-1} — предел усталости материала болта (см. табл. 1.1); K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбе (определяют при испытании затянутой резьбовой пары, а не просто стержня с резьбой); $\psi_\sigma \approx 0,1$ — коэффициент, учитывающий влияние постоянной составляющей напряжений.

Величина K_σ зависит от многих факторов и трудно поддается точному учету. Для приближенных расчетов рекомендуют [18]: $K_\sigma \approx 3,5 \div 4,5$ — углеродистые стали, $K_\sigma \approx 4,0 \div 5,5$ — легированные стали. Большие значения относятся к резьбам

* См. формулу (1.19).

$d > 20$ мм. Эти значения получены для метрических нарезных резьб и при простых гайках. Для накатанных резьб K_σ уменьшается на 20—30%. При применении специальных гаек (см. рис. 1.18), выравнивающих распределение нагрузки по виткам резьбы, значение K_σ уменьшается на 30—40%.

Запас статической прочности по текучести материала проверяют по формуле

$$n = \sigma_T / \sigma_{\max} = \sigma_T / (\sigma_m + \sigma_a) \quad (\text{см. табл. 1.2}). \quad (1.35)$$

Практический (приближенный) расчет затянутых болтов при растягивающей внешней нагрузке *

В большинстве случаев величину затяжки болтов на практике не контролируют, поэтому смысл точного расчета теряется. Для приближенного расчета, учитывая рекомендации (1.31), принимают $\chi = (0,2 \div 0,3)$.

При этом

$$P_0 = (0,2 \div 0,3) P; \quad (1.36)$$

$$P_p = P_{\text{зат}} + (0,2 \div 0,3) P. \quad (1.37)$$

Величину затяжки $P_{\text{зат}}$ выбирают по рекомендациям (1.28). Далее в зависимости от характера нагрузки используют формулы (1.32) или (1.34) и (1.35).

Прочность болтов при высоких температурах

При высоких температурах в болтовом соединении могут возникать дополнительные температурные нагрузки. Эти нагрузки возникают в том случае, когда материалы болта и соединяемых деталей имеют неодинаковые коэффициенты температурного расширения. Температурные нагрузки можно подсчитать по условию совместности деформаций, которое рассматривается в курсе сопротивления материалов. Температурные напряжения в болтах могут быть понижены путем применения материалов с близкими коэффициентами температурного расширения или постановки упругих прокладок, упругих болтов и шайб.

При температурах выше 150° С для легких сплавов и 300° С для конструкционных сталей в затянутых соединениях становятся существенными явления релаксации и заедания. Релаксация связана с ползучестью материала при высоких температурах. Она проявляется в постепенном ослаблении затяжки соединения. При этом нарушается одно из главных условий прочности и герметичности соединения. Для уменьшения релаксации необходимо повышать упругую податливость деталей соединения, применять материалы с высоким пределом ползучести (например, хромистые и хромоникелевые стали [1]), снижать допускаемые напряжения для болтов.

После некоторого времени работы при высоких температурах наблюдается заедание в резьбе, которое проявляется в том, что гайку

* См. пример 2, стр. 60.

не удастся отвинтить или она отвинчивается с большим трудом, а резьба портится или разрушается. Для борьбы с заеданием необходимо изготавливать гайки из материалов, обладающих более высоким коэффициентом температурного расширения по сравнению с материалом винта — перлитный чугун, бронза, латунь, жаропрочные стали; применять покрытия — омеднение или хромирование резьбы; применять более крупные резьбы с зазором по среднему диаметру.

§ 7. ЭФФЕКТ ЭКСЦЕНТРИЧНОГО НАГРУЖЕНИЯ БОЛТА

Эксцентричное нагружение болта (плечо x , рис. 1.30, а) возникает из-за непараллельности опорных поверхностей детали и гайки или головки болта, например, вследствие уклона полки швеллера, погрешностей изготовления деталей, болтов, гаек и т. д. Во всех этих случаях, кроме напряжений растяжения в стержне болта, появляются напряжения изгиба. Например, для болта на рис. 1.30 напряжение растяжения в стержне

$$\sigma_p = P_{\text{зат}} / \left(\frac{\pi}{4} d_p^2 \right), \quad (а)$$

а напряжения изгиба при больших значениях α , не ограничивающих деформацию болта,

$$\sigma_{\text{и}} = P_{\text{зат}} x / (0,1 d_p^3).$$

Если принять $x = d_p$, то

$$\sigma_{\text{и}} = P_{\text{зат}} / (0,1 d_p^2). \quad (б)$$

При малых значениях угла α напряжения изгиба определяют с учетом деформации, допускаемой этим углом (рис. 1.30, б),

$$\sigma_{\text{и}} = M / W_{\text{и}} \approx E d \alpha / (2 l_6). \quad (в)$$

Здесь

$$M = EI / \rho; \quad \rho = l_6 / \alpha; \quad W_{\text{и}} = I / (d / 2).$$

Расчетным напряжением будет меньшее из двух выражений (б) или (в). Приняв за расчетное напряжение выражение (б), получим

$$\sigma_{\text{и}} / \sigma_p \approx 7,5. \quad (г)$$

Отношение (г) позволяет отметить, что *эксцентричное нагружение может значительно уменьшать прочность болтов.*

При разработке и изготовлении конструкции соединения необходимо принимать все меры, устраняющие эксцентричное нагружение. Например, черновые поверхности деталей под гайками и головками болтов нужно планировать, а в случае, изображенном на рис. 1.30, подкладывать под гайку косую шайбу и т. п.

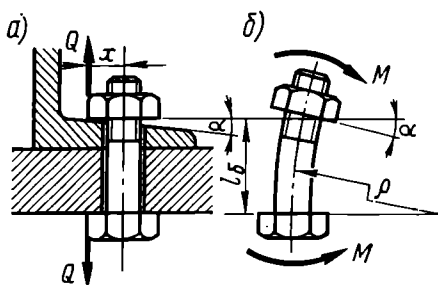


Рис. 1.30

§ 8. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ, ВКЛЮЧАЮЩИХ ГРУППУ БОЛТОВ

Расчет таких соединений сводится к определению расчетной нагрузки для наиболее нагруженного болта. Затем рассчитывают прочность этого болта по формулам одного из случаев, рассмотренных в § 6.

В расчетах, изложенных в настоящем параграфе, приняты следующие допущения:

1) поверхности стыка остаются плоскими (недеформируемыми) при всех фазах нагружения, что справедливо только для деталей, обладающих достаточной жесткостью *;

2) поверхности стыка имеют минимум две оси симметрии, а болты расположены симметрично относительно этих осей;

3) все болты соединения одинаковы и равно затянуты.

С некоторым приближением перечисленные условия справедливы для большинства конструкций.

Различают три характерных случая расчета соединений, включающих группу болтов.

Равнодействующая нагрузка соединения перпендикулярна плоскости стыка и проходит через его центр тяжести

Этот случай типичен для болтовых соединений круглых и прямоугольных крышек (см. рис. 1.25 и 1.31), нагруженных давлением жидкостей или газов. При этом болтам дают затяжку, обеспечивающую плотность соединения. Все болты такого соединения нагружены одинаково. Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт,

$$P = R/z,$$

где z — число болтов.

Расчетную нагрузку болтов определяют по формулам (1.26), (1.28) или приближенно по формулам (1.36) и (1.37).

Нагрузка соединения сдвигает детали в стыке **

Примером может служить крепление кронштейна (рис. 1.32). При расчете соединения действие силы R заменяем такой же силой, приложенной в центре тяжести стыка, и моментом $M = Rl$. Момент и сила стремятся повернуть и сдвинуть кронштейн.

Нагрузка от силы R распределяется по болтам равномерно и равна

$$P_R = R/z. \quad (1.38)$$

Нагрузки от момента (реакции P_{M1} , P_{M2} , ..., P_{Mz}) распределяются по болтам пропорционально их деформациям при повороте кронштейна.

* Это допущение позволяет избавиться от сложных расчетов, в которых определяют распределение нагрузки по болтам с учетом деформаций деталей.

** См. пример 3 на стр. 62.

В свою очередь, деформации пропорциональны расстояниям болтов от центра тяжести стыка, который является центром поворота. Направление реакций болтов перпендикулярно радиусам $r_1, r_2, \dots, r_z$. По условию равновесия

$$M = P_{M1}r_1 + P_{M2}r_2 + \dots + P_{Mz}r_z,$$

где

$$\frac{P_{M1}}{P_{M2}} = \frac{r_1}{r_2}; \quad \frac{P_{M1}}{P_{Mz}} = \frac{r_1}{r_z}.$$

Для примера на рис. 1.32

$$M = 4P_{M1}r_1 + 2P_{M2}r_2,$$

так как

$$P_{M1} = P_{M3} = P_{M4} = P_{M6}, \text{ а } P_{M2} = P_{M5}.$$

Суммарная нагрузка каждого болта равна геометрической сумме соответствующих сил P_R и P_M (на рис. 1.32 показана суммарная нагрузка для первого болта P_1).

За расчетную принимают наибольшую из суммарных нагрузок. Сравнивая величины и направление реакций, можно отметить, что для

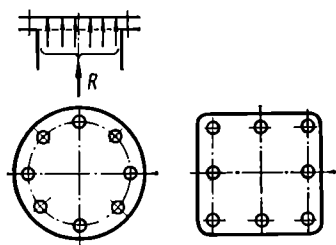


Рис. 1.31

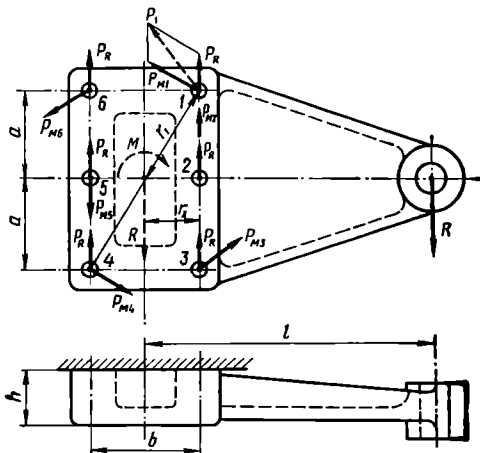


Рис. 1.32

рис. 1.32 наиболее нагруженными болтами являются 1-й и 3-й (реакции P_R и P_M близки по направлению) или 2-й (P_R и P_M направлены одинаково, но $P_{M2} < P_{M1}$ и P_{M3}).

В конструкции соединения болты могут быть поставлены без зазора или с зазором.

Болты поставлены без зазора. Нагрузка воспринимается непосредственно болтами по рис. 1.23 (затяжка болтов не обязательна).

Прочность болтов рассчитывают по напряжениям среза и смятия [формулы (1.21) и (1.22)].

Болты поставлены с зазором. Нагрузка воспринимается силами трения в стыке, для образования которых болтам дают соответствующую затяжку. Приближенно полагают, что равно-

действующая сил трения, вызванных затяжкой каждого болта, проходит через центр этого болта.

Соединение будет прочным (детали не будут сдвигаться), если равнодействующая сил трения под каждым болтом будет не меньше, чем соответствующая равнодействующая сил P_R и P_M . Так как по условию задачи болты затягивают одинаково, общую затяжку определяют по наиболее нагруженному болту (1-му или 2-му — рис. 1.32) *.

Необходимая затяжка болтов

$$P_{\text{зат}} = KP_{\text{max}}/f, \quad (1.39)$$

где P_{max} — сила, приходящая на наиболее нагруженный болт, равная, например, P_1 (см. рис. 1.32); f — коэффициент трения в стыке деталей **; $K = 1,3 \div 2$ — коэффициент запаса.

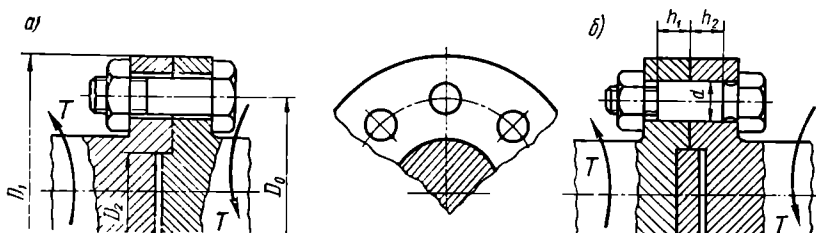


Рис. 1.33

Прочность болтов рассчитывают по формуле (1.19).

В качестве второго примера расчета группы болтов при сдвигающей нагрузке рассмотрим фланцевое соединение валов. В конструкции таких соединений обычно предусматривают центрирующие выступы (рис. 1.33, а) или ставят центрирующие шайбы (рис. 1.33, б), которые одновременно разгружают соединение от поперечных нагрузок.

При болтах, поставленных без зазора, расчетная нагрузка болта

$$P = 2T/(zD_0). \quad (1.40)$$

При болтах, поставленных с зазором, необходимая сила затяжки

$$P_{\text{зат}} = 2KT/(zD_0f). \quad (1.41)$$

Нагрузка соединения раскрывает стык деталей ***

Этот случай часто встречается в практике (крепление всевозможных кронштейнов, стоек и т. п.). Метод решения рассмотрим на примере рис. 1.34. Раскладываем силу R на составляющие S и N . Действие

* Избыточные силы трения под менее нагруженными болтами являются пассивными и не участвуют в передаче нагрузки.

** Для сухих чугунных и стальных поверхностей $f \approx 0,15 \div 0,2$.

*** См. пример 4 на стр. 62.

этих составляющих заменяем действием сил S и N , приложенных в центре стыка, и действием момента

$$M = Sl_S - Nl_N. \quad (1.42)$$

N и M раскрывают стык, а S сдвигает детали. Возможность раскрытия стыка и сдвига деталей устраняют затяжкой болтов с силой $P_{зат}$.

Расчет по условию нераскрытия стыка. До приложения нагрузки R затяжка образует в стыке напряжения смятия

$$\sigma_{зат} = P_{зат} z / F_{ст}, \quad (1.43)$$

которые приближенно считаем равномерно распределенными по стыку. В формуле (1.43) z — число болтов, $F_{ст}$ — площадь стыка, которую оцениваем приближенно без учета отверстий под болты.

Сила N растягивает болты и уменьшает $\sigma_{зат}$ на величину

$$\sigma_N = \frac{N}{F_{ст}} (1 - \chi) \approx \frac{N}{F_{ст}}. \quad (1.44)$$

В этой формуле $N(1 - \chi)$ — доля внешней нагрузки, которая идет на разгрузку стыка — см. формулу (1.27). На практике в подобных соединениях величина χ мала. Упрощая решение, принимаем $\chi = 0$, что идет в запас по условию нераскрытия стыка.

При решении вопроса о том, как изменяются напряжения в стыке под действием момента M , необходимо выяснить, вокруг какой оси будет поворачиваться плоскость стыка. Применяя принцип наименьшего сопротивления, можно полагать, что поворот будет происходить вокруг оси симметрии стыка, так как относительно этой оси возникает наименьший момент сопротивления повороту (меньше момент инерции площади стыка). Это условие соблюдается только при достаточно большой затяжке болтов, обеспечивающей нераскрытие стыка. При раскрытии стыка ось поворота смещается от оси симметрии к кромке стыка. Если затяжка отсутствует, осью поворота будет кромка

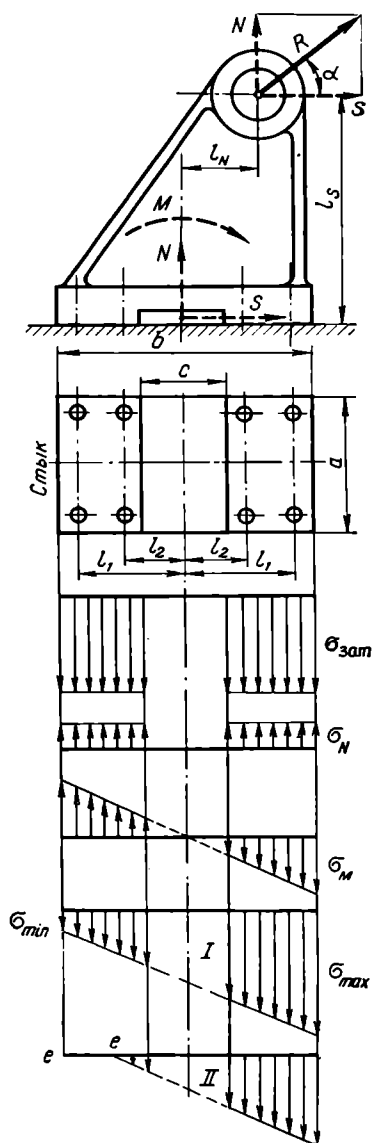


Рис. 1.34

стыка. Иначе говоря, затяжка соединения проявляет себя как пайка или склейка деталей по всему стыку. До тех пор, пока она не разрушена, кронштейн и основание можно рассматривать как единое целое. Испытания подтверждают это положение.

Рассматривая условия нераскрытия стыка, будем считать ось поворота ось симметрии стыка. При этом напряжения в стыке под действием момента M изменяются в соответствии с эпюрой, аналогичной эпюре напряжений при изгибе. Пренебрегая величиной χ так же, как это было при определении σ_N , приближенно запишем

$$\sigma_M \approx M/W_{\text{ст}}, \quad (1.45)$$

где $W_{\text{ст}}$ — момент сопротивления изгибу, который определяют для площади стыка.

В зависимости от величины затяжки и нагрузки эпюра суммарных напряжений в стыке может принять вид одного из вариантов I или II, показанных на рис. 1.34.

Здесь

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_{\text{зат}} \mp \sigma_N + \sigma_M - \text{максимальное напряжение} \\ &\quad \text{в стыке,} \\ \sigma_{\min} &= \sigma_{\text{зат}} \mp \sigma_N - \sigma_M - \text{минимальное напряжение} \\ &\quad \text{в стыке.} \end{aligned} \right\} \quad (1.46)$$

В этих формулах за положительные приняты напряжения затяжки $\sigma_{\text{зат}}$. Вариант II свидетельствует о раскрытии стыка на длине ee , так как напряжения здесь равны нулю, что недопустимо. Вариант I иллюстрирует нераскрытие стыка и рассматривается как расчетный. По условию нераскрытия стыка

$$\sigma_{\min} > 0$$

или

$$\sigma_{\text{зат}} > \pm \sigma_N + \sigma_M,$$

или

$$\sigma_{\text{зат}} = K(\pm \sigma_N + \sigma_M). \quad (1.47)$$

Здесь $K \approx 1,3 \div 2$ — коэффициент запаса по нераскрытию стыка.

По условию (1.47) определяют $\sigma_{\text{зат}}$ и затем из формулы (1.43) находят $P_{\text{зат}}$.

В тех случаях, когда материал основания малопрочен по сравнению с материалом болтов, например бетон или дерево, необходимо проверять условие прочности основания по максимальным напряжениям смятия (см. табл. 1.2):

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (1.48)$$

Если условие (1.48) не удовлетворяется, обычно изменяют размеры стыка.

Расчет по условию отсутствия сдвига деталей в стыке (выполняют как проверочный). В соединениях, не имеющих разгрузочного устройства от сдвига деталей, сила S

уравновешивается силами трения в стыке. Детали не будут сдвигаться, если сила трения в стыке $F > S$ или

$$(P_{\text{зат}} \pm N)f \geq K'S, \quad (1.49)$$

где f — коэффициент трения в стыке; $K' \approx 1,3 \div 2$ — коэффициент запаса.

Ориентировочно можно принимать: $f \approx 0,3-0,35$ — сталь (чугун) по бетону, $f \approx 0,25$ — сталь (чугун) по дереву, $f \approx 0,15-0,20$ — сталь по чугуну (по стали).

В формуле (1.49) не учитывается действие момента M , так как момент не сдвигает детали и не изменяет суммарной величины сил трения в стыке.

Если условие (1.49) не выполняется, это значит, что условие (1.47) нераскрытия стыка не является решающим для данного соединения,

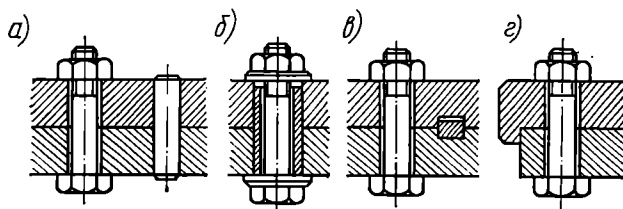


Рис. 1.35

и затяжку следует определять по условию (1.49) несдвигаемости деталей

$$P_{\text{зат}} = \frac{K'S \pm Nf}{zf} \quad (1.50)$$

или ставить болты без зазора.

При больших сдвигающих нагрузках применяют также специальные разгрузочные устройства (рис. 1.35): штифты (а), втулки (б), шпонки (в), упоры (г) и т. п. В таких конструкциях болты, поставленные с зазором, воспринимают только нагрузки, раскрывающие стык деталей.

При расчете прочности болтов учитывают наибольшую силу затяжки $P_{\text{зат}}$ из найденных по условию (1.47) или (1.50).

Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт от силы N ,

$$P_N = N/z; \quad (1.51)$$

внешняя нагрузка от момента M определяется из равенства

$$M = i(P_1 2l_1 + P_2 2l_2 + \dots + P_n 2l_n),$$

где i — число болтов в поперечном ряду (на рис. 1.34 $i = 2$); n — число поперечных рядов с одной стороны от оси поворота (на рис. 1.34 $n = 2$).

Силы $P_1, P_2, \dots$ пропорциональны их расстояниям от оси поворота: $P_1/P_2 = l_1/l_2$ и т. д.

Учитывая это и обозначая P_1 через P_M как наибольшую из нагрузок от момента, после несложных преобразований находим:

$$P_M = \frac{Ml_1}{i(2l_1^2 + 2l_2^2 + \dots + 2l_n^2)}. \quad (1.52)$$

Суммарная нагрузка

$$P = P_M \pm P_N. \quad (1.53)$$

При известных $P_{\text{зат}}$ и P расчетную нагрузку определяют по формуле (1.37) и прочность болта по формуле (1.32) или (1.34) с учетом выражений (1.25) и (1.33).

Ф о р м а с т ы к а оказывает значительное влияние на прочность соединения. Например, для сплошного 1 и несплошного 2 стыков, изображенных на рис. 1.36, величины площадей и моментов сопротивления изгибу будут равны:

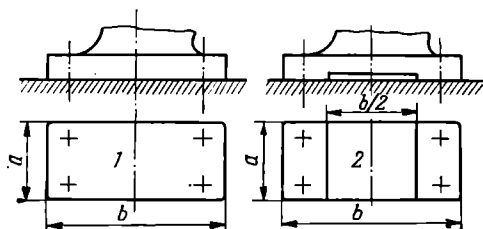


Рис. 1.36

$$F_1 = ab; \quad W_1 = \frac{1}{6} ab^2;$$

$$F_2 = \frac{1}{2} ab; \quad W_2 = \frac{7}{8} \left(\frac{1}{6} ab^2 \right).$$

При одинаковой внешней нагрузке M , σ_M во втором стыке возрастет только на $\sim 12\%$ по сравнению с первым стыком, а площадь уменьшится на 50% . При этом условие нераскрытия несплошного стыка можно обеспечить затяжкой болтов, уменьшенной примерно на 38% — см. формулы (1.43), (1.45) и (1.47).

Комбинированная нагрузка соединения

Рассмотренные три случая расчета группы болтов позволяют производить расчет прочности соединения для любых комбинаций нагрузок. При этом действие сложной нагрузки расчленяют и приводят к действию суммы составляющих рассмотренных нагрузок.

§ 9. МАТЕРИАЛЫ РЕЗЬБОВЫХ ИЗДЕЛИЙ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Материалы. Для изготовления резьбовых деталей применяют материалы, указанные в табл. 1.1.

В отдельных случаях применяют сплавы цветных металлов (латунь, бронзу и др.).

При выборе материала для резьбовых изделий учитывают в основном условия работы (температуру, коррозию и т. п.), величину и характер нагрузки (статическая или переменная), способ изготовления и объем производства. Например, стандартные крепежные изделия общего назначения изготовляют из низко- и среднеуглеродистых

Материал крепежных изделий

Марка стали	Предел прочности σ_B , кгс/см ²	Предел текучести σ_T , кгс/см ²	Предел выносливости σ_{-1P} , кгс/см ²
Ст3 и 10	3400	2000	1600
20	4000	2400	1700
35	5000	3000	1800
45	6000	3600	2400
35Х	8000	6400	2800
30ХГСА	10 000	9000	3000

Примечания: 1. При переводе в систему СИ (МПа) данные уменьшить в ≈ 10 раз. 2. Разрешается применять другие марки, обеспечивающие механические свойства не ниже указанных.

Таблица 1.2

Значения коэффициентов запаса прочности $[n]$ и допускаемых напряжений при расчете резьбовых соединений

Вид нагрузки	Номер формулы	Рекомендуемые значения
Растягивающая внешняя нагрузка: без затяжки болтов	(1.16)	$[\sigma] = 0,6\sigma_T$
	(1.19) (1.32)	Статическая нагрузка: $[n]$ по табл. 1.3 — неконтролируемая затяжка; $[n] = 1,2 \div 1,5$ — контролируемая затяжка
	(1.34) (1.35)	Переменная нагрузка: $[n_r] \geq 2,5 \div 4$ } неконтролируемая затяжка; $[n]$ по табл. 1.3 } $[n_r] = 1,5 \div 2,5$ } контролируемая затяжка $[n] = 1,2 \div 1,5$ }
с затяжкой болтов	(1.19)	Нагрузка статическая или переменная: $[n]$ по табл. 1.3 — неконтролируемая затяжка; $[n] = 1,2 \div 1,5$ — контролируемая затяжка
	(1.21)	$[\tau] = 0,4\sigma_T$ (статическая); $[\tau] = (0,2 \div 0,3) \sigma_T$ (переменная)
	(1.22)	$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$ — сталь; $[\sigma_{см}] = (0,4 \div 0,5) \sigma_B$ — чугун
Поперечная внешняя нагрузка: болты поставлены с зазором	(1.19)	Нагрузка статическая или переменная: $[n]$ по табл. 1.3 — неконтролируемая затяжка; $[n] = 1,2 \div 1,5$ — контролируемая затяжка
болты поставлены без зазора	(1.21)	$[\tau] = 0,4\sigma_T$ (статическая); $[\tau] = (0,2 \div 0,3) \sigma_T$ (переменная)
	(1.22)	$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$ — сталь; $[\sigma_{см}] = (0,4 \div 0,5) \sigma_B$ — чугун
Прочность деталей в стыке	(1.48)	$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$ — сталь; $[\sigma_{см}] = 0,4\sigma_B$ — чугун; $[\sigma_{см}] = 10 \div 20$ кгс/см ² $\approx 1 \div 2$ МПа — бетон; $[\sigma_{см}] = 20 \div 40$ кгс/см ² $\approx 2 \div 4$ МПа — дерево

сталей типа сталь 10 — сталь 35. Эти дешевые стали позволяют изготовлять большие партии болтов, винтов, гаек методом холодной высадки или штамповки с последующей накаткой резьбы. Легированные стали 35Х, 30ХГСА применяют для высоконагруженных деталей при переменных и ударных нагрузках, при высоких температурах, в агрессивных средах и пр.

Для повышения прочности, коррозионной стойкости и жаропрочности применяют специальные виды термической и химико-термической обработки, а также нанесение гальванических и других покрытий. Например, улучшение, цинковое или кадмиевое хромирование, хромовое или медное покрытие и пр.

Допускаемые напряжения для резьбовых соединений приведены в табл. 1.2 и 1.3. В них учитывают точность расчетных формул, характер нагрузки, качество монтажа соединения (контролируемая или неконтролируемая затяжка) и т. д.

Т а б л и ц а 1.3

Значения коэффициента запаса прочности $[n]$ при расчете болтов с неконтролируемой затяжкой

Материал болта	Постоянная нагрузка при d		Переменная нагрузка от 0 до P	
	M6 — M16	M16 — M30	M6 — M16	M16 — M30
Углеродистая сталь	5—4	4—2,5	12—8,5	8,5
Легированная сталь	6,5—5	5—3,3	10—6,5	6,5

Т а б л и ц а 1.4

Допускаемая растягивающая статическая нагрузка $[P_p]$ для затянутых болтов из стали 20

Тип резьбы	Допускаемая нагрузка $[P_p]$, кгс	
	неконтролируемая затяжка	контролируемая затяжка
M6	80	300
M8	150	550
M10	250	860
M12	380	1220
M16	800	2350
M20	1400	3700
M24	2100	5300
M30	4600	8500

П р и м е ч а н и е. При переводе в систему СИ (Н) данные увеличить в ≈ 10 раз.

При неконтролируемой затяжке допускаемые напряжения значительно уменьшаются, особенно для болтов малых диаметров (табл. 1.3) [1]. Это связано с возможностью перенапряжения и даже разрушения малых болтов при неконтролируемой затяжке (см. табл. 1.6).

В тех случаях, когда увеличение веса конструкции, связанное с увеличением диаметра болтов, является неоправданным (например, авиастроение), применяют контролируемую затяжку. Возможность значительного увеличения нагрузки болтов при контролируемой затяжке показана в табл. 1.4.

Контроль затяжки оговаривают специальными техническими условиями и выполняют не только при заводской сборке, но также в эксплуатации и ремонте. Несоблюдение этих условий может привести к аварии. Затяжку можно контролировать методом измерения деформаций болтов или специальных упругих шайб, а также с помощью специальных ключей предельного момента (подробнее см. [2], [21]).

Примеры расчета

Пример 1. Определить силу R , которую необходимо приложить к стандартному ключу при завинчивании гайки до появления в стержне болта напряжений, равных пределу текучести $\sigma_T = 2000$ кгс/см² (сталь 10). Определить также напряжение смятия $\sigma_{см}$ и среза τ в резьбе. Расчет выполнить для болтов М6, М12, М36 и сравнить полученные результаты.

Длину ручки стандартного ключа в среднем принять $L = 15d$, коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,15$.

Решение 1. Используя таблицы стандартов (см., например, [12]), найдем необходимые для расчетов размеры (табл. 1.5).

Т а б л и ц а 1.5

Стандартные параметры некоторых болтов

Размеры болта, мм	М6	М12	М24	М36
Наружный диаметр резьбы d	6	12	24	36
Внутренний диаметр резьбы d_1	4,918	10,106	20,752	31,670
Средний диаметр резьбы d_2	5,350	10,863	22,051	33,402
Шаг резьбы S	1	1,75	3	4
Высота профиля h	0,541	0,947	1,624	2,163
Высота гайки H	5	10	19	29
Наружный диаметр опорного торца гайки D_1	9,5	18	34	52
Число витков гайки z	5	5,7	6,35	7
Угол подъема резьбы β	3°24'	2°53'	2°30'	2°12'

2. По формуле (1.19), определяем силу затяжки $P_{зат}$, при которой эквивалентное напряжение в стержне болта будет равно σ_T . Для болта М6

$$P_{зат} = \frac{\pi}{4 \cdot 1,3} d_p^2 \sigma_{эк} = \frac{\pi}{4 \cdot 1,3} 0,51^2 \cdot 2000 \approx 310 \text{ кгс.}$$

Здесь по формуле (1.15) $d_p = 6 - 0,9 \cdot 1 = 0,51$ мм.

3. Определяем момент, приложенный к гайке, по формуле (1.7)

$$T_k = 310 \left[\frac{0,8}{2} 0,15 + \frac{0,535}{2} \operatorname{tg} (3^\circ 24' + 9^\circ 50') \right] \approx 18,6 + 18,8 = 37,4 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

Здесь принято:

$$d_{отв} = d + 0,5 = 6,5 \text{ мм; } D_{ср} = (9,5 + 6,5)/2 = 8 \text{ мм; } \rho' = \arctg f'.$$

$$f' = \frac{f}{\cos \alpha/2} = \frac{0,15}{\cos 30^\circ} = \frac{0,15}{0,866} = 0,173 \text{ [см. формулу (1.2)]; } \rho' = 9^\circ 50'.$$

4. Определяем силу R , приложенную к ключу,

$$R = T_K / L = 37,4 / (15 \cdot 0,6) \approx 4,15 \text{ кгс.}$$

(Выигрыш в силе $P_{\text{зат}}/R = 310/4,15 \approx 74$.)

5. Определяем напряжение в резьбе. По формуле (1.12) при $P = P_{\text{зат}}$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{310}{\pi \cdot 0,535 \cdot 0,054 \cdot 5} \approx 680 \text{ кгс/см}^2.$$

По формуле (1.13)

$$\tau = \frac{310}{\pi \cdot 0,49 \cdot 0,8 \cdot 0,5} \approx 500 \text{ кгс/см}^2.$$

Результаты расчетов для других болтов приведены в табл. 1.6.

Таблица 1.6

Силовые параметры при затяжке болтов до напряжения в стержне болта, равного пределу текучести материала $\sigma_T = 2000 \text{ кгс/см}^2$ (сталь 10)

Болт	M6	M12	M24	M36
Расчетная величина				
Сила затяжки $P_{\text{зат}}$, кгс	310	1300	5500	13 000
Крутящий момент на ключе T_K , кгс·см	37,4	350	2550	9 000
Сила на ключе R , кгс	4,15	18	70	165
Выигрыш в силе $P_{\text{зат}}/R$	74	72	79	79
Напряжение смятия в резьбе $\sigma_{\text{см}}$, кгс/см ²	680	720	750	790
Напряжения среза в резьбе τ , кгс/см ² .	500	540	550	580

Таблица 1.6 позволяет отметить, что болты малого диаметра (до M8) можно легко разрушить при затяжке, а нагрузочную способность болтов большого диаметра (больше M24) трудно использовать полностью.

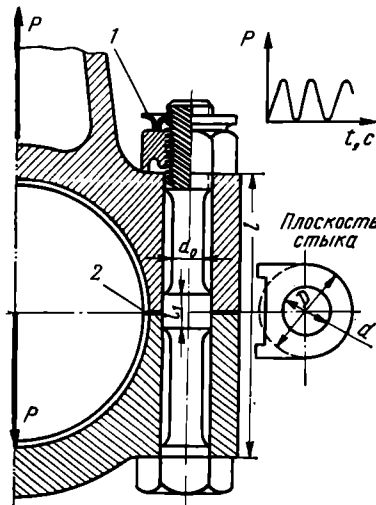


Рис. 1.37

Пример 2. Рассчитать болты нижнего подшипника шатуна двигателя внутреннего сгорания (рис. 1.37, где 1 — пружинная стопорная шайба; 2 — регулировочная жесткая шайба).

Максимальная нагрузка одного болта $P = 800 \text{ кгс}$, материал болтов — сталь 35Х улучшенная, шатуна — 35Г2: $l = 90 \text{ мм}$; $l_1 = 10 \text{ мм}$, $D = 40 \text{ мм}$; затяжка болтов не контролируется.

Нагрузка P складывается в основном из сил инерции при движении масс поршня и шатуна. Приближенно можно принять изменение нагрузки по графику пульсационного цикла (рис. 1.37).

Решение 1. По рекомендации (1.28) назначаем $K_{\text{зат}} = 2,5$; $P_{\text{зат}} = 2,5 \times 800 = 2000 \text{ кгс}$. Предварительно по формуле (1.37) приближенно оцениваем расчетную нагрузку болта

$$P_p = P_{\text{зат}} + 0,25P = 2200 \text{ кгс.}$$

2. Ориентировочно, рассматривая нагрузку как статическую и оценивая диаметр болта (используя табл. 1.4) больше M16, согласно рекомендациям таблиц 1.2 и 1.3 принимаем $n = 4$. При этом, учитывая данные табл. 1.1, получаем

$$[\sigma] = 6400/4 = 1600 \text{ кгс/см}^2.$$

3. По формуле (1.32) определяем расчетный диаметр резьбы

$$d_p = \sqrt{\frac{1,3P_p}{\pi/4[\sigma]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 2200}{\pi \cdot 1600}} \approx 1,51 \text{ см} = 15,1 \text{ мм.}$$

По табл. стандарту принимаем болт М20 с крупным шагом $S = 2,5$ мм, для которого будет $d_p = 20 - 0,9 \cdot 2,5 = 17,75$ мм. Отмечаем, что значение l выбрано приближенно правильно (в противном случае исправляем расчет).

4. В соответствии с заданной конструкцией (см. рис. 1.37) и рекомендациями (см. рис. 1.27) назначаем $d_0 = 0,8 d_1 \approx 13,5$ мм. Отмечаем, что гайка М20 имеет диаметр 34,6 мм и размещается при заданном $D = 40$ мм.

5. Проверяем усталостную и статическую прочность болта. По рекомендации (1.36) $P_6 = 0,25 P = 200$ кгс.

По формулам (1.33)

$$\sigma_m = (2000 + 100)/2,35 \approx 950 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_d = 200/(2 \cdot 2,35) \approx 45 \text{ кгс/см}^2.$$

По формуле (1.34)

$$n_r = \frac{2800}{45 \cdot 5,2 + 0,1 \cdot 950} \approx 8,5 > 2,5 \div 4 \text{ (см. табл. 1.2).}$$

Здесь принято: $\sigma_{-1} = 2800$ кгс/см² (см. табл. 1.1); $K_\sigma = 5,2$ (см. стр. 47).

По формуле (1.35)

$$n = 6400/(950 + 45) \approx 6,5 \text{ (см. табл. 1.3).}$$

Условия прочности болта удовлетворяются.

На этом приближенный расчет можно закончить.

С целью проверки полученных результатов и оценки приближенных формул ниже приводится уточненный расчет.

6. По формулам (1.29) и (1.30) определяем податливость болта и детали

$$\lambda_6 = \frac{1}{E_6 \pi/4} \left(\frac{l_1}{d^2} + \frac{l-l_1}{d_0^2} \right) = \frac{4}{\pi E_6} \left(\frac{1}{2^2} + \frac{8}{1,35^2} \right) \approx \frac{4}{\pi E_6} 4,64,$$

$$\lambda_d = \frac{h_d}{E_d F_d} \approx \frac{4}{\pi E_d} \left(\frac{l}{D^2 - d^2} \right) = \frac{4}{\pi E_d} \left(\frac{9}{4^2 - 2^2} \right) = \frac{4}{\pi E_d} 0,75$$

Здесь деформируемая зона деталей приближенно ограничивается цилиндром D (рис. 1.37).

Учитывая, что $E_6 \approx E_d$, после сокращения находим

$$\chi = \lambda_d/(\lambda_6 + \lambda_d) = 0,75/5,39 = 0,14;$$

по формуле (1.20)

$$P_p = 2000 + 800 \cdot 0,14 = 2000 + 112 = 2112 \text{ кгс.}$$

Переменная составляющая нагрузки болта [см. формулу (1.25)] $P_6 = 112$ кгс. По формуле (1.27)

$$P_{ст} = 2000 - 0,86 \cdot 800 = 1310 \text{ кгс}$$

или $P_{ст} = 1,65P$.

Следовательно, условие нераскрытия стыка соблюдается.

Отмечаем, что уточненные значения P_p и P_6 мало отличаются от приближенных. Очевидно, что и при этих значениях также получим болт М20.

Примечания: 1. Результаты уточненного расчета позволяют отметить, что в затянутых соединениях приращение нагрузки на болт P_6 от действия внешних сил практически невелико. Решающими для прочности болтов в этом случае остаются напряжения от затяжки, а расчет вполне допустимо проводить по приближенным формулам.

2. При контролируемой затяжке, приняв $[n] = 1,5$ (см. табл. 1.2), найдем, что допускаемые напряжения могут быть увеличены в $4/1,5 \approx 2,7$ раза. Во столько же раз можно уменьшить площадь сечения болта или квадрат расчетного диаметра. При этом получим болт М16.

Пример 3. Рассчитать болты крепления кронштейна, нагруженного по схеме, показанной на рис. 1.32: $R = 2000$ кгс; $l = 1050$ мм; $a = 130$ мм; $b = 500$ мм; $h = 50$ мм; кронштейн чугунный ($\sigma_B = 2800$ кгс/см²); болты из стали 20; затяжка болтов не контролируется.

Расчет выполнить для двух вариантов установки болтов — без зазора и с зазором.

Решение. 1. *Болты без зазора.* Нагрузка определяется по формулам (1.38):

$$P_R = 2000/6 = 334 \text{ кгс};$$

$$M = 4P_{M_1}r_1 + 2P_{M_2}r_2 = P_{M_1}(4r_1 + 2r_2^2/r_1),$$

где

$$P_{M_1}/P_{M_2} = r_1/r_2; \quad r_2 = b/2 = 25 \text{ см};$$

$$r_1 = \sqrt{r_2^2 + a^2} = \sqrt{25^2 + 13^2} = 28 \text{ см};$$

$$M = Rl = 2000 \cdot 105 = 210\,000 \text{ кгс} \cdot \text{см}.$$

Далее

$$P_{M_1} = \frac{M}{4r_1 + 2r_2^2/r_1} = \frac{210\,000}{4 \cdot 28 + 2(25^2/28)} = 1300 \text{ кгс};$$

$$P_{M_2} = P_{M_1}(r_2/r_1) = 1300(25/28) \approx 1100 \text{ кгс}.$$

Для первого и третьего болтов суммарную нагрузку находим графически (см. рис. 1.32) и получаем $P_1 = P_3 = 1600$ кгс. Для второго болта

$$P_2 = P_R + P_{M_2} = 1434 \text{ кгс}.$$

Таким образом, наиболее нагруженными болтами являются 1 и 3. Определяем диаметр болтов из условия прочности на срез по формуле (1.21)

$$d = \sqrt{4P_1/\pi[\tau]} = \sqrt{4 \cdot 1600/(\pi \cdot 960)} \approx 1,45 \text{ см} = 14,5 \text{ мм},$$

где

$$[\tau] = 0,4\sigma_T = 0,4 \cdot 2400 = 960 \text{ кгс/см}^2 \text{ (см. табл. 1.2 и 1.1)}.$$

Найденному значению d удовлетворяет чистый болт под развертку с диаметром нарезной части М16 и ненарезной 17 мм [12]. Проверяем прочность на смятие по формуле (1.22)

$$\begin{aligned} \sigma_{см} &= P_1/dh = 1600/1,7 \cdot 5 \approx 190 \text{ кгс/см}^2 \leq [\sigma_{см}] = \\ &= 0,4\sigma_B = 0,4 \cdot 2800 = 1100 \text{ кгс/см}^2 \text{ (см. табл. 1.2)}. \end{aligned}$$

2. *Болты с зазором.* Необходимую силу затяжки определяем по формуле (1.39), приняв $P_{\max} = P_1 = 1600$ кгс, $f = 0,15$; $K = 1,5$.

$$P_{зат} = 1,5 \cdot 1600/0,15 = 16\,000 \text{ кгс}.$$

По табл. 1.4 определяем, что болт должен быть значительно больше М30, и поэтому по табл. 1.3 принимаем $n = 1,5$. При этом

$$[\sigma] = \sigma_T/n = 2400/1,5 = 1600 \text{ кгс/см}^2.$$

Из формулы (1.19)

$$d_p = \sqrt{4 \cdot 1,3P_{зат}/\pi[\sigma]} = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot 16\,000/(\pi \cdot 1600)} = 4,05 \text{ см} = 40,5 \text{ мм}.$$

Этому значению d_p удовлетворяет болт М48.

З а к л ю ч е н и е. Постановка болтов с зазором в данной конструкции нецелесообразна, так как болт М48 слишком велик для кронштейна заданных размеров и, кроме того, трудно обеспечить силу затяжки болтов $P_{зат} = 16\,000$ кгс. *Назначаем болты без зазора.*

Пример 4. Рассчитать болты для крепления кронштейна к бетонному фундаменту (см. рис. 1.34), где $R = 1000$ кгс, $\alpha = 30^\circ$, $l_S = 400$ мм, $l_N = 100$ мм, $b = 490$ мм, $a = 130$ мм, $c = \frac{1}{2}b = 245$ мм, $l_1 = 210$ мм, $l_2 = 140$ мм; болты из стали 20, допускаемое напряжение смятия для бетона $[\sigma_{см}] = 18$ кгс/см². Затяжка не контролируется, нагрузка статическая.

Р е ш е н и е. 1. Определяем составляющие нагрузки

$$S = R \cos 30^\circ = 865 \text{ кгс}; N = R \sin 30^\circ = 500 \text{ кгс}; \\ M = Sl_S - Nl_N = 865 \cdot 40 - 500 \cdot 10 = 29\,600 \text{ кгс} \cdot \text{см}$$

— см. формулу (1.42).

2. Определяем силу затяжки по условию нераскрытия стыка

$$\sigma_N = N/F_{\text{ст}} = 500/(0,5 \cdot 49 \cdot 13) \approx 1,6 \text{ кгс/см}^2 \text{ — см. формулу (1.44);}$$

$$\sigma_M = M/W_{\text{ст}} = 29\,600 / \left(\frac{7}{48} ab^2 \right) = 29\,600 / \left(\frac{7}{48} \cdot 13 \cdot 49^2 \right) = 6,5 \text{ кгс/см}^2$$

— см. формулу (1.45),

где для рассматриваемого несплошного стыка

$$W_{\text{ст}} = \frac{I_1 - I_2}{b/2} = \frac{1/12 [ab^3 - a(1/2b)^3] \cdot 2}{b} = \frac{7}{48} ab^2.$$

По условию нераскрытия стыка, принимая коэффициент запаса $K = 1,5$, $\sigma_{\text{зат}} = 1,5 (\sigma_N + \sigma_M) = 1,5 (1,6 + 6,5) \approx 12 \text{ кгс/см}^2$ — см. формулу (1.47).

Необходимая сила затяжки болтов

$$P_{\text{зат}} = \sigma_{\text{зат}} F_{\text{ст}}/z = 12 \cdot 318/8 = 480 \text{ кгс} \text{ — см. формулу (1.43),}$$

где $F_{\text{ст}} = ab - ac = 318 \text{ см}^2$.

3. Проверяем прочность бетонного основания

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_N + \sigma_M = 12 - 1,6 + 6,5 = 16,9 < [\sigma_{\text{см}}] = 18 \text{ кгс/см}^2$$

— формулы (1.46) и (1.48).

4. Проверяем $P_{\text{зат}}$ по условию отсутствия сдвига кронштейна силой S , приняв $f = 0,35$ и $K = 1,3$ по формуле (1.49), $0,35 (480 \cdot 8 - 500) = 1160 \text{ кгс} > 1,3 \cdot 865 = 1120 \text{ кгс}$.

Затяжка достаточна.

5. Определяем расчетную нагрузку и диаметр болта:

а) по формуле (1.51)

$$P_N = 500/8 \approx 62 \text{ кгс};$$

б) по формуле (1.52)

$$P_M = \frac{29\,000 \cdot 21}{2(2 \cdot 21^2 + 2 \cdot 14^2)} = 245 \text{ кгс};$$

в) по формуле (1.53)

$$P = 245 + 62 = 307 \text{ кгс};$$

г) по формуле (1.37)

$$P_p = 480 + 0,25 \cdot 307 \approx 560 \text{ кгс};$$

д) по табл. 1.4 назначаем болты М16.

Г Л А В А 2

ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

§ 1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ ЗАКЛЕПОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ, КЛАССИФИКАЦИЯ, ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ

Заклепочное соединение является неразъемным. В большинстве случаев его применяют для соединения листов и фасонных прокатных профилей. Соединение образуют расклепыванием стержня заклепки, вставленной в отверстие деталей — рис. 2.1, где 1 — обжимка; 2 —

прижим при машинной клепке; 3 — замыкающая головка; 4 — закладная головка; 5 — поддержка.

При расклепывании вследствие пластических деформаций образуется замыкающая головка, а стержень заклепки заполняет зазор в отверстии.

Силы, вызванные упругими деформациями деталей и стержня заклепки, стягивают детали. Относительному сдвигу деталей оказывают сопротивление стержни заклепки и частично силы трения в стыке.

Отверстия в деталях продавливают или сверлят. Сверление менее производительно, но обеспечивает повышенную прочность (см. табл. 2.1). При продавливании листы деформируются, а на выходной стороне

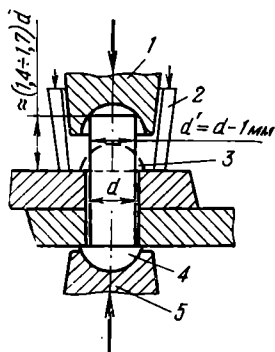


Рис. 2.1

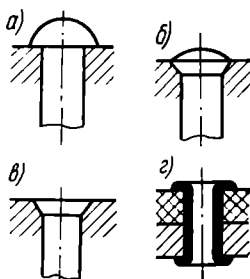


Рис. 2.2

отверстия образуется острая кромка, которая может вызвать подрез стержня заклепки.

Клепку (осаживание стержня) можно производить вручную или машинным способом (пневматическими молотками, прессами и т. п.). Машинная клепка даст соединения повышенного качества, так как она обеспечивает однородность посадки заклепок и увеличивает силы сжатия деталей.

Стальные заклепки малого диаметра (до 12 мм) и заклепки из цветных металлов ставят холодным способом, т. е. без нагрева (холодная клепка). Стальные заклепки с диаметром больше 12 мм ставят горячим способом (горячая клепка).

Нагрев заклепок перед постановкой облегчает процесс клепки и повышает качество соединения (достигается лучшее заполнение отверстия и повышенный натяг в стыке деталей).

В зависимости от конструкции соединения применяют различные типы заклепок, геометрические размеры которых стандартизованы. Основные типы заклепок изображены на рис. 2.2; а — с полукруглой головкой; б — полупотайная; в — потайная; г — полая.

По назначению заклепочные соединения принято разделять на следующие три группы: а) прочные (применяют в металлоконструкциях); б) прочноплотные (применяют в котлах и резер-

вуарах с высоким давлением); в) плотные (применяют в резервуарах с небольшим внутренним давлением).

Каждая заклепка имеет свою зону действия D (рис. 2.3), на которую распространяются деформации сжатия в стыке деталей. Если зоны действия соседних заклепок пересекаются, соединение будет плотным.

По конструктивному признаку различают однорядные и многорядные, односрезные и многосрезные заклепочные соединения. На рис. 2.4: a — однорядный односрезный шов; b — однорядный двухсрезный шов с накладками.

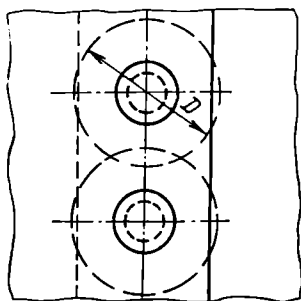


Рис. 2.3

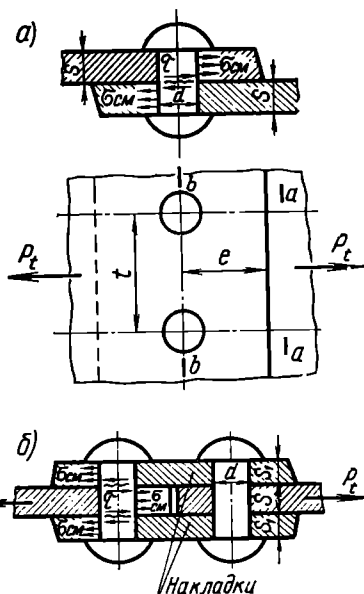


Рис. 2.4

В современном машиностроении заклепочные соединения вытесняются более прочным и дешевым видом неразъемного соединения — сваркой. Заклепочные соединения применяют для деталей, материал которых плохо сваривается.

§ 2. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ЗАКЛЕПОЧНОГО ШВА

Условия нагружения заклепок подобны условиям нагружения болтов, поставленных без зазора (сравни рис. 2.4 и 1.23). Поэтому для заклепок остаются справедливыми расчетные формулы (1.21) и (1.22), которые определяют прочность по напряжениям среза τ и смятия $\sigma_{см}$. При расчетах заклепочных соединений, нагруженных силой в плоскости стыка, допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми заклепками шва.

На основные размеры заклепочных соединений выработаны нормы, которые рекомендуют выбирать d , t , e и s_1 в зависимости от толщины листов s или размеров прокатного профиля (см. справочники [1, 2]). При этом расчет приобретает проверочный характер.

Ниже рассматриваются некоторые особенности конструкции и расчета заклепочных соединений.

В соединениях широких листов (см. рис. 2.4) за расчетную нагрузку принимают силу P_t , действующую на фронте одного шага t . При этом величину P_t обычно определяют по напряжениям растяжения σ' в сечении листа $a-a$, не ослабленном отверстиями под заклепки. Напряжение σ' полагают известным из основных расчетов конструкции (расчет прочности стенок котла, резервуара и т. д.)

$$P_t = \sigma' t s.$$

Прочность листа в сечении $b-b$

$$\sigma = \frac{P_t}{(t-d)s} \leq [\sigma].$$

Отношение

$$\sigma'/\sigma = (t-d)/t = \varphi \quad (2.1)$$

называют коэффициентом прочности заклепочного шва.

Величина φ показывает, как уменьшается прочность листов при соединении заклепками. Например, для однорядного, односрезного шва (см. рис. 2.4, а) при размерах, взятых согласно стандартам, φ равняется 0,65, т. е. образование заклепочного соединения уменьшает прочность листов на 35%.

Понижение прочности деталей является одной из главных отрицательных характеристик заклепочного соединения. Для увеличения значений φ применяют многорядные и многосрезные швы (см. рис. 2.4, б и 2.5).

На рис. 2.5 изображена конструкция прочноплотного четырехрядного шва с переменным шагом заклепок в рядах. В этом шве на фронте основного шва t_1 расположено 13 заклепок. Каждая заклепка передает нагрузку, равную $1/13 P_t$. В соответствии с этим на рис. 2.5 даны эпюры

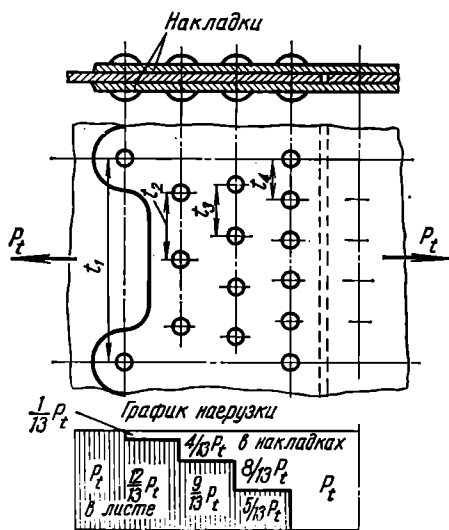


Рис. 2.5

продольных сил, возникающих в различных сечениях листов и накладок. Сечение листа по первому ряду заклепок нагружено полной силой P_t . Для того чтобы меньше ослабить это сечение, в нем поставлена только одна заклепка (две половины заклепки). Сечение по второму ряду нагружено меньшей силой и, соблюдая условия равнопрочностей, в нем можно поставить большее число заклепок и т. д.

Малая нагрузка на каждую заклепку, а также две плоскости среза заклепки позволяют значительно уменьшить ее диаметр. Уменьшение

диаметра приводит к увеличению коэффициента прочности шва [см. формулу (2.1)]. Например, для рассматриваемого шва $\varphi \approx 0,9$. Однако стремление получить высокое значение φ приводит к сложной и дорогой конструкции соединения.

На рис. 2.6 изображена конструкция клепаемого узла фермы, которая может служить примером прочного соединения. При разработке конструкции такого соединения необходимо учитывать условия, перечисленные ниже.

1. Стержни (уголки или другие профили) следует располагать так, чтобы расчетные линии действия сил, проходящие через центры тяжести сечений стержней, пересекались в одной точке. В противном случае в соединении, кроме сил, появятся моменты.

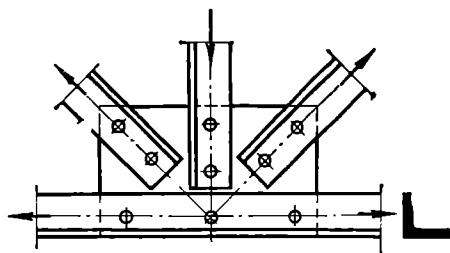


Рис. 2.6

2. Число заклепок для каждого уголка должно быть не менее двух.

3. Заклепки следует размещать возможно ближе к оси, проходящей через центр тяжести сечения стержня (например, уголка — рис. 2.7).

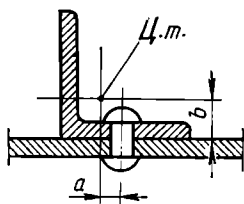


Рис. 2.7

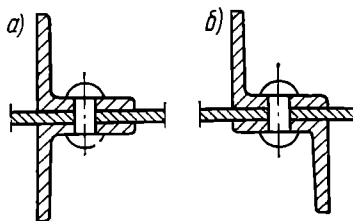


Рис. 2.8

При смещении заклепки от этой оси в соединении возникают моменты, равные Pa и Pb . Устранить влияние этих моментов можно применением симметричных стержней (рис. 2.8). В соединении, показанном на рис. 2.8, *a*, устранен момент Pb , а в соединении по рис. 2.8, *b* устранены оба момента.

§ 3. МАТЕРИАЛЫ ЗАКЛЕПОК И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Заклепки изготовляют из стали, меди, латуни, алюминия и других металлов. Материал заклепок должен обладать прежде всего пластичностью и не принимать закалки. Высокая пластичность материала облегчает клепку и способствует равномерному распределению нагрузок по заклепкам.

При выборе материала для заклепок необходимо стремиться к тому, чтобы коэффициенты линейного расширения заклепок и сое-

диняемых деталей были равными или близкими друг другу. В противном случае при колебаниях температуры в соединении появляются температурные напряжения.

Особую опасность представляет сочетание разнородных материалов, которые способны образовывать гальванические пары. Гальванические токи быстро разрушают соединение. Такое явление наблюдается в химической промышленности и судостроении. Поэтому для скрепления алюминиевых деталей применяют алюминиевые заклепки, для медных — медные.

Допускаемые напряжения для заклепок (табл. 2.1) зависят в основном от характера обработки отверстия (продавленные или сверленные) и характера внешней нагрузки (статическая, динамическая).

Т а б л и ц а 2.1

Допускаемые напряжения для стальных заклепок при статической нагрузке

Род напряжения	Обработка отверстия	Допускаемые напряжения, кгс/см ²	
		Ст 0 и Ст 2	Ст 3
Срез } $[\tau]$	Сверление	1400	1400
	Продавливание	1000	1000
Смятие } $[\sigma_{см}]$	Сверление	2800	3200
	Продавливание	2400	2800

Примечания: 1. При переводе в систему СИ (МПа) данные уменьшить в ≈ 10 раз. 2. При действии переменных нагрузок допускаемые напряжения рекомендуют понижать в среднем на 10—20%.

Г Л А В А 3

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ПРИМЕНЕНИЕ

Сварное соединение — неразъемное. Оно образуется путем сваривания материалов деталей в зоне стыка и не требует никаких вспомогательных элементов (заклепок, болтов и т. д.). Прочность соединения зависит от неоднородности и непрерывности материала сварного шва и окружающей его зоны.

Применяемые в современном машиностроении способы сварки весьма разнообразны. Каждый из них имеет свои конкретные области применения *. Из всех способов сварки наиболее широко распространена электрическая. Различают два основных вида электросварки: дуговую и контактную.

* Изучение различных методов сварки является предметом специальных курсов и специальных глав курса технологии материалов. В курсе деталей машин приводятся только краткие сведения об основных методах сварки, необходимые для изучения расчета прочности сварных соединений.

Электродуговая сварка основана на использовании тепла электрической дуги для расплавления металла.

Для защиты расплавленного металла от вредного действия окружающего воздуха на поверхность электрода наносят толстую защитную обмазку, которая выделяет большое количество шлака и газа, образуя изолирующую среду. Этим обеспечивают повышение качества металла сварного шва, механические свойства которого могут резко ухудшиться под влиянием кислорода и азота воздуха.

С той же целью производят сварку под слоем флюса по методу, разработанному Институтом электросварки АН УССР. Этот метод в настоящее время является основным методом автоматической сварки. Производительность автоматической сварки под флюсом в $10 \div 20$ и более раз выше ручной. Повышение производительности достигается за счет применения тока силой от 1000 до 3000 А вместо 200—500 А при ручной сварке. Это обеспечивает более рациональное формирование шва.

В то время как при ручной сварке образование шва достигается в основном за счет металла электрода (рис. 3.1, а), при автоматической сварке шов формируется в значительной степени за счет расплавленного основного металла (рис. 3.1, б), что не только сокращает время, но и значительно снижает расход электродного материала. Автоматическая сварка под слоем флюса обеспечивает высокие и, что особенно важно, однородные, независимые от индивидуальных качеств сварщика механические свойства соединений.

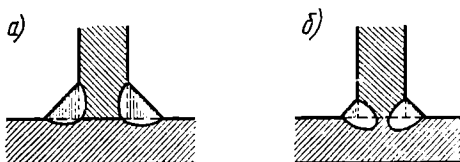


Рис. 3.1

За последние годы разработан метод электрошлаковой сварки, при которой источником нагрева служит тепло, выделяющееся при прохождении тока через шлаковую ванну от электрода к изделию. Электрошлаковая сварка предназначена для соединения деталей большой толщины. Толщина свариваемых деталей практически не ограничивается.

Электрошлаковая сварка позволяет заменять сложные и тяжелые цельнолитые и цельнокованные конструкции сварными из отдельных простых отливок, поковок и листов, что значительно облегчает и снижает стоимость производства. Эта сварка применима и для чугуновых отливок.

Контактная сварка основана на использовании повышенного омического сопротивления в стыке деталей и осуществляется несколькими способами.

При стыковой сварке через детали пропускают ток, сила которого достигает нескольких тысяч ампер. Основное количество тепла выделяется в месте стыка, где имеется наибольшее сопротивление; металл в этой зоне разогревается до пластического состояния или даже до поверхностного оплавления. Затем ток выключают, а разогретые детали сдавливают с некоторой силой — происходит сварка

металла деталей по всей поверхности стыка. Этот метод рекомендуют применять для соединения встык деталей, площадь поперечного сечения которых сравнительно невелика.

При точечной сварке соединение образуется не по всей поверхности стыка, а лишь в отдельных точках, к которым подводят электроды сварочной машины.

При ленточной, или роликовой, сварке шов имеет вид узкой непрерывной ленты, расположенной вдоль стыка деталей. Это соединение выполняют с помощью электродов, имеющих форму роликов, которые катятся в направлении сварки.

Точечную и роликовую сварки применяют в соединениях внахлестку, преимущественно для листовых деталей толщиной не более 3—4 мм и тонких стержней арматурных сеток. В отличие от точечной роликовая сварка образует герметичное соединение.

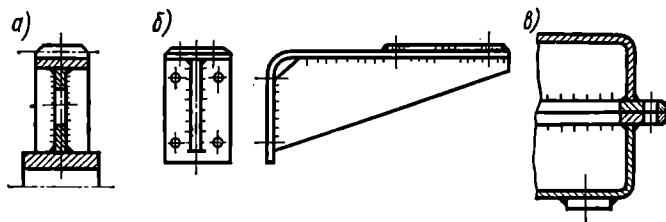


Рис. 3.2

Все рассмотренные способы контактной сварки — высокопроизводительны, их широко применяют в массовом производстве для сварки труб, арматуры, кузовов автомобилей, металлической обшивки железнодорожных вагонов, корпусов самолетов, тонкостенных резервуаров и т. д.

Оценивая сварное соединение, необходимо подчеркнуть, что оно является наиболее совершенным из неразъемных соединений, так как лучше других приближает составные детали к цельным. При сварном соединении проще обеспечиваются условия равнопрочности, снижения массы и стоимости изделия.

В настоящее время сварку применяют не только как способ соединения деталей, но и как технологический способ изготовления самих деталей. Сварные детали во многих случаях с успехом заменяют литые и кованые (рис. 3.2, где *а* — зубчатое колесо; *б* — кронштейн; *в* — корпус).

Для изготовления сварных деталей не требуется моделей, форм или штампов. Это значительно снижает их стоимость при единичном и мелкосерийном производстве. Сварка таких изделий, как шестерня или коленчатые валы, позволяет изготавливать их более ответственные части (венец, шейка) из высокопрочных сталей, а менее ответственные (диск и ступица шестерни, щека коленчатого вала) — из дешевых материалов.

По сравнению с литыми деталями сварные допускают меньшую толщину стенок, что позволяет снизить массу деталей и сократить расход металла.

Большое распространение получили штампо-сварные конструкции (см. рис. 3.2, в), заменяющие фасонное литье, клепаные и другие изделия. Применение сварных и штампо-сварных конструкций позволяет во многих случаях снизить расход материала или массу конструкции на 30—50%, уменьшить стоимость изделий в полтора-два раза.

§ 2. КОНСТРУКЦИЯ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ И РАСЧЕТ ИХ НА ПРОЧНОСТЬ*

Соединение встык

Это соединение во многих случаях является наиболее простым и надежным. В зависимости от толщины соединяемых элементов его выполняют по одному из вариантов, изображенных на рис. 3.3.

При малых толщинах обработка кромок не обязательна, а при средних и больших толщинах она необходима по условиям образования шва на всей толщине деталей. Автоматическая сварка под флюсом позволяет увеличить предельные толщины листов, свариваемых без обработки кромок, примерно в два раза, а угол скоса кромок уменьшить до 30—35° (на рис. 3.3 показаны швы, выполняемые при ручной сварке).

Сваривать встык можно не только листы или полосы, но также трубы, уголки, швеллеры и другие фасонные профили. Во всех случаях *составная деталь получается близкой к цельной*.

Соединения встык могут разрушаться по шву, месту сплавления металла шва с металлом детали, сечению самой детали в зоне термического влияния.

З о н о й т е р м и ч е с к о г о в л и я н и я называют прилегающий к шву участок детали, в котором в результате нагрева при сварке изменяются механические свойства металла. Понижение механических

свойств в зоне термического влияния особенно значительно при сварке термически обработанных, а также наклепанных сталей. Для таких соединений рекомендуют термообработку и наклеп после сварки.

Практикой установлено, что *при качественном выполнении сварки разрушение соединения стальных деталей происходит преимущественно в зоне термического влияния*. Поэтому расчет прочности сварного соединения встык принято выполнять по размерам сечения детали в этой зоне. Возможное снижение прочности деталей, связанное со

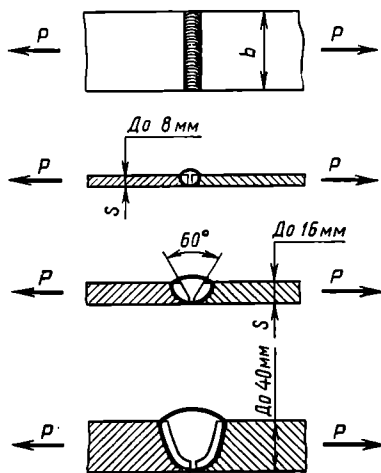


Рис. 3.3

* При расчете на прочность полагаем, что метод сварки выбран правильно, а качество выполнения шва удовлетворяет техническим нормам.

сваркой, учитывают при назначении допускаемых напряжений. Например, при расчете полосы, сваренной встык (см. рис. 3.3): на растяжение

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= P/F = P/(bs) \leq [\sigma']; \\ \sigma &= M/W_n = 6M/bs^2 \leq [\sigma'], \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

где b и s — ширина и толщина полосы; $[\sigma']$ — допускаемое напряжение для сварных соединений (см. табл. 3.1).

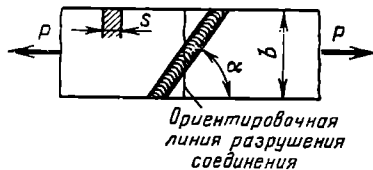


Рис. 3.4

Отношение $[\sigma']$ к допускаемому напряжению для основного металла $[\sigma]_p$ является коэффициентом прочности сварного соединения встык

$$\varphi = [\sigma']/[\sigma]_p. \quad (3.2)$$

Величина φ колеблется в пределах от 0,9 до 1,0 (см. табл. 3.1),

т. е. соединение встык почти равнопрочно с соединяемыми деталями. В тех случаях, когда требуется повысить прочность соединения, применяют косые швы (рис. 3.4).

Расчет косого шва выполняют по формуле (3.1), в которой принимают $[\sigma'] = [\sigma]_p$.

Соединение внахлестку

Соединения внахлестку выполняют с помощью угловых швов (рис. 3.5). В зависимости от формы поперечного сечения различают следующие виды угловых швов: нормальные 1, вогнутые 2, выпуклые 3. На практике наиболее распространены нормальные швы.

Выпуклый шов образует резкое изменение сечения деталей в месте соединения, что является причиной повышенной концентрации напряжений. Вогнутый шов снижает концентрацию напряжений и рекомендуется при действии переменных нагрузок. Вогнутость шва достигают обычно механической обработкой, которая значительно увеличивает стоимость соединения. Поэтому такой шов применяют только в особых случаях, когда дополнительные расходы оправдываются.

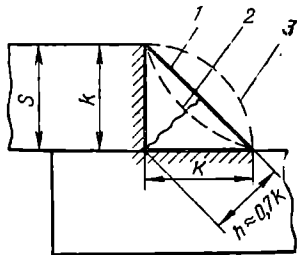


Рис. 3.5

Основные геометрические характеристики углового шва — катет k и высота h ; для нормального шва $h = k \sin 45^\circ \approx 0,7k$. По условиям технологии минимальную величину k принимают равной 3 мм, если толщина листа $s \geq 3$ мм. В большинстве случаев $k = s$.

В зависимости от расположения различают швы: лобовые, фланговые и косые.

Лобовой шов расположен перпендикулярно, а фланговый — параллельно линии действия нагружающей силы.

Фланговые швы (рис. 3.6) накладывают параллельно линии действия силы.

Основными напряжениями флангового шва являются касательные напряжения τ в сечении $m-m$. Это сечение проходит через биссектрису прямого угла и является наименьшим. По длине шва напряжения τ распределены неравномерно. На концах шва они больше, чем в середине. Неравномерность распределения напряжений объясняется следующим.

Предположим, что деталь 2 абсолютно жесткая, а деталь 1 и швы упругие. Тогда относительное перемещение точек b под действием силы P больше относительного перемещения точек a на величину удлинения детали 1 на участке ab . При этом деформации сдвига и напряжения в шве непрерывно уменьшаются по всей длине шва справа налево. Если обе детали упругие, но жесткость их различна, напряжения в шве распределяются по закону некоторой кривой, показанной на рис. 3.6. При одинаковой жесткости деталей эпюра напряжений симметрична.

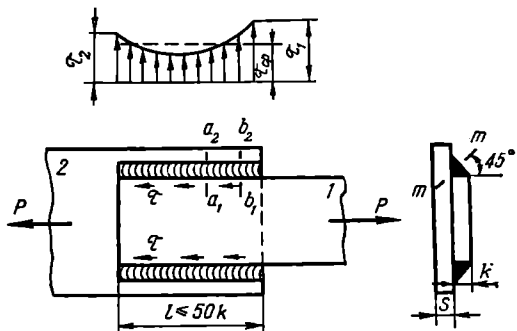


Рис. 3.6

Учитывая жесткость деталей, можно вычислить величину напряжений в любом сечении по длине шва. Ясно, что неравномерность распределения напряжений возрастает с увеличением длины шва и разности жесткостей деталей.

В практике длину фланговых швов ограничивают условием $l \leq 50k$. Расчет таких швов приближенно выполняют по среднему напряжению, а условия прочности записывают в виде:

$$\tau = \frac{P}{2l \cdot 0,7k} \leq [\tau']. \quad (3.3)$$

Здесь $0,7k$ — толщина шва в сечении по биссектрисе $m-m$.

В тех случаях, когда короткие фланговые швы недостаточны для выполнения условий равнопрочности, соединение усиливают прорезными швами — рис. 3.7 (или лобовым швом — см. ниже). Условие прочности соединения с прорезным швом при $k = s$

$$\tau = \frac{P}{2k(0,7l + l_1)} \leq [\tau']. \quad (3.4)$$

Если одна из соединяемых деталей асимметрична, расчет прочности производят с учетом доли нагрузки, воспринимаемой каждым шагом. Пример — к листу приварен уголок (рис. 3.8). Равнодействующая нагрузка P проходит через центр тяжести уголка и распределяется

по швам обратно пропорционально плечам e_1 и e_2 . Соблюдая условие равнопрочности, швы выполняют с различной длиной так, чтобы

$$l_1/l_2 = e_2/e_1. \quad (3.5)$$

При этом напряжения в обоих швах равны

$$\tau = \frac{P}{0,7k(l_1 + l_2)} \leq [\tau']. \quad (3.6)$$

Если соединение нагружено моментом (рис. 3.9), то напряжения от момента распределяются по длине шва неравномерно, а их направление различно — рис. 3.9, а (напряжения пропорциональны радиусам и перпендикулярны к ним). Неравно-

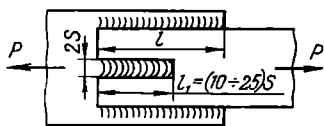


Рис. 3.7

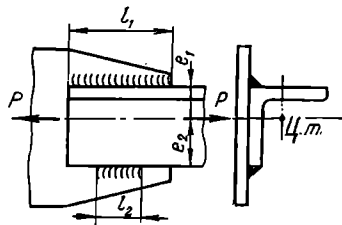


Рис. 3.8

мерность распределения напряжений тем больше, чем больше длина шва в отношении к ширине полосы b . В общем случае максимальные напряжения на концах шва можно определить по формуле кручения

$$\tau = M/W_p,$$

где W_p — полярный момент сопротивления, который подсчитывают для сечения швов в плоскости разрушения (см., например, рис. 3.15).

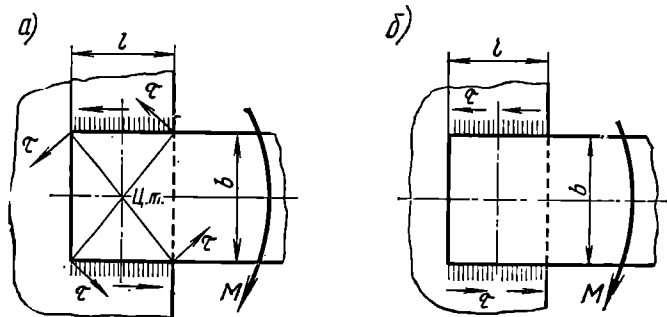


Рис. 3.9

Для сравнительно коротких швов ($l < b$), распространенных в практике, применяют приближенный расчет по формуле

$$\tau = \frac{M}{0,7klb} \leq [\tau']. \quad (3.7)$$

При выводе формулы условно полагают, что напряжения направлены вдоль швов и распределены по длине швов равномерно

(рис. 3.9, б). При этом напряжения в двух швах образуют пару сил с плечом b , которая уравнивает момент нагрузки M .

Лобовые швы (рис. 3.10) накладывают перпендикулярно к линии действия нагрузки P . Напряженное состояние лобового шва неоднородно. Здесь наблюдается значительная концентрация напряжений, связанная с резким изменением сечения деталей в месте сварки и эксцентричным приложением нагрузки. Основными являются касательные напряжения τ на горизонтальной плоскости и нормальные напряжения σ на вертикальной плоскости.

По методу, принятому в инженерной практике, лобовые швы рассчитывают только по τ . За расчетное сечение, так же как и во фланговых швах, принимают сечение по биссектрисе $m-m$. Разрушение швов именно по этому сечению подтверждают исследования.

Для одного лобового шва

$$\tau = P/(0,7kl) \leq [\tau'] \quad (3.8)$$

Для двух швов (нежелательная конструкция)

$$\tau = P/(2 \cdot 0,7kl) \leq [\tau'] \quad (3.9)$$

Косой шов (рис. 3.11) обычно применяют в сочетании с фланговыми. Условие прочности косого шва имеет вид

$$\tau = P/0,7kl \leq [\tau'] \quad (3.10)$$

На рис. 3.12 изображен случай, когда соединение одним угловым швом нагружено моментом M . При этом напряжения σ по торцу распределяться подобно тому, как распределяются нормальные напряжения в поперечном сечении балки при изгибе.

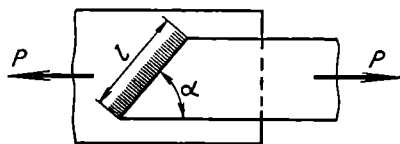


Рис. 3.11

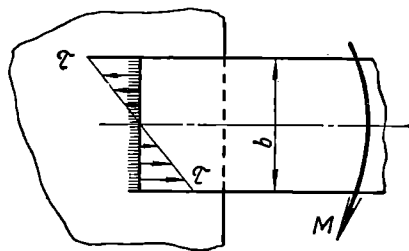


Рис. 3.12

Переходя к ранее рассмотренному условному расчету лобовых швов по касательным напряжениям, получаем

$$\tau = \frac{M}{W} = \frac{M}{\frac{1}{6} 0,7 kb^3} \leq [\tau'] \quad (3.11)$$

Комбинированное соединение лбовыми и фланговыми швами рассчитывают на основе принципа распределения

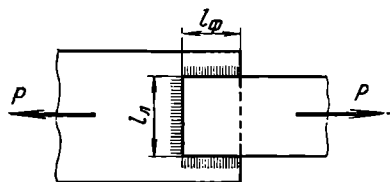


Рис. 3.13

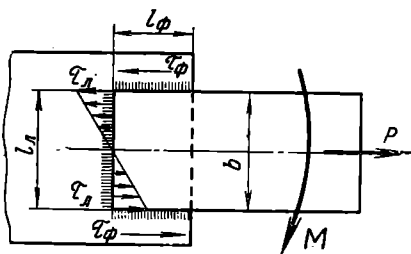


Рис. 3.14

нагрузки пропорционально несущей способности отдельных швов. При этом для соединения, изображенного на рис. 3.13, получим

$$\tau = \frac{P}{0,7k(2l_\phi + l_n)} \leq [\tau'] \quad (3.12)$$

На рис. 3.14 показан случай, когда соединение нагружено моментом и силой. При точном расчете такого соединения величина касательных напряжений от момента M определяется по полярному моменту опасного сечения швов (рис. 3.15). В приближенном расчете полагают, что сопротивление комбинированного шва равно сумме сопротивлений составляющих швов или

$$M = M_\phi + M_n,$$

где M_ϕ и M_n — моменты, воспринимаемые фланговым и лбовым швами*.

Если учесть, что по условиям равнопрочности необходимая длина фланговых швов l_ϕ в комбинированном соединении не превышает $0,5 l_n$, здесь можно применить формулу (3.7) для определения $M_\phi = \tau_\phi 0,7 k l_\phi l_n$. Для определения M_n используем формулу (3.11) и запишем $M_n = \tau_n \cdot 1/6 \cdot 0,7 k l_n^3$.

В месте пересечения швов τ_ϕ и τ_n одно и то же напряжение, т. е. $\tau_\phi = \tau_n$. Обозначая это напряжение через τ_m , после подстановки и несложных преобразований получим

$$\tau_m = \frac{M}{0,7k l_\phi l_n + \frac{1}{6} 0,7k l_n^3} \quad (3.13)$$

Напряжения в швах от действия силы P определяют по формуле (3.12). Обозначив эти напряжения через τ_p , получим суммарное максимальное напряжение

$$\tau = \tau_m + \tau_p \leq [\tau'] \quad (3.14)$$

Оценивая соединения внахлестку, отметим, что по форме и расходу материала они уступают соединениям встык, но не требуют обработки кромок.

* Здесь наименования «фланговые» и «лобовые» условны, так как момент характеризуется не линией, а плоскостью действия.

Соединение втавр

Втавр (впритык) соединяют элементы, расположенные во взаимно перпендикулярных плоскостях. Это соединение выполняют стыковым швом с разделкой кромок (рис. 3.16, а) или угловыми швами без

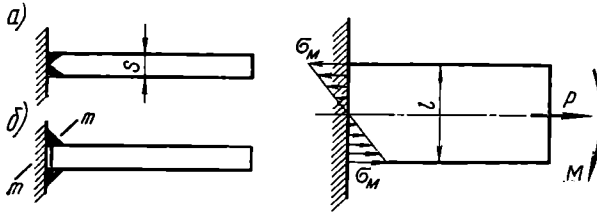


Рис. 3.16

разделки кромок (рис. 3.16, б). При нагрузке, показанной на рис. 3.16, прочность соединения определяют по формулам:

для стыкового шва

$$\sigma = \frac{M}{1/6 (sl^2)} + \frac{P}{sl} \leq [\sigma']; \quad (3.15)$$

для угловых швов

$$\tau = \frac{M}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot 0,7kl^2} + \frac{P}{2 \cdot 0,7kl} \leq [\tau']. \quad (3.16)$$

При выводе формулы (3.16) учтено, что напряжения от момента M распределяются по длине шва аналогично напряжениям изгиба в поперечном сечении балки. За расчетное сечение по-прежнему принято сечение по биссектрисе $m - m$.

На рис. 3.17 показано соединение втавр, нагруженное изгибающим и крутящим моментами. Напряжения в шве от крутящего момента

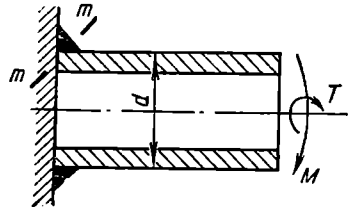


Рис. 3.17

$$\tau_k = \frac{2T}{0,7k\pi d^2}. \quad (3.17)$$

В уравнении (3.17) принято, что катет шва k мал в сравнении с размером детали d . При этом можно считать, что напряжения τ_k распределены равномерно по кольцевой площадке разрушения шва, равной $0,7 k\pi d_{cp}$, а средний диаметр этой площадки

$$d_{cp} = (d + 0,7k) \approx d.$$

Напряжения в шве от изгибающего момента

$$\tau_n = M/W_n \approx 4M/(0,7k\pi d^2). \quad (3.18)$$

В этой формуле W_n для сварного шва определяют по сечению условной трубы с внутренним диаметром d и толщиной стенки $0,7 k$. Для такого

сечения приблизительно $W_{II} \approx \pi/4 (d_{ср}^2 t)$, где $d_{ср} \approx d$ — средний диаметр, а $t \approx 0,7 k$ — толщина стенки.

Напряжения τ_k и τ_{II} в сечении $m-m$ (см. рис. 3.17) взаимно перпендикулярны: τ_k перпендикулярно к плоскости чертежа, а τ_{II} лежит в плоскости чертежа. Поэтому суммарное напряжение

$$\tau = \sqrt{\tau_k^2 + \tau_{II}^2} \leq [\tau']. \quad (3.19)$$

Соединение контактной сваркой

Стыковая контактная сварка при соблюдении установленных правил технологии обеспечивает равнопрочность соединения и деталей, поэтому можно не выполнять специальных расчетов прочности соединения при статических нагрузках.

Это справедливо только в том случае, если разогрев металла в зоне сварки не влечет за собой снижения его прочности (например, низкоуглеродистые и низколегированные конструкционные стали,

не подвергающиеся термообработке). В противном случае допустимое напряжение при расчете деталей в месте стыка снижают с учетом уменьшения прочности материала в зоне термического влияния.

При переменных нагрузках допускаемые напряжения понижают против статических так же, как и для стыковых соединений дуговой сваркой (см. ниже).

Точечная сварка (рис. 3.18) применяется преимущественно для соединений

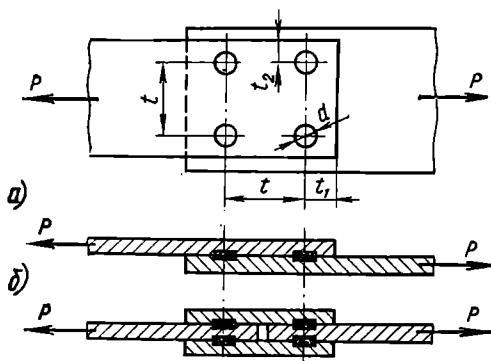


Рис. 3.18

деталей из тонкого листового материала при соотношении толщин ≤ 3 . Диаметр сварной точки выбирают в зависимости от толщины, меньшей из свариваемых деталей:

$$d = 1,2s + 4 \text{ мм при } s \leq 3 \text{ мм};$$

$$d = 1,5s + 5 \text{ мм при } s > 3 \text{ мм}.$$

Минимальный шаг t ограничивается явлением шунтирования тока ранее сваренной точкой. Расстояние от кромок t_1 и t_2 нормируется с учетом технологических и силовых факторов. Обычно принимают: $t = 3d$; $t_1 = 2d$; $t_2 = 1,5 d$.

Соединения точечной сваркой работают преимущественно на срез.

$$\tau = \frac{P}{z (\pi d^2/4) i} \leq [\tau'], \quad (3.20)$$

где z — число сварных точек; i — число плоскостей среза. Для конструкции по рис. 3.18, а $z = 4$, $i = 1$; по рис. 3.18, б $z = 2$, $i = 2$.

При нагружении точечных сварных соединений моментом в плоскости стыка деталей расчетную точку и ее нагрузку определяют так же, как и для заклепочных соединений или соединений с болтами, поставленными без зазора (см. рис. 1.32).

Точечному соединению свойственна высокая концентрация напряжений. Поэтому оно сравнительно плохо работает при переменных нагрузках. Концентрация напряжений образуется не только в сварных точках, но и в самих деталях в зоне шва. Это явление учитывают снижением допускаемых напряжений при расчете прочности деталей при переменных нагрузках (см. табл. 3.3).

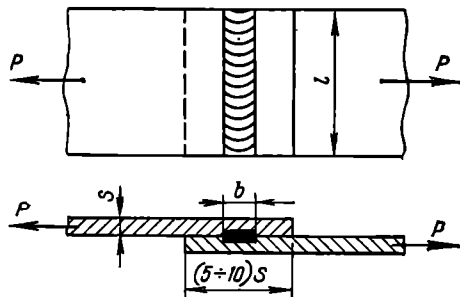


Рис. 3.19

Точечные сварные соединения часто применяют не как рабочие, воспринимающие основную нагрузку, а как связующие (крепление обшивки к каркасу, продольные швы составных штампованных балок и т. п.).

Ленточная или роликовая сварка (рис. 3.19) при расчетах может рассматриваться как непрерывный ряд перекрывающихся друг друга точек. Напряжения среза

$$\tau = P/bl \leq [\tau'] \quad (3.21)$$

Исследования показывают, что концентрация напряжений в ленточных швах меньше, чем в точечных (см. табл. 3.3).

§ 3. ПРОЧНОСТЬ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Прочность сварного соединения зависит от следующих основных факторов: качества основного материала, определяемого его способностью к свариванию; совершенства технологического процесса сварки; характера действующих нагрузок (постоянные или переменные нагрузки).

Хорошо свариваются низкоуглеродистые и среднеуглеродистые стали. Высокоуглеродистые стали, чугуны и сплавы цветных металлов свариваются хуже.

Значительно снижают прочность такие пороки сварки, как непровары и подрезы (рис. 3.20), шлаковые и газовые включения, скопление металла в месте пересечения швов и т. п. Эти дефекты являются основными причинами образования трещин как в процессе сварки, так и при эксплуатации изделий.

Влияние технологических дефектов сварки значительно усиливается при действии переменных и ударных нагрузок.

Эффективными мерами повышения прочности сварных соединений являются: автоматическая сварка под флюсом и сварка в среде защитных газов; термообработка сваренной конструкции, наклеп дробью и чеканка швов. Эти меры позволяют повысить прочность сварных соединений при переменных нагрузках в 1,5—2 раза и даже доводить ее до прочности целых образцов.

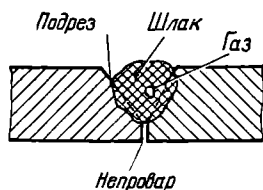


Рис. 3.20

При точечной сварке концентрация напряжений связана с сосредоточенной передачей нагрузки в зоне сварной точки, резкими переходами сечений в этой точке и др.

Многообразие факторов, влияющих на прочность сварных соединений, а также приближенность и условность расчетных формул вызывают необходимость экспериментального определения допускаемых напряжений. Нормы допускаемых напряжений устанавливают с учетом конкретных качеств сварки и характера нагрузки швов. В настоящее время в машиностроении применяют нормы допускаемых напряжений, указанные в табл. 3.1

Таблица 3.1

Допускаемые напряжения для сварных соединений деталей из низко- и среднеуглеродистых сталей, а также низколегированных сталей (типа 14ХГС, 15ГС, 15ХСНД, 09Г2, 19Г и пр.) при статических нагрузках

Вид технологического процесса сварки	Допускаемые напряжения в швах		
	Растяжение [σ] _р	Сжатие [σ] _{сж}	Срез [τ]
Автоматическая под флюсом и ручная электродами Э42А и Э50А. Контактная стыковая	[σ] _р	[σ] _р	0,65 [σ] _р
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50.	0,9 [σ] _р	[σ] _р	0,6 [σ] _р
Газовая сварка	—	—	≤ 0,6 [σ] _р
Контактная точечная и роликовая	—	—	—

Примечание. В этой таблице [σ]_р = σ_r/n — допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей при статических нагрузках. (Для металлоконструкций запас прочности $n \approx 1,2 \div 1,8$.)

Необходимо помнить, что данные табл. 3.1 справедливы лишь при качестве шва, удовлетворяющем стандартным требованиям. Во всех других случаях следует проводить специальные испытания прочности соединения.

Для переменных нагрузок допускаемые напряжения, взятые из табл. 3.1, понижают умножением на коэффициент γ , меньший единицы [см. формулу (3.22)], а расчет выполняют по максимальному напряжению цикла ($\sigma_{\max}$ или $\tau_{\max}$) так, как если бы это напряжение было статическим.

При переменных нагрузках рекомендуют рассчитывать прочность не только сварного шва, но и самих деталей в зоне этого шва. Допускаемое напряжение для деталей в зоне шва также умножают на коэффициент γ . По основе экспериментальных и теоретических исследований величину γ вычисляют по формуле

$$\gamma = \frac{1}{(0,6K_{эф} \pm 0,2) - (0,6K_{эф} \mp 0,2)r} \leq 1, \quad (3.22)^*$$

где $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ или $r = \tau_{\min}/\tau_{\max}$ — коэффициент асимметрии цикла напряжений; $K_{эф}$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений (см. табл. 3.2 и 3.3); верхние знаки при растягивающем на-

Таблица 3.2

Эффективный коэффициент концентрации $K_{эф}$ для расчета сварных швов и деталей в зоне сварки. Электродуговая сварка

Расчетный элемент	$K_{эф}$	
	Низкоуглеродистая сталь типа Ст 3	Низколегированная сталь типа 15ХСНА
Деталь в месте перехода к стыковому шву .	1,5	1,9
То же, к лобовому шву .	2,7	3,3
То же, к фланговому шву	3,5	4,5
Стыковые швы с полным проваром корня . .	1,2	1,4
Угловые лобовые швы	2,0	2,0
Угловые фланговые швы .	3,5	4,5

Таблица 3.3

Эффективный коэффициент концентрации $K_{эф}$ для расчета соединений контактной сваркой (для деталей и швов)

Марка стали	Состояние образца	Толщина, мм	При точках	
			связующих	рабочих
Точечная и роликовая сварка (цифры в скобках)				
Сталь 10	Нормализованы	3 + 3	1,4 (1,25)	7,5 (5)
Сталь 30ХГСА	Отпуск	1,5 + 1,5	1,35	12
Титановый сплав ВТ1	В состоянии по- ставки	1,5 + 1,5	2,0 (1,3)	10 (5)
Алюминиевый сплав Д16Т	То же	1,5 + 1,5	2,0 (1,3)	5, (2,25)

Стыковая контактная сварка

Углеродистые стали $K_{эф} \approx 1,2$
Высоколегированные и алюминиевые сплавы $K_{эф} \approx 1,2 \div 1,5$

* Формулу (3.22) рекомендуют для низко- и среднеуглеродистых сталей. Она может быть получена путем преобразования известных формул сопротивления материалов, определяющих коэффициенты запаса по усталостной прочности [см., например, формулы (14.4)]. Преимущество формулы (3.22) заключается в том, что она позволяет выполнять расчет при переменных нагрузках не по коэффициенту запаса прочности, а по допускаемому напряжению, т. е. проводить расчет не только в форме проверочного для готовой конструкции, но и в форме проектного при разработке этой конструкции (см. пример 3, где определяются размеры еще не существующей конструкции).

большим по абсолютной величине напряжении, нижние — при сжимающем. В переходной зоне ($r = -1$ или близко к этому) расчет ведут по более опасному случаю.

Если при вычислении γ по формуле (3.22) получают $\gamma > 1$, в расчет принимают $\gamma = 1$. Это обычно получается при большой асимметрии цикла ($r > 0$) и указывает на то, что для данного цикла решающее значение имеет не усталостная, а статическая прочность.

Примеры расчета

Пример 1. Рассчитать кронштейн и сварное соединение (см. рис. 3.14) при $P = 1000$ кгс, $M = 80\,000$ кгс·см, нагрузка статическая, толщина листа $s = 12$ мм, материал листа сталь Ст3 ($\sigma_T = 2200$ кгс/см²), сварка ручная электродом Э42.

Решение. 1. Определяем ширину листа b по условию его прочности.

Принимая $n = 1,4$ (см. табл. 3.1), находим

$$[\sigma]_p = \sigma_T / n = 2200 / 1,4 = 1570 \text{ кгс/см}^2.$$

Учитывая только основную нагрузку M , получаем

$$W = \frac{1}{6} sb^2 = M / [\sigma]_p$$

или

$$b = \sqrt{\frac{6M}{s[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 80\,000}{1,2 \cdot 1570}} = 16 \text{ см.}$$

С учетом нагрузки P принимаем $b = 165$ мм. Проверяем прочность по суммарной нагрузке

$$\sigma = \frac{M}{I_{\phi} sb^2} + \frac{P}{sb} = \frac{6 \cdot 80\,000}{1,2 \cdot 16,5^2} + \frac{1000}{1,2 \cdot 16,5} \approx 1520 < [\sigma]_p = 1570 \text{ кгс/см}^2.$$

2. Определяем размеры швов.

Принимаем $l_n = b = 165$ мм, $k = s = 12$ мм.

Предварительно оцениваем величину l_{ϕ} только по основной нагрузке M , используя формулу (3.13). При этом согласно табл. 3.1 принимаем

$$[\tau'] = 0,6 [\sigma]_p = 940 \text{ кгс/см}^2,$$

$$\tau_M = \frac{80\,000}{0,7 \cdot 1,2 l_{\phi} 16,5 + \frac{1}{6} 0,7 \cdot 1,2 \cdot 16,5^2} = 940 \text{ кгс/см}^2,$$

или $l_{\phi} = 3,5$ см.

Пусть $l_{\phi} = 40$ мм (исполнительный размер с учетом неполноценности шва на концах $l_{\phi} = 50 \div 60$ мм).

Проверяем прочность швов по суммарной нагрузке [см. формулу (3.14)]

$$\tau_P = \frac{1000}{0,7 \cdot 1,2 (2 \cdot 4 + 16,5)} \approx 50 \text{ кгс/см}^2 \text{ [см. формулу (3.12)];}$$

$$\tau_M = \frac{80\,000}{0,7 \cdot 1,2 \cdot 4 \cdot 16,5 + \frac{1}{6} 0,7 \cdot 1,2 \cdot 16,5^2} = 860 \text{ кгс/см}^2 \text{ [см. формулу (3.13)];}$$

$$\tau = \tau_M + \tau_P = 910 \leq [\tau'] = 940 \text{ кгс/см}^2.$$

Отмечаем, что по условию равнопрочности детали и соединения при действии изгибающей нагрузки как основной потребная длина фланговых швов l_{ϕ} невелика и составляет около 0,25 l_n .

Пример 2. Рассчитать сварной шов (см. рис. 3.17): $d = 140$ мм, толщина стенки трубы $s = 5$ мм, $T = 100\,000$ кгс·см, $M = 70\,000$ кгс·см, нагрузка статическая.

Материал трубы — сталь Ст3, сварка ручная электродом Э42. Сама труба рассчитана по $[\sigma]_p = 1570$ кгс/см² (см. пример 1).

Решение. Напряжение от T рассчитываем по формуле (3.17)

$$\tau_k = \frac{2 \cdot 100\,000}{0,7k\pi \cdot 14^2} = \frac{465}{k} \text{ кгс/см}^2.$$

Напряжения от M [формула (3.18)]

$$\tau_n = \frac{4 \cdot 70\,000}{0,7k\pi \cdot 14^2} = \frac{650}{k} \text{ кгс/см}^2.$$

Суммарное напряжение определяется по формуле (3.19)

$$\tau = \frac{1}{k} \sqrt{465^2 + 650^2} = \frac{800}{k} \leq [\tau'] = 940 \text{ кгс/см}^2 \text{ [см. пример 1],}$$

отсюда находим $k = 0,85$ см = 8,5 мм. Отметим, что для принятой конструкции шва при условии равнопрочности шва и трубы требуется $k > s$. Более совершенным будет соединение стыковым швом с разделкой кромок.

Пример 3. Рассчитать соединение, выполненное точечной сваркой и нагруженное по схеме рис. 3.18, а. Задано: $P = 350$ кгс, $s = 3$ мм, материал сталь 10, нагрузка знакопеременная ($r = -1$).

Решение. 1. Определяем ширину b прочного листа с учетом ослабления в зоне сварки.

Принимая $[n] = 1,5$, находим

$$[\sigma]_p = \sigma_T / [n] = 2000 / 1,5 = 1330 \text{ кгс/см}^2$$

[см. табл. 1.1].

По формуле (3.22) при $K_{\phi} \approx 7,5$ (см. табл. 3.3) находим

$$\gamma = \frac{1}{(0,6 \cdot 7,5 + 0,2) - (0,6 \cdot 7,5 - 0,2)(-1)} \approx 0,11.$$

Расчетное допускаемое напряжение

$$[\sigma] = [\sigma]_p \gamma = 1330 \cdot 0,11 = 146 \text{ кгс/см}^2.$$

Далее

$$b = P / (s [\sigma]) = 350 / (0,3 \cdot 146) \approx 8 \text{ см} = 80 \text{ мм}.$$

2. Определяем размеры и число сварных точек. По рекомендациям (стр. 78)

$$d = 1,2 \cdot 3 + 4 \approx 8 \text{ мм}; t_2 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}; t = 3 \cdot 8 = 24 \text{ мм}.$$

Число точек в одном ряду

$$z' = \frac{b - 2t_2}{t} + 1 = \frac{80 - 24}{24} + 1 = 3,3.$$

Принимаем число точек в двух рядах $z = 6$.

Проверяем прочность сварных точек [формула (3.20)]:

$$\tau = \frac{350}{6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,8^2} = 116 \text{ кгс/см}^2.$$

По табл. 3.1 с учетом γ

$$[\tau'] = 0,6 [\sigma]_p \gamma = 0,6 \cdot 1330 \cdot 0,11 = 87,5 \text{ кгс/см}^2.$$

Условия прочности не удовлетворяются. Следовательно, нужно увеличивать ширину листов и ставить 4 точки в ряду или выполнять трехрядное соединение по 3 точки в ряду.

Этот пример показывает, как плохо работают точечные соединения при знакопеременных нагрузках.

СОЕДИНЕНИЯ ПАЙКОЙ И СКЛЕИВАНИЕМ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ, ОЦЕНКА И ПРИМЕНЕНИЕ

Соединения пайкой и склеиванием применяли значительно раньше сварных. Известны примеры применения пайки 3—5 тысяч лет назад.

По конструкции паяные и клееные соединения подобны сварным — рис. 4.1. В отличие от сварки пайка и склеивание позволяют соединять детали не только из однородных, но и неоднородных мате-

риалов: разнородные металлы (например, сталь с алюминием); металлы со стеклом, графитом, фарфором; керамику с полупроводниками; пластмассы; дерево; резину и пр.

При пайке и склеивании кромки деталей не расплавляются, что позволяет более точно выдерживать их размеры и форму, а также производить повторные ремонтные соединения. По прочности паяные и клееные соединения уступают сварным в тех случаях, когда материал деталей обладает достаточно хорошей свариваемостью. Исключение составляют соединения тонкостенных элементов типа оболочек, когда имеется опасность прожога деталей при сварке.

Применение пайки и склеивания в машиностроении возрастает в связи с широким внедрением новых конструкционных материалов (например, пластмасс) и высокопрочных легированных сталей, многие из которых плохо свариваются. Примерами применения пайки в машиностроении могут служить радиаторы автомобилей и тракторов, камеры сгорания жидкостных реактивных двигателей, лопатки турбин, топливные и масляные трубопроводы и др. В самолетостроении наблюдается тенденция перехода от клепаной алюминиевой обшивки к обшивке из тонких стальных листов с сотовым промежуточным заполнением. Эту обшивку изготовляют в виде панелей, паянных в термических печах (рис. 4.2).

Пайка и склеивание являются одним из основных видов соединения в приборостроении, в том числе в радиоэлектронике, где они являются преимущественно связующими, а не силовыми соединениями.

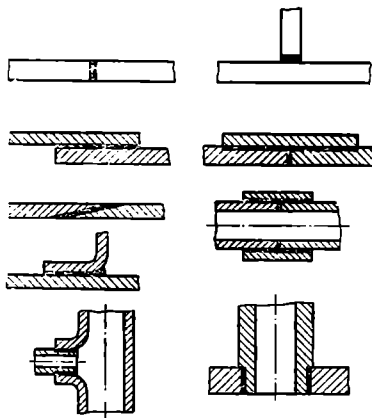


Рис. 4.1

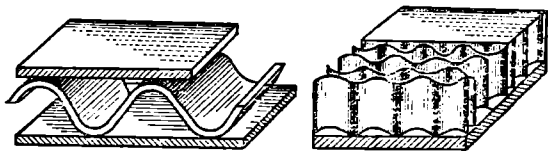


Рис. 4.2

Процессы пайки и склеивания сравнительно легко поддаются механизации и автоматизации. Во многих случаях применение пайки и склеивания приводит к значительному повышению производительности труда, снижению веса и стоимости конструкций.

Эффективность применения паяных и клееных (так же как и сварных) соединений, их прочность и другие качественные характеристики в значительной степени определяются качеством технологического процесса: правильным подбором типа припоя или клея, температурным режимом, очисткой поверхностей стыка, их защитой от окисления и пр. Этим вопросам посвящены специальные курсы [19] и главы курса технологии материалов [6]. Ниже излагаются краткие сведения по конструкции и расчету соединений.

§ 2. СОЕДИНЕНИЯ ПАЙКОЙ

Примеры конструкции изображены на рис. 4.1 и 4.2. Соединение образуется в результате химических связей материала деталей и припаянного материала, называемого припоем. Температура плавления припоя (например, олова) ниже температуры плавления материала деталей, поэтому в процессе пайки детали остаются твердыми. При пайке расплавленный припой растекается по нагретым поверхностям стыка деталей. Поверхности деталей обезжиривают, очищают от окислов и прочих посторонних частиц. Без этого нельзя обеспечить хорошую смачиваемость поверхностей припоем и заполнение зазора в стыке.

Величина зазора в стыке деталей в значительной мере определяет прочность соединения. Уменьшение зазора до некоторого предела увеличивает прочность. Это связано, во-первых, с тем, что при малых зазорах проявляется эффект капиллярного течения, способствующий заполнению зазора расплавленным припоем (см. курс физики), во-вторых, диффузионный процесс и процесс растворения материалов деталей и припоя может распространяться на всю толщу паяного шва (диффузионный слой и слой раствора прочнее самого припоя). Чрезмерно малые зазоры препятствуют течению припоя. Величина оптимального зазора зависит от типа припоя и материала деталей. Для пайки стальных деталей твердыми припоями (серебряными или медными) приблизительно рекомендуют зазор $0,03 \div 0,15$ мм, при мягких припоях (оловянистых) — $0,05 \div 0,2$ мм.

Необходимость малых и равномерно распределенных зазоров является одним из недостатков пайки, ограничивающим ее применение, в особенности для крупногабаритных конструкций. По сравнению со сваркой пайка требует более точной механической обработки и сборки деталей перед пайкой.

Примеры сборки деталей перед пайкой показаны на рис. 4.3, а — ж. Для фиксации относительного положения деталей нередко используют специальные приспособления.

Нагрев припоя и деталей при пайке осуществляют паяльником, газовой горелкой, т. е. в термических печах и пр. При пайке т.в.ч.

или в печи припой укладывают в процессе сборки деталей в месте шва в виде проволочных контуров (рис. 4.3, б, е, ж), фольговых прокладок, лент, мелкой дроби (рис. 4.3, в) или паст в смеси с флюсом.

Для уменьшения вредного влияния окисления поверхностей деталей применяют специальные флюсы (на основе буры, хлористого цинка, канифоли); паяют в среде нейтральных газов (аргона) или в вакууме.

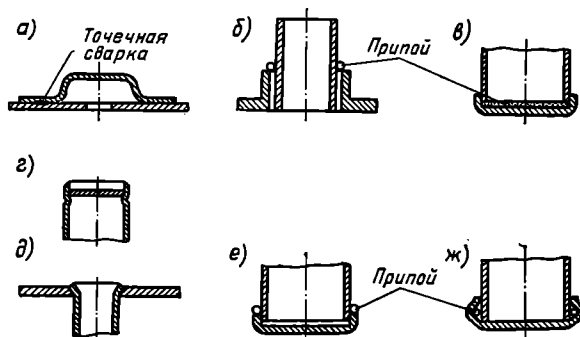


Рис. 4.3

В качестве припоев применяют как чистые металлы, так и сплавы. Чаще других применяют сплавы на основе олова, меди, серебра. Примеры характеристик некоторых припоев приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Характеристики припоев

Припой	Температура плавления, °С	$\sigma_{\text{в}}$, кгс/мм ² (МПа)	Относительное удлинение, %
Оловянно-свинцовистый ПОССу 40-2, ГОСТ 1499—70	~230	4,5 (45)	48
Медно-цинковый ПМЦ 54, ГОСТ 1534—42	880	35 (350)	20
Серебряно-медный ПСр 45, ГОСТ 8190—56	720	40 (400)	25

Расчет прочности паяных соединений аналогичен расчету сварных. Например, для стыковых соединений (рис. 4.4, а)

$$\sigma = P/(sb) \leq [\sigma'], \quad (4.1)$$

для соединений внахлестку (рис. 4.4, б)

$$\tau = P/(bl) \leq [\tau'], \quad (4.2)$$

где $[\sigma']$ и $[\tau']$ — допускаемые напряжения в паяном шве.

Аналогично можно записать расчетные напряжения для других конструкций соединений.

При соединении стальных деталей прочность материала деталей обычно больше прочности материала шва. В подобных случаях условие равнопрочности можно обеспечить только при соединении внахлестку. Величина нахлестки по условию равнопрочности (рис. 4.4, б)

$$l = [\sigma] s / [\tau'], \quad (4.3)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для материала деталей.

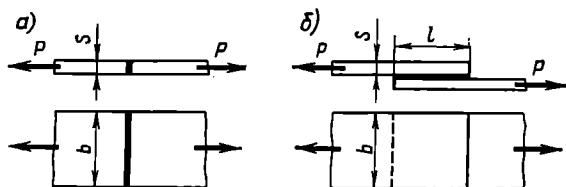


Рис. 4.4

В настоящее время еще не выработано общих рекомендаций по допускаемым напряжениям для паяных соединений. Частные примеры, характеризующие прочность этих соединений, приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Прочность соединений, паянных серебряным припоем ПСр45 [19]

Материал деталей	Сталь Ст 3	Сталь 45	Сталь 30ХГСА	Сталь Х18Н9Т	Медь
Прочность на срез, кгс/мм ²	35—40	45—50	54—40	18—26	~ 25

Примечание. При переводе в систему СИ данные увеличить в ≈ 10 раз.

§ 3. СОЕДИНЕНИЯ СКЛЕИВАНИЕМ

Конструкция клееных соединений подобна конструкции паяных, только припой здесь заменен клеем, а образование соединения осуществляется без нагрева деталей*. Соединение осуществляется за счет сил адгезии (сил сцепления) в процессе затвердевания жидкого клея. Имеются клеевые составы с избирательной адгезией и каким-либо определенным материалам — это специальные клеи (например, резиновые) или с высокой адгезией к различным материалам (например, к металлам, керамике, дереву, пластмассам и др.) — это универсальные клеи (например, БФ).

В процессе склеивания выполняют ряд последовательных операций: подготовку поверхностей деталей, нанесение клея, сборку соединения, выдержку при соответствующих давлении и температуре. Подготовка поверхностей обычно заключается в их взаимной при-

* Некоторые сорта клея (см. табл. 4.3) требуют сравнительно небольшого подогрева деталей.

гонке, в образовании шероховатости путем зачистки наждачной шкуркой или пескоструйным аппаратом, в удалении пыли и обезжиривании с помощью органических растворителей. Шероховатость увеличивает поверхность склеивания. Клей наносят кистью или пульверизатором. Сравнительно длительная выдержка, необходимая для полимеризации, является одним из недостатков клеевых соединений.

Прочность клееного соединения в значительной степени зависит от толщины клеевого слоя. Рекомендуемые значения от 0,05 до 0,15 мм (толщина клеевого слоя зависит от вязкости клея и давления при склеивании). Клеевые соединения лучше работают на сдвиг, хуже на отрыв. Поэтому предпочтительны соединения внахлестку.

Расчеты на прочность производят по тем же формулам, что и для паяных соединений. Качество клееного соединения характеризуется не только его прочностью, но также водостойкостью, теплостойкостью и другими показателями (табл. 4.3).

Таблица 4.3

Основные характеристики клеевых соединений

Показатели	Марка клея		
	БФ-2	БФ-4	
Технические условия . . .	ГОСТ 12172—66		ТУ МХП 1542—49
Склеиваемые материалы . .	Металлы, текстолит, стеклотекстолит, фибра, стекло, эбонит, кожа, слюда, прессшпан как между собой, так и их сочетание		Металлы с металлами, дюралюминий с кожей и резиной, сталь с пробкой, резина с резиной и кожа с кожей, дерево с резиной и брезентом
Клеящая способность (прочность клеевого соединения), кгс/см ² или МПа · 10 ⁻¹ :			25
сталь — сталь	285—385	460—600	
сталь — стекло	139	450—000	13— для дюралюминия с кожей и резиной
алюминий — алюминий . . .	—	65	—
сталь — текстолит	—	168—300	—
Стойкость:			
к воде	Устойчив		Устойчив
к маслам и бензину	»		—
Теплостойкость по Мартенсу, °С	180		—
Морозостойкость, °С	60		—
Вибростойкость	Стоек		—
Электроизоляционные свойства	Обладает		—
Горючесть	Горюч		—
Внешний вид	Жидкость прозрачная от желтого до красного цвета		—
Режим склеивания	Требуется нагрева		При комнатной температуре
Давление при склеивании, кгс/см ² (МПа)	10—20 (1—2)		Без давления

КЛЕММОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

§ 1. КОНСТРУКЦИЯ И ПРИМЕНЕНИЕ

Клеммовые соединения применяют для закрепления деталей на валах и осях, цилиндрических колоннах, кронштейнах и т. д. Один из примеров клеммового соединения (закрепление рычага на валу) изображен на рис. 5.1.

По конструктивным признакам различают два основных типа клеммовых соединений: а) со ступицей, имеющей про-
резь (рис. 5.1, а); б) с разъемной ступицей (рис. 5.1, б).

Разъемная ступица несколько увеличивает вес и стоимость соединения, но при этом становится возможным устанавливать клемму

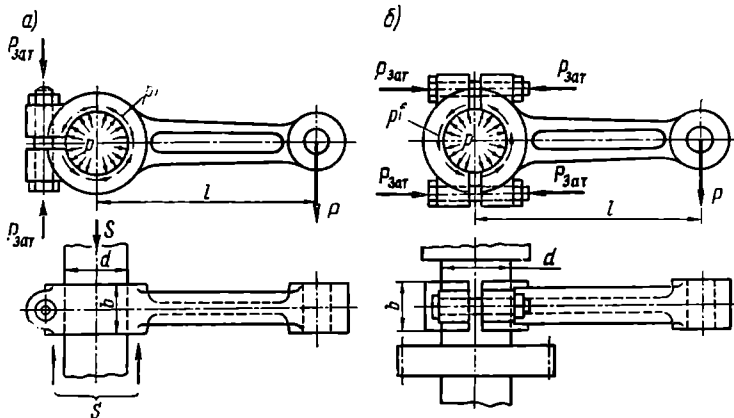


Рис. 5.1

в любой части вала независимо от формы соседних участков и от других расположенных на валу деталей.

При соединении деталей с помощью клемм используют силы трения, которые возникают от затяжки болтов. Эти силы трения позволяют нагружать соединение как моментом ($M = Pl$), так и осевой силой S . Ранее отмечалось, что передача нагрузки только за счет сил трения недостаточно надежна. Поэтому не рекомендуют применять клеммовое соединение для передачи больших нагрузок.

К достоинствам клеммового соединения относятся простота монтажа и демонтажа, сомопредохранение от перегрузки, а также возможность перестановки и регулировки взаимного расположения деталей как в осевом, так и в окружном направлениях (регулировка положения рычагов и тяг в механизмах управления и т. п.).

§ 2. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

В зависимости от выполнения соединения при расчете можно рассмотреть два предельных случая (рис. 5.2).

Первый случай. Клемма обладает большой жесткостью, а посадка деталей выполнена с большим зазором (рис. 5.2, а). При этом можно допустить, что контакт деталей происходит по линии, а условие надежности соединения выражается в виде

$$\left. \begin{aligned} Fd = Nf d &\geq M, \\ 2F &= 2Nf \geq S, \end{aligned} \right\} \quad (5.1)$$

где N — реакция в месте контакта; S — осевая сила; f — коэффициент трения.

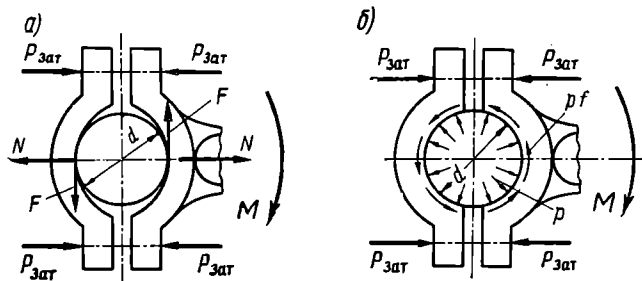


Рис. 5.2

По условию равновесия любой половины клеммы

$$N = 2P_{зат},$$

где $P_{зат}$ — сила затяжки болтов.

Подставив значение N в формулы (5.1), найдем:

$$\left. \begin{aligned} 2P_{зат} f d &\geq M, \\ 4P_{зат} f &\geq S. \end{aligned} \right\} \quad (5.2)$$

Второй случай. Клемма достаточно гибкая, форма сопрягаемых деталей строго цилиндрическая, зазор в соединении близок к нулю (рис. 5.2, б). В этом случае можно полагать, что давление p распределено равномерно по поверхности соприкосновения деталей, а условия прочности соединения выражаются в виде

$$\left. \begin{aligned} p f \pi d b \frac{d}{2} &\geq M, \\ p f \pi d b &\geq S. \end{aligned} \right\}$$

По аналогии с формулой (1.22) и рис. 1.24 на стр. 42, рассматривая равновесие полуклеммы, записываем

$$p = 2P_{зат}/(db).$$

После подстановки и сокращения получаем

$$\left. \begin{aligned} \pi P_{зат} f d &\geq M, \\ \pi 2P_{зат} f &\geq S. \end{aligned} \right\} \quad (5.3)$$

Таким образом, нагрузочные способности для двух предельных случаев относятся как $2/\pi$ [ср. формулы (5.2) и (5.3)]. Первый случай является самым неблагоприятным, а второй — наиболее рациональным с точки зрения потребной величины затяжки болтов.

Следует заметить также, что наличие больших зазоров в соединении может привести к разрушению клеммы от напряжений изгиба. Практически конструкция с большими зазорами является дефектной.

В современном машиностроении размеры деталей клеммового соединения выполняют под посадку $\frac{A}{C}$ или $\frac{A_3}{C_3}$ (скользящая посадка второго или третьего класса точности). При таких посадках обеспечивается свободная сборка деталей без излишних зазоров.

Это дает основание рассматривать условия работы практически выполняемых клеммовых соединений как средние между двумя рассмотренными выше крайними случаями и рассчитывать их прочность по формулам:

$$\left. \begin{aligned} 2,5P_{\text{зат}} f d &\geq M, \\ 5P_{\text{зат}} f &\geq S. \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

Здесь коэффициенты 2,5 и 5 приближенно равны средней величине коэффициентов в формулах (5.2) и (5.3).

Расчет клеммового соединения с односторонним расположением болтов (см. рис. 5.1) принято выполнять по тем же формулам (5.4). При этом условно полагают, что функции второго болта соединения выполняет сам материал рычага. Действительно, если верхний болт в конструкции по рис. 5.1, б приварить к деталям, то условия работы клеммы и нижнего болта не изменятся, а конструкция будет подобна конструкции, изображенной на рис. 5.1, а.

Для определения потребной силы затяжки болтов преобразуем формулы (5.4) к виду

$$\left. \begin{aligned} P_{\text{зат}} &= KM / (2,5zf d), \\ P_{\text{зат}} &= KS / (5zf). \end{aligned} \right\} \quad (5.5)$$

При совместном действии M и S сдвигающей силой на поверхности контакта будет равнодействующая осевой силы S и окружной силы $P_M = 2M/d$. Для такого случая

$$P_{\text{зат}} = \frac{K \sqrt{P_M^2 + S^2}}{5zf}. \quad (5.6)$$

При найденной $P_{\text{зат}}$ расчет болтов на прочность ведется по формуле (1.19).

В формулах (5.5) и (5.6) z — число болтов, расположенных с одной стороны вала, $K = (1,3 \div 1,8)$ — коэффициент надежности соединения. Коэффициент трения для чугунных и стальных деталей, работающих без смазки, можно выбирать в пределах $f \approx 0,15 \div 0,18$.

ШПОНОЧНЫЕ, ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) И ПРОФИЛЬНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные, зубчатые и профильные соединения служат для закрепления деталей на осях и валах. Такими деталями являются шкивы, зубчатые колеса, муфты, маховики, кулачки и т. д. Соединения нагружаются в основном вращающим моментом.

§ 1. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Все основные виды шпонок можно разделить на клиновые и призматические. Первая группа шпонок образует на прямые, а вторая — не на прямые соединения. Размеры шпонок и допуски на них стандартизованы.

Соединения клиновыми шпонками

Врезные клиновые шпонки (рис. 6.1) характеризуются следующими положениями: свободной посадкой ступицы на вал (с зазором); расположением шпонки в пазе с зазорами по боковым граням* (рабочими являются широкие грани шпонки); передачей вращающего момента от вала к ступице в основном за счет сил трения, которые образуются в соединении от запрессовки шпонки.

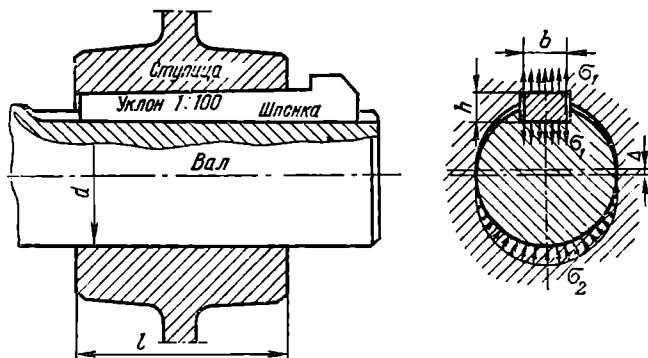


Рис. 6.1

Запрессовка шпонки смещает центры вала и ступицы на некоторую величину Δ (см. рис. 6.1), равную половине зазора посадки и деформации деталей. Это смещение вызывает дебаланс и неблагоприятно сказывается на работе механизма при больших скоростях вращения.

* Необходимость этих зазоров связана с технологическими трудностями посадки шпонки по всем четырем граням.

Клиновья форма шпонки может вызвать перекося детали, при котором ее торцовая плоскость не будет перпендикулярна к оси вала. Обработка паза в ступице с уклоном, равным уклону шпонки, создает дополнительные технологические трудности и часто требует индивидуальной пригонки шпонки по пазу. Такая пригонка совершенно недопустима в условиях массового производства.

Эти недостатки послужили причиной того, что применение клиновых шпонок резко сократилось в условиях современного производства, которое без больших затруднений может обеспечить точную посадку ступицы на вал. В прежнее время, когда было трудно обеспечить посадку ступицы на вал без больших зазоров, клиновая шпонка являлась средством исправления дефектов производства, так как она выбирала зазор и создавала натяг в соединении*.

Еще до приложения нагрузки в соединении образуются напряжения σ_1 и σ_2 (см. рис. 6.1).

Для решения задачи о прочности соединения рассмотрим условия равновесия вала под нагрузкой моментом T (рис. 6.2). В расчетной схеме по рис. 6.2 действие напряжений σ_1 и σ_2 (см. рис. 6.1) заменено равнодействующими N . Момент стремится повернуть вал в отверстии ступицы. Этому повороту препятствует пара сил трения $F = Nf$ и защемление шпонки. При защемлении левая половина шпонки дополнительно нагружается, а правая разгружается. Эпюра напряжений на гранях шпонки из равномерной преобразуется в трапециевальную с максимальным напряжением σ . За расчетную принимают треугольную эпюру, соответствующую границе раскрытия стыка с правой стороны шпонки, т. е. такую, при которой напряжения смятия еще распространяются на всю ширину шпонки, но у правой кромки уже близки к нулю. При этом точка приложения равнодействующей N смещается от центральной оси на величину $\left(\frac{2}{3}b - \frac{1}{2}b\right) = \frac{1}{6}b$. Величину σ определяют из условий

$$\sigma bl/2 = N$$

и

$$T = Nf d + N \frac{1}{6} b.$$

Решив их совместно относительно σ , получим

$$\sigma = \frac{2T}{bl \left(fd + \frac{1}{6} b \right)}. \quad (6.1)$$

* Значительное сокращение применения клиновых шпонок позволяет не рассматривать в настоящем курсе все их разновидности и не давать подробного анализа напряженного состояния в соединении.

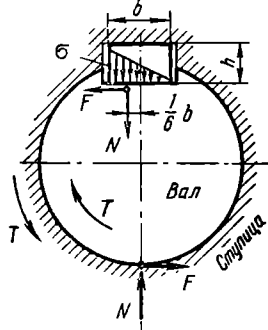


Рис. 6.2

Условие нераскрытия стыка является

$$\sigma \leq 2\sigma_1. \quad (6.2)$$

Условие прочности по смятию

$$\sigma \leq [\sigma]_{\text{см}}. \quad (6.3)$$

В настоящее время нет данных о величине σ_1 , которую можно получить при запрессовке шпонки. Поэтому расчет производят по условию (6.3), в котором $[\sigma_{\text{см}}]$ устанавливают на основании опыта:

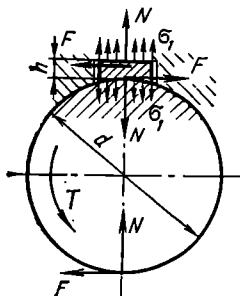


Рис. 6.3

$[\sigma_{\text{см}}] = 800 \div 1000 \text{ кгс/см}^2$. При этом $\sigma_1 \approx 400 \div 500 \text{ кгс/см}^2$. Рекомендуют также принимать $f \approx 0,13 \div 0,18$. (6.4).

Фрикционная шпонка (рис. 6.3) является одной из разновидностей клиновой шпонки. Конструкция соединения ясна из чертежа. В этом соединении нагрузка передается только трением. Поэтому его можно использовать как предохранительное при перегрузках. Кроме того, фрикционная шпонка позволяет регулировать положение ступицы на валу как в угловом, так и осевом направлении, что также используют на практике. При расчете прочности соединения обычно не учитывают влияния изменения формы первоначальной эпюры напряжений σ_1 от действия момента сил трения (Nfh), приложенного к шпонке. В этом случае, рассмотрев равновесие вала, получим условие прочности соединения в виде

$$T \leq [T] \approx Nfd = \sigma_1 b l f d, \quad (6.5)$$

где σ_1 по рекомендации (6.4).

Соединения призматическими шпонками

Это соединение ненапряженное и требует изготовления вала и отверстия в ступице с большой точностью. Во многих случаях посадка ступицы на вал производится с натягом. Момент передается с вала на ступицу боковыми узкими гранями шпонки. При этом на них возникают напряжения смятия $\sigma_{\text{см}}$, а в продольном сечении шпонки — напряжения среза τ (рис. 6.4).

Для простоты расчета допускают, что шпонка врезана в вал наполовину своей высоты, напряжения $\sigma_{\text{см}}$ распределяются равномерно по высоте и длине шпонки, а плечо равнодействующей этих напряжений равно $d/2^*$.

Рассматривая равновесие вала или ступицы при таких допущениях, получим условия прочности в виде:

$$\sigma_{\text{см}} = 4T/(hl_p d) \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (6.6)$$

$$\tau = 2T/(bl_p d) \leq [\tau]. \quad (6.7)$$

* Расчет, учитывающий некоторое различие глубин врезания шпонок в вал и ступицу по ГОСТ 8788—58, см. [1].

У стандартных шпонок размеры b и h подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия. Поэтому при расчетах обычно используют только формулу (6.6).

Параллельность граней призматической шпонки позволяет осуществлять подвижные в осевом направлении соединения ступицы с валом (коробки скоростей и др.) Силы трения, возникающие при

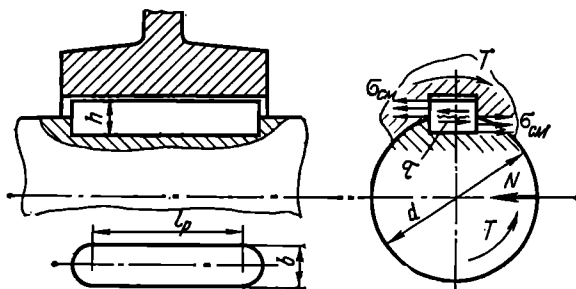


Рис. 6.4

перемещении ступицы в подвижном соединении, могут нарушить правильное положение шпонки, поэтому ее рекомендуют крепить к валу винтами (рис. 6.5, а).

В некоторых конструкциях подвижных соединений целесообразно применять короткие шпонки, прикрепленные к ступице (рис. 6.5, б).

Сегментная и цилиндрическая шпонки являются разновидностью призматической шпонки, так как принцип работы этих шпонок подобен принципу работы призматической шпонки.

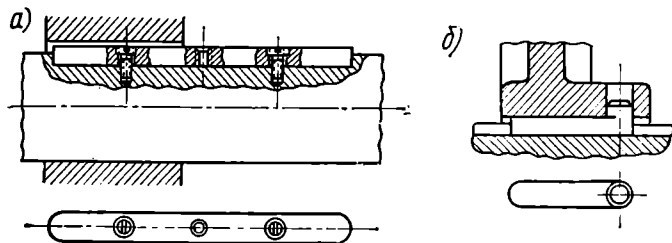


Рис. 6.5

Конструкция соединения с помощью сегментной шпонки показана на рис. 6.6. Глубокая посадка шпонки обеспечивает ей более устойчивое положение, чем у простой призматической шпонки. Это предохраняет шпонку от перекоса (выворачивания) под нагрузкой. Однако глубокий паз значительно ослабляет вал, поэтому сегментные шпонки применяют главным образом для закрепления деталей на мало нагруженных участках вала, например на концах валов. Аналогично соединению с призматической шпонкой для сегментной шпонки получим

$$\sigma_{\text{см}} \approx 2T/(kld) \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (6.8)$$

При длинных ступицах можно ставить в ряд по оси вала две сегментные шпонки.

Конструкция соединения с цилиндрической шпонкой (штифтом) показана на рис. 6.7. Цилиндрическая шпонка может использоваться

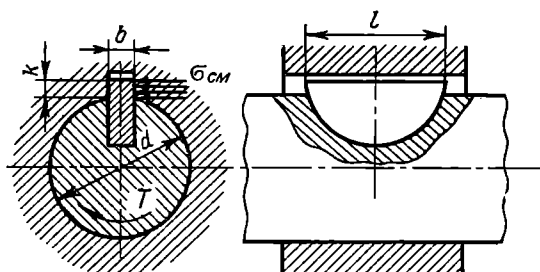


Рис. 6.6

для закрепления деталей на конце вала. Отверстие под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой после посадки ступицы на вал. При больших нагрузках ставят две или три цилиндрические шпонки, располагая их под углом 180 или 120°. Цилиндрическую шпонку

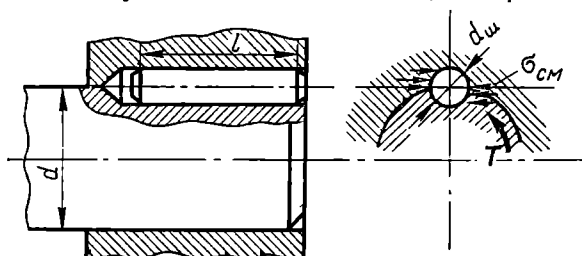


Рис. 6.7

устанавливают в отверстие с натягом. В некоторых случаях шпонке придают коническую форму.

Условие прочности соединения цилиндрической шпонкой по напряжениям смятия аналогично формуле (6.6)

$$\sigma_{см} \approx 4T / (d_{ш} l d) \leq [\sigma_{см}]. \quad (6.9)$$

Материал шпонок и допускаемые напряжения

Стандартные шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков — углеродистой или легированной стали с пределом прочности σ_b не ниже 50 кгс/мм². Величина допускаемых напряжений зависит от режима работы, прочности материала вала и втулки, типа посадки втулки на вал.

Для неподвижных соединений допускают:

при переходных посадках $[\sigma_{см}] = 800 \div 1500 \text{ кгс/см}^2 \approx 80 \div 150 \text{ МПа}$;
при прессовых посадках $[\sigma_{см}] = 1100 \div 2000 \text{ кгс/см}^2 \approx 110 \div 200 \text{ МПа}$. Меньшие значения для чугунных ступиц и при резких изменениях нагрузки.

В подвижных соединениях допускаемые напряжения значительно снижают в целях предупреждения задира и ограничения износа.

При этом принимают $[\sigma_{\text{см}}] \approx 200 \div 300 \text{ кгс/см}^2 \approx 20 \div 30 \text{ МПа}$.

Оценка соединений призматическими шпонками и их применение

В настоящее время призматические шпонки широко применяют во всех отраслях машиностроения. Простота конструкции и сравнительно низкая стоимость являются главными достоинствами этого вида соединений.

Отрицательные свойства: соединение ослабляет вал и ступицу шпоночными пазами; концентрация напряжений в зоне шпоночной канавки снижает усталостную прочность вала; прочность соединения, как правило, ниже прочности вала и ступицы и в особенности при переходных посадках или посадках с зазором.

Технологическим недостатком призматических шпонок является трудность обеспечения их взаимозаменяемости, т. е. необходимость пригонки или подбора шпонки по пазу, что ограничивает их применение в крупносерийном и массовом производствах.

Пригонкой стремятся обеспечить устойчивое положение шпонки в пазах, так как перекося (выворачивание) шпонки значительно ослабляет соединение. Сегментная шпонка с глубоким пазом в этом отношении обладает преимуществом перед простой призматической шпонкой. Ее предпочитают применять при массовом производстве.

Общие замечания по расчету шпоночных соединений

Все размеры шпонок и допуски на них стандартизованы. Стандарт предусматривает для каждого размера вала определенные размеры поперечного сечения шпонки. Поэтому при проектных расчетах размеры b и h берут по справочнику и определяют l . Расчетную длину шпонки округляют до ближайшего стандартного размера.

Полученные выше расчетные формулы не учитывают влияния сил трения, которые образуются в соединении при посадках с натягом. Эти силы трения частично разгружают шпонку и учитываются при выборе величины допускаемых напряжений.

В тех случаях, когда одна шпонка не может передать заданного момента, устанавливают две или три шпонки. При этом призматические шпонки обычно располагают под углом 180° . При расчете прочности многошпоночного соединения допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми шпонками.

Следует учитывать, что постановка нескольких шпонок связана с технологическими затруднениями, а также ослабляет вал и ступицу. Поэтому в настоящее время многошпоночные соединения почти не применяют. Их заменяют зубчатыми соединениями.

Конструкция и классификация

Зубчатые соединения образуются при наличии наружных зубьев на валу и внутренних зубьев в отверстии ступицы (рис. 6.8).

Все размеры зубчатых соединений, а также допуски на них стандартизованы. По форме профиля зубьев различают три типа соединений: **прямобоочные**, **эвольвентные**, **треугольные**.

Соединения с прямобоочными зубьями выполняют с центрированием по боковым граням зубьев (рис. 6.9, а), по наружному (рис. 6.9, б) или внутреннему (рис. 6.9, в) диаметру вала. Стандартом предусмотрены три серии соединений (легкая, средняя и тяжелая), которые отличаются высотой и количеством зубьев. Число зубьев изменяется в пределах от 6 до 20. У соединений тяжелой серии зубья выше, а их количество больше, чем у соединений средней и легкой серий.

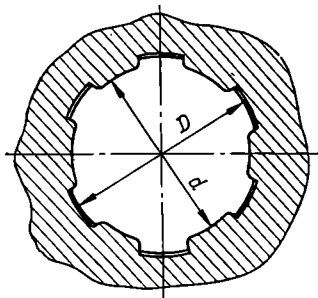


Рис. 6.8

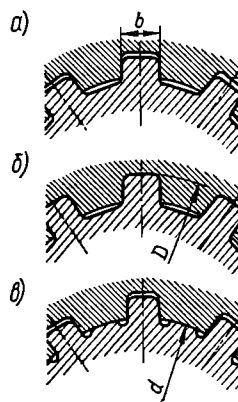


Рис. 6.9

При выборе способа центрирования руководствуются следующим.

Центрирование по диаметрам (D или d) обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы по сравнению с центрированием по боковым граням. Центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Поэтому его применяют при тяжелых условиях работы (большие напряжения, ударные и реверсивные нагрузки и т. п.).

Диаметр центрирования (наружный или внутренний) выбирают исходя из технологических условий. Если твердость материала втулки позволяет обработку протяжкой ($HB < 350$), рекомендуют центрирование по наружному диаметру. При этом центрирующие поверхности втулки калибруют протяжкой, а центрирующие поверхности вала — шлифованием. При высокой твердости втулки рекомендуют центрирование по внутреннему диаметру. В этом случае центрирующие поверхности отверстия и вала можно обработать шлифованием.

Соединения с эвольвентными зубьями выполняют с центрированием по боковым граням (рис. 6.10, а) или по наружному диаметру вала (рис. 6.10, б). Наиболее распространен первый способ центрирования. Эвольвентные зубья протяжки или самого соединения можно изготовлять на зуборезных станках и получать при этом высокую точность. Технологические преимущества этих соединений обеспечивают им все

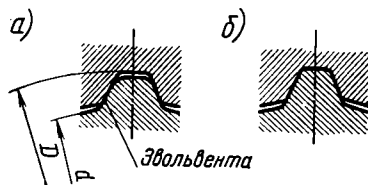


Рис. 6.10



Рис. 6.11

более широкое применение. Эвольвентные зубья, так же как и прямо-боковые, можно применять в подвижных и неподвижных соединениях.

Соединения с треугольными зубьями (рис. 6.11) не стандартизованы, их применяют главным образом как неподвижные при тонкостенных втулках и стесненных габаритах по диаметру. Это соединение имеет большое число мелких зубьев (до 70), что позволяет применять его в тех случаях, когда требуется регулировать положение ступицы на валу в окружном направлении. Вследствие технологических трудностей треугольные зубья часто заменяют мелкими эвольвентными зубьями.

Расчет зубчатых соединений

Размеры зубьев, аналогично шпонкам, выбирают по таблицам стандартов в зависимости от диаметра вала. Боковые поверхности зубьев испытывают напряжения смятия, а в сечениях у их оснований возникают напряжения среза и изгиба (рис. 6.12).

Для зубьев стандартного профиля решающее значение имеют напряжения смятия, которые определяют по формуле

$$\sigma_{см} = T / (K z h l r_{ср}) \leq [\sigma_{см}], \quad (6.10)$$

где $K \approx 0,7 \div 0,8$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилий между зубьями; z — число зубьев; h — высота поверхности контакта зубьев; l — рабочая длина зубьев; $r_{ср}$ — средний радиус поверхности контакта; $h = \frac{D-d}{2} - 2f$; $r_{ср} = \frac{D+d}{4}$ — для прямо-боковых зубьев (f — см. рис. 6.12); $h \approx m$; $r_{ср} = mz/2$ — для эвольвентных зубьев (m — модуль).

Рекомендации по выбору величины допускаемых напряжений приведены в табл. 6.1.

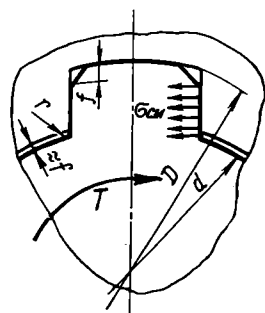


Рис. 6.12

Допускаемые напряжения для зубчатых соединений

Тип соединения	Условия эксплуатации	[$\sigma_{см}$], кгс/см ²	
		Поверхность шлицев	
		без термо-обработки	с термообра-боткой
Неподвижное	Тяжелые (с ударами)	350—500	400—700
	Средние	600—1000	1000—1400
	Легкие	800—1200	1200—2000
Подвижное под нагруз-кой	Тяжелые (с ударами)	—	30—100
	Средние	—	50—150
	Легкие	—	100—200

Примечание. При переводе в систему СИ (МПа) данные уменьшить в ≈ 10 раз.

Оценка п применение зубчатых соединений

Зубчатые соединения по сравнению со шпоночными обладают рядом преимуществ, главными из которых являются следующие: а) детали лучше центрируются на валах и имеют лучшее направление при осевом перемещении; б) прочность соединения, в особенности при динамических нагрузках, повышается за счет увеличения суммарной рабочей поверхности зубьев по сравнению с поверхностью шпонки, а также за счет уменьшения глубины пазов и равномерного распределения нагрузки по окружности вала.

Преимущества шлицевого соединения перед шпоночным обусловили его широкое применение в высоконапряженных машинах (автотракторная промышленность, станкостроение, авиастроение и т. д.)

§ 3. ПРОФИЛЬНОЕ (БЕСШПОНОЧНОЕ) СОЕДИНЕНИЕ

Профильным соединением называется такое, у которого *втулка сажается не на круглую поверхность вала*. Простейшим профильным соединением является соединение с квадратным валом (рис. 6.13). Недостатки этого соединения — сложность изготовления отверстия и концентрация напряжений в углах.

Технологические трудности не позволяют изготовить соединение с точностью, достаточной для передачи больших крутящих моментов.

В практике соединения выполняют с ходовой посадкой типа $\frac{A_4}{X_4}$ или $\frac{A_5}{X_5}$ и применяют в основном для посадки маховичков, рукояток и т. п.

Соединение рассчитывают приближенно по напряжениям смятия, возникающим на рабочих гранях. При выводе расчетных формул полагают, что зазор в соединении равен нулю. При этом напряжения

смятия распределяются по схеме, представленной на рис. 6.14, а расчетным уравнением будет:

$$T = 4 \frac{\sigma_{см}}{2} \cdot \frac{a}{2} l \cdot \frac{a}{3} = \sigma_{см} \frac{la^2}{3} \text{ или } \sigma_{см} = \frac{3T}{la^2}. \quad (6.11)$$

Размер стороны квадрата рекомендуется принимать $a \approx 0,75 d$.

Более совершенными являются профильные соединения с овальным контуром поперечного сечения, обладающим свойством равноосности — неизменности расстояния между двумя параллельными касательными (рис. 6.15). В этом случае вал можно обрабатывать на токарных станках с копировальным устройством или на специальных станках для бескопирного точения валов некруглого сечения, а также на зуборезных станках, работающих по методу обкатки. Окончательную обработку отверстия выполняют фасонными протяжками.

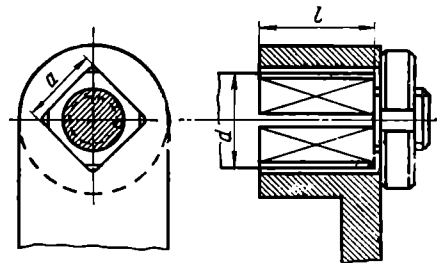


Рис. 6.13

По сравнению со шпоночными и зубчатыми соединениями профильные соединения обладают рядом преимуществ: они обеспечивают лучшее центрирование деталей, не имеют острых углов и резких переходов сечения, вследствие чего здесь нет концентрации напряжений и опасности возникновения трещин при термообработке.

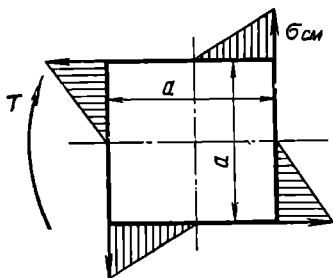


Рис. 6.14

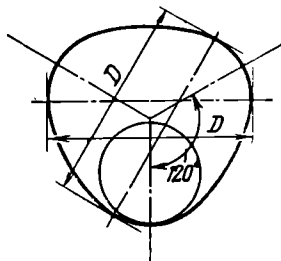


Рис. 6.15

Можно ожидать, что этот сравнительно новый способ соединения будет развиваться по мере совершенствования технологии обработки и точности изготовления деталей с фасонными поверхностями.

Пример расчета

Определить допускаемую величину крутящего момента T для соединений клиновой и призматической шпонками, а также для зубчатого соединения при одинаковых размерах вала и ступицы: $d = 100$ мм, $l = 150$ мм, $[\sigma_{см}] = 1000$ кгс/см² для всех соединений.

Решение. По стандарту для $d = 100$ мм находим $b = 28$ мм, $h = 16$ мм. Размеры b и h одинаковы для клиновой и призматической шпонок.

Для соединения клиновой шпонкой по формуле (6.1)

$$[T] = \frac{[\sigma_{\text{см}}] b l \left(f d + \frac{1}{6} b \right)}{2} = \frac{1000 \cdot 2,8 \cdot 1,5 \left(0,15 \cdot 10 + \frac{2,8}{6} \right)}{2} \approx 41\,000 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

Здесь принято $f = 0,15$.

Для соединения призматической шпонкой по формуле (6.6)

$$[T] = \frac{[\sigma_{\text{см}}] h l_p d}{4} = \frac{1000 \cdot 1,6 \cdot 15 \cdot 10}{4} = 60\,000 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

Для зубчатого соединения T определяем по формуле (6.10)

$$T = [\sigma_{\text{см}}] K z h l r_{\text{ср.}}$$

Приняв прямобочные зубья средней серии с центровкой по внутреннему диаметру, по стандарту находим: $z = 10$, $D = 102$ мм, $d = 92$ мм, $f = 0,5$ мм;

$$r_{\text{ср.}} = (D + d)/4 = (10,2 + 9,2)/4 \approx 4,8 \text{ см,}$$

$$h = \frac{D - d}{2} - 2f = \frac{10,2 - 9,2}{2} - 2 \cdot 0,05 \approx 0,4 \text{ см.}$$

Принимаем $K = 0,8$,

$$[T] = 1000 \cdot 0,8 \cdot 10 \cdot 0,4 \cdot 15 \cdot 4,8 = 230\,000 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

Таким образом, самым прочным является зубчатое соединение. Оно прочнее в данном случае соединения призматической шпонкой в 3,9 раза и в 5,6 раза — соединения клиновой шпонкой.

Г Л А В А 7

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПОСРЕДСТВОМ ПОСАДОК С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ (ПРЕССОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ)

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Соединение двух деталей по круговой цилиндрической поверхности можно осуществить непосредственно без применения болтов, шпонок и т. д. Для этого достаточно при изготовлении деталей обеспечить натяг посадки, а при сборке запрессовать одну деталь в другую (рис. 7.1)*.

Н а т я г о м δ называют отрицательную разность диаметров отверстия и вала: $\delta = A - B$. После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр посадочных поверхностей становится общим и равным d . При этом на поверхностях посадки возникает удельное давление p и соответствующие ему силы трения. Силы трения обеспечивают неподвижность соединения и позволяют воспринимать как крутящие, так и осевые нагрузки. Зашемление вала во втулке позволяет, кроме того, нагружать соединение изгибающим моментом. В инженерной практике такое соединение называют п р е с с о в ы м.

* За счет натяга можно соединять детали не только по цилиндрической поверхности, но также по призматической и др. В практике преимущественное распространение имеет прессовое соединение по цилиндрическим поверхностям.

Нагрузочная способность прессового соединения прежде всего зависит от натяга. Величину последнего устанавливают в соответствии с величиной нагрузки.

Практически расчетная величина натяга очень невелика, она измеряется микронами и не может быть выполнена точно. Неизбежные погрешности производства приводят к рассеиванию величины натяга, а следовательно, и к рассеиванию нагрузочной способности соединения.

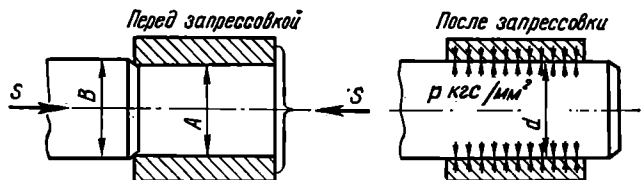


Рис. 7.1

Действительный натяг, полученный в соединении, называют технологическим натягом.

Рассеивание технологического натяга регламентируется стандартом допусков и посадок. Изучение допусков и посадок является предметом курса «Допуски и технические измерения». В курсе «Детали машин» излагается расчет прочности соединения.

Сборку любого прессового соединения выполняют одним из трех способов: *прессованием, нагревом втулки, охлаждением вала.*

Прессование — распространенный и несложный способ сборки. Однако этот способ имеет существенные недостатки — смятие и частичное срезание (шабровка) неровностей контактных поверхностей, возможность неравномерных деформаций деталей и повреждения их торцов.

Шабровка и смятие неровностей приводит к ослаблению прочности соединения до полутора раз по сравнению со сборкой нагревом или охлаждением.

Для облегчения сборки прессованием и уменьшения шабровки концу вала и краю отверстия рекомендуют придавать коническую форму, как это показано на рис. 7.2.

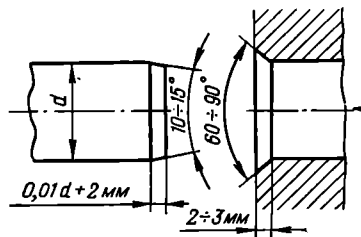


Рис. 7.2

Шабровка поверхностей контакта устраняется полностью при сборке по методу нагревания втулки (до $200 \div 400^\circ \text{C}$) или охлаждения вала (твердая углекислота — 79°C , жидкий воздух — 196°C). Недостатком метода нагревания является возможность изменения структуры металла, появление окалины и коробления.

Метод охлаждения свободен от этих недостатков и поэтому с развитием холодильной техники он получает все более широкое распространение. Необходимую разность температур нагрева втулки или

охлаждения вала, обеспечивающую свободную сборку, подсчитывают по формуле

$$t = (\delta_{\max} + \delta_0) / (\alpha d), \quad (7.1)$$

где d — номинальный диаметр посадки; $\delta_{\max}$ — наибольший натяг посадки; δ_0 — минимально необходимый зазор, обеспечивающий свободную сборку (рекомендуется принимать равным минимальному зазору посадки движения — $\frac{A}{D}$); α — температурный коэффициент линейного расширения (для стали и чугуна $\alpha \approx 10 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$).

§ 2. ПРОЧНОСТЬ ПРЕССОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Как было указано в § 1, стандартную посадку выбирают по условиям неподвижности соединения при заданной нагрузке без каких-либо дополнительных скреплений. Однако возможны случаи, когда намеченная посадка недопустима по условиям прочности сопрягаемых деталей, так как ее натяг вызывает их разрушение или чрезмерные деформации.

Поэтому при расчете прессовых посадок необходимо рассматривать как условия прочности (неподвижности) соединения, так и условия прочности деталей.

Расчет прочности деталей является проверкой возможности применения той или иной посадки.

Расчет прочности соединения

На рис. 7.3 приведена расчетная схема для прессового соединения. Условие прочности соединения при нагружении осевой силой S :

$$S \leq fp \pi dl, \quad (7.2)$$

где p — давление на поверхности контакта.

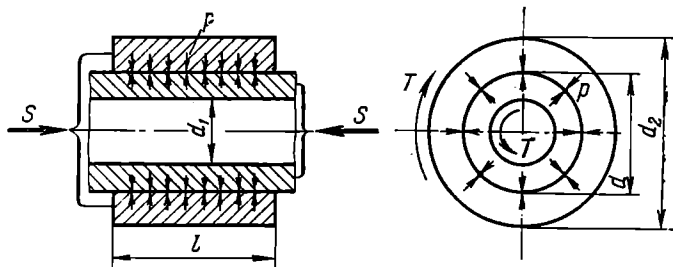


Рис. 7.3

Условие прочности соединения при нагружении крутящим моментом

$$T \leq fp \pi d^2 l / 2. \quad (7.3)$$

При совместном действии T и S

$$\sqrt{F_t^2 + S^2} \leq fp \pi dl, \quad (7.4)$$

где $F_t = 2T/d$ — окружная (тангенциальная) сила.

По теории расчета толстостенных цилиндров, изучаемой в курсе сопротивления материалов, удельное давление на поверхности контакта связано с натягом зависимостью

$$p = \frac{\delta_p}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (7.5)$$

где δ_p — расчетный натяг; C_1 и C_2 — коэффициенты:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2,$$

E_1 и E_2 , μ_1 и μ_2 — модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки:

для стали $E \approx (21 \div 22) \cdot 10^3$ кгс/мм² $\approx (21 \div 22) \cdot 10^4$ МПа и $\mu \approx 0,3$,
 для чугуна $E \approx (12 \div 14) \cdot 10^3$ кгс/мм² $\approx (12 \div 14) \cdot 10^4$ МПа и $\mu \approx 0,25$,
 для бронзы $E \approx (10 \div 11) \cdot 10^3$ кгс/мм² $\approx (10 \div 11) \cdot 10^4$ МПа и $\mu \approx 0,33$.

При расчете прочности соединения натяг δ_p принято определять по наименьшему табличному натягу посадки $\delta_{\min}$ с поправкой u на срезание и сглаживание шероховатостей поверхности при запрессовке (если сборку выполняют нагреванием или охлаждением, $u = 0$):

$$\left. \begin{aligned} \delta_p &= \delta_{\min} - u, \\ u &= 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \end{aligned} \right\} \quad (7.6)^*$$

где R_{z1} и R_{z2} — высоты шероховатостей сопрягаемых поверхностей.

Наиболее распространенные значения R_z для поверхностей пресовых соединений: 10; 6,3; 3,2; 1,6 мкм.

Экспериментальные исследования показали, что величина коэффициентов трения на контактной поверхности зависит от многих факторов: способа сборки, величины удельного давления p , шероховатости поверхности, рода смазки поверхностей, применяемой при запрессовке деталей, скорости запрессовки и т. д. Поэтому точное значение коэффициента трения может быть определено только испытаниями при заданных конкретных условиях **. В приближенных расчетах прочности соединения стальных и чугунных деталей принимают:

$f \approx 0,08 \div 0,1$ — сборка прессованием; $f \approx 0,12 \div 0,14$ — сборка с нагревом или охлаждением.

Изгибающий момент, которым может быть нагружено соединение, определяют на основе следующих расчетов (рис. 7.4).

Действие момента ($M = PL$) вызывает в соединении такое перераспределение давления p , при котором внешняя нагрузка уравновешивается моментом внутренних сил $M_R = R_x$.

* В этой формуле не учитывается возможное изменение натяга в случае различия в коэффициентах температурного расширения деталей.

** Результаты исследований по этому вопросу см. в [1].

Составляя расчетные зависимости, полагают, что поворот шипа происходит вокруг центра тяжести соединения — точки O , а первоначальная равномерная эпюра давлений (на чертеже показана штриховой линией) переходит в треугольную, как показано на рис. 7.4, или в трапециевидную. Кроме того, не учитывают действие силы P , перенесенной в точку O , как малое в сравнении с действием момента M . Максимальное изменение давлений будет в плоскости действия нагрузки. При некотором значении нагрузки эпюра давления из трапеции превратится в треугольник с вершиной у края отверстия и основанием, равным $2r$. Этот случай является предельным, так как

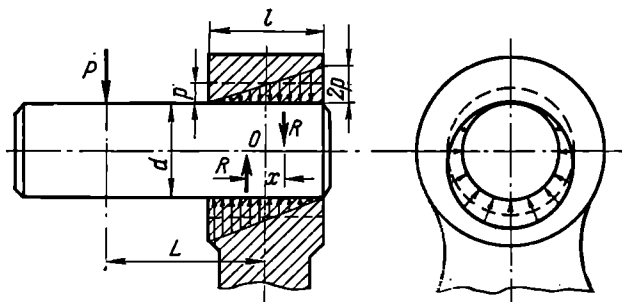


Рис. 7.4

дальнейшее увеличение нагрузки приводит к появлению зазора (раскрытие стыка). Учитывая принятые положения, можно написать:

$$M = PL = Rx,$$

где R — равнодействующая давлений на поверхностях верхнего и нижнего полуцилиндров. Значение этой равнодействующей определяется давлением p прессовой посадки и не изменяется от действия изгибающего момента

$$R = pld.$$

Плечо пары $x = 1/3 L$.

Подставляя, получаем

$$M = PL = \frac{1}{3} p d L^2.$$

Для обеспечения необходимого запаса прочности соединения на практике принимают

$$M \leq 0,2 p d L^2. \quad (7.7)$$

При этом давление в наиболее нагруженных точках соединения не должно вызывать пластических деформаций.

Изменение давлений, вызванное действием изгибающего момента, не отражается на способности соединения воспринимать осевую силу и крутящий момент, так как суммарная величина сил трения остается постоянной.

Расчет прочности и деформаций деталей

Расчет прочности и деформаций деталей прессового соединения выполняют по формулам для толстостенных цилиндров. Эпюры напряжений в деталях 1 и 2 показаны на рис. 7.5, где σ_r — напряжения сжатия в радиальном направлении; σ_{t1} и σ_{t2} — напряжения сжатия и растяжения в тангенциальном направлении.

Давление p при расчете прочности деталей определяют по наибольшему натягу посадки $\delta_{\max}$ — по формуле (7.5) с учетом формулы (7.6), в которых

$$\delta_p = \delta_{\max} - u. \quad (7.8)$$

Приведенные зависимости справедливы только в пределах упругих деформаций.

Условие, при котором в деталях не будет пластических деформаций (по теории наибольших касательных напряжений),

$$\sigma_{\text{эк}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_T,$$

где σ_1 — максимальное, а σ_3 — минимальное нормальные напряжения, считая растяжение положительным; σ_T — предел текучести материала.

Нетрудно установить, что наибольшие эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{эк}}$ имеют место в точках внутренних поверхностей втулки и вала. При этом для втулки $\sigma_1 = \sigma_{t2}$; $\sigma_3 = -\sigma_r$ и условия отсутствия пластических деформаций

$$\sigma_{\text{эк}2} = p \left(\frac{d_3^2 + d^2}{d_3^2 - d^2} \right) - (-p) = p \frac{2d_3^2}{d_3^2 - d^2} \leq \sigma_{T2},$$

или

$$p \leq \sigma_{T2} \frac{d_3^2 - d^2}{2d_3^2}, \quad (7.9)$$

где σ_{T2} — предел текучести материала втулки.

Для вала $\sigma_1 = 0$; $\sigma_3 = -\sigma_{t1}$ и $\sigma_{\text{эк}1} = \sigma_{t1}$ или

$$p \leq \sigma_{T1} \frac{d^2 - d_1^2}{2d^2}. \quad (7.10)$$

Следует учитывать, что появление пластических деформаций не является во всех случаях недопустимым. Опыт применения прессовых посадок свидетельствует о том, что надежные соединения могут быть

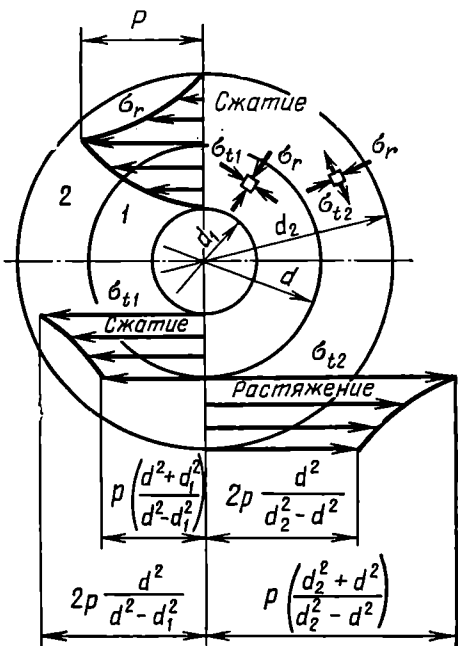


Рис. 7.5

получены и при наличии некоторой кольцевой пластической зоны вблизи внутренней поверхности втулки.

Давление на поверхности контакта при наличии пластических деформаций можно определять по приближенным формулам:

$$\left. \begin{aligned} \text{при } \delta_p \text{ до } 1,5\delta_r \quad p &= p_r \left(\frac{2\delta_r - \delta_p}{\delta_r} \right), \\ \text{при } \delta_p > 1,5\delta_r \quad p &= 0,5p_r, \end{aligned} \right\} \quad (7.11)$$

где δ_r и p_r — расчетный натяг и давление, соответствующие пределу текучести.

Давление p_r определяется как меньшее из двух значений при знаке равенства в формулах (7.9) и (7.10). При известном p_r по формуле (7.5) определяется δ_r .

В тех случаях, когда увеличение наружного диаметра втулки, вызванное растяжением от посадки, имеет существенное значение (например, в подшипниках качения), его можно оценить по формуле

$$\Delta d_2 = \frac{2pd^2 d_2}{E_2 (d_2^3 - d^2)}. \quad (7.12)$$

Дополнительные указания к расчетам

1. Силу, необходимую для запрессовки или выпрессовки деталей, можно ориентировочно оценить по формуле (7.2), в которой давление p определяют по максимальному натягу — формулы (7.5) и (7.8). Можно использовать также эмпирические зависимости, по которым сила запрессовки [1]

$$S' = 2000\delta_{\max} l \quad (7.13)$$

для стальных ступицы и вала при $d_2 \approx 2d$ и $d_1 = 0$ — см. рис. 7.5.

Соответственно для чугунной ступицы и стального вала

$$S' = 1150\delta_{\max} l, \quad (7.14)$$

где S' — кгс; $\delta_{\max}$ — мм; l — длина ступицы, мм.

2. Приведенные выше формулы для расчета прочности деталей основаны на предположении, что давление распределяется равномерно по поверхности контакта.

Действительная эпюра давлений в направлении длины втулки представляется некоторой кривой, приближенный характер которой показан на рис. 7.6.

Здесь наблюдается концентрация давлений (напряжений) у краев отверстия, вызванная вытеснением сжатого материала от середины в обе стороны.

Эффект концентрации напряжений можно уменьшить изготовлением деталей специальной формы. Примеры специальной формы вала и втулки показаны на рис. 7.7.

Величина коэффициента концентрации напряжений K_σ в прессовом соединении зависит от многих факторов: характеристик механи-

ческой прочности материалов, размеров деталей, величины давления, рода нагрузки и т. д. Значения коэффициента K_σ , определенные в зависимости от этих факторов, приводятся в специальных справочных таблицах. В качестве примера на рис. 7.6 и 7.7 указаны величины K_σ при $d = 50$ мм, $\sigma_n = 50$ кгс/мм², $p \geq 3$ кгс/мм².

3. Изложенные методы расчета по наименьшему и наибольшему натягам приводят в большинстве случаев практики к чрезмерно большим запасам прочности. Так, например, для посадки $\varnothing 60 \frac{A}{\Gamma_p}$ (см. рис. 7.9 и пример расчета) наиболь-

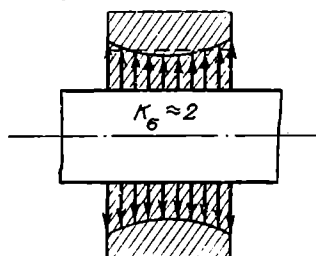


Рис. 7.6



Рис. 7.7

ший натяг (105 мкм) в два с лишним раза превышает наименьший натяг (45 мкм). Во столько же раз могут изменяться действительные нагрузочные способности соединения и напряжения деталей. Поэтому там, где возможно, рекомендуется производить рассортировку деталей по действительным допускам и последующую групповую сборку, имея в виду уменьшение допуска натяга.

§ 3. ОЦЕНКА И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ПРЕССОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Из рассмотренного выше следует, что прессовое соединение относится к группе неподвижных и напряженных.

Разборка такого соединения затруднена и обычно связана с применением специальных приспособлений. Однако в зависимости от величины натяга и технологии сборки могут быть получены как разъемные, так и неразъемные прессовые соединения. Разъемное соединение сохраняет свою работоспособность при повторных сборках. Разборка неразъемных соединений сопровождается повреждением посадочных поверхностей деталей.

Основным положительным свойством прессового соединения является его простота и технологичность. Это обеспечивает сравнительно низкую стоимость соединения и возможность его применения в массовом производстве. Хорошая центровка деталей и равномерное распределение нагрузки по всей посадочной поверхности позволяют использовать прессовое соединение для скрепления деталей современных высокоскоростных машин.

Существенным недостатком прессового соединения является зависимость его нагрузочной способности от ряда факторов, трудно поддающихся учету: широкого рассеивания значений коэффициента трения и натяга, влияния рабочих температур на прочность соединения

и т. д. К недостаткам соединения относится также наличие высоких сборочных напряжений в деталях и уменьшение их усталостной прочности вследствие концентрации давлений у краев отверстия.

Значение этих недостатков снижается по мере накопления результатов экспериментальных и теоретических исследований, позволяющих совершенствовать расчет, технологию и конструкцию прессового соединения.

Развитие технологической культуры и особенно точности производства деталей обеспечивает этому соединению все более широкое применение. Оно постепенно вытесняет шпоночные и другие типы соединений. С помощью прессовых посадок с валом соединяют зубчатые колеса, маховики, подшипники качения, роторы электродвигателей, диски турбин и т. д. Прессовые посадки используют при изготовлении составных коленчатых валов (рис. 7.8), червячных колес (рис. 7.9) и т. д.

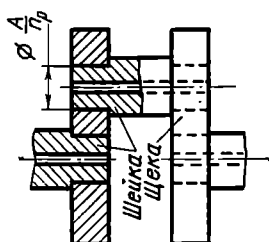


Рис. 7.8

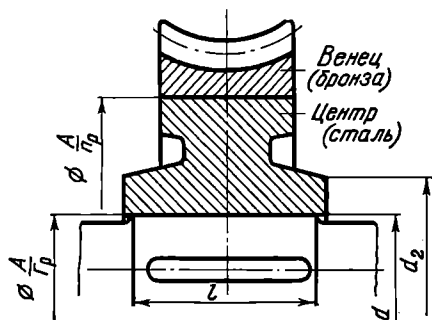


Рис. 7.9

На практике часто применяют комбинацию прессового соединения со шпоночным (рис. 7.9) или зубчатым. При этом прессовое соединение может быть основным или вспомогательным. В первом случае большая доля нагрузки воспринимается прессовой посадкой, а шпонка только гарантирует прочность соединения. Во втором случае прессовую посадку используют для частичной разгрузки шпонки и центровки деталей. Точный расчет комбинированного соединения еще не разработан. Сложность такого расчета заключается в определении доли нагрузки, которую передает каждое из соединений.

Поэтому в инженерной практике используют приближенный расчет, в котором полагают, что вся нагрузка воспринимается только основным соединением — прессовым или шпоночным. Неточность такого расчета компенсируют выбором повышенных допускаемых напряжений для шпоночных (зубчатых) соединений при прессовых посадках.

§ 4. РАЗНОВИДНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ ПОСРЕДСТВОМ НАТЯГА — СОЕДИНЕНИЕ ПОСАДКОЙ НА КОНУС

Такие соединения применяют для закрепления деталей на концах валов (рис. 7.10).

Давление на конической поверхности образуется в результате затяжки гайки. В остальном соединение подобно прессовому. В отли-

ческой прочности материалов, размеров деталей, величины давления, рода нагрузки и т. д. Значения коэффициента K_σ , определенные в зависимости от этих факторов, приводятся в специальных справочных таблицах. В качестве примера на рис. 7.6 и 7.7 указаны величины K_σ при $d = 50$ мм, $\sigma_n = 50$ кгс/мм², $p \geq 3$ кгс/мм².

3. Изложенные методы расчета по наименьшему и наибольшему натягам приводят в большинстве случаев практики к чрезмерно большому запасам прочности. Так, например, для посадки $\phi 60 \frac{A}{\Gamma_p}$ (см. рис. 7.9 и пример расчета) наиболь-

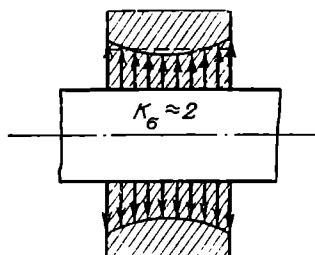


Рис. 7.6



Рис. 7.7

ший натяг (105 мкм) в два с лишним раза превышает наименьший натяг (45 мкм). Во столько же раз могут изменяться действительные нагрузочные способности соединения и напряжения деталей. Поэтому там, где возможно, рекомендуется производить рассортировку деталей по действительным допускам и последующую групповую сборку, имея в виду уменьшение допуска натяга.

§ 3. ОЦЕНКА И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ПРЕССОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Из рассмотренного выше следует, что прессовое соединение относится к группе неподвижных и напряженных.

Разборка такого соединения затруднена и обычно связана с применением специальных приспособлений. Однако в зависимости от величины натяга и технологии сборки могут быть получены как разъемные, так и неразъемные прессовые соединения. Разъемное соединение сохраняет свою работоспособность при повторных сборках. Разборка неразъемных соединений сопровождается повреждением посадочных поверхностей деталей.

Основным положительным свойством прессового соединения является его простота и технологичность. Это обеспечивает сравнительно низкую стоимость соединения и возможность его применения в массовом производстве. Хорошая центровка деталей и равномерное распределение нагрузки по всей посадочной поверхности позволяют использовать прессовое соединение для скрепления деталей современных высокоскоростных машин.

Существенным недостатком прессового соединения является зависимость его нагрузочной способности от ряда факторов, трудно поддающихся учету: широкого рассеивания значений коэффициента трения и натяга, влияния рабочих температур на прочность соединения

и т. д. К недостаткам соединения относится также наличие высоких сборочных напряжений в деталях и уменьшение их усталостной прочности вследствие концентрации давлений у краев отверстия.

Значение этих недостатков снижается по мере накопления результатов экспериментальных и теоретических исследований, позволяющих совершенствовать расчет, технологию и конструкцию прессового соединения.

Развитие технологической культуры и особенно точности производства деталей обеспечивает этому соединению все более широкое применение. Оно постепенно вытесняет шпоночные и другие типы соединений. С помощью прессовых посадок с валом соединяют зубчатые колеса, маховики, подшипники качения, роторы электродвигателей, диски турбин и т. д. Прессовые посадки используют при изготовлении составных коленчатых валов (рис. 7.8), червячных колес (рис. 7.9) и т. д.

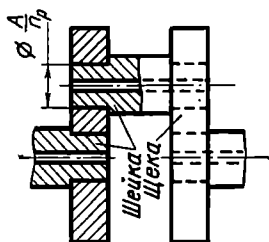


Рис. 7.8

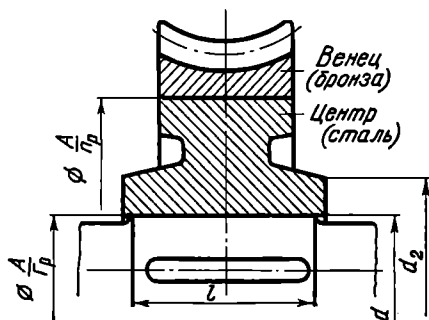


Рис. 7.9

На практике часто применяют комбинацию прессового соединения со шпоночным (рис. 7.9) или зубчатым. При этом прессовое соединение может быть основным или вспомогательным. В первом случае большая доля нагрузки воспринимается прессовой посадкой, а шпонка только гарантирует прочность соединения. Во втором случае прессовую посадку используют для частичной разгрузки шпонки и центровки деталей. Точный расчет комбинированного соединения еще не разработан. Сложность такого расчета заключается в определении доли нагрузки, которую передает каждое из соединений.

Поэтому в инженерной практике используют приближенный расчет, в котором полагают, что вся нагрузка воспринимается только основным соединением — прессовым или шпоночным. Неточность такого расчета компенсируют выбором повышенных допускаемых напряжений для шпоночных (зубчатых) соединений при прессовых посадках.

§ 4. РАЗНОВИДНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ ПОСРЕДСТВОМ НАТЯГА — СОЕДИНЕНИЕ ПОСАДКОЙ НА КОНУС

Такие соединения применяют для закрепления деталей на концах валов (рис. 7.10).

Давление на конической поверхности образуется в результате затяжки гайки. В остальном соединение подобно прессовому. В отли-

ческой прочности материалов, размеров деталей, величины давления, рода нагрузки и т. д. Значения коэффициента K_σ , определенные в зависимости от этих факторов, приводятся в специальных справочных таблицах. В качестве примера на рис. 7.6 и 7.7 указаны величины K_σ при $d = 50$ мм, $\sigma_n = 50$ кгс/мм², $p \geq 3$ кгс/мм².

3. Изложенные методы расчета по наименьшему и наибольшему натягам приводят в большинстве случаев практики к чрезмерно большим запасам прочности. Так, например, для посадки $\phi 60 \frac{A}{\Gamma_p}$ (см. рис. 7.9 и пример расчета) наиболь-

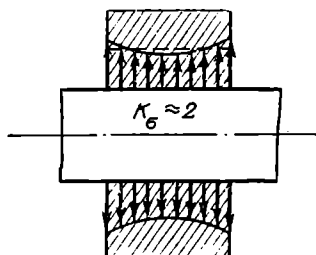


Рис. 7.6

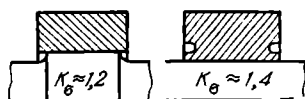


Рис. 7.7

ший натяг (105 мкм) в два с лишним раза превышает наименьший натяг (45 мкм). Во столько же раз могут изменяться действительные нагрузочные способности соединения и напряжения деталей. Поэтому там, где возможно, рекомендуется производить рассортировку деталей по действительным допускам и последующую групповую сборку, имея в виду уменьшение допуска натяга.

§ 3. ОЦЕНКА И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ПРЕССОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Из рассмотренного выше следует, что прессовое соединение относится к группе неподвижных и напряженных.

Разборка такого соединения затруднена и обычно связана с применением специальных приспособлений. Однако в зависимости от величины натяга и технологии сборки могут быть получены как разъемные, так и неразъемные прессовые соединения. Разъемное соединение сохраняет свою работоспособность при повторных сборках. Разборка неразъемных соединений сопровождается повреждением посадочных поверхностей деталей.

Основным положительным свойством прессового соединения является его простота и технологичность. Это обеспечивает сравнительно низкую стоимость соединения и возможность его применения в массовом производстве. Хорошая центровка деталей и равномерное распределение нагрузки по всей посадочной поверхности позволяют использовать прессовое соединение для скрепления деталей современных высокоскоростных машин.

Существенным недостатком прессового соединения является зависимость его нагрузочной способности от ряда факторов, трудно поддающихся учету: широкого рассеивания значений коэффициента трения и натяга, влияния рабочих температур на прочность соединения

и т. д. К недостаткам соединения относится также наличие высоких сборочных напряжений в деталях и уменьшение их усталостной прочности вследствие концентрации давлений у краев отверстия.

Значение этих недостатков снижается по мере накопления результатов экспериментальных и теоретических исследований, позволяющих совершенствовать расчет, технологию и конструкцию прессового соединения.

Развитие технологической культуры и особенно точности производства деталей обеспечивает этому соединению все более широкое применение. Оно постепенно вытесняет шпоночные и другие типы соединений. С помощью прессовых посадок с валом соединяют зубчатые колеса, маховики, подшипники качения, роторы электродвигателей, диски турбин и т. д. Прессовые посадки используют при изготовлении составных коленчатых валов (рис. 7.8), червячных колес (рис. 7.9) и т. д.

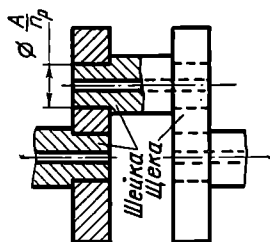


Рис. 7.8

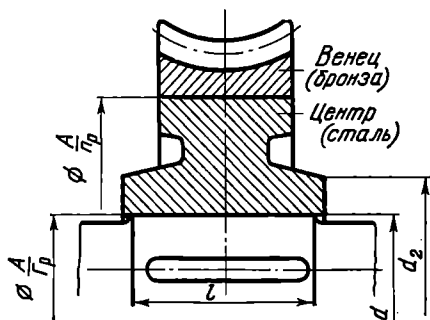


Рис. 7.9

На практике часто применяют комбинацию прессового соединения со шпоночным (рис. 7.9) или зубчатым. При этом прессовое соединение может быть основным или вспомогательным. В первом случае большая доля нагрузки воспринимается прессовой посадкой, а шпонка только гарантирует прочность соединения. Во втором случае прессовую посадку используют для частичной разгрузки шпонки и центровки деталей. Точный расчет комбинированного соединения еще не разработан. Сложность такого расчета заключается в определении доли нагрузки, которую передает каждое из соединений.

Поэтому в инженерной практике используют приближенный расчет, в котором полагают, что вся нагрузка воспринимается только основным соединением — прессовым или шпоночным. Неточность такого расчета компенсируют выбором повышенных допускаемых напряжений для шпоночных (зубчатых) соединений при прессовых посадках.

§ 4. РАЗНОВИДНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ ПОСРЕДСТВОМ НАТЯГА — СОЕДИНЕНИЕ ПОСАДКОЙ НА КОНУС

Такие соединения применяют для закрепления деталей на концах валов (рис. 7.10).

Давление на конической поверхности образуется в результате затяжки гайки. В остальном соединение подобно прессовому. В отли-

ние от прессового, соединение легко монтируется и демонтируется без применения специального оборудования (например, прессов). Это удобно для соединений узлов, монтаж и демонтаж которых производят не только при сборке изделия на заводе, но и в процессе эксплуатации.

Задачей расчета является определение момента T , который может передавать соединение при заданных размерах и силе $P_{\text{зат}}$ затяжки гайки.

$$[T] = \frac{P_{\text{зат}} f d_{\text{сп}}}{2K (\sin \alpha + f \cos \alpha)} \geq T. \quad (7.15) *$$

Обычно принимают стандартную конусность $1/10$. При этом $\alpha = 2^\circ 51' 40''$; коэффициент трения $f \approx 0,11 \div 0,13$; коэффициент запаса $K \approx 1,3 \div 1,5$. За расчетный момент T принимают максимальный из возможных нагрузок. $P_{\text{зат}}$ — определяют по формуле (1.7), в которой момент на ключе $T_{\text{к}} = P_{\text{к}} l_{\text{к}}$, где $l_{\text{к}} \approx 15d$ — длина стандартного ключа (d — диаметр резьбы), $P_{\text{к}} \approx 15 \div 20 \text{ кгс} \approx 150 \div 200 \text{ Н}$ — сила на ключе.

Если условие (7.15) не соблюдается, соединение усиливают шпонкой — см. пример расчета. Расчет шпоночного соединения выполняют по полному моменту нагрузки T [формула (6.6)] Влияние посадки на конус учитывают при выборе допускаемых напряжений $[\sigma_{\text{см}}]$, которые принимают такими же, как для прессовых посадок (стр. 96).

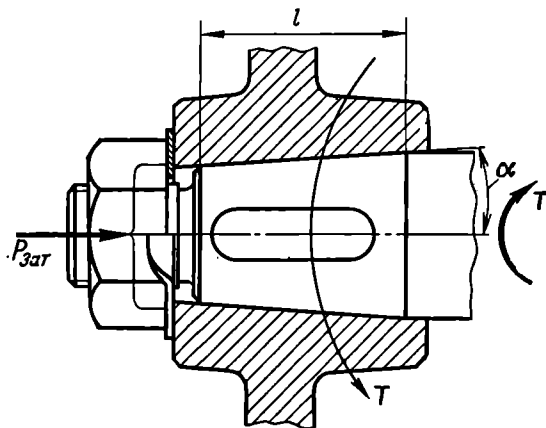


Рис. 7.10

Примеры расчета

Пример 1. Подобрать посадку, обеспечивающую соединение червячного колеса с валом (см. рис. 7.9, шпонку не учитывать), по следующим данным.

Соединение нагружено моментом $T = 100 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 10^5 \text{ кгс} \cdot \text{мм}$ и осевой силой $S = 250 \text{ кгс}$. Диаметр соединения $d = 60 \text{ мм}$, условный наружный диаметр ступицы $d_2 = 100 \text{ мм}$, вал сплошной ($d_1 = 0$), длина ступицы $l = 90 \text{ мм}$. Центр колеса отлит из стали 35Л ($\sigma_{\text{т}} = 28 \text{ кгс/мм}^2$), вал изготовлен из стали 45 ($\sigma_{\text{т}} = 34 \text{ кгс/мм}^2$), допускается 2-й или 3-й класс точности изготовления шероховатости вала и отверстия $R_{\text{z1}} = R_{\text{z2}} = 6,3 \text{ мкм}$, сборка осуществляется прессованием.

Решение. По формуле (7.4), принимая $f = 0,10$, определяем давление p , обеспечивающее передачу заданной нагрузки,

$$p = \frac{\sqrt{F_t^2 + S^2}}{f n d l} = \frac{\sqrt{3333^2 + 250^2}}{0,1 \cdot \pi \cdot 60 \cdot 90} \approx 2 \text{ кгс/мм}^2,$$

где $F_t = 2T/d = 2 \cdot 100\,000/60 \approx 3333 \text{ кгс}$

* Обучающимся рекомендуется самим вывести эту формулу (без учета момента трения на торце как малого).

Определяем расчетный натяг по формуле (7.5)

$$\delta_p = p d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 2 \cdot 60 \left(\frac{0,7}{21 \cdot 10^3} + \frac{2,4}{21 \cdot 10^3} \right) \approx 0,018 \text{ мм},$$

$$\text{где } C_1 = 1 - 0,3 = 0,7; C_2 = \frac{100^2 + 60^2}{100^2 - 60^2} + 0,3 \approx 2,4.$$

По формуле (7.6) определяем потребный наименьший натяг посадки

$$\delta_{\min} = \delta_p + u = 0,018 + 0,014 = 0,032 \text{ мм},$$

где $u = 1,2 (6,3 + 6,3) \approx 15 \text{ мкм} = 0,015 \text{ мм}$.

По таблицам стандарта этот наименьший натяг может гарантировать горячая посадка второго класса точности $\nabla 60 \frac{A}{H_p}$, для которой отклонения отверстия 0 и +30 мкм; отклонения вала +105 и +75 мкм; наименьший натяг $\delta_{\min} = 0,030 - 0,075 = -0,045 \text{ мм}$; наибольший натяг $\delta_{\max} = 0 - 0,105 = -0,105 \text{ мм}$.

Допустимость этой посадки по условию прочности деталей проверяем по формулам (7.9) и (7.10).

Удельное давление, вызывающее пластические деформации в деталях,

$$p_T = 28 \frac{100^2 - 60^2}{2 \cdot 100^2} \approx 9,5 \text{ кгс/мм}^2 \text{ — для ступицы,}$$

$$p_T = 34/2 = 17 \text{ кгс/мм}^2 \text{ — для вала.}$$

Максимальный расчетный натяг посадки определяем по формуле (7.8)

$$\delta'_p = 0,105 - 0,014 = 0,091 \text{ мм.}$$

Соответствующее этому натягу давление p' можно определить по формуле

$$p' = p \frac{\delta'_p}{\delta_p} = 2 \frac{0,091}{0,018} \approx 10 \text{ кгс/мм}^2.$$

Следовательно, намеченная посадка при наибольшем натяге может вызвать пластическую деформацию во внутренних слоях ступицы.

Так как разность между p' и p_T невелика, пластическая деформация распространится на небольшую глубину и посадку можно считать допустимой. Перерасчета прочности соединения с учетом возможных пластических деформаций не требуется, так как $p = 2 < p_T = 9,5 \text{ кгс/мм}^2$. Сила, необходимая для запрессовки, определяется на основании формулы (7.13):

$$S' = 2000 \cdot 0,105 \cdot 90 = 18\,800 \text{ кгс.}$$

Пример 2. Используя данные примера 1 ($T = 100\,000 \text{ кгс}\cdot\text{мм}$; $d = 60 \text{ мм}$; $l = 90 \text{ мм}$; вал — сталь 45), рассчитать закрепление ступицы полумуфты на коническом конце вала.

Решение. 1. Определяем дополнительные размеры. Принимаем $\alpha = 2^\circ 51' 40''$, при этом $d_{\min} = d - 2l \operatorname{tg} \alpha = 60 - 2 \cdot 90 \cdot 0,05 = 51 \text{ мм}$. Назначаем резьбу М42 (по стандарту $d_2 = 39,077 \text{ мм}$; $d_1 = 37,129 \text{ мм}$; $S = 4,5 \text{ мм}$ — см. рис. 1.2).

2. Определяем момент на ключе T_k , приняв $P_k = 20 \text{ кгс}$, $l_k = 15d = 15 \cdot 42 = 630 \text{ мм}$, $T_k = 20 \cdot 630 = 12\,600 \text{ кгс}\cdot\text{мм}$.

3. По формуле (1.7)

$$P_{\text{зат}} = \frac{2T_k}{d_2 \left[f \frac{D_{cp}}{d_2} + \operatorname{tg} (\beta + \rho') \right]} = \frac{2 \cdot 12\,600}{39,077 \left[0,12 \frac{52}{39,077} + \operatorname{tg} (2^\circ 5' + 7^\circ 55') \right]} \approx 1900 \text{ кгс.}$$

Здесь по стандарту наружный диаметр торца гайки $D_1 = 62$ мм.

При этом $D_{cp} = \frac{62+42}{2} = 52$ мм; $\operatorname{tg} \beta = \frac{S}{\pi d_2} = \frac{4,5}{\pi \cdot 39,077} = 0,0368$ и $\beta = 2^\circ 05'$;

$$f' = \frac{f}{\cos 30^\circ} = \frac{0,12}{0,866} = 0,139$$

[см. формулу (1.2)]; $\rho' = \operatorname{arctg} f' \approx 7^\circ 55'$.

4. По формуле (7.15), принимая $K = 1,5$; $f = 0,12$,

$$[T] = \frac{1900 \cdot 0,12 \cdot 55,5}{2 \cdot 1,5 (0,05 + 0,12 \cdot 0,998)} = 25\,000 \text{ кгс} \cdot \text{мм} < T = 100\,000 \text{ кгс} \cdot \text{мм},$$

где $d_{cp} = (d + d_{\text{min}})/2 = (60 + 51)/2 = 55,5$ мм.

Само коническое соединение только за счет затяжки не может передать заданную нагрузку. Усиливаем его шпоночным и производим расчет — см. гл. 6.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Механической передачей называют механизм, который преобразует параметры движения двигателя при передаче рабочим органам машины (рис. 8.1). Необходимость введения передачи как промежуточного звена между двигателем и рабочими органами машины связана с решением различных задач.

Например, в автомобилях и других транспортных машинах требуется изменять величину скорости и направление движения, а на подъемах и при трогании с места необходимо в несколько раз увеличить вращающий момент на ведущих колесах. Сам автомобильный двигатель не может выполнить эти требования, так как он работает устойчиво только в узком диапазоне изменения вращающего момента и угловой скорости. При выходе за пределы этого диапазона двигатель останавливается. Подобно автомобильному двигателю, слабо регулируются многие другие двигатели, в том числе большинство электродвигателей.

Согласование режима работы двигателя с режимом работы рабочих органов машины осуществляется с помощью передач.



Рис. 8.1

В некоторых случаях регулирование двигателя возможно, но нежелательно по экономическим соображениям, так как двигатели имеют низкий к. п. д. за пределами номинального режима работы.

Масса и стоимость двигателя при одинаковой мощности понижаются с увеличением его быстроходности; оказывается экономически целесообразным применение быстроходных двигателей с передачей, понижающей угловую скорость, вместо тихоходных двигателей без передачи. Роль понижающей передачи в современном машиностроении значительно возросла в связи с широким распространением быстроходных двигателей.

В некоторых случаях передачи используют как преобразователи вращательного движения в поступательное, винтовое и др.

Краткое перечисление основных функций передач позволяет отметить их большое значение для машиностроения. В связи с этим совершенствованию и развитию передач уделяют много внимания: расширяют пределы передаваемой мощности и скорости, снижают габариты и массу, увеличивают долговечность и пр.

В машиностроении применяют механические, электрические, гидравлические и пневматические передачи. Наибольшее распростране-

ние получили механические передачи. Их применяют не только как самостоятельные, но и в сочетании с другими видами передач.

В курсе деталей машин изучают только механические передачи общего назначения.

Все механические передачи разделяют на две основные группы: I — *передачи, основанные на использовании трения* (ременные, фрикционные); II — *передачи, основанные на использовании зацепления* (зубчатые, червячные, цепные, винтовые).

Ниже приведены основные параметры, характеризующие передачи.

В каждой передаче (рис. 8.2) различают два основных вала: входной и выходной или ведущий и ведомый. Между этими валами в многоступенчатых передачах располагаются промежуточные валы.

Основные характеристики передач:

мощность N_1 на входе и N_2 на выходе, кВт;

быстроходность, которая выражается частотой вращения n_1 на входе и n_2 на выходе, об/мин.

Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для проведения проектного расчета любой передачи.

Кроме основных, различают производные характеристики: коэффициент полезного действия (к. п. д.)

$$\eta = N_2/N_1 \text{ или } \eta = 1 - (N_r/N_1),$$

где N_r — мощность, потерянная в передаче;

передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности,

$$i = n_1/n_2.$$

Производные характеристики часто используются взамен основных. Например, передачу можно определить с помощью N_1 , n_1 , i , η .

При $i > 1$, $n_1 > n_2$ — передача понижающая, или редуктор.

При $i < 1$, $n_1 < n_2$ — передача повышающая, или мультипликатор.

Наибольшее распространение имеют понижающие передачи, так как частота вращения исполнительного механизма в большинстве случаев меньше частоты вращения двигателя.

Передачи выполняют с постоянным или переменным (регулируемым) передаточным отношением. Как те, так и другие широко распространены.

Регулирование передаточного отношения может быть ступенчатым или бесступенчатым. Ступенчатое регулирование выполняют в коробках скоростей с зубчатыми колесами, в ременных передачах со ступенчатыми шкивами и т. п.; бесступенчатое регулирование — с помощью фрикционных или цепных вариаторов.

Применение того или иного способа регулирования передаточного отношения зависит от конкретных условий работы машины, которую

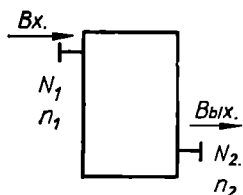


Рис. 8.2

обслуживает передача. Механические передачи ступенчатого регулирования с зубчатыми колесами обладают высокой работоспособностью и поэтому широко применяются в транспортном машиностроении, станкостроении и т. п. Механические передачи бесступенчатого регулирования недостаточно надежны и поэтому имеют меньшее распространение. Их применяют в основном для малых мощностей (до 10—15 кВт). Конкурентами этих передач являются электрическая и гидравлическая передачи, которые позволяют передавать большие мощности и иметь сравнительно простую систему автоматического регулирования.

При расчете передач часто используют следующие зависимости между различными параметрами:

выражение мощности N , кВт через окружную (тангенциальную) силу F_t , кгс и окружную скорость v , м/с колеса, шкива, барабана и т. п.

$$N = F_t v / 102,$$

выражение вращающего момента T , кгс·см через мощность N , кВт и частоту вращения n , об/мин

$$T = 97\,400 \, N / n \quad (9\,550 \, N / n \, \text{Н} \cdot \text{м});$$

связь между вращающими моментами на одном T_1 и другом T_2 валах через передаточное отношение i и к. п. д. η в линии передачи между этими валами в направлении потока мощности

$$T_2 = T_1 i \eta.$$

ГЛАВА 8

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Принцип действия и классификация

Схема ременной передачи изображена на рис. 8.3. Передача состоит из двух шкивов, закрепленных на валах, и ремня, охватывающего шкивы. *Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего.*

В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают: *плоскоременную* (рис. 8.3, а), *клиноременную* (рис. 8.3, б) и *круглоременную* (рис. 8.3, в) передачи.

Оценка и применение

Ременная передача является одним из старейших типов механических передач, сохранивших

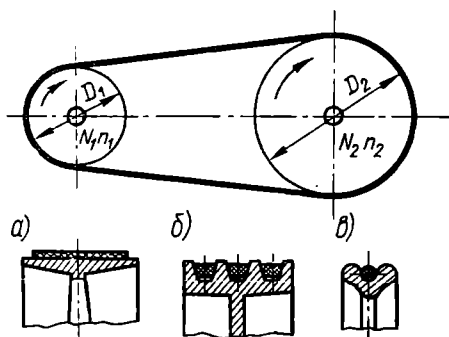


Рис. 8.3

свое значение до последнего времени. Она применяется почти во всех отраслях машиностроения.

По сравнению с другими типами передач ременная обладает рядом специфических особенностей, которые определяют целесообразность ее применения. Для оценки ременной передачи сравним ее с зубчатой передачей как наиболее распространенной. При этом можно отметить следующие основные преимущества ременной передачи: возможность передачи движения на значительное расстояние (до 15 м и более); плавность и бесшумность работы, обусловленные эластичностью ремня и позволяющие работать при высоких скоростях; предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки вследствие упругости ремня; предохранение механизмов от перегрузки за счет возможного проскальзывания ремня (ременная передача устраняет необходимость применения специальных предохранительных муфт); простота конструкции и эксплуатации.

Основными недостатками ременной передачи являются: невозможность выполнения малогабаритных передач (для одинаковых условий диаметры шкивов примерно в 5 раз больше диаметров зубчатых колес); некоторое непостоянство передаточного отношения, вызванное зависимостью скольжения ремня от нагрузки; повышенная нагрузка на валы и их опоры, связанная с большим предварительным натяжением ремня (увеличение нагрузки на валы в 2—3 раза по сравнению с зубчатой передачей); низкая долговечность ремней (в пределах от 1000 до 5000 ч).

Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях или высокие скорости не позволяют применять другие виды передач. Мощность современных передач не превышает обычно 50 кВт. При больших мощностях ременная передача получается громоздкой и невыгодной. В комбинации с зубчатой передачей ременную передачу устанавливают обычно на быстроходную ступень как менее нагруженную.

В современном машиностроении наибольшее распространение имеют клиновые ремни. Применение плоских ремней старой конструкции значительно сократилось. Плоские ремни новой конструкции (пленочные ремни из пластмасс) получают распространение в высокоскоростных передачах. Круглые ремни применяют только для малых мощностей: в приборах, машинах домашнего обихода и т. п.

§ 2. ОСНОВЫ РАСЧЕТА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Теоретические основы расчета являются общими для всех типов ременных передач.

Критерии работоспособности и расчета

Основными критериями работоспособности ременных передач являются: *т я г о в а я с п о с о б н о с т ь*, определяемая силой трения между ремнем и шкивом; *д о л г о в е ч н о с т ь* ремня, которая

в условиях нормальной эксплуатации ограничивается разрушением ремня от усталости.

В настоящее время *основным расчетом ременных передач является расчет по тяговой способности*. Долговечность ремня учитывают при расчете путем выбора основных параметров передачи в соответствии с рекомендациями, выработанными практикой.

Кинематика передачи

Окружные скорости на шкивах м/с (рис. 8.3):

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000}; \quad v_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (8.1)$$

где D — мм; n — об/мин.

Учитывая неизбежное упругое скольжение ремня, можно записать $v_2 < v_1$ или

$$v_2 = v_1 (1 - \epsilon), \quad (8.2)$$

где ϵ — коэффициент скольжения *.

При этом передаточное отношение

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 D_2}{v_2 D_1} = \frac{D_2}{D_1 (1 - \epsilon)}. \quad (8.3)$$

В дальнейшем будет показано, что величина ϵ зависит от величины нагрузки, поэтому в ременной передаче передаточное отношение не является строго постоянным. При нормальных рабочих нагрузках $\epsilon \approx 0,01 \div 0,02$.

Небольшая величина ϵ позволяет приближенно принимать:

$$i \approx D_2 / D_1. \quad (8.4)$$

Геометрия передачи

На рис. 8.4 обозначено: a — межосевое расстояние; β — угол между ветвями ремня; α — угол обхвата ремнем малого шкива.

При геометрическом расчете известными обычно являются D_1 , D_2 и a , определяются угол α и длина ремня l . Вследствие вытяжки и провисания ремня величины α и l не являются строгими, а поэтому могут определяться приближенно.

$$\alpha = 180^\circ - \beta \quad (\text{см. рис. 8.4}).$$

Из условного построения, выполненного штриховой линией,

$$\sin \beta/2 = (D_2 - D_1)/2a.$$

Учитывая, что $\beta/2$ практически не превышает 15° , приближенно принимаем значение синуса равным аргументу и запишем

$$\beta \approx \frac{D_2 - D_1}{a} \text{ рад} \approx \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ.$$

* Причины скольжения рассматриваются ниже.

При этом

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ, \\ \text{или} \quad \alpha &= 180^\circ - \frac{D_1(l-1)}{a} 57^\circ. \end{aligned} \right\} \quad (8.5)$$

Длина ремня определяется как сумма прямолинейных участков и дуг обхвата:

$$\begin{aligned} l &= 2a \cos \beta/2 + \\ &+ \frac{D_1}{2}(\pi - \beta) + \frac{D_2}{2}(\pi + \beta) = \\ &= 2a \cos \beta/2 + \\ &+ \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \\ &+ \frac{\beta}{2}(D_2 - D_1). \end{aligned}$$

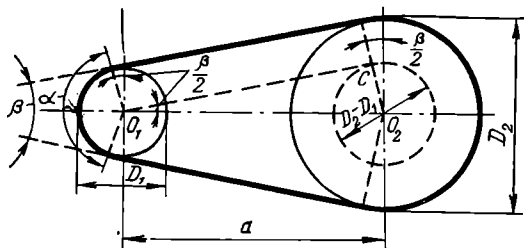


Рис. 8.4

Используя приближенную зависимость* $\cos \beta/2 \approx 1 - 1/2(\beta/2)^2$ и заменяя β , после несложных преобразований получаем

$$l \approx 2a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}. \quad (8.6)$$

При заданной длине ремня, используя формулу (8.6), можно определить необходимое межосевое расстояние

$$a = \frac{2l - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2l - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}. \quad (8.7)$$

Силы и силовые зависимости

На рис. 8.5 показано нагружение ветвей ремня в двух случаях: без нагрузки $T_1 = 0$ (рис. 8.5, а) и под нагрузкой $T_1 > 0$ (рис. 8.5, б). Здесь обозначено: S_0 — предварительное натяжение ремня (без учета

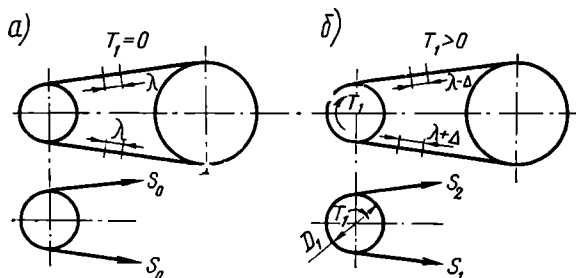


Рис. 8.5

центробежных сил); S_1 и S_2 — натяжение ведущей и ведомой ветвей в нагруженной передаче; $F_t = 2T_1/D_1$ — окружная сила передачи.

* Здесь взяты два первых члена из разложения косинуса в ряд.

По условию равновесия шкива имеем:

$$T_1 = \frac{D_1}{2} (S_1 - S_2)$$

или

$$S_1 - S_2 = F_t. \quad (8.8)$$

Связь между S_0 , S_1 и S_2 можно установить на основе следующих рассуждений.

Геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки * и остается неизменной как в ненагруженной, так и в нагруженной передаче. Следовательно, дополнительная вытяжка ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви (рис. 8.5). Запишем:

$$S_1 = S_0 + \Delta S,$$

$$S_2 = S_0 - \Delta S,$$

или

$$S_1 + S_2 = 2S_0. \quad (8.9)$$

Из равенств (8.8) и (8.9) следует:

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= S_0 + \frac{F_t}{2}, \\ S_2 &= S_0 - \frac{F_t}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (8.10)$$

Получили систему двух уравнений с тремя неизвестными S_0 , S_1 , S_2 . Эти уравнения устанавливают изменение натяжений ведущей и ведомой ветвей в зависимости от нагрузки F_t и предварительного натяжения S_0 , но не вскрывают тяговой способности передачи, которая связана с величиной силы трения между ремнем и шкивом. Эта связь установлена Эйлером.

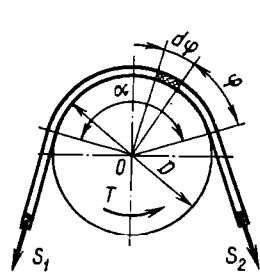
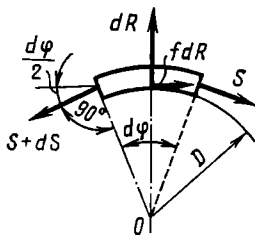


Рис. 8.6



Эйлер установил зависимость между S_1 и S_2 на границе буксования, т. е. определил максимально допустимую величину F_t в зависимости от S_0 при условии полного использования запаса сил трения.

На рис. 8.6 обозначено: S — текущее значение натяжения ремня в сечении под углом φ ; dR — нормальная реакция шкива на элемент ремня, ограниченный углом $d\varphi$; fdR — элементарная сила трения. По условиям равновесия

$$S \frac{D}{2} + fdR \frac{D}{2} - (S + dS) \frac{D}{2} = 0 \quad (\text{сумма моментов}),$$

$$\text{или } fdR = dS;$$

(a)

$$dR - S \sin \frac{d\varphi}{2} - (S + dS) \sin \frac{d\varphi}{2} = 0 \quad (\text{сумма проекций}).$$

* См. формулу (8.6)

Отбрасывая члены второго порядка малости и принимая $\sin d\varphi/2 \approx d\varphi/2$, получаем

$$dR = S d\varphi. \quad (6)$$

Из формул (а) и (б) следует

$$dS/S = f d\varphi. \quad (в)$$

Интегрируя, получаем:

$$\int_{S_2}^{S_1} \frac{dS}{S} = \int_0^\alpha f d\varphi; \quad \ln \frac{S_1}{S_2} = f\alpha; \quad \frac{S_1}{S_2} = e^{f\alpha};$$

или

$$S_1 = S_2 e^{f\alpha}, \quad (8.11)$$

где e — основание натурального логарифма.

Решая совместно уравнения (8.8) и (8.11) с учетом уравнения (8.9), находим:

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}, \\ S_2 &= F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}, \\ S_0 &= \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right). \end{aligned} \right\} \quad (8.12)$$

Формулы (8.12) устанавливают связь сил натяжения ветвей работающей передачи с величиной нагрузки F_t и факторами трения (f и α). Они позволяют также определить минимально необходимую величину предварительного натяжения ремня S_0 , при которой еще возможна передача заданной нагрузки F_t .

Если

$$S_0 < \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right),$$

в передаче начнется буксование ремня*.

Нетрудно установить [см. формулу (8.12)], что увеличение значений f и α благоприятно отражается на работе передачи. Так,

* Если в формулы (8.12) подставить не полный угол α , а лишь часть его, соответствующую углу упругого скольжения (см. ниже), то получим не предельные, а рабочие величины натяжений ремня.

например, если $f\alpha \rightarrow 0$, то S_1 , S_2 и $S_0 \rightarrow \infty$, т. е. передача нагрузки становится невозможной при сколь угодно большом натяжении ремня.

Эти выводы приняты за основу при создании конструкций клиноременной передачи и передачи с натяжным роликом.

В первой передаче использован принцип искусственного повышения трения за счет заклинивания ремня в пазах шкива. Во второй — увеличивается угол обхвата α за счет натяжного ролика.

В передачах без натяжного ролика величина угла обхвата зависит от межосевого расстояния a и передаточного отношения i . С уменьшением a и с увеличением i уменьшается α [см. формулу (8.5)] или нагрузочная способность передачи. Поэтому в практике расчета ременных передач введены ограничения для значений α , a , i (см. ниже).

При круговом движении ремня со скоростью v (рис. 8.7) на каждый его элемент массой dm , расположенной в пределах угла обхвата,

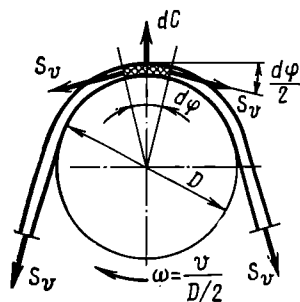
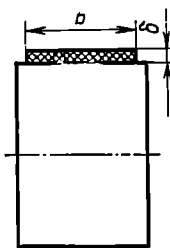


Рис. 8.7



действуют элементарные центробежные силы dC . Действие этих сил вызывает дополнительное натяжение S_v во всех сечениях ремня. Элементарная центробежная сила

$$\begin{aligned} dC &= dm \frac{v^2}{D/2} = \\ &= \frac{\gamma}{g} \left(d\phi \frac{D}{2} b \delta \right) \frac{v^2}{D/2} = \\ &= \frac{\gamma}{g} b \delta v^2 d\phi, \end{aligned}$$

где γ — удельный вес ремня; g — ускорение силы тяжести.

Из условий равновесия элемента ремня

$$dC \approx 2S_v \sin \frac{d\phi}{2} \approx S_v d\phi.$$

Подставляя, получаем

$$S_v = \frac{\gamma b \delta}{g} v^2. \quad (8.13)$$

Формула (8.13) позволяет отметить, что дополнительное натяжение ветвей ремня центробежными силами пропорционально квадрату окружной скорости v и массе ремня q . Натяжение S_v ослабляет полезное действие предварительного натяжения S_0 . Оно уменьшает величину сил трения и тем самым понижает нагрузочную способность передачи.

Как показывают расчеты (см. ниже), влияние центробежных сил на работоспособность передачи существенно сказывается только при больших скоростях $v > 25$ м/с.

Напряжения в ремне *

Наибольшие напряжения действуют в ведущей ветви ремня. Они складываются из σ_1 , σ_v и σ_n , значения которых следующие

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= S_1/A, \\ \sigma_v &= S_v/A = (\gamma/g) v^2, \end{aligned} \right\} \quad (8.14)$$

где $A = b\delta$ — площадь поперечного сечения ремня.

Учитывая формулу (8.10), напряжение σ_1 можно представить в виде

$$\sigma_1 = \frac{S_0}{A} + \frac{F_t}{2A} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2}, \quad (8.15)$$

где

$$\sigma_F = F_t/A \quad (8.16)$$

— так называемое полезное напряжение, σ_0 — напряжение от предварительного натяжения.

Согласно формуле (8.8) полезное напряжение можно представить как разность напряжений ведущей и ведомой ветвей: $\sigma_F = \sigma_1 - \sigma_2$.

В той части ремня, которая огибает шкив, возникают напряжения изгиба σ_n (рис. 8.8). По закону Гука

$$\sigma_n = \epsilon E,$$

где ϵ — относительное удлинение наружных волокон; E — модуль упругости.

Известно, что при чистом изгибе $\epsilon = y/r$. Здесь y — расстояние от нейтрального слоя; r — радиус кривизны нейтрального слоя.

Для ремня, огибающего шкив, $y = \delta/2$, $r \approx D/2$. При этом $\epsilon = \delta/D$, а

$$\sigma_n = (\delta/D) E. \quad (8.17)$$

Формула (8.17) позволяет отметить, что *основным фактором, определяющим величину напряжений изгиба, является отношение толщины ремня к диаметру шкива*. Чем меньше это отношение, тем меньше напряжение изгиба в ремне.

Суммарное максимальное напряжение в ведущей ветви в месте набегания ремня на малый шкив

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_n = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2} + \sigma_v + \sigma_n. \quad (8.18)$$

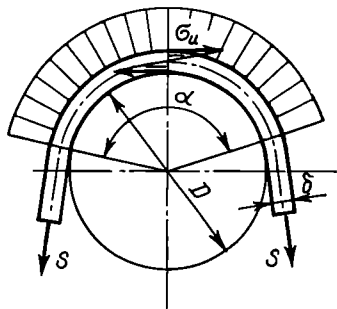


Рис. 8.8

* Приведенные ниже формулы определяют не истинные, а условные напряжения, так как получены при допущении, что материал ремня изотропен и подчиняется закону Гука.

Эпюра распределения напряжений по длине ремня изображена на рис. 8.9*.

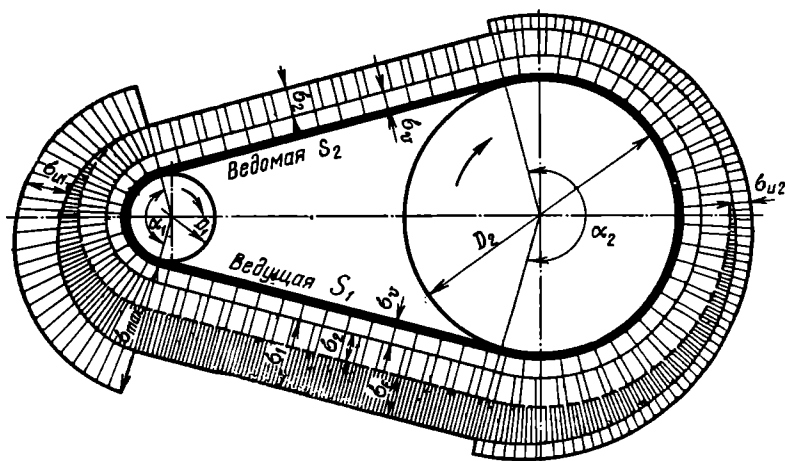


Рис. 8.9

Влияние отдельных составляющих суммарного напряжения на тяговую способность передачи и долговечность ремня.

Рекомендации по выбору основных параметров передачи

Тяговая способность передачи характеризуется величиной максимально допустимой окружной силы F_t или полезного напряжения σ_F .

Учитывая формулу (8.12), нетрудно убедиться, что допустимое по условию отсутствия буксования σ_F возрастает с увеличением напряжения от предварительного натяжения σ_0

$$\sigma_F = 2\sigma_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}. \quad (8.19)$$

Однако практика показывает значительное снижение долговечности ремня с увеличением σ_0 . Так, например, для клиновых ремней см. табл. 8.1 [22].

Таблица 8.1

σ_0 , кгс/см ² (МПа)	9 (0,9)	10 (1)	12 (1,2)	15 (1,5)	18 (1,8)
Относительная долговечность, %	420	250	100	33	13

* Скачок напряжений в местах начала изгиба (см. рис. 8.9) является теоретическим. Практически здесь наблюдается плавный переход.

Поэтому рекомендуют принимать:

для клиновых ремней $\sigma_0 \leq 15$ кгс/см² (1,5 МПа),
 » плоских » $\sigma_0 \leq 18$ кгс/см² (1,8 МПа).

Величина полезного напряжения σ_F (величина нагрузки) влияет на долговечность примерно так же, как и σ_0 .

При указанных значениях σ_0 допустимое значение σ_F не превышает 20—25 кгс/см² (2,0 ÷ 2,5 МПа) (см. табл. 8.1 и 8.2).

Оценивая величину напряжений от центробежных сил по формуле (8.14), приближенно примем $g \approx 10$ м/с²; $\gamma \approx 1000$ кгс/м³ ($\approx 10^4$ Н/м³) (для хлопчатобумажных, шерстяных и кожаных ремней $\gamma \approx 1000$ кгс/м³; для прорезиненных и клиновых $\gamma \approx 1100 \div 1200$ кгс/м³). При этом, сохраняя для v размерность м/с, получаем

$\sigma_v \approx v^2/100$ кгс/см² ($\approx v^2/1000$ МПа),
 или

при $v = 10$ м/с $\sigma_v = 1$ кгс/см² (0,1 МПа),
 » $v = 20$ м/с $\sigma_v = 4$ кгс/см² (0,4 МПа),
 » $v = 40$ м/с $\sigma_v = 16$ кгс/см² (1,6 МПа).

Таким образом, для наиболее распространенных на практике среднескоростных ($v < 25$ м/с) и тихоходных ($v < 10$ м/с) ременных передач влияние центробежных воздействий несущественно.

Оценивая значения напряжений от изгиба ремня по формуле (8.17), примем среднее значение модуля упругости $E = 2000$ кгс/см² (200 МПа) (величина E для различных материалов ремней колеблется в пределах от 1000 до 3500 кгс/см²).

Тогда

при $D/\delta = 200$ $\sigma_{\text{и}} = 10$ кгс/см² (1 МПа),
 » $D/\delta = 100$ $\sigma_{\text{и}} = 20$ кгс/см² (2 МПа),
 » $D/\delta = 50$ $\sigma_{\text{и}} = 40$ кгс/см² (4 МПа),
 » $D/\delta = 25$ $\sigma_{\text{и}} = 80$ кгс/см² (8 МПа).

Сопоставляя величины различных составляющих суммарного напряжения в ремне и учитывая, что по соображениям компактности в передачах стремятся принимать низкие значения D/δ , можно отметить напряжения изгиба как наибольшие. Часто эти напряжения в несколько раз превышают все другие составляющие суммарного напряжения в ремне.

В отличие от σ_0 и σ_F увеличение $\sigma_{\text{и}}$ не способствует повышению тяговой способности передачи. Более того, напряжения изгиба как периодически изменяющиеся являются *главной причиной усталостного разрушения ремней*.

Для иллюстрации влияния величины напряжений изгиба на долговечность в табл. 8.2 приведены результаты испытаний клинового ремня (тип В) при различных диаметрах шкива [22]:

Таблица 8.2

D , мм	160	180	200	225	250	280
Относительная долговечность, %	30	56	100	200	375	600

Поэтому на практике величину $\sigma_{\text{н}}$ ограничивают минимально допускаемыми значениями отношения D/δ [см. формулу (8.25)].

Долговечность ремня зависит не только от величины напряжений, но также от характера и частоты цикла изменения этих напряжений (рис. 8.10).

Частота цикла напряжений равна частоте пробегов ремня

$$U = v/l, \quad (8.20)$$

где v — окружная скорость; l — длина ремня.

Чем больше U , тем меньше долговечность ремня. Поэтому введены ограничения на частоту пробегов ремня:

$$\left. \begin{array}{l} \text{для плоских ремней } U \leq 3 \div 5, \\ \text{» клиновых » } U \leq 10 \div 20. \end{array} \right\} \quad (8.21)$$

Ограничение U косвенно ограничивает минимальную длину ремня [см. формулу (8.20)] или межосевое расстояние [см. формулу (8.7)].

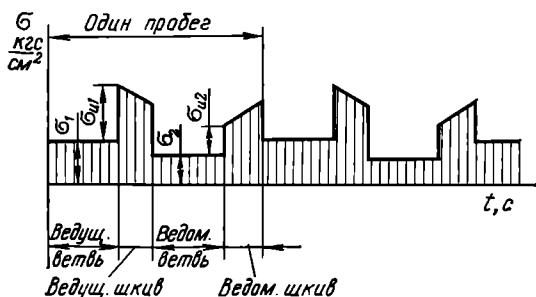


Рис. 8.10

Рекомендации по величине межосевых расстояний приведены в формуле (8.25).

Снижение долговечности при увеличении частоты пробегов связано не только с усталостью, но и с термостойкостью ремня. В результате гистерезисных потерь при деформации ремень нагревается тем больше, чем больше частота пробегов.

Перегрев ремня приводит к снижению его прочности.

Практика эксплуатации позволила установить, что при соблюдении указанных рекомендаций по выбору основных параметров передачи средняя долговечность ремней исчисляется $2000 \div 3000$ ч.

Скольжение в передаче

Исследования Н. Е. Жуковского показали, что в ременных передачах следует различать два вида скольжения ремня по шкиву: упругое скольжение и буксование. Упругое скольжение наблюдается при любой нагрузке передачи, а буксование только при перегрузке.

Природа упругого скольжения может быть установлена на основе описанного ниже опыта.

На рис. 8.11 изображен ремень, расположенный на заторможенном шкиве (момент торможения T). В начале опыта к концам ремня подвешиваются равные грузы G . Под действием этих грузов между шкивом и ремнем возникает некоторое давление и соответствующие ему силы трения.

В этом состоянии левая ветвь ремня нагружается добавочным грузом G_1 . Если величина груза G_1 будет больше сил трения между ремнем и шкивом, равновесие нарушится и ремень соскользнет со шкива. В противном случае состояние равновесия будет сохраняться. Однако при любой малой величине груза G_1 левая ветвь ремня получит некоторое дополнительное удлинение. Величина относительного удлинения, постоянная для свободной ветви ремня, будет постепенно уменьшаться на дуге обхвата и станет равной нулю в некоторой точке C . Положение точки C определится по условию равенства веса груза G_1 и суммарной силы трения, приложенной к ремню на дуге AC . Дополнительное упругое удлинение ремня будет сопровождаться его скольжением по шкиву. Это скольжение принято называть упругим скольжением, а дугу AC — дугой упругого скольжения. На дуге BC ремень останется в покое. Эту дугу называют дугой покоя.

Сумма дуг упругого скольжения и покоя равна дуге обхвата, определяемой углом α . Чем больше G_1 , тем больше дуга упругого скольжения и меньше дуга покоя. При увеличении G_1 до значения, равного запасу сил трения, дуга покоя станет равной нулю, а дуга упругого скольжения распространится на весь угол обхвата — равновесие нарушится (буксование).

По аналогии с этим в работающей ременной передаче роль грузов G выполняет сила натяжения ведомой ветви S_2 , а роль дополнительного груза G_1 — окружная сила F_t .

Разность натяжения ведомой и ведущей ветвей, создаваемая нагрузкой, вызывает упругое скольжение в ременной передаче. При этом дуги упругого скольжения располагаются со стороны сбегающей ветви (рис. 8.12) (здесь нагрузка ведомого шкива аналогична показанной на рис. 8.11).

Отметим некоторый участок ремня длиной λ в ненагруженной передаче и затем дадим нагрузку (рис. 8.12). При прохождении ведущей ветви отмеченный участок удлинится до $(\lambda + \Delta)$, а на ведомой сократится до $(\lambda - \Delta)$.

Определяя окружные скорости шкивов по совместному перемещению с ремнем на участках дуг покоя, получаем:

$$\text{для ведущего шкива } v_1 = (\lambda + \Delta)/\Delta t;$$

$$\text{для ведомого шкива } v_2 = (\lambda - \Delta)/\Delta t;$$

или

$$v_2 < v_1,$$

где Δt — время набегания отмеченного участка ремня на шкивы.

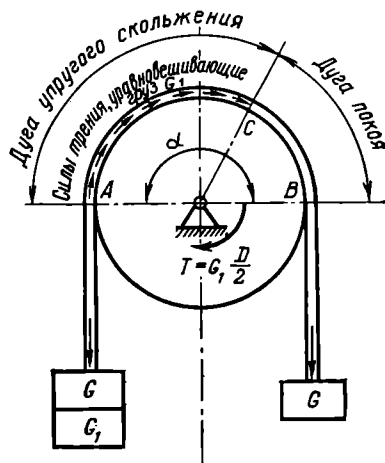


Рис. 8.11

Разность скоростей v_1 и v_2 учитывается в формулах (8.2) и (8.3) коэффициентом скольжения ϵ .

По мере увеличения нагрузки (увеличивается Δ) разность окружных скоростей возрастает, а передаточное отношение изменяется. Упругое скольжение является причиной некоторого непостоянства передаточного отношения в ременных передачах.

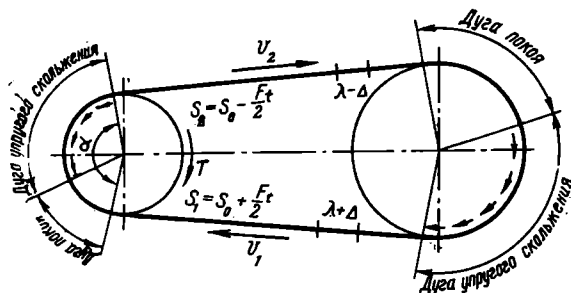


Рис. 8.12

При перегрузке передачи дуга покоя уменьшается до нуля, ремень начинает скользить по всей поверхности соприкосновения со шкивом. Такое скольжение получило название **буксования**. При буксовании ведомый шкив останавливается, а к. п. д. передачи становится равным нулю.

Потери в передаче и к. п. д.

Потери мощности в ременной передаче складываются из: потерь в опорах валов; потерь от скольжения ремня по шкивам; потерь на внутреннее трение в ремне, связанное с периодическим изменением деформаций, и в основном с деформациями изгиба (см. рис. 8.10); потерь от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов.

Все эти потери трудно оценить расчетом, а поэтому к. п. д. передачи определяют экспериментально или оценивают приближенно на основе практики. При нагрузках, близких к расчетным, среднее значение к. п. д. обычно принимают для плоскоремennых передач $\eta \approx 0,97$, а для клиноремennых $\eta \approx 0,96$.

Кривые скольжения и к. п. д.

В настоящее время работоспособность ременной передачи принято характеризовать кривыми скольжения и к. п. д. (рис. 8.13). Такие кривые являются результатом испытаний ремней различных типов и материалов (плоских, клиновых, кожаных, прорезиненных и др.).

На графике по оси ординат отсчитывают относительное скольжение ϵ и к. п. д. η в процентах, а по оси абсцисс — нагрузку передачи, которую выражают через коэффициент тяги

$$\varphi = F_t / 2S_0 = \sigma_F / 2\sigma_0.$$

Коэффициент тяги ϕ позволяет судить о том, какая часть предварительного натяжения ремня S_0 используется полезно для передачи нагрузки F_t , т. е. характеризует степень загруженности передачи. Целесообразность выражения нагрузки передачи через безразмерный коэффициент ϕ объясняется тем, что скольжение и к. п. д. связаны именно со степенью загруженности передачи, а не с абсолютной величиной нагрузки.

На начальном участке кривой скольжения от 0 до ϕ_0 наблюдается только упругое скольжение. Так как упругие деформации ремня приближенно подчиняются закону Гука, этот участок близок к прямолинейному. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к частичному, а затем и к полному буксованию.

В зоне от ϕ_0 до $\phi_{\max}$ наблюдается как упругое скольжение, так и буксование. Они разделяются продолжением прямой в штриховой линии.

Рабочую нагрузку рекомендуют выбирать вблизи критического значения ϕ_0 и слева от нее. Этому значению соответствует также и максимальное значение к. п. д.

Работу в зоне частичного буксования допускают только при кратковременных перегрузках, например при пуске. В этой зоне к. п. д. резко снижается за счет увеличения потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается.

Величина зоны частичного буксования характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки.

Отношение $\phi_{\max}/\phi_0$ для ремней:

плоских кожаных и шерстяных	$\approx 1,35 \div 1,5$
прорезиненных	$\approx 1,15 \div 1,3$
хлопчатобумажных	$\approx 1,25 \div 1,4$
клиновых	$\approx 1,5 \div 1,6$

В зоне упругого скольжения к. п. д. падает с уменьшением нагрузки. В передачах с постоянным предварительным натяжением ремня это снижение связано в основном с увеличением относительных потерь в опорах валов (при холостом ходе $\eta = 0$).

Максимальное значение к. п. д. зависит в основном от потерь на внутреннее трение в ремне и потому уменьшается с уменьшением диаметра шкива. При отношениях D_1/δ , меньше рекомендуемых, к. п. д. снижается примерно до 0,85 вместо 0,96—0,97 при нормальных условиях.

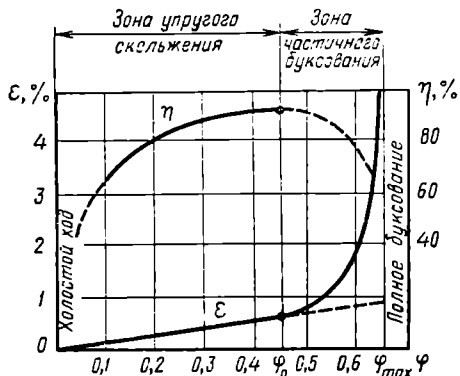


Рис. 8.13

Допускаемые полезные напряжения в ремне σ_F

Анализ многочисленных кривых скольжения позволил установить зависимость для определения величины допускаемых полезных напряжений в ремне

$$[\sigma_F]_0 = c - w \frac{\delta}{D_1}, \quad (8.22)$$

где c и w — постоянные коэффициенты, зависящие от типа и материала ремня, а коэффициент c также и от σ_0 .

Значения этих коэффициентов устанавливаются при испытаниях ремней в стандартных условиях: $\alpha = 180^\circ$, $v = 10$ м/с, нагрузка равномерная, передача горизонтальная. Так, например, при $\sigma_0 = 18$ кгс/см² (1,8 МПа) получено:

для кожаных ремней $[\sigma_F]_0 = 29 - 300 \frac{\delta}{D_1}$ кгс/см² = $2,9 - 30 \frac{\sigma}{D_1}$ МПа;

для прорезиненных ремней $[\sigma_F]_0 = 26 - 100 \frac{\delta}{D_1}$ кгс/см² =
= $2,6 - 10 \frac{\delta}{D_1}$ МПа.

Значения $[\sigma_F]_0$, подсчитанные по таким формулам, приводятся в табл. 8.3 и 8.4.

Таблица 8.3

Допускаемые полезные напряжения в ремнях $[\sigma_F]_0$, кгс/см²

Плоские ремни при $\sigma_0 = 18$ кгс/см² (1,8 МПа)

Тип ремней	D_1/δ									
	20	25	30	35	40	45	50	60	75	100
Прорезиненные	—	(21)	21,7	22,1	22,5	22,8	23	23,3	23,7	24
Кожаные	(14)	17	19	20,4	21,5	22,3	23	24	25	26
Хлопчатобумажные	(13,5)	15	16	16,7	17,2	17,7	18	18,5	19	19,5
Шерстяные	(10,5)	12	13	13,7	14,7	14,7	16	15,5	16	16,5

Примечания: 1. В СИ (МПа) данные таблицы уменьшить в ≈ 10 раз. 2. При $\sigma_0 = 20$ кгс/см² табличные значения $[\sigma_F]_0$ следует повышать, а при $\sigma_0 = 16$ кгс/см² — понижать на 10%. 3. При шкивах из пластмасс и дерева $[\sigma_F]_0$ повышают примерно на 20%. 4. При работе в сырых и пыльных помещениях $[\sigma_F]_0$ снижают на $10 \div 30\%$.

Зависимость $[\sigma_F]_0$ от δ/D_1 объясняется тем, что коэффициент трения между ремнем и шкивом связан с величиной нормального давления между ними или при прочих равных условиях с величиной D и δ .

Переход от значений $[\sigma_F]_0$ для типовой передачи к допускаемым полезным напряжениям $[\sigma_F]$ для проектируемой передачи производится с помощью корректирующих коэффициентов:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 K_a K_v K_u K_o, \quad (8.23)$$

Таблица 8.4

Допускаемые полезные напряжения в ремнях $[\sigma_F]_0$, кгс/см²Клиновые ремни при $\sigma_0 = 12$ кгс/см² (1,2 МПа)

Тип ремня	О			А			Б			В		
D_1 , мм	70	80	≥ 90	100	112	≥ 125	140	160	≥ 180	200	225	≥ 280
$[\sigma_F]_0$, кгс/см ²	14,5	15,7	16,5	15,1	16,1	17,0	15,1	16,7	17,4	15,1	16,9	18,4

Тип ремня	Г				Д			Е		
D_1 , мм	320	360	400	≥ 450	500	560	≥ 630	800	900	≥ 1000
$[\sigma_F]_0$, кгс/см ²	15,1	17,2	19,1	19,2	15,1	17,2	19,2	15,1	17,3	19,2

Примечания: 1. В СИ (МПа) данные таблицы уменьшить в ≈ 10 раз.
 2. При $\sigma_0 = 15$ кгс/см² табличные значения $[\sigma_F]_0$ повышают на 12%, а при $\sigma_0 = 9$ кгс/см² — понижают на 20%.

Таблица 8.5

Коэффициент угла обхвата K_α для плоских ремней

α°	150	160	170	180	200	220
K_α	0,91	0,94	0,97	1,0	1,1	1,2

Таблица 8.6

Коэффициент угла обхвата K_α для клиновых ремней

α°	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
K_α	1,0	0,98	0,96	0,93	0,90	0,87	0,83	0,79	0,74	0,68	0,62	0,56

где K_α — коэффициент угла обхвата, учитывающий снижение тягсовой способности передачи с уменьшением угла обхвата (табл. 8.5 и 8.6); K_σ — скоростной коэффициент, вводимый только для передач без автоматического регулирования натяжения (см. ниже) и учитывающий уменьшение прижатия ремня к шкиву под действием центробежных сил (табл. 8.7); K_n — коэффициент режима нагрузки, учитывающий влияние периодических колебаний нагрузки на долговечность ремня (табл. 8.8); K_0 — коэф-

фициент, учитывающий способ натяжения ремня и наклон линии центров передачи к горизонту (у вертикальных передач собственный вес ремня уменьшает его прижатие к нижнему шкиву) — табл. 8.9.

Таблица 8.7

Скоростной коэффициент K_v

v , м/с		5	10	15	20	25	30
K_v	Плоские ремни	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68
	Клиновые »	1,04	1,00	0,94	0,85	0,74	0,60

Для самонатяжных передач коэффициент K_v принимают равным 1 при всех скоростях.

Таблица 8.8

Коэффициент режима нагрузки K_H

Характер нагрузки	Равномерная	С умеренными колебаниями	Со значительными колебаниями	Ударная и резко переменная
K_H	1	0,9—0,8	0,8—0,7	0,7—0,6

Таблица 8.9

Коэффициент способа натяжения и расположения передач K_o

Угол наклона линии центров передачи к горизонту, град		0—60	60—90	90—90
K_o	Передача с автоматическим натяжением	1	1	1
	Передачи с периодическим подтягиванием, передвижением вала или перешивкой ремня	1	0,9	0,8

Способы натяжения ремней

Выше было показано, что значение натяжения ремня S_0 оказывает значительное влияние на долговечность, тяговую способность и к. п. д. передачи. Наиболее экономичными и долговечными являются передачи с малым запасом трения (с малым запасом S_0).

На практике большинство передач работает с переменным режимом нагрузки, а расчет передачи выполняют по максимальной из возможных нагрузок. При этом в передачах с постоянным предварительным натяжением S_0 в периоды недогрузок излишнее натяжение снижает долговечность и к. п. д. С этих позиций целесообразна конструкция передачи, у которой натяжение ремня автоматически

изменяется с изменением нагрузки, т. е. отношение F_t/S_0 остается постоянным.

Пример такой передачи показан на рис. 8.14. Здесь ременная передача сочетается с зубчатой. Шкив 1 установлен на качающемся рычаге 2, который является одновременно осью ведомого колеса 3 зубчатой передачи. Натяжение ремня $2S_0$ равно окружной силе в зацеплении зубчатой передачи, т. е. пропорционально моменту нагрузки. Преимуществом передачи является также то, что центробежные силы не влияют на тяговую способность (передача может работать при больших скоростях). Недостатки такой передачи: сравнительная сложность конструкции и потеря свойств самосохранения от перегрузки. Схема передачи является сравнительно новой и еще не получила широкого распространения.

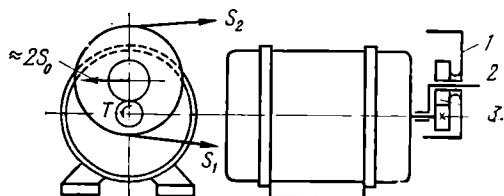


Рис. 8.14

На рис. 8.15 показан пример схемы передачи, в которой натяжение ремня автоматически поддерживается постоянным. Здесь натяжение осуществляется за счет массы электродвигателя G , установленного на качающейся плите. Постоянное натяжение получают также с помощью пружин в передачах с натяжным роликом (см. рис. 8.18,е).

Третьим способом натяжения является способ периодического подтягивания ремня (по мере его вытяжки) с помощью винта или другого

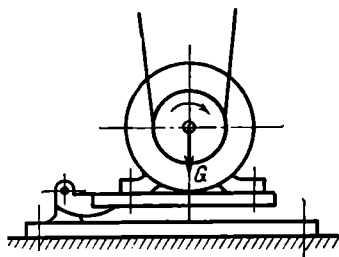


Рис. 8.15

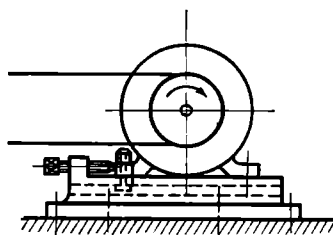


Рис. 8.16

подобного устройства (рис. 8.16), где двигатель может передвигаться по салазкам плиты. Периодическое регулирование натяжения требует систематического наблюдения за передачей и, в случае недосмотра, приводит к буксованию и быстрому износу ремня.

При четвертом способе осуществляется установка ремня на шкивы с натягом. При этом оси шкивов закрепляются неподвижно, а ремень периодически перешивается по мере вытяжки. Этот способ простой, но имеет целый ряд недостатков. Он широко применялся раньше в передачах с большими межосевыми расстояниями и тяжелыми ремнями, в которых собственная масса ремня обеспечивала его натяжение.

Силы натяжения ветвей ремня (за исключением S_0) передаются на валы и опоры (рис. 8.17). Равнодействующая нагрузка

$$R = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1S_2 \cos \beta} \approx 2S_0 \cos \beta / 2. \quad (8.24)$$

Обычно R в два, три раза больше окружной силы F_t (см. пример расчета) и это, как указывалось выше, относится к недостаткам ременной передачи (в зубчатой передаче $R \approx F_t$).

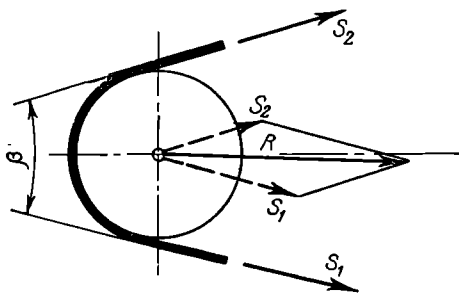


Рис. 8.17

§ 3. ПЛОСКОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

До появления клиноременной передачи плоскоременная имела преимущественное распространение. Она проста, может работать при высоких скоростях и вследствие большой гибкости ремня обладает сравнительно высокими долговечностью и к. п. д.

Разновидности плоскоременных передач

На практике применяют большое число различных схем передач плоским ремнем. Из этих схем здесь рассматриваются только наиболее типичные: открытая передача (рис. 8.18,а) применяется при параллельном расположении валов и одинаковом направлении вращения шкивов; перекрестная передача (рис. 8.18,б), в которой ветви ремня перекрещиваются, а шкивы вращаются в обратных направлениях; полуперекрестная передача (рис. 8.18,в), в которой оси валов перекрещиваются под некоторым углом; угловая передача (рис. 8.18,г), в которой оси валов пересекаются под некоторым углом.

Из этих схем передач на практике чаще всего применяется простая открытая передача. В сравнении с другими она обладает повышенной работоспособностью и долговечностью. В перекрестных и угловых передачах ремень быстро изнашивается вследствие дополнительных перегибов, закручивания и взаимного трения ведущей и ведомой ветвей. Нагрузку этих передач принимают не более 70—80% от нагрузки открытой передачи.

Регулируемая передача со ступенчатыми шкивами (рис. 8.18,д) применяется в тех случаях, когда требуется регулировка передаточного отношения.

Передача с натяжным роликом (рис. 8.18,е) применяется при малых межосевых расстояниях и больших передаточных отношениях и автоматически обеспечивает постоянное натяжение ремня. В этой передаче угол обхвата α , а следовательно, и тяговая

способность ремня становятся независимыми от межосевого расстояния и передаточного отношения. При любых практически выполнимых значениях a и i можно получить $\alpha > 180^\circ$.

Натяжной ролик рекомендуют устанавливать на ведомой ветви ремня. При этом уменьшается необходимая сила нажатия ролика на

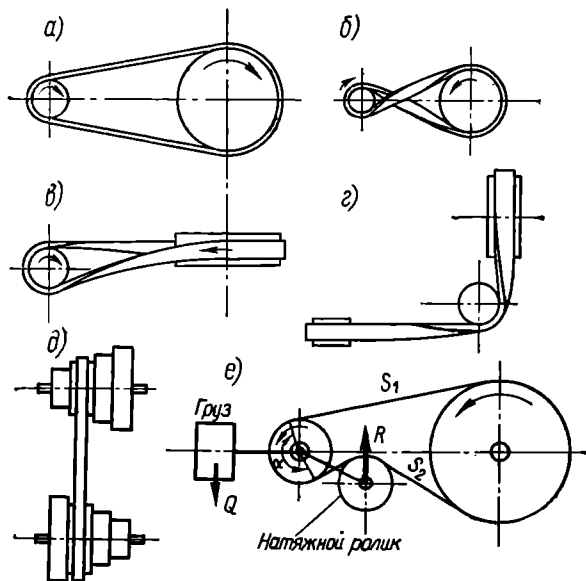


Рис. 8.18

ремень, а дополнительный перегиб ремня на ролике меньше влияет на долговечность ремня, так как ведомая ветвь слабее нагружена.

Основным недостатком такой передачи является понижение долговечности ремня вследствие дополнительного перегиба обратного знака. Применение передачи с натяжным роликом сократилось после изобретения клиноременной передачи, которая также позволила уменьшить a и увеличить i .

Основные типы плоских ремней

В машиностроении применяются следующие основные типы стандартных ремней [1].

Кожа ные ремни обладают хорошей тяговой способностью и высокой долговечностью, хорошо переносят колебания нагрузки. Высокая стоимость и дефицитность кожаных ремней значительно ограничивают их применение.

Прорезиненные ремни состоят из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани, связанных между собой вулканизированной резиной. Ткань, имеющая больший модуль упругости, чем резина, передает основную часть нагрузки. Резина обеспечивает работу ремня как единого целого, защищает ткань от повреждений и повышает

коэффициент трения. Будучи прочными, эластичными, малочувствительными к влаге и колебаниям температуры, эти ремни успешно заменяют кожаные. Прорезиненные ремни следует оберегать от попадания масла, бензина и щелочей, которые разрушают резину. Эти ремни в настоящее время широко распространены.

Хлопчатобумажные ремни изготавливают как цельную ткань с несколькими слоями основы и утка, пропитанными специальным составом (битум, озокерит). Такие ремни, легкие и гибкие, могут работать на шкивах сравнительно малых диаметров с большими скоростями. Тяговая способность и долговечность у этих ремней меньше, чем у прорезиненных.

Шерстяные ремни — ткань с многослойной шерстяной основой и хлопчатобумажным утком, пропитанная специальным составом (сурик на олифе). Обладая значительной упругостью, они могут работать при резких колебаниях нагрузки и при малых диаметрах шкивов.

Шерстяные ремни менее чувствительны, чем другие, к температуре, влажности, кислотам и т. п., однако их тяговые свойства ниже, чем у других типов ремней.

Пленочные ремни — новый тип ремней из пластмасс на основе полиамидных смол, армированных кордом из капрона, лавсана или энанта. Эти ремни обладают высокой статической и усталостной прочностью. При малой толщине (от 0,4 до 1,2 мм) они передают значительные нагрузки (до 15 кВт), могут работать при малых диаметрах шкивов и с высокой быстроходностью (до 50 000 об/мин).

Соединение концов ремней оказывает большое влияние на работу передачи, особенно при значительных скоростях.

Недоброкачественное соединение концов ремня приводит его к преждевременному разрушению и снижает тяговую способность передачи. Существует много различных способов соединения концов ремней. Все эти способы можно разделить на три основные группы: сшивка, склеивание, металлическое скрепление. Выбирая тот или иной способ соединения концов ремня, следует учитывать рекомендации специальной литературы [1].

В последнее время промышленность начинает выпускать плоские ремни (например, пленочные) в виде замкнутой ленты определенной длины. Это значительно повышает долговечность ремней и допустимые скорости.

Методика расчета плоскоременной передачи

Расчет плоскоременной передачи базируется на рассмотренной выше общей теории ременных передач и экспериментальных данных. В этом расчете формулу Эйлера, определяющую тяговую способность передачи, и формулу (8.18) для суммарного напряжения в ремне, определяющую его прочность и долговечность, непосредственно не используют. Их учитывают в тех рекомендациях по выбору геометрических параметров (a , D , α и пр.) и допускаемых напряжений $[\sigma_F]_0$, $[\sigma_F]$, которые используют при расчете.

Для проектного расчета задают: мощность N_1 , кВт, частоту вращения n_1 , об/мин, передаточное отношение i^* . Определяют: D_1 и D_2 , a , тип и размеры ремня (b , δ , l).

Для плоскоремненных передач рекомендуют (см. § 2) **

$$\left. \begin{aligned} \alpha \geq 150^\circ; i \leq 5 & \text{ — открытая передача; } i \leq 10 \text{ — передача с натяж-} \\ \text{ным роликом; } a \geq 2(D_1 + D_2) & \text{ — открытая; } a \geq (D_1 + D_2) \text{ — с} \\ \text{натяжным роликом; } U \leq 3(5) \text{ л/с — открытая; } U \leq 8(10) \text{ л/с — с} \\ \text{натяжным роликом; } D_1/\delta \geq 25 & \text{ — ремни кожаные, шерстяные, хлоп-} \\ \text{чатобумажные; } D_1/\delta \geq 30 & \text{ — ремни прорезиненные.} \end{aligned} \right\} \quad (8.25)$$

При предварительном расчете, когда D_1 и δ еще неизвестны, размер малого шкива можно приближенно оценить по формуле М. А. Саверина

$$D_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{N_1/n_1}, \quad (8.26)$$

где N_1 — кВт, n_1 — об/мин, D_1 — мм.

После оценки D_1 , ориентируясь на рекомендации (8.25) и стандарты на размеры ремня, выбирают толщину ремня δ . Затем из расчета тяговой способности определяют ширину ремня b . Методика и порядок расчета изложены ниже на конкретном примере.

Пример. Рассчитать открытую плоскоремленную передачу, установленную в системе привода от двигателя внутреннего сгорания к ленточному транспортеру: $N_1 = 25$ кВт, $n_1 = 1240$ об/мин, $n_2 = 315$ об/мин.

Натяжение ремня периодическое, передача горизонтальная. Желательны малые габариты передачи.

Решение. 1. Определяем диаметр малого шкива, используя формулу (8.26)

$$D_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{25}{1240}} \approx 300 \div 350 \text{ мм.}$$

По ОСТ 1655 (см. [1] — [12]) может быть принято $D_1 = 320$ или 360 мм.

Учитывая требования компактности, принимаем $D_1 = 320$ мм.

При этом окружная скорость передачи

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 320 \cdot 1240}{60 \cdot 1000} = 20,8 \text{ м/с.}$$

Эта скорость находится в пределах, рекомендуемых для среднескоростных передач ($v \leq 25$ м/с).

2. Определяем диаметр большого шкива D_2 по формуле (8.4)

$$D_2 = 320 \frac{1240}{315} = 1260 \text{ мм.}$$

По ОСТу можно принять $D_2 = 1250$ мм или 1400 мм. Принимаем $D_2 = 1250$ мм, при этом частота вращения ведомого вала

$$n'_2 = 1240 \frac{320}{1250} = 316 \text{ об/мин,}$$

что на 0,5% больше заданного. Такое отклонение практически допустимо тем более, что скольжение ремня несколько снизит n'_2 .

* В некоторых случаях дополнительно задают a , D_1 и тип ремня.

** Рекомендации для быстроходных передач и специальных ремней (например, плеченных) и в том числе по выбору D , $[\sigma_p]$ — см. [1].

3. Определяем межосевое расстояние a и длину ремня l . Согласно рекомендации (8.25) и формуле (8.20), учитывая долговечность ремня, найдем

$$l_{\min} = v/3 = 20,8/3 \approx 7 \text{ м.}$$

По формуле (8.7) найдем

$$a_{\min} = \frac{1}{8} [2 \cdot 7 - \pi (1,25 + 0,32)] + \\ + \sqrt{[2 \cdot 7 - \pi (1,25 + 0,32)]^2 - 8 (1,25 - 0,32)^2} = 2,22 \text{ м.}$$

Проверяем найденное значение a по рекомендации (8.25)

$$a \geq 2 (D_2 + D_1) = 2 (320 + 1250) = 3140 \text{ мм.}$$

Принимаем окончательно $a = 3000$ мм. При этом долговечность ремня повысится, а его длина определится по формуле (8.6)

$$l = 2 \cdot 3 + \frac{\pi}{2} (1,25 + 0,32) + \frac{(1,25 - 0,32)^2}{4 \cdot 3} = 8,537 \text{ м.}$$

4. Определяем угол обхвата α по формуле (8.5)

$$\alpha = 180^\circ - \frac{1,25 - 0,32}{3} 57 \approx 162^\circ,$$

что удовлетворяет рекомендации (8.25).

Соблюдение этого условия подтверждает принятую величину a .

5. Определяем окружную силу передачи

$$F_t = 102N/v = 102 \cdot 25/20,8 = 122,5 \text{ кгс.}$$

6. Выбираем тип ремня и предварительно назначаем его толщину.

Учитывая повышенные требования к габаритам передачи и желая получить сравнительно недорогую передачу, выбираем резиновый ремень. Толщину ремня δ определяем в зависимости от диаметра меньшего шкива. По рекомендации (8.25)

$$\delta \leq D_1/30 = 320/30 \approx 10,6 \text{ мм.}$$

По таблице ГОСТ 101—54 (см. [1], [12]) принимаем ремень типа А, пятислойный с $\delta = 7,5$ мм.

7. Определяем допускаемое полезное напряжение. По табл. 8.3 при $D_1/\delta = 320/7,5 = 42,5$ находим $[\sigma_F]_0 \approx 22,7$ кгс/см².

По табл. 8.5, 8.7, 8.8 и 8.9 находим значения коэффициентов в формуле (8.23): $K_\alpha \approx 0,95$; $K_v \approx 0,88$; $K_H \approx 0,8$ (нагрузка с умеренными периодическими колебаниями, связанными с работой двигателя внутреннего сгорания); $K_0 \approx 1$. По формуле (8.23) $[\sigma_F] = 22,7 \cdot 0,95 \cdot 0,88 \cdot 0,8 \cdot 1 \approx 15$ кгс/см².

8. Определяем ширину ремня b по формуле (8.16)

$$b = F_t / [\sigma_F] \delta = 122,5/15 \cdot 0,75 \approx 11 \text{ см.}$$

В соответствии с ГОСТом принимаем $b = 125$ мм.

9. Определяем ширину шкивов B .

Рекомендуется принимать $B = 1,1 b + (5 + 15)$ мм.

Для нашего случая примем $B = 1,1 \cdot 125 + 12,5 = 150$ мм.

Полученная ширина шкива удовлетворяет ОСТ 1655.

10. Определяем силу предварительного натяжения ремня S_0 и силу R , действующую на валы. Для принятого $\sigma_0 = 18$ кгс/см²:

$$S_0 = \sigma_0 b \delta = 18 \cdot 12,5 \cdot 0,75 = 170 \text{ кгс.}$$

По формуле (8.24) при

$$\beta/2 = (180 - \alpha)/2 = (180 - 162)/2 = 9^\circ; \\ R = 2 \cdot 170 \cdot 0,985 = 335 \text{ кгс.}$$

Клиноременная передача применяется при сравнительно малых межосевых расстояниях и больших передаточных отношениях. В этом случае простая плоскоременная передача работает неудовлетворительно.

Принципиальные основы конструкции

В этой передаче (см. рис. 8.3 и 8.19) ремень имеет трапециевидную (клиновую) форму поперечного сечения и располагается в соответствующих канавках шкива. В передаче обычно работает несколько ремней, но может быть и один. Несколько тонких ремней применяют взамен одного толстого с целью уменьшения напряжений изгиба.

Форма канавки шкива выполняется так, чтобы между ее основанием и ремнем был гарантирован зазор Δ . При этом рабочими являются боковые поверхности ремня. В то же время ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра шкива D_n , так как в этом случае кромки канавок будут быстро разрушать ремень.

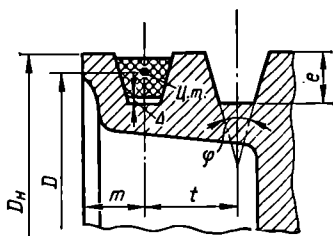


Рис. 8.19

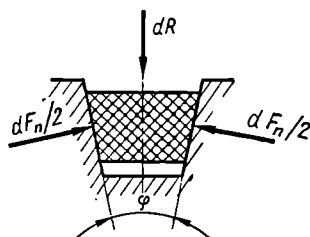


Рис. 8.20

Расчетным диаметром D шкива является диаметр, соответствующий окружности расположения центров тяжести поперечных сечений ремня. Все размеры, определяющие форму обода шкива (e , m , t , D_n , D), выбирают по соответствующим таблицам стандартов в зависимости от размеров поперечного сечения ремня, которые также стандартизованы [12].

Применение клинового ремня позволило увеличить тяговую способность передачи за счет повышения трения.

Положим, что вследствие натяжения ветвей ремня его элемент длиной dl прижимается к шкиву силой dR (рис. 8.20). При этом элементарная сила трения, действующая в направлении окружной силы,

$$dF = 2 \frac{dF_n}{2} f = dR \frac{f}{\sin \varphi/2}.$$

В аналогичных условиях для плоскоременной передачи $dF = dRf$.

Сравнивая эти формулы, можно отметить, что в клиноременной передаче трение увеличивается с уменьшением угла клина φ .

$$\frac{f}{\sin \varphi/2} = f' \quad (8.27)$$

называют приведенным коэффициентом трения.

Для стандартных ремней угол φ принят равным 40° . При этом

$$f' = f/\sin 20^\circ \approx 3f.$$

Таким образом, клиновая форма ремня увеличивает его сцепление со шкивом примерно в три раза.

Дальнейшему увеличению сцепления путем уменьшения угла φ препятствует появление самозаклинивания ремня в канавках шкива.

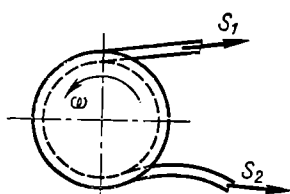


Рис. 8.21

При самозаклинивании ремень испытывает дополнительный перегиб на сбегающих ветвях (рис. 8.21) и быстрее разрушается от усталости.

Величину угла профиля канавки шкива определяют на основе нижеследующих соображений. При изгибе на шкиве профиль ремня искажается: ширина ремня в зоне растяжения уменьшается, а в зоне сжатия — увеличивается. При этом угол профиля ремня уменьшается. Если ремень, деформированный таким образом, расположить в канавке шкива с углом, равным углу профиля недеформированного ремня, то давление на его боковые грани распределится неравномерно (рис. 8.22). Долговечность ремня в этом случае уменьшится. В целях выравнивания давления углы канавок делают меньше угла профиля ремня: чем меньше диаметр шкива, тем меньше угол канавки. По стандарту на размеры шкивов клиноременных передач канавки изготавливают с углами от 34 до 40° .

Значительное увеличение трения позволяет сохранить нагрузочную способность клиноременной передачи при значительно меньших углах обхвата по сравнению с плоскоременной передачей.

В соответствии с формулами (8.12) при $S_0 = \text{const}$ тяговая способность этих передач (или величина силы F_t) будет оставаться постоянной при условии

$$\alpha_k f' = \alpha_n f,$$



Рис. 8.22

где α_k и f' — угол обхвата и коэффициент трения клиноременной передачи; α_n и f — то же, для плоскоременной передачи. Имея в виду, что $f' \approx 3f$, а по условию (8.25) $\alpha_n \geq 150^\circ$, получим

$$\alpha_k = \frac{1}{3} \alpha_n \quad \text{или} \quad \alpha_k \geq 50^\circ.$$

С целью лучшего использования возможностей клиноременной передачи на практике рекомендуется принимать $\alpha_k \geq 120^\circ$ и в редких случаях до 70° . Малая величина допускаемых углов обхвата α позволяет строить клиноременные передачи с малыми межосевыми

расстояниями a и большими передаточными отношениями i , а также передавать работу с одного ведущего шкива нескольким ведомым (рис. 8.23).

Конструкция клинового ремня должна обладать достаточной гибкостью для уменьшения напряжений изгиба и в то же время иметь значительную поперечную жесткость во избежание глубокого заклинивания в канавках шкивов.

В настоящее время применяют ремни с различной структурой поперечного сечения. Одно из типичных и наиболее распространенных

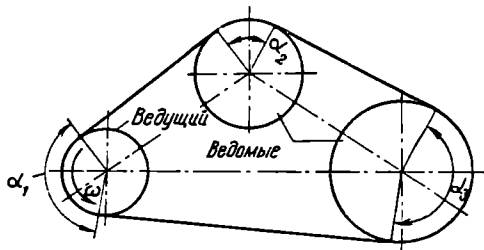


Рис. 8.23

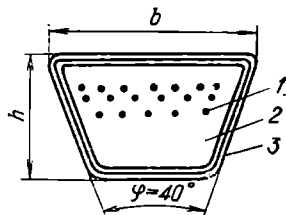


Рис. 8.24

сечений изображено на рис. 8.24. Слои шнурового корда 1 являются основным несущим элементом ремня *. Они расположены в нейтральной зоне (по изгибу) для повышения гибкости ремня. Тканевая обертка 3 увеличивает прочность ремня и предохраняет его от износа. Резина 2 как заполнитель объединяет ремень в единое целое и придает ему эластичность.

Клиновые ремни изготавливают в виде замкнутой бесконечной ленты.

Для передач общего назначения в СССР по ГОСТ 1284—68 (см. также [12]) изготавливают семь типов клиновых ремней O , A , B , V , G , D , E , отличающихся размерами поперечного сечения соответственно увеличиваются от типа O к E .

Методика расчета клиноременных передач

Ограниченное число типоразмеров стандартных клиновых ремней позволило определить допускаемую нагрузку для каждого типоразмера ремня, а расчет передачи свести к подбору типа и числа ремней по таблицам или графикам (см. приложение 2 к ГОСТ 1284—68).

Тип и число ремней выбирают и рассчитывают, используя формулу (8.28) и графики рис. 8.25—8.27.

$$N = N_0 K_\alpha K_z z, \quad (8.28)$$

где N — мощность передачи; N_0 — мощность, передаваемая одним ремнем в условиях типовой передачи ($\alpha = 180^\circ$, нагрузка равномер-

* В последнее время шнуры корда на основе искусственных волокон заменяют синтетическими (полиамидными) волокнами или стальными тросами, что позволяет значительно повысить прочность ремней.

ная) — по графикам на рис. 8.25—8.27; K_α — коэффициент угла обхвата — по табл. 8.6; K_n — коэффициент режима нагрузки — по табл. 8.8; z — число ремней.

Значения мощностей на графиках (рис. 8.25—8.27) даны применительно к ремням с кордом на основе искусственных волокон;

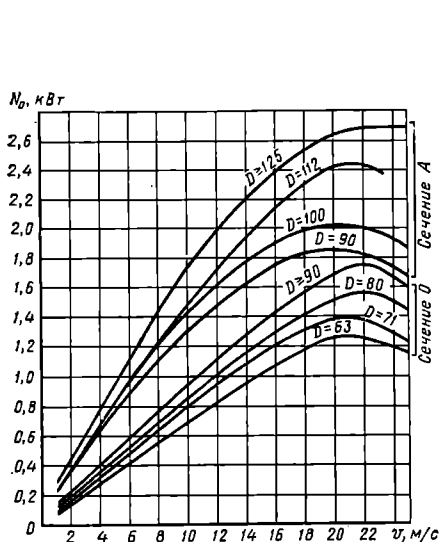


Рис. 8.25

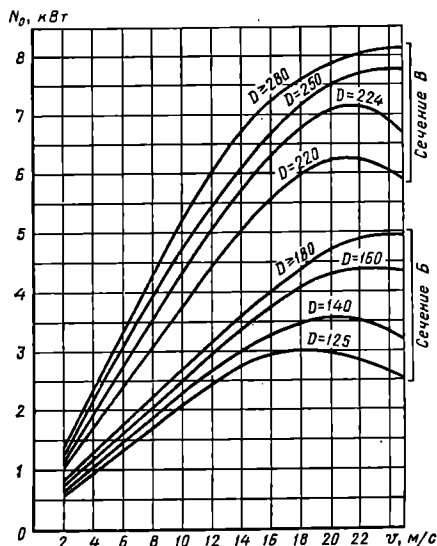


Рис. 8.26

рис. 8.25 — для сечений ремней *О* и *А*, рис. 8.26 — для сечений *Б* и *В*, рис. 8.27 — для сечений *Г*, *Д* и *Е*. В случае применения синтетических волокон значения мощностей можно увеличить примерно на 10%. Расчет выполняют по диаметру малого шкива D_1 . При выборе

Таблица 8.10
Рекомендуемые значения межосевого расстояния

<i>i</i>	1	2	3	4	5	6
<i>a</i>	1,5 D_2	1,2 D_2	D_2	0,95 D_2	0,9 D_2	0,85 D_2

Таблица 8.11
Рекомендуемое общее натяжение ремня $2S_0$

Сечение ремня	<i>О</i>	<i>А</i>	<i>Б</i>	<i>В</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>	<i>Е</i>
$2S_0$, кгс	11—17	20—30	35—50	60—85	130—180	190—270	320—450

Примечания: 1. В системе СИ (Н) данные увеличить в ≈ 10 раз. 2. Большие значения для больших шкивов.

диаметров шкивов из числа указанных на графиках следует учитывать, что при меньших диаметрах уменьшаются габариты передачи, но увеличивается число ремней. Расчетные диаметры обоих шкивов рекомендуют выбирать из числа стандартных (см., например, [12, 4, 1]).

В формуле (8.28) предполагается равномерное распределение нагрузки между всеми ремнями в передаче. Однако из-за отклонений в размерах ремней и канавок шкивов это условие не соблюдается. Чем больше число ремней, тем труднее получить их равномерную загрузку. Поэтому рекомендуют ограничивать число ремней по условию

$$z \leq 8. \quad (8.29)$$

В передачах с несколькими ремнями срок службы ремней в значительной степени зависит от точности упомянутых размеров. При неодинаковых размерах канавок шкивов и ремней ремни располагают на разных диаметрах, вследствие чего появляется дополнительное скольжение и дополнительная потеря мощности.

Выполняя расчет, необходимо учитывать следующие рекомендации:

$$\begin{aligned} \alpha &\geq 120^\circ (90^\circ); \\ i &\leq 7 (10); \\ U &\leq 10 (20) \text{ с}^{-1}; \\ 2(D_1 + D_2) &\geq a \geq \\ &\geq 0,55(D_1 + D_2) + h, \end{aligned} \quad (8.30)$$

где h — высота поперечного сечения ремня (см. рис. 8.24).

В указанных пределах рекомендуемое межосевое расстояние можно выбирать по табл. 8.10 в зависимости от i и D_2 .

Предварительное натяжение ремня — по рекомендации табл. 8.11.

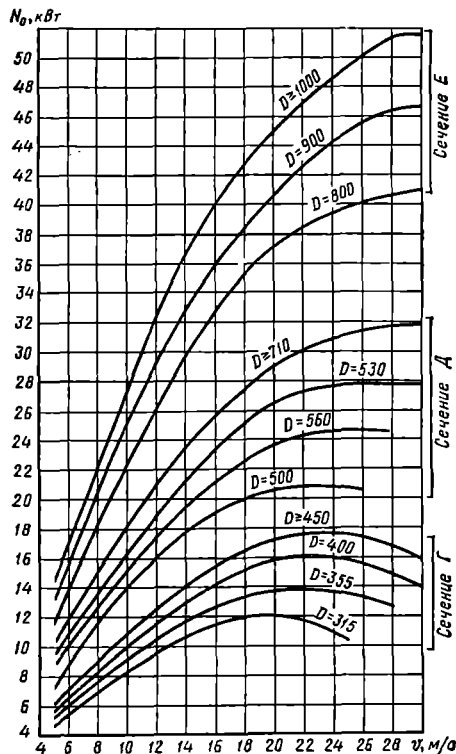


Рис. 8.27

Пример расчета

Рассчитать клиноременную передачу, используя данные примера для плоскоременной передачи (стр. 137), и сравнить размеры обеих передач.

Решение. По табл. 8.6 находим $K_H \approx 0,8$; по табл. 8.4, учитывая рекомендацию (8.30) относительно α , предварительно принимаем $K_\alpha = 0,85$. По формуле (8.28)

$$N_0 z = 25 / (0,85 \cdot 0,8) = 37 \text{ кВт.}$$

2. По графикам рис. 8.25—8.27 выбираем тип и количество ремней. При этом, учитывая требование компактности (см. условие задачи), ориентируемся на сравнительно малые значения D_1 , а по условию (8.29) ограничиваемся $z \leq 5$. В соответствии с этим, в первом приближении выбираем ремни типа В при $D_1 = 250$ мм или Г при $D_1 = 355$ мм. Просчитываем оба варианта. Оцениваем скорости

$$v_B = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 250 \cdot 1240}{60 \cdot 1000} = 16,2 \text{ м/с*};$$

аналогично $v_G = 23,4$ м/с.

По графику рис. 8.26 находим $N_{0B} = 7,5$ кВт и далее $z_B = 37/7,5 = 5$ — условие удовлетворяется. По графику рис. 8.27 находим $N_{0G} = 13,8$ кВт и далее $z_G = = 37/13,8 = 2,7$ или $z_G = 3$.

3. Диаметр больших шкивов (при $i = n_1/n_2 = 1240/315 = 3,94$): $D_{2B} = D_{1B}^i = = 250 \cdot 3,94 = 985$ мм; по ГОСТ принимаем $D_{2B} = 1000$ мм. $D_{2G} = 1240$ мм, принимаем $D_{2G} = 1250$ мм.

4. Межосевое расстояние по табл. 8.9:

$$a_B = 0,95 \cdot 1000 = 950 \text{ мм}; \quad a_G = 1190 \text{ мм}.$$

5. Углы обхвата по формуле (8.5):

$$\alpha_B = 180 - \frac{1000 - 250}{950} 57 = 135^\circ; \quad \alpha_G = 137^\circ$$

6. По табл. 8.4 уточняем коэффициенты:

$$K_{\alpha B} \approx K_{\alpha G} \approx 0,89.$$

7. Уточняем допускаемую мощность по формуле (8.28):

$$N_B = 7,5 \cdot 0,89 \cdot 0,8 \cdot 5 = 26,6 \text{ кВт};$$

$$N_G = 13,8 \cdot 0,89 \cdot 0,8 \cdot 3 = 29,5 \text{ кВт}.$$

Сравнивая эти мощности с заданной 25 кВт, отмечаем, что оба типа ремня приемлемы. Учитывая требование компактности передачи, окончательно принимаем пять ремней типа В.

8. Длина ремня по формуле (8.6)

$$l = 2 \cdot 950 + \frac{\pi}{2} (1000 + 250) + \frac{(1000 - 250)^2}{4 \cdot 950} \approx 4010 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 1284—68 (см. также [12]) принимаем $l = 4044$ мм.

9. По формуле (8.7) уточняем межосевое расстояние

$$a = \frac{1}{8} [2 \cdot 4044 - \pi (1000 + 250) + \sqrt{[2 \cdot 4044 - \pi (1000 + 250)]^2 - 8 (1000 - 250)^2}] = 970 \text{ мм}.$$

10. Проверяем условие (8.30) долговечности ремня — см. также формулу (8.20)

$$U = 16,2/4,044 \approx 4 \text{ с}^{-1},$$

что меньше допустимого $U \leq 10$.

11. Определяем силу предварительного натяжения ремней и силу, действующую на валы. По табл. 8.9 принимаем $2S_0 = 80$ кгс. По формуле (8.24)

$$R = 2S_0 \cos \beta/2 = 80 \cdot 0,95 = 76 \text{ кгс},$$

где $\beta/2 = (180 - \alpha)/2 = (180 - 135)/2 = 22^\circ 30'$

12. Сравнивая клиноременную передачу с плоскоременной, рассчитанной для тех же условий, отмечаем, что габариты клиноременной передачи значительно меньше ($D_1 = 250$ вместо 320 мм, $a = 970$ вместо 3000 мм); силы, действующие на валы, у клиноременной передачи меньше ($R = 76$ вместо 335 кгс).

* Здесь и далее индексы В и Г соответствуют типу ремня.

В этой передаче на внутренней стороне плоского ремня образованы выступы (зубья) трапециевидальной формы (рис. 8.28), а на шкиве — соответствующие впадины. Таким образом, передача работает по принципу зацепления, а не трения. К ременным передачам она относится условно только по названию и конструкции тягового органа. По принципу работы она относится к цепным передачам. Принцип зацепления устраняет скольжение и необходимость в большом предварительном натяжении, что повышает к. п. д. передачи. Здесь уменьшается влияние угла обхвата и межосевого расстояния на тяговую способность, что позволяет значительно снизить габариты передачи и увеличить передаточное отношение. Эластичная связь и упругость зубьев (вместо жестких шарнирных связей цепи) устраняет шум и динамические нагрузки.



Рис. 8.28

Использование принципа зубчатого ремня было предложено давно, но его практическое применение оказалось возможным только с появлением новых материалов — пластмасс. Ремень изготавливают из эластичных малостойких резины или пластмассы и армируют стальными проволоочными тросами или полиамидным кордом.

В настоящее время передача зубчатыми ремнями находится в стадии изучения и освоения. Первое применение они получают в станкостроении. Этой отраслью промышленности разработаны отраслевой стандарт на конструкцию ремней и шкивов, а также рекомендации по расчету передачи (подробнее см. [26]).

Г Л А В А 9

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Принцип действия и классификация

Работа фрикционной передачи основана на использовании сил трения, которые возникают в месте контакта двух тел вращения под действием сжимающих сил Q (рис. 9.1). При этом должно быть

$$F_t \leq F, \quad (9.1)$$

где F_t — окружная сила; F — сила трения между катками.

Для передачи с цилиндрическими катками (см. рис. 9.1)

$$F = Qf, \quad (9.2)$$

где f — коэффициент трения.

Нарушение условия (9.1) приводит к буксованию и усиленному износу катков.

Все фрикционные передачи можно разделить на две основные группы: передачи нерегулируемые, т. е. с постоянным передаточным отношением; передачи регулируемые, или вариаторы, позволяющие изменять передаточное отношение плавно и непрерывно (бесступенчатое регулирование) *.

Каждая из указанных групп охватывает большое количество передач, различающихся по конструкции и назначению. Например, различают передачи с параллельными и пересекающимися осями валов; с цилиндрической, конической, шаровой или торовой поверхностью рабочих катков; с постоянным или автоматически регулируемым прижатием катков, с промежуточным (паразитным) фрикционным элементом или без него и т. д.

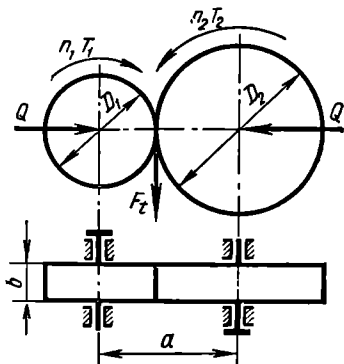


Рис. 9.1

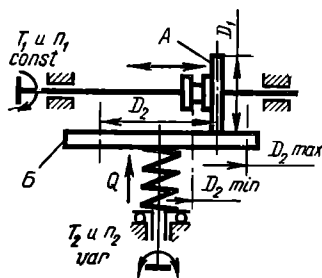


Рис. 9.2

Схема простейшей нерегулируемой передачи изображена на рис. 9.1. Она состоит из двух катков с гладкой цилиндрической поверхностью закрепленных на параллельных валах.

На рис. 9.2 показана схема простейшего вариатора (лобовой вариатор). Ведущий ролик А можно перемещать по валу в направлениях, указанных стрелками. При этом передаточное отношение будет плавно изменяться в соответствии с изменением рабочего диаметра D_2 ведомого диска В.

Если перевести ролик на левую сторону диска, то можно получить также и изменение направления вращения ведомого вала — вариатор обладает свойством реверсивности.

Применение

Фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением применяют сравнительно редко. Их область ограничивается преимущественно кинематическими цепями приборов, от которых требуется

* Особую группу составляют фрикционные механизмы для преобразования вращательного движения в поступательное или винтовое (ведущие колеса экипажей, валки прокатных станов, подающие валки шлифовальных станков и т. п.). В курсе «Детали машин» эти механизмы не изучают.

плавность движения, бесшумность работы, безударное включение на ходу и т. п. Как силовые (не кинематические) передачи они не могут конкурировать с зубчатыми передачами по габаритам, надежности, к. п. д. и пр.

Фрикционные вариаторы применяют как в кинематических, так и силовых передачах в тех случаях, когда требуется бесступенчатое регулирование скорости (зубчатая передача не позволяет такого регулирования). Применение фрикционных вариаторов в практике ограничивается диапазоном малых и средних мощностей — до 10, реже до 20 кВт. В этом диапазоне они успешно конкурируют с гидравлическими и электрическими вариаторами, отличаясь от них простотой конструкции, малыми габаритами и повышенным к. п. д.

При больших мощностях трудно обеспечивать необходимое усилие прижатия катков Q . Это усилие, а также соответствующие нагрузки на валы и опоры, становятся слишком большими, конструкции вариатора и нажимного устройства усложняются.

Фрикционные вариаторы нашли применение в станкостроении, сварочных и литейных машинах, машинах текстильной, химической и бумажной промышленности, различных отраслях приборостроения и т. д.

Значение фрикционных вариаторов как бесступенчатых регуляторов скорости возрастает в связи с широким фронтом работ по автоматизации управления производственными и другими процессами.

Фрикционные передачи любого типа неприменимы в конструкциях, от которых требуется жесткая кинематическая связь, не допускающая проскальзывания или накопления ошибок взаимного положения валов.

В многоступенчатых передачах вариаторы целесообразно ставить на быстроходной ступени как менее нагруженной.

Способы прижатия катков

На практике применяют два способа прижатия катков: с постоянной силой, величина которой определяется по максимальной нагрузке передачи; с переменной силой, величина которой автоматически изменяется с изменением нагрузки.

П о с т о я н н о е п р и ж а т и е образуется вследствие предварительной деформации упругих элементов системы при сборке (например, деформации податливых катков), установкой специальных пружин (см. рис. 9.2), использованием собственного веса элементов системы и т. п.

Р е г у л и р у е м о е п р и ж а т и е требует применения специальных нажимных устройств (см., например, на рис. 9.5 шариковое самозатягивающее устройство), при которых сохраняется постоянство отношения F_t/Q . Кроме шариковых, применяют также винтовые нажимные устройства [22].

Способ прижатия катков оказывает большое влияние на качественные характеристики передачи: величину к. п. д., постоянство передаточного отношения, величину контактной прочности и износ катков (см. § 3). *Лучшие показатели получают при регулируемом прижатии.*

§ 2. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ И ВАРИАТОРОВ

Фрикционные передачи

В передаче с гладкими цилиндрическими катками (см. рис. 9.1)

$$i = n_1/n_2 = D_2/[D_1(1 - \epsilon)] \approx D_2/D_1; \quad (9.3)$$

$$Q = K(F_t/f), \quad (9.4)$$

где $\epsilon \approx 0,01 \div 0,03$ — коэффициент скольжения; K — запас сцепления;
 $K \approx 1,25 \div 1,5$ — силовые передачи; $K \approx$ до 3 — передачи приборов.

Коэффициент трения f во фрикционных передачах имеет для разных случаев следующие значения:

сталь по стали в масле $f \approx 0,04 \div 0,05$;

сталь по стали или чугуну без смазки $f \approx 0,15 \div 0,20$;

сталь по текстолиту или фибре без смазки $f \approx 0,2 \div 0,3$.

Формула (9.4) позволяет отметить большую величину силы сжатия катков фрикционной передачи. Например, принимая $f = 0,1$

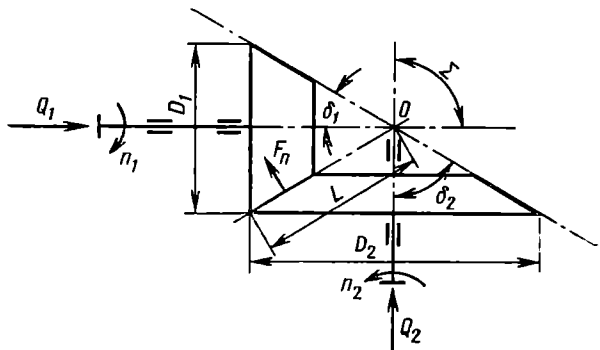


Рис. 9.3

и $K = 1,5$, получаем $Q = 15 F_t$, тогда как в зубчатых передачах нагрузка в зацеплении примерно равна F_t .

Для передачи движения между валами с пересекающимися осями используют коническую фрикционную передачу (рис. 9.3).

Угол Σ между осями валов может быть различным, чаще всего он равен 90° .

Без учета проскальзывания передаточное отношение

$$i \approx D_2/D_1.$$

Учитывая, что $D_2 = 2L \sin \delta_2$, а $D_1 = 2L \sin \delta_1$, получаем для конической передачи

$$\left. \begin{aligned} i &= \sin \delta_2 / \sin \delta_1 \\ \text{и при } \Sigma &= \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \\ i &= \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \end{aligned} \right\} \quad (9.5)$$

Необходимую величину сил прижатия Q_1 и Q_2 определяют из уравнений:

$$\left. \begin{aligned} KF_t &= fF_n = f \frac{Q_1}{\sin \delta_1}, \\ KF_t &= f \frac{Q_2}{\sin \delta_2}. \end{aligned} \right\} \quad (9.6)$$

Из формул (9.6) следует, что с увеличением передаточного отношения уменьшается Q_1 и увеличивается Q_2 . Поэтому в понижающих конических передачах прижимное устройство целесообразно устанавливать на ведущем валу.

Вариаторы

Лобовой вариатор (см. рис. 9.2). Для этого вариатора остаются справедливыми зависимости (9.3) и (9.4).

Максимальное и минимальное значения передаточного отношения

$$\left. \begin{aligned} i_{\max} &= n_1/n_2 \min \approx D_2 \max/D_1, \\ i_{\min} &= n_1/n_2 \max \approx D_2 \min/D_1. \end{aligned} \right\} \quad (9.7)$$

Диапазон регулирования

$$D = n_2 \max/n_2 \min = i_{\max}/i_{\min} = D_2 \max/D_2 \min. \quad (9.8)$$

Диапазон регулирования является одной из основных характеристик любого вариатора.

Теоретически для лобового вариатора можно получить $D_{2\min} \rightarrow 0$, а $D \rightarrow \infty$. Практически диапазон регулирования ограничивается значениями $D \leq 3$. Это объясняется тем, что при малых D_2 значительно возрастает скольжение и износ, а к. п. д. понижается (см. § 3).

В отношении к. п. д. и износостойкости лобовые вариаторы уступают другим конструкциям. Однако простота и возможность реверсирования обеспечивают лобовым вариаторам достаточно широкое применение в маломощных передачах приборов и других подобных устройствах. Для повышения диапазона регулирования применяют двухдисковые лобовые вариаторы с промежуточным роликом (см. рис. 9.7, б). В этих вариаторах получают $D = 8 \div (10)$. Лобовой вариатор может иметь симметричную область регулирования. Передаточное отношение здесь может быть как больше, так и меньше единицы.

Вариатор с раздвижными конусами (рис. 9.4). Передающим элементом здесь служит клиновый ремень или специальная цепь. Винтовой механизм управления (см. рис. 9.4) раздвигает одну и сдвигает другую пару конусов одновременно на ту же величину. При этом ремень перемещается на другие рабочие диаметры без изменения своей длины. Кинематические зависимости:

$$\left. \begin{aligned} i_{\max} &\approx D_2 \max/D_1 \min, \\ i_{\min} &\approx D_2 \min/D_1 \max, \\ D &= \frac{D_1 \max \cdot D_2 \max}{D_1 \min \cdot D_2 \min}. \end{aligned} \right\} \quad (9.9)$$

Силовой расчет выполняют по теории ременных передач или с помощью специальных таблиц [22]. Максимальную (расчетную) нагрузку ремня определяют в положении, соответствующем $i_{\max}$.

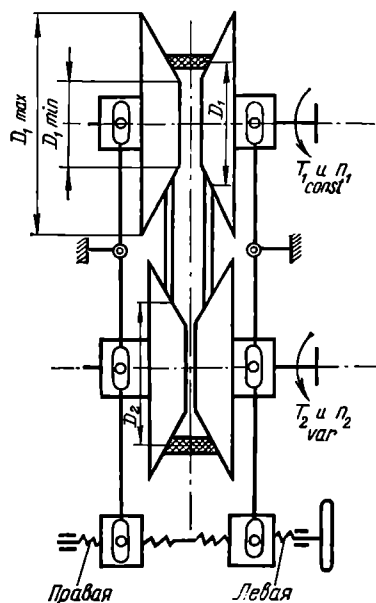


Рис. 9.4

Возможный по конструктивным соображениям диапазон регулирования зависит от ширины ремня. Стандартные приводные клиновые ремни по ГОСТ 1284—68 позволяют получать D до 1,5, а специальные широкие — до 5. Клиноременные вариаторы являются наиболее простыми и достаточно надежными.

Торовый вариатор (рис. 9.5). В этом вариаторе на ведущем и ведомом валах закреплены чашки 1 и 2, выполненные по форме кругового тора. Между чашками зажаты ролики 3. Изменение передаточного отношения достигают поворотом роликов вокруг осей O . Оси роликов закреплены в специальной рамке так, что они всегда располагаются симметрично относительно оси чашек. Ошибки в расположении осей вызывают неравномерную нагрузку роликов, дополнительное скольжение и износ, снижают к. п. д. Условием минимума скольжения является, кроме того, минимальное отклонение вершин начальных конусов от оси чашек.

Работу роликов с роликом можно рассматривать условно как обкатывание трех начальных конусов. При этом вершины конусов чашек

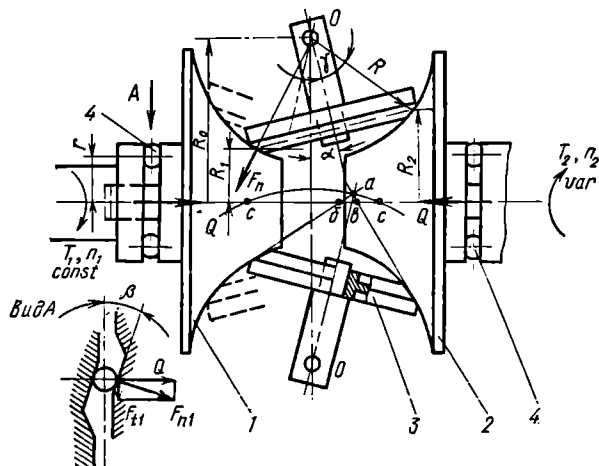


Рис. 9.5

(точки b и e) располагаются на оси валов, а вершина конуса ролика (точка a) занимает некоторое положение на дуге cc в зависимости от текущего значения передаточного отношения i . Работа без скольжения возможна только в том случае, если вершины всех конусов сходятся в одной точке. Чем больше расхождение вершин, тем больше скольжение.

У торковых вариаторов скольжение удастся свести к минимуму при соответствующих соотношениях геометрических параметров [22]. В этом заключается основное преимущество торкового вариатора. Недостатками его являются высокие требования к точности изготовления и монтажа.

Текущее значение передаточного отношения (без учета скольжения)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{R_0 - R \cos(\gamma + \alpha)}{R_0 - R \cos(\gamma - \alpha)}. \quad (9.10)$$

Предельные значения i определяют по предельным значениям угла отклонения роликов α . При этом углы отклонения влево считают отрицательными.

Вариатор имеет симметричную зону регулирования.

Для прижатия тел качения применяют обычно шариковое нажимное устройство 4, изменяющее силу Q в соответствии с изменением нагрузки. Необходимую величину осевой силы Q определяют из условия равновесия чашки:

$$Q = mF_n \sin(\gamma - \alpha) = \frac{KT_1 \sin(\gamma - \alpha)}{f[R_0 - R \cos(\gamma - \alpha)]}. \quad (9.11)$$

Здесь учтено, что

$$F_n = \frac{KF_t}{fm} = \frac{KT_1}{fR_1m}, \text{ а } R_1 = R_0 - R \cos(\gamma - \alpha),$$

где m — число роликов (обычно $m = 2$).

Максимальное значение Q будет соответствовать значению $\alpha = +\alpha_{\max}$, т. е. максимальному отклонению ролика вправо, или $i_{\max}$. По $Q_{\max}$ определяют необходимый угол β в нажимном устройстве

$$\operatorname{tg} \beta = F_t / Q_{\max} = T_1 / rQ_{\max}. \quad (9.12)$$

Расчет контактной прочности чашек и роликов выполняют по $F_{n \max}$. Учитывая формулы (9.11) и (9.12), получаем

$$F_{n \max} = \frac{T_1}{mr \operatorname{tg} \beta \sin(\gamma - \alpha_{\max})}. \quad (9.13)^*$$

Значение $F_{n \max}$ соответствует также $i_{\max}$.

Испытания показали достаточно высокие качества торковых вариаторов (малое скольжение, к. п. д. до 0,95). В СССР они нормализованы для мощностей от 1,5 до 20 кВт при диапазоне регулирования

* Нормальные силы на обеих чашках приблизительно равны так, как равны окружающие силы на ролике.

от 6,25 до 3. Материал тел качения: закаленная сталь по закаленной стали при смазке или сталь по текстолиту без смазки.

Текстолитовыми выполняют ободы роликов. Применение текстолитовых роликов как более податливых позволяет снизить высокие требования к точности изготовления вариаторов.

Дисковые вариаторы (рис. 9.6). В этих вариаторах момент передается за счет трения между набором ведущих и ведомых дисков. Изменение передаточного отношения достигают перемещением ведущего вала 1 относительно ведомого вала 2 в направлениях, указанных стрелками. При этом изменяется межосевое расстояние a и рабочий диаметр D_2 .

Передаточное отношение

$$i \approx D_2/D_1 = \text{var.}$$

В выполненных конструкциях вариатор сочетают обычно с зубчатой передачей, а вал 1 является промежуточным [22].

Применение зубчатых передач планетарного типа позволяет раз-

местить по окружности несколько промежуточных валов 1 (обычно три), а входной вал вариатора расположить соосно с выходным.

Основной идеей конструкции дискового вариатора является увеличение числа точек контакта между фрикционными элементами. Это позволяет значительно снизить контактные давления, а вместе с этим и износ дисков. Значительно снижается также и величина потребной силы прижатия Q .

Пренебрегая влиянием конусности дисков, получаем

$$Q = KF_l/(mf) = KT_12/(mf D_1), \quad (9.14)$$

где m — число мест контакта, равное удвоенному числу ведущих дисков (выполняют m от 18 до 42 и более).

Прижатие осуществляют за счет пружины (см. рис. 9.6) или шарикового нажимного устройства (см. рис. 9.5).

Диски изготавливают из стали и закаливают до высокой твердости ($HRC\ 50 \div 60$). Вариатор работает в масле. Обильная смазка значительно уменьшает износ и делает работу вариатора устойчивой, не зависимой от случайных факторов, влияющих на трение. Снижение коэффициента трения при смазке в этих вариаторах легко компенсируют увеличением числа контактов. Для уменьшения скольжения (потерь) дискам придают коническую форму (конусность от $1^\circ 30'$ до $3^\circ 00'$). При этом получают точечный первоначальный контакт,

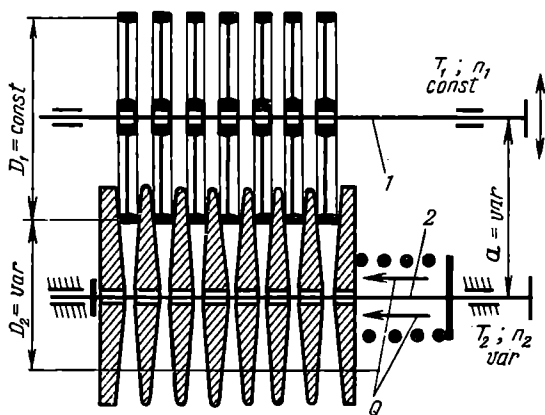


Рис. 9.6

переходящий в небольшое пятно под действием нагрузки. Тонкие стальные диски позволяют получить компактную конструкцию при значительной мощности.

Выполняют вариаторы мощностью до 400 кВт с диапазоном регулирования до 4,5 при к. п. д. $0,8 \div 0,9$.

Кроме схемы с наружным контактом, разработаны схемы с внутренним контактом дисков. В этих конструкциях ведущие диски имеют кольцевую форму и охватывают ведомые. Внутренний контакт позволяет дополнительно снизить потери на скольжение, а также выполнить конструкцию с «прямой передачей» ($i = 1$), что особенно важно для применения вариаторов на автомобилях.

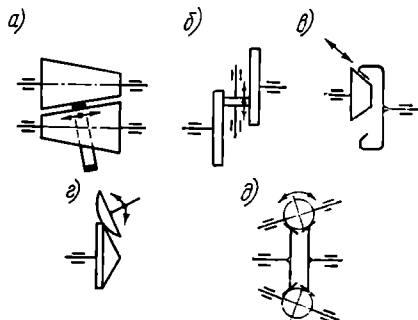


Рис. 9.7

Принципиальные схемы вариаторов других типов изображены на рис. 9.7: а — конусный с передвигающимся ремнем; б — лобовой двухдисковый; в — конусный; г — шаровой простой; д — шаровой сдвоенный. Такие вариаторы выполняют для малых мощностей и применяют преимущественно в кинематических цепях приборов.

§ 3. ОСНОВНЫЕ ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ КАЧЕСТВО ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Скольжение

Скольжение является причиной износа, уменьшения к. п. д. и непостоянства передаточного отношения во фрикционных передачах. Различают три вида скольжения: буксование, упругое скольжение, геометрическое скольжение.

Буксование наступает при перегрузках, когда не соблюдается условие (9.1): $F_t < F$. При буксовании ведомый каток остаётся неподвижным, а ведущий скользит по нему, вызывая местный износ или задиры поверхности. Нарушение геометрической формы и качества поверхности катков выводит передачу из строя. Поэтому при проектировании следует принимать достаточный запас сцепления K и не допускать использования фрикционной передачи в качестве предохранительного устройства от перегрузки. Применение самозатягивающихся нажимных устройств, как правило, устраняет буксование.

Упругое скольжение связано с упругими деформациями в зоне контакта. Элементарно это можно объяснить на примере цилиндрической передачи (см. рис. 9.1). Если бы катки были абсолютно жесткими, то первоначальный контакт по линии оставался бы таким и под нагрузкой. При этом окружные скорости по всей линии

контакта будут равны и скольжения не будет. При упругих телах первоначальный контакт по линии переходит под нагрузкой в контакт по некоторой площадке. Равенство окружных скоростей соблюдается только в точках, расположенных на одной из линий этой площадки. Во всех других точках образуется скольжение.

В действительности явления, которые связаны с упругими деформациями во фрикционных передачах, значительно сложнее. Они рассматриваются в специальной литературе (см., например, [22]).

Величина скольжения от этих деформаций не превышает 2—3% и обычно определяется экспериментально.

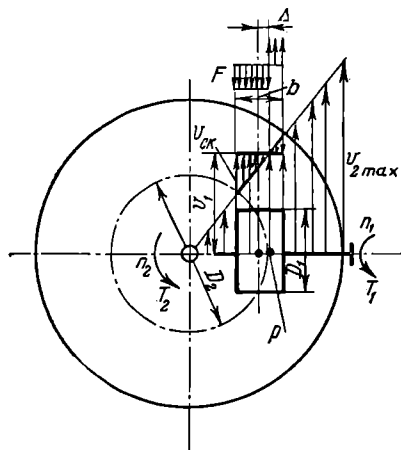


Рис. 9.8

Для стальных катков упругое скольжение незначительно $\epsilon \approx 0,002$ (при полной нагрузке); для текстолита по стали $\epsilon \approx 0,01$, резина по стали $\epsilon \approx 0,03$.

С уменьшением нагрузки ϵ уменьшается.

Геометрическое скольжение связано с неравенством скоростей на площадке контакта у ведущего и ведомого катков. Оно является решающим для фрикционных передач. Поиски новых форм тел качения часто связаны со стремлением уменьшить геометрическое скольжение. Природу геометрического скольжения выясним на простейшем примере лобового вариатора (рис. 9.8, см. также рис. 9.2). Анализ других случаев см. [22].

Окружная скорость на рабочей поверхности ролика постоянна по всей ширине его и равна v_1 (см. рис. 9.8). Скорость различных точек диска v_2 изменяется пропорционально расстоянию этих точек от центра (на краю диска $v_2 = v_{2\text{max}}$).

При отсутствии буксования величины скоростей v_1 и v_2 на линии контакта должны быть равны между собой. Однако в рассматриваемой конструкции равенство скоростей можно получить только для какой-то одной точки линии контакта. Эту точку p называют полюсом качения. Через полюс качения проходит расчетная окружность диска с диаметром D_2 , так что

$$n_1/n_2 = D_2/D_1.$$

Во всех других точках линий контакта наблюдается скольжение со скоростью $v_{\text{ск}} = v_1 - v_2$. На рис. 9.8 эпюра распределения скоростей скольжения по линии контакта изображена жирными линиями. Полюс качения располагается в середине линии контакта только при холостом ходе. При работе с нагрузкой он смещается от середины на некоторую величину Δ . Это смещение можно определить, рассматривая равновесие ролика. Здесь момент внешней нагрузки T_1 должен уравновешиваться моментом сил трения. Эпюра сил трения F показана

на рис. 9.8, где направление сил трения противоположно направлению скоростей скольжения, а удельная сила трения

$$F = Qf/b.$$

Итак,

$$T_1 = F \left[\left(\frac{b}{2} + \Delta \right) - \left(\frac{b}{2} - \Delta \right) \right] \frac{D_1}{2} = \frac{Qf}{b} \Delta D_1$$

или

$$\Delta = \frac{T_1 b}{D_1 Q f}. \quad (9.15)$$

Из подобия треугольника определяем максимальную скорость скольжения в мм/с

$$v_{ск} = \frac{v_1^2}{D_2} \left(\frac{b}{2} + \Delta \right) = \frac{\pi n_1}{30i} \left(\frac{b}{2} + \Delta \right), \quad (9.16)$$

где n_1 — об/мин, b и Δ — мм.

Непостоянство передаточного отношения

Как указано выше, передаточное отношение $i \approx D_2/D_1$, где величина D_2 связана с величиной Δ (см. рис. 9.8).

Анализируя формулу (9.15), можно отметить следующее:

1. При постоянной силе прижатия Q величина Δ изменяется пропорционально нагрузке T_1 ($T_1 \rightarrow 0$ и $\Delta \rightarrow 0$). При этом передаточное отношение не будет постоянным. Оно будет изменяться в некоторых пределах в зависимости от величины нагрузки.

2. Если нажимной механизм обеспечивает изменение силы прижатия Q пропорционально T_1 , т. е. $T_1/Q = \text{const}$, то Δ и i будет постоянным. В этом большое преимущество саморегулируемых шариковых и винтовых нажимных устройств.

3. Величина Δ , а следовательно, и изменение i от нагрузки пропорциональны длине линии контакта или ширине ролика b . Для уменьшения скольжения и колебаний передаточного отношения применяют узкие ролики или переходят от линейного контакта к точечному ($b = 0$ и $\Delta = 0$). Нетрудно понять, что положение полюса качения связано также с распределением давления по длине линии контакта. При неравномерном распределении полюс смещается в сторону больших давлений. Давление может быть неравномерным вследствие деформаций валов или погрешностей изготовления. С этим связаны высокие требования к точности изготовления и жесткости вариаторов.

Коэффициент полезного действия

Величина к. п. д. вариаторов зависит в основном от потерь на скольжение и потерь в опорах валов. Потери на трение скольжения пропорциональны скорости скольжения $v_{ск}$. Формула (9.16) позволяет отметить, что у лобовых вариаторов $v_{ск}$ уменьшается с увеличением передаточного отношения i . При малых i вариаторы имеют низ-

кий к. п. д. По этой причине ограничиваются диапазоны регулирования некоторых вариаторов. Потери на трение в опорах зависят от величины нагрузки на валы, которая определяется в основном величиной силы прижатия Q (не для всех конструкций). При постоянной Q потери в опорах постоянны и, следовательно, к. п. д. падает при работе вариатора с неполной нагрузкой. Поэтому также целесообразно применять нажимные механизмы с постоянным отношением T_1/Q . Ввиду сложности расчетов величина к. п. д. вариаторов чаще всего оценивается экспериментально и указывается в справочниках.

§ 4. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ПРОЧНОСТИ ФРИКЦИОННЫХ ПАР

Критерии расчета

При работе фрикционных пар наблюдаются следующие основные виды разрушения рабочих поверхностей:

1. Усталостное выкрашивание — наблюдается в передачах, работающих в масле, когда образуется жидкостное трение. В этих условиях рабочие поверхности разделяются слоем масла, а износ сводится к минимуму.

2. Износ — наблюдается в передачах, работающих без смазки, или при отсутствии условий для образований режима жидкостного трения (см. гл. 14).

3. Задир поверхности — связан с буксованием или с перегревом передачи при больших скоростях и нагрузках в условиях недостаточной смазки.

Все перечисленные виды разрушения зависят от величины напряжений в месте контакта. Поэтому прочность и долговечность фрикционных пар оценивают по величине контактных напряжений (см. стр. 7—10). Расчетные контактные напряжения при начальном касании по линии (тела качения — цилиндры, конусы, торы и ролики с образующими одного радиуса) определяют по формуле

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{F_n E_{np} / (b \rho_{np})} \leq [\sigma_H]. \quad (9.17)$$

При начальном касании в точке (все другие случаи)

$$\sigma_H = m \sqrt{F_n E_{np}^2 / \rho_{np}^2} \leq [\sigma_H]. \quad (9.18)$$

Здесь F_n — сила прижатия, нормальная к поверхности контакта; b — длина линии контакта; m — коэффициент, зависящий от формы тел качения (см. [1]).

Расчет по контактным напряжениям

Формулы (9.17) и (9.18) удобны для проверочных расчетов, когда размеры тел качения известны.

Для проектных расчетов эти формулы можно преобразовать, принимая за искомые размеры катков. Вследствие большого многообра-

зия форм катков для фрикционных передач не удается получить общей формулы проектного расчета, как это сделано, например, для зубчатых передач * Методика преобразования подобна той, которая применена для зубчатых передач, — см. гл. 10, § 6.

Д о п у с к а е м ы е н а п р я ж е н и я для закаленных сталей твердостью $\geq HRC\ 60$ при начальном контакте по линии и при хорошей смазке принимают $[\sigma_H] \approx 10\ 000 \div 12\ 000\ \text{кгс/см}^2$ ($1000 \div 1200\ \text{МПа}$); при начальном контакте в точке $[\sigma_H] \approx 20\ 000 \div 25\ 000\ \text{кгс/см}^2$ ($2000 \div 2500\ \text{МПа}$). Для текстолита (без смазки) при контакте по линии $[\sigma_H] \approx 800 \div 1000\ \text{кгс/см}^2$ ($80 \div 100\ \text{МПа}$).

Учет срока службы и переменности режима работы производится по аналогии с зубчатыми передачами.

Г Л А В А 10

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В курсе «Детали машин» изучают методы расчета зубчатых передач на прочность. При этом предполагается, что из курса «Теория механизмов» изучающим известны расчеты геометрии зацепления и способы изготовления зубчатых колес. Некоторые сведения по этим вопросам излагаются в курсе «Детали машин» в том объеме, какой необходим для уяснения основных положений расчета на прочность.

Принцип действия и классификация

Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колес (рис. 10.1, где *a* — внешнее; *b* — внутреннее зацепление, *в* — реечная передача).

По расположению осей валов различают: передачи с *параллельными осями* и с цилиндрическими зубчатыми колесами внешнего или внутреннего зацепления (см. рис. 10.1); передачи с *пересекающимися осями* (конические зубчатые колеса, см. рис. 10.26); передачи с *перекрещивающимися осями* — цилиндрические винтовые (см. рис. 10.72), конические гипоидные (см. рис. 10.73), червячные (см. рис. 11.1). Кроме того, применяют передачи между зубчатым колесом и рейкой (см. рис. 10.1, *в*). Эти передачи являются частным случаем передачи с цилиндрическими колесами, у которой диаметр одного из колес равен бесконечности. Они служат для преобразования вращательного движения в поступательное, и наоборот.

По расположению зубьев на колесах различают: *прямозубые* — (см. рис. 10.1), *косозубые* (см. рис. 10.4) передачи и передачи с *круговым зубом* (см. рис. 10.31).

* Для некоторых типовых конструкций проектные формулы можно найти в [22].

По форме профиля зуба различают: *эвольвентные* и *круговые* передачи. Наиболее распространен эвольвентный профиль зуба, предложенный Эйлером в 1760 г. Он обладает целым рядом существенных

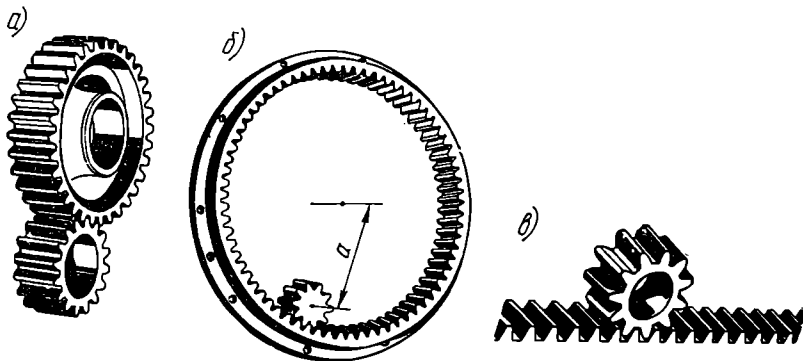


Рис. 10.1

технологических и эксплуатационных преимуществ. Круговой профиль зуба предложен М. Л. Новиковым в 1954 г. По сравнению с эвольвентным он позволяет повысить нагрузочную способность зубчатых передач.

Оценка и применение

Основные преимущества зубчатых передач: а) *высокая нагрузочная способность* и, как следствие, малые габариты (рис. 10.2, где а — зубчатая, б — ременная, в — клиноременная, г — цепная передачи с одинаковыми характеристиками);

б) *большая долговечность и надежность работы* (большинство зубчатых передач имеет практически неограниченный срок службы);

в) *высокий к. п. д.* (до $0,97 \div 0,98$ в одной степени);

г) *постоянство передаточного отношения* (отсутствие проскальзывания);

д) *возможность применения в широком диапазоне*

скоростей (до 150 м/с), *мощностей* (до десятков тысяч кВт) и *передаточных отношений* (до нескольких сот).

Среди недостатков зубчатых передач можно отметить повышенные требования к точности изготовления, шум при больших скоростях, высокую жесткость, не позволяющую компенсировать динамические нагрузки *.

* В некоторых конструкциях (например, следящие системы) высокая жесткость является достоинством передачи.

Отмеченные недостатки не снижают существенного преимущества зубчатых передач перед другими. Вследствие этого зубчатые передачи имеют наиболее широкое распространение во всех отраслях машиностроения и приборостроения.

Из всех перечисленных выше разновидностей зубчатых передач наибольшее распространение имеют передачи с цилиндрическими колесами, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надежные и малогабаритные. Конические, винтовые и червячные передачи применяют лишь в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машины.

§ 2. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ГЕОМЕТРИИ И КИНЕМАТИКЕ

Все понятия и параметры, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач, стандартизованы. Стандарты устанавливают термины, определения и обозначения, а также методы расчета геометрических параметров.

Основные параметры

Меньшее из пары зубчатых колес называют *шестерней*, а большее — *колесом*. Термин *зубчатое колесо* является общим.

Параметрам шестерни приписывают индекс 1, а параметрам колеса — 2 (рис. 10.3). Кроме того, различают индексы, относящиеся: w — к начальной поверхности или окружности; b — к основной поверхности или окружности; a — к поверхности или окружности вершин и головок зубьев; f — к поверхности или окружности впадин и ножек зубьев.

Параметрам, относящимся к делительной поверхности или окружности, дополнительного индекса не приписывают.

Общие понятия о параметрах пары зубьев колес и их взаимосвязи проще всего уяснить, рассматривая прямозубые колеса. При этом особенности косозубых колес рассматриваются дополнительно.

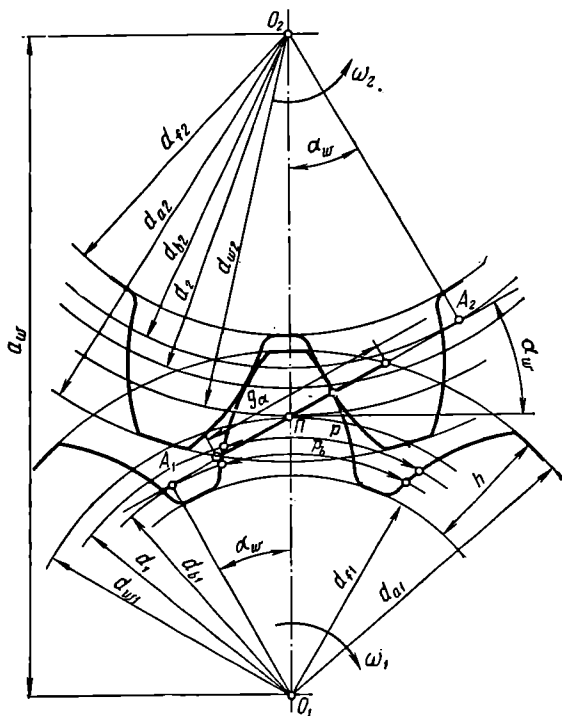


Рис. 10.3

z_1 и z_2 — число зубьев шестерни и колеса; $u = z_2/z_1$ — передаточное число (отношение большего числа зубьев к меньшему — используется наряду с передаточным отношением $i = n_1/n_2$, как удобное при расчете на контактную прочность); p — окружной шаг по делительной окружности (равный шагу исходной зубчатой рейки); $p_b = p \cos \alpha$ — окружной шаг по основной окружности; α — угол профиля делительный (равный углу профиля исходного контура по ГОСТ 13755—68 $\alpha = 20^\circ$); α_w — угол зацепления или угол профиля начальный

$$\cos \alpha_w = \frac{(z_1 + z_2) m \cos \alpha}{2a_w};$$

$m = p/\pi$ — окружной модуль зубьев (является основной характеристикой размеров зубьев). Значения модулей стандартизованы в диапазоне от 0,05 до 100 мм (табл. 10.1);

Таблица 10.1

Ряд модулей в наиболее употребительном диапазоне
из ГОСТ 9563—60 (следует предпочитать 1-й ряд)

Ряды	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

$d = pz/\pi = mz$ — диаметр делительной окружности (по которой обкатывается инструмент при нарезании); $d_b = d \cos \alpha$ — диаметр основной окружности (разверткой которой являются эвольвенты зубьев); d_{w1} и d_{w2} — диаметры начальных окружностей (по которым пара зубчатых колес обкатывается в процессе вращения);

$$d_{w1} = 2a_w/(u + 1); \quad d_{w2} = 2a_w - d_{w1}.$$

У передач без смещения и при суммарном смещении $x_\Sigma = 0$ (см. ниже) начальные и делительные окружности совпадают:

$$d_{w1} = d_1 = mz_1; \quad d_{w2} = d_2 = mz_2.$$

При нарезании колес со смещением делительная плоскость рейки (делительная окружность инструмента) смещается к центру или от центра заготовки на величину xm (см. рис. 10.12); x — коэффициент смещения исходного контура. Смещение от центра считается положительным ($x > 0$), а к центру — отрицательным ($x < 0$).

$a_w = (d_{w1} + d_{w2})/2$ — межосевое расстояние;

$$a_w = m(0,5z_\Sigma + x_\Sigma - \Delta y),$$

где

$$z_\Sigma = z_1 + z_2; \quad x_\Sigma = x_1 + x_2;$$

Δy — коэффициент уравнивающего смещения при $x_\Sigma \neq 0$ (определяется по ГОСТ 16532—70 или [24]).

Для передач без смещения и при $x_1 = -x_2$ или $x_\Sigma = 0$

$$\Delta y = 0; \quad a_w = a = m(z_1 + z_2)/2.$$

$h = m(2h_a^* + c^* - \Delta y)$ — высота зуба;

$d_a = d + 2m(h_a^* + x - \Delta y)$ — диаметр вершин зубьев;

$d_f = d - 2m(h_f^* + c^* - x)$ — диаметр впадин;

h_a^* — коэффициент высоты головки зуба (по ГОСТ 13755—68 $h_a^* = 1$);

c^* — коэффициент радиального зазора (по ГОСТ 13755—68 $c^* = 0,25$).

Для колес без смещения $h = 2,25m$; $d_a = d + 2m$; $d_f = d - 2,5m$.

A_1A_2 — линия зацепления (общая касательная к основным окружностям); g_a — длина активной линии зацепления (отсекаемая окружностями вершин зубьев); Π — полюс зацепления (точка касания начальных окружностей и одновременно точка пересечения линии центров колес O_1O_2 с линией зацепления).

Особенности геометрии косозубых цилиндрических колес

У косозубых колес зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, а составляют с ней некоторый угол β (рис. 10.4, где a — косозубая передача; b — шевронная, и рис. 10.5). Оси колес при этом остаются параллельными.

Для нарезания косых зубьев используют инструмент такого же профиля, как и для нарезания прямых. Наклон зуба образуют соот-

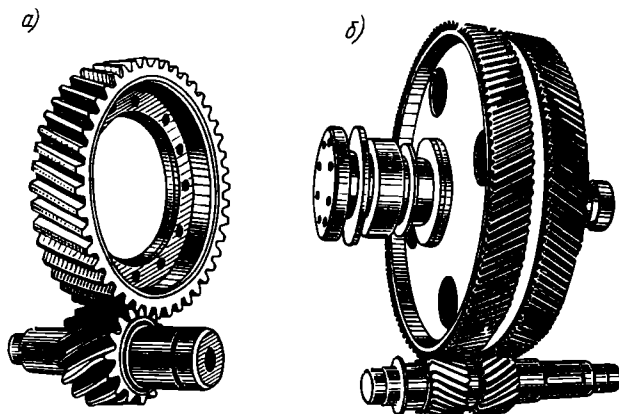


Рис. 10.4

ветствующим поворотом инструмента относительно заготовки на угол β . Поэтому профиль косого зуба в нормальном сечении $n-n$ совпадает с профилем прямого зуба. Модуль в этом сечении должен быть также стандартным (см. табл. 10.1).

В торцевом сечении $t-t$ или в окружном направлении параметры косого зуба изменяются в зависимости от угла β :

$$\text{окружной шаг } p_t = p_n / \cos \beta,$$

$$\text{окружной модуль } m_t = m_n / \cos \beta,$$

диаметр делительной окружности

$$d = m_t z = m_n z / \cos \beta.$$

Индексы n и t приписываются параметрам в нормальном и торцевом сечениях соответственно.

Прочность зуба определяют его размеры и форма в нормальном сечении. *Форму косоуго зуба в нормальном сечении принято определять через параметры эквивалентного прямоугольного колеса* (рис. 10.6).

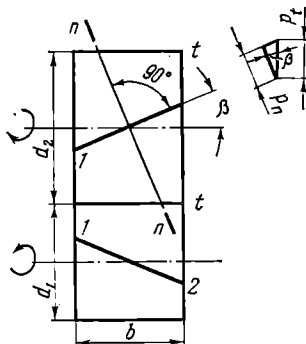


Рис. 10.5

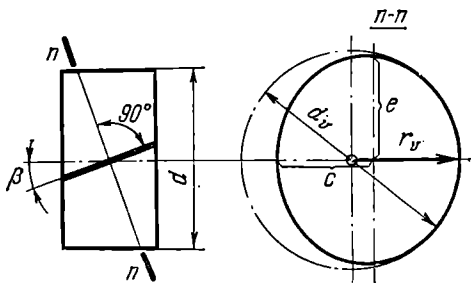


Рис. 10.6

Нормальное к зубу сечение образует эллипс с полуосями $c = d/2$; $e = d/2 \cos \beta$.

Радиус кривизны эллипса (см. геометрию эллипса)

$$r_v = e^2/c = d/(2 \cos^2 \beta).$$

В соответствии с этим форма косоуго зуба в нормальном сечении определяется эквивалентным прямоугольным колесом, диаметр которого

$$d_v = 2r_v = d/\cos^2 \beta \quad (10.1)$$

и число зубьев

$$z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{m_t \cos^3 \beta},$$

или

$$z_v = z/\cos^3 \beta. \quad (10.2)$$

Пример. При $\beta = 20^\circ$ $d_v = 1,13 d$; $z_v = 1,2 z$.

Увеличение эквивалентных параметров (d_v и z_v) с увеличением угла β является одной из причин повышения прочности косозубых передач. За счет наклона зубьев мы как бы получаем колесо больших размеров или при той же нагрузке можем уменьшить габариты передачи. Ниже будет показано, что косозубые передачи по сравнению с прямозубыми обладают еще и другими преимуществами: многопарность зацепления, уменьшение шума и пр. Поэтому в современных передачах косозубые колеса получили преимущественное распространение.

Коэффициент торцевого перекрытия ε_α и распределение нагрузки по рабочей поверхности зуба

При вращении колес (см. рис. 10.3) линия контакта зубьев перемещается в поле зацепления (рис. 10.7), у которого одна сторона равна длине активной линии зацепления g_α , а другая — рабочей ширине зубчатого венца b_w . Рассмотрим сначала прямозубую передачу — рис. 10.3, а.

Пусть линия контакта 1 первой пары зубьев находится в начале поля зацепления, тогда при $p_b < g_\alpha$ в поле зацепления будет находиться еще и линия контакта 2 второй пары зубьев. При вращении колес линии 1 и 2 перемещаются в направлении, указанном стрелкой. Когда вторая пара придет на границу поля 2', первая пара займет положение 1'. При дальнейшем движении на участке 1' — 2 будет зацепляться только одна пара зубьев. Однопарное зацепление продолжается до тех пор, пока пара 1 не займет положение 2. В этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнется двухпарное зацепление. Переходя от поля зацепления к поверхности зуба (рис. 10.7, б), можно отметить, что зона однопарного зацепления 1' — 2 располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления (см. также рис. 10.3).

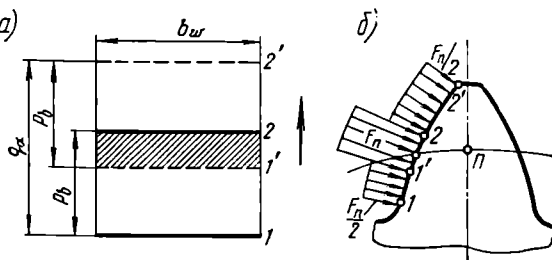


Рис. 10.7

В зоне однопарного зацепления зуб передает полную нагрузку F_n , а в зонах двухпарного зацепления (1 — 1' и 2 — 2') только половину нагрузки. Величина зоны однопарного зацепления зависит от величины торцевого коэффициента перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = g_\alpha / p_b.$$

По условиям непрерывности зацепления и плавности хода передачи должно быть $\varepsilon_\alpha > 1$ (расчет ε_α см. стр. 166).

В отличие от прямых косые зубья входят в зацепление не сразу по всей своей длине, а постепенно. Зацепление здесь распространяется в направлении от точек 1 к точкам 2 (см. рис. 10.5). Расположение контактных линий в поле косозубого зацепления изображено на рис. 10.8, а, б (ср. рис. 10.7 — прямозубое зацепление). При вращении колес линии контакта перемещаются в поле зацепления в направлении, показанном стрелкой.

В рассматриваемый момент времени в зацеплении находятся три пары зубьев 1, 2 и 3. При этом пара 2 зацепляется по всей длине зубьев, а пара 1 и 3 лишь частично. В следующий момент времени пара 1 вышла из зацепления и находится в положении 1'. Однако в зацеп-

лении еще остались две пары 2 и 3. В отличие от прямозубого косозубое зацепление не имеет зоны однопарного зацепления. В прямозубом зацеплении нагрузка с двух зубьев на один или с одного на два передается мгновенно. Это явление сопровождается ударами и шумом. В косозубых передачах зубья нагружаются постепенно по мере захода их в поле зацепления, а в зацеплении всегда находится минимум две пары.

Плавность косозубого зацепления значительно понижает шум и дополнительные динамические нагрузки.

Отмеченное преимущество косозубого зацепления становится особенно значительным в быстроходных передачах, так как динамические нагрузки возрастают пропорционально квадрату скорости.

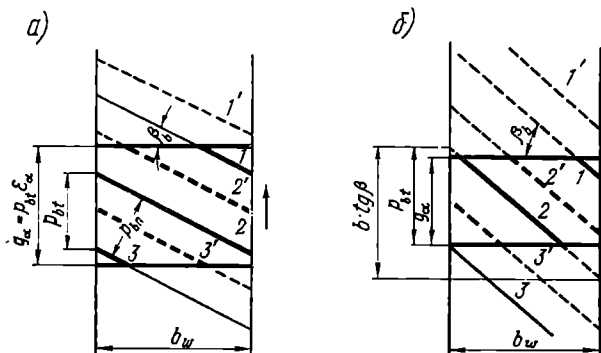


Рис. 10.8

Косозубые колеса могут работать без нарушения зацепления даже при коэффициенте торцевого перекрытия $\epsilon_\alpha < 1$, если будет обеспечено осевое перекрытие $b_w > p_{bt}/\operatorname{tg} \beta_b$ (рис. 10.8, б). Отношение

$$\epsilon_\beta = \frac{b_w \operatorname{tg} \beta_b}{p_{bt}} \approx \frac{b_w \sin \beta}{\pi m_n} \quad (10.3)$$

называют коэффициентом осевого перекрытия.

В косозубом зацеплении нагрузка между зубьями распределяется пропорционально длинам контактных линий 1, 2, 3 (см. рис. 10.8). Очевидно, что удельная нагрузка на зубья уменьшается с увеличением суммарной длины контактных линий l_Σ . С помощью рис. 10.8 нетрудно установить, что при ϵ_α , равном целому числу,

$$l_\Sigma = \frac{b_w}{\cos \beta_b} \epsilon_\alpha$$

и l_Σ не изменяется при движении, так как уменьшению линии 1 всегда соответствует равное приращение линии 3. Точно так же l_Σ будет постоянной и при любом значении ϵ_α , но при ϵ_β , равном целому числу.

Если отмеченные условия не соблюдаются, величина l_Σ будет периодически изменяться при движении. Определяя минимальное значение l_Σ , запишем

$$l_{\Sigma \min} = K_\epsilon \frac{b_w}{\cos \beta_b} \epsilon_\alpha. \quad (10.4)$$

Для распространенных на практике зацеплений величина K_e располагается в пределах $0,9 \div 1,0$. В среднем можно принимать $K_e = 0,95$ (точнее см. ГОСТ 16532—70).

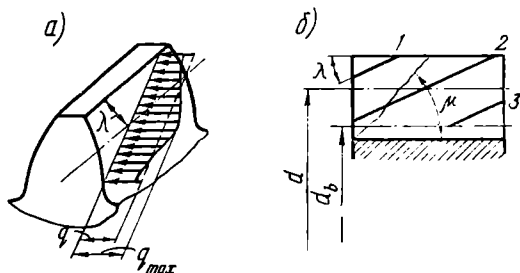
Очевидно, что благоприятным для работы передачи является случай $l_x = \text{const}$, при этом нагрузка на зубья в процессе зацепления не изменится, а шум и динамические нагрузки уменьшатся.

В большинстве случаев ϵ_α не является целым числом, поэтому рекомендуют соблюдать условие, при котором ϵ_β равен или близок (с отклонениями до $\pm 0,05$) к целому числу (1, 2 ...). Это можно получить путем подбора величин β и b_w по формуле (10.3). При этом $K_e \approx 1$.

Во избежание больших осевых сил в зацеплении (см. ниже) рекомендуют принимать $\beta = 8 \div 20^\circ$. Для шевронных колес допускают β до 30° и даже до 40° .

На боковой поверхности косого зуба линия контакта располагается под некоторым углом λ (рис. 10.9, а). Угол λ увеличивается с увеличением β .

По линии контакта нагрузка распределяется неравномерно. Она имеет максимум на средней линии зуба, так как при зацеплении серединами зубья имеют максимальную суммарную жесткость. Приближенно



$$q_{\max}/q_{\min} \approx 1,2. \quad (10.5)$$

Рис. 10.9

При движении зуба в плоскости зацепления линия контакта перемещается в направлении от 1 к 3 (рис. 10.9, б). При этом опасным для прочности может оказаться положение 1, в котором у зуба отламывается угол. Трещина усталости образуется у корня зуба в месте концентрации напряжений и затем распространяется под некоторым углом μ . Вероятность косого излома отражается на прочности зубьев по напряжениям изгиба, а концентрация нагрузки q — на прочности по контактным напряжениям.

С наклонным расположением контактной линии связана целесообразность изготовления косозубой шестерни из материала, значительно более прочного (высокопрочного), чем у колеса. Это объясняется следующим. Ножки зуба обладают меньшей стойкостью против выкрашивания, чем головки, так как у них неблагоприятно сочетание направления скольжения и перекашивания зубьев (см. § 4). Следовательно, ножка зуба колеса, работающая с головкой зуба шестерни, начнет выкрашиваться в первую очередь. При этом вследствие наклона контактной линии нагрузка (полностью или частично) передается на головку зуба колеса, работающую с ножкой зуба шестерни. Слабая ножка зуба колеса разгружается и выкрашивание прекращается. Дополнительная нагрузка ножки зуба шестерни не

опасна, так как она изготовлена из более стойкого материала. *Применение высокотвердой шестерни позволяет дополнительно повысить нагрузочную способность косозубых передач до 25—30%.*

Расчет коэффициента торцевого перекрытия ϵ_α

Для нефланкированных передач без смещения (для других случаев см. ГОСТ 16532—70 или [27])

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (10.6)$$

Знак (+) для внешнего, (—) для внутреннего зацепления.

Для прямозубых передач рекомендуют $\epsilon_\alpha \geq 1,2$, для косозубых $\epsilon_\alpha \geq 1$. Величина ϵ_α зависит от числа зубьев z и угла наклона зубьев β . С увеличением z увеличивается ϵ_α . Поэтому выгодно применять колеса с большими z или, при заданном диаметре d , колеса с малым модулем m . С увеличением β растет окружной шаг p_{bt} , а рабочая длина линии зацепления g_α остается неизменной (см. выше). При этом ϵ_α уменьшается. Уменьшение ϵ_α является одной из причин ограничения больших β .

Скольжение и трение в зацеплении

В точке контакта C (рис. 10.10, *a*) наблюдается перекачивание и скольжение зубьев. Скорость скольжения v_s как относительную скорость можно определить, используя известное правило механики. Для этого сообщим всей системе угловую скорость ω_1 с обратным

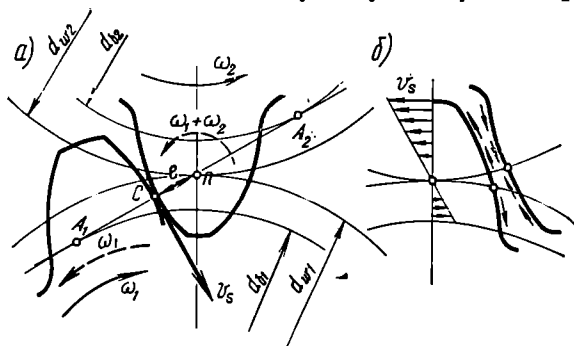


Рис. 10.10

знаком. При этом шестерня остановится, а колесо будет поворачиваться вокруг полюса зацепления Π как мгновенного центра с угловой скоростью, равной $(\omega_1 + \omega_2)$.

Скорость относительного движения (скольжения) в точке C

$$v_s = e(\omega_1 - \omega_2).$$

Итак, скорость скольжения пропорциональна расстоянию точки контакта от полюса. В полюсе она равна нулю, а при переходе через полюс меняется знак.

Переходя от линии зацепления к поверхности зубьев (рис. 10.10, б), отметим, что максимальное скольжение наблюдается на ножках и головках зубьев, на начальной окружности оно равно нулю и изменяет направление. Скольжение сопровождается трением. Трение является причиной потерь в зацеплении и износа зубьев.

У ведущих зубьев силы трения направлены от начальной окружности, а у ведомых — наоборот. При постоянных диаметрах колес расстояние точек начала и конца зацепления от полюса, а следовательно, и скорость скольжения увеличиваются с увеличением высоты зуба или модуля зацепления. У мелкомодульных колес с большим числом зубьев скольжение меньше, а к. п. д. выше, чем у крупномодульных с малым числом зубьев [см. формулу (10.50)].

Влияние числа зубьев на форму и прочность зубьев

На рис. 10.11 показано изменение формы зуба в зависимости от числа зубьев колеса без смещения с постоянным модулем. При $z \rightarrow \infty$ колесо превращается в рейку и зуб приобретает прямолинейные очертания. С уменьшением z уменьшается толщина зуба у основания и вершины, а также увеличивается кривизна эвольвентного профиля. Такое изменение формы приводит к уменьшению прочности зуба. При дальнейшем уменьшении z появляется подрезание ножки зуба (штриховая линия на рис. 10.11), прочность зуба снижается. По границе подрезания устанавливается минимально допустимое число зубьев. При нарезании инструментом реечного типа $z_{\min} = 17$.

Рассмотренное влияние числа зубьев на прочность справедливо при постоянном модуле, когда с увеличением z увеличиваются и диаметры колес.

При постоянных диаметрах можно изменять z , сохраняя постоянным произведение mz . В этом случае зуб изменяется не только по форме, но и по размерам. С увеличением z форма улучшается, а размеры уменьшаются (уменьшается m). Уменьшение модуля снижает прочность зуба на изгиб [см. формулу (10.26)]. При постоянном mz контактные напряжения не изменяются, так как кривизна эвольвенты в полюсе зацепления зависит только от диаметра (см. стр. 184).

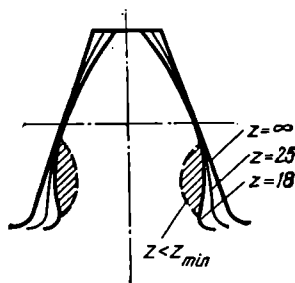


Рис. 10.11

Смещение инструмента при нарезании зубьев и его влияние на прочность

На рис. 10.12 изображено два положения инструмента (рейки) при нарезании зубьев: 1 — делительная плоскость рейки (ДП) совпадает с начальной плоскостью (НП) — нарезание без смещения; 2 — инструменту дано положительное смещение xm .

При этом диаметры основной d_b и делительной d окружностей не изменяются, так как не изменяется z .

Как видно по чертежу, смещение инструмента вызвало значительное изменение формы зуба. Толщина зуба у основания увеличилась, увеличилась и прочность зуба по напряжениям изгиба. Одновременно с этим заострилась головка зуба. Заострение является одной из причин, ограничивающих величину смещения инструмента. Отрицательное смещение инструмента сопровождается явлениями обратного характера.

Применяют два типа передач со смещением:

1. Шестерню изготавливают с положительным смещением $x_1 > 0$, а колесо с отрицательным $x_2 < 0$, но так, что $|x_1| = |x_2|$ или $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$.

При любом смещении сумма ширины впадины и толщины зуба по делительной окружности равна шагу p . Одинаковые по величине, но разные по знаку смещения вызывают одинаковые увеличения толщины зуба шестерни и ширины впадины колеса. Поэтому в зацеплении зубчатой пары при $x_\Sigma = 0$ делительные окружности соприкасаются и являются начальными, как в передаче без смещения. Не изменяются также межосевое расстояние a_w и угол зацепления α_w :

$$a_w = a = (d_1 + d_2)/2; \quad \alpha_w = \alpha.$$

Изменяется только соотношение высот головок и ножек зубьев.

2. Суммарное смещение x_Σ не равно нулю. Обычно $x_\Sigma > 0$, а также $x_1 > 0$ и $x_2 > 0$. При положительных x_1 и x_2 делительная толщина зубьев шестерен и колеса больше $p/2$, а ширина впадин меньше $p/2$. Поэтому делительные окружности не могут соприкасаться. Начальными становятся новые окружности, большие, чем делительные ($d_{w1} > d_1$, $d_{w2} > d_2$, см. рис. 10.3). Межосевое расстояние увеличивается

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} > a = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

При этом увеличивается и угол наклона линии зацепления как общей касательной к основным окружностям, т. е. увеличивается угол зацепления, $\alpha_w > \alpha$.

Увеличение α_w сопровождается уменьшением коэффициента перекрытия ϵ_α , что является отрицательным и служит одной из причин, ограничивающих применение больших смещений.

Нарезание со смещением позволяет во многих случаях повысить качество зубчатого зацепления. Применяя смещение, необходимо помнить:

1. Положительное смещение повышает прочность зубьев на изгиб и устраняет подрезание при малом числе зубьев (понижает $z_{\min}$).

Можно увеличить допускаемую нагрузку по изгибу на 100% и понизить $z_{\min}$ до 7—8.

2. Увеличение α_w при $x_\Sigma > 0$ повышает контактную прочность — см. формулу (10.17). Можно увеличить α_w с 20 до $\sim 25^\circ$ и поднять допускаемую нагрузку приблизительно на 20%.

Таблица 10.2

Рекомендуемые коэффициенты смещения

Коэффициент смещения		Область применения	
шестерни x_1	колеса x_2	прямозубые передачи	косозубые и шевронные передачи
0	0	$z_1 \geq 21$	$z_1 \geq z_{\min} + 2^*$
0,3	—0,3	$14 \leq z_1 \leq 20$ и $u \geq 3,5$	$z_1 \geq z_{\min} + 2$, но не менее 10 и $u \geq 3,5^{**}$ Рекомендация не распространяется на передачи, у которых при твердости колеса до HB320 твердость шестерни превышает ее более чем на HB70
0,5	0,5	$10 \leq z_1 \leq 30^{***}$	

Примечания:

* Ограничение по подрезанию.

β , град	до 12	св. 12 до 17	св. 17 до 21	св. 21 до 24	св. 24 до 28	св. 28 до 31
$z_{\min}$	17	16	15	14	13	12

** Ограничение по подрезанию.

β , град	до 10	св. 10 до 15	св. 15 до 20	св. 20 до 25	св. 25 до 30
$z_{\min}$	12	11	10	9	8

*** Нижние предельные значения z_1 , определяемые минимумом $e_\alpha = 1,2$ в зависимости от z_2 .

z_2	16	18 ÷ 19	20 ÷ 21	22 ÷ 24	25 ÷ 28	29 и более
z_1	16	14	13	12	11	10

3. При большом числе зубьев у шестерни и колеса смещение малоэффективно, так как форма зуба даже при значительных смещениях почти не изменяется. (У рейки $z = \infty$ — смещение совершенно не изменяет форму зуба.)

Передачи со смещением при $x_2 = 0$ применяют при больших i и малых z_1 . В этих условиях смещения $x_1 > 0$ и $x_2 < 0$ выравнивают форму зубьев шестерни и колеса и приближают их к равнопрочности по изгибу.

Смещения при $x_2 \neq 0$ могут влиять на большее число параметров зацепления. Рекомендации по выбору коэффициентов смещения даны в ГОСТ 16532—70. Некоторые из этих рекомендаций приведены в табл. 10.2.

Точность изготовления и ее влияние на качество передачи

Качество передачи связано с ошибками изготовления зубчатых колес и деталей, определяющих их взаимное расположение в передаче (корпусов, подшипников и валов). Деформация деталей под нагрузкой также влияет на качество передачи.

Основными ошибками изготовления зубчатых колес являются: ошибки шага и формы профиля зубьев, ошибки в направлении зубьев относительно образующей делительного цилиндра.

Ошибки шага и профиля нарушают кинематическую точность и плавность работы передачи. В передаче сохраняется постоянным только среднее значение передаточного отношения i . Мгновенные значения i в процессе вращения периодически изменяются. Колебания передаточного отношения особенно нежелательны в кинематических цепях, выполняющих следящие, делительные и измерительные функции (станки, приборы и др.).

В силовых быстроходных передачах с ошибками шага и профиля связаны дополнительные динамические нагрузки, удары и шум в зацеплении.

Ошибки в направлении зубьев в сочетании с перекосом валов вызывают неравномерное распределение нагрузки по длине зуба.

Точность изготовления зубчатых передач регламентируется ГОСТами, которые предусматривают двенадцать степеней точности. Каждая степень точности характеризуется тремя показателями:

1. Норма кинематической точности регламентирует наибольшую погрешность передаточного отношения или полную погрешность угла поворота зубчатого колеса в пределах одного оборота (в зацеплении с эталонным колесом).

2. Норма плавности работы регламентирует многократно повторяющиеся циклические ошибки передаточного отношения или угла поворота в пределах одного оборота.

3. Норма контакта зубьев регламентирует ошибки изготовления зубьев и сборки передачи, влияющие на размеры

пятна контакта в зацеплении (на распределение нагрузки по длине зубьев) *.

Степень точности выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. Наибольшее распространение имеют 6, 7 и 8-я степени точности (табл. 10.3).

Таблица 10.3

Ориентировочные рекомендации по выбору степени точности передачи

Степень точности не ниже	Окружная скорость, м/с		Примечание
	не более		
	прямо- зубая	косо- зубая	
6 (высокоточные)	15	25	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи — делительные, отсчетные и т. п.
7 (точные)	10	17	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или при повышенных нагрузках и умеренных скоростях
8 (средней точности)	6	10	Передачи общего машиностроения, не требующие особой точности
9 (пониженной точности)	2	3,5	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности

ГОСТ допускает комбинацию степеней точности по отдельным нормам. Например, для тихоходных высоконагруженных передач можно принять повышенную норму контакта зубьев по сравнению с другими нормами, а для быстроходных малонагруженных — повышенную норму плавности и т. п.

Во избежание заклинивания зубьев в зацеплении должен быть гарантированный боковой зазор. Величина зазора регламентируется в виде сопряжения зубчатых колес. Стандартом предусмотрено шесть видов сопряжения: *H* — нулевой зазор; *E* — малый зазор; *C* и *D* — уменьшенный зазор; *B* — нормальный зазор; *A* — увеличенный зазор.

При сопряжениях *H*, *E* и *C* требуется повышенная точность изготовления. Их применяют для реверсируемых передач при высоких требованиях к кинематической точности, а также при наличии крутильных колебаний валов.

Стандарт устанавливает также допуски на межосевые расстояния, на перекося валов и некоторые другие параметры.

* Пятном контакта называют часть боковой поверхности зуба, на которой полагаются следы прилеганий к зубу парного колеса (которое при испытаниях обычно намазывают краской) после вращения собранной передачи при легком торможении.

Прямозубая цилиндрическая передача (рис. 10.13). На рис. 10.13 F_n — нормальная сила, направленная по линии зацепления как общей нормали к рабочим поверхностям зубьев. Силы, действующие в зацеплении, принято прикладывать в полюсе зацепления. При этом силу F_n переносят в полюс и раскладывают на окружную F_t и радиальную F_r .

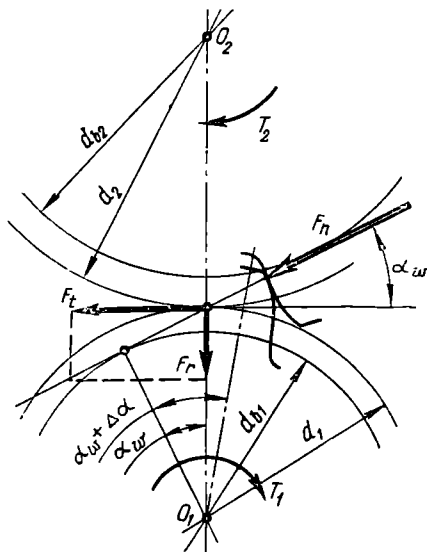


Рис. 10.13

Такое разложение удобно при расчете валов и опор. По заданным T и d определяют

$$F_t = 2T_1/d_1 \quad (10.7)$$

и через нее выражают все другие составляющие

$$\left. \begin{aligned} F_r &= F_t \operatorname{tg} \alpha_w, \\ F_n &= F_t / \cos \alpha_w. \end{aligned} \right\} \quad (10.8)$$

Косозубая и шевронная цилиндрические передачи (рис. 10.14, а, б). Здесь силу F_n раскладывают на три составляющие:

$$\left. \begin{aligned} \text{окружную силу } F_t &= 2T_1/d_1, \\ \text{осевую силу } F_a &= F_t \operatorname{tg} \beta, \\ \text{радиальную силу } F_r &= F'_t \operatorname{tg} \alpha_w = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}, \\ \text{В свою очередь сила } F_n &= \frac{F'_t}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cos \beta}. \end{aligned} \right\} \quad (10.9)$$

Наличие в зацеплении осевых сил, которыми дополнительно нагружаются опоры валов, является недостатком косозубых колес. Этот недостаток устраняется в шевронной передаче (см. рис. 10.14, б и

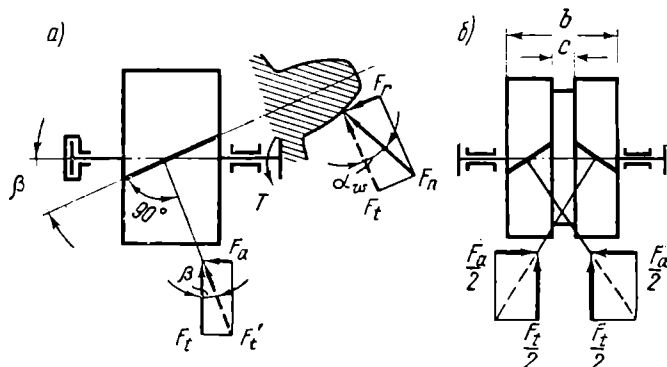


Рис. 10.14

10.4), которая подобна двойной косозубой передаче с противоположным направлением зубьев. Осевые силы здесь уравниваются на самом зубчатом колесе.

§ 4. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Работоспособность зубчатых передач в значительной мере определяется величиной контактных напряжений. Поэтому, прежде чем приступить к изучению расчетов на прочность, необходимо восстановить в памяти то, что сказано о контактных напряжениях на стр. 7.

Условия работы зуба в зацеплении

При передаче крутящего момента (рис. 10.15) в зацеплении, кроме нормальной силы F_n , действует сила трения, равная $F_n f$, связанная со скольжением. Под действием этих сил зуб находится в сложном напряженном состоянии (рис. 10.16). Решающее влияние на его работоспособность оказывают два

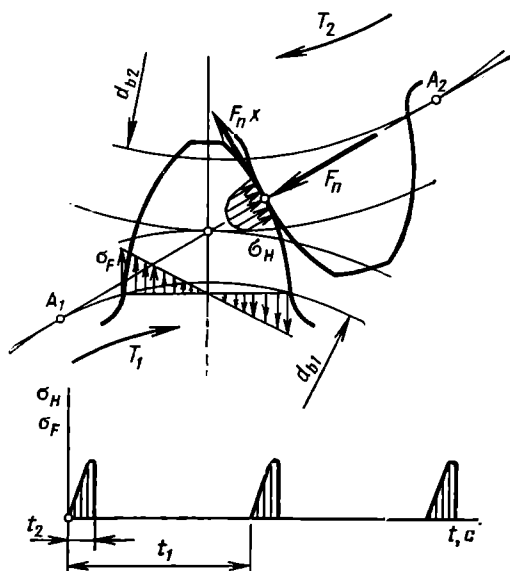


Рис. 10.15

Общие меры предупреждения поломки зубьев — увеличение модуля, положительное смещение при нарезании зубьев, термообработка, наклеп, уменьшение концентрации нагрузки по краям (жесткие валы, зубья со срезанными углами — см. рис. 10.19, бочкообразные зубья — см. рис. 10.20, в и пр.).

Повреждение поверхности зубьев

Все виды повреждения поверхности зубьев (рис. 10.18) связаны с контактными напряжениями и трением.

Усталостное выкрашивание от контактных напряжений (рис. 10.18, а) является основным видом разрушения поверхности зубьев при хорошей смазке передачи (чаще всего это бывают закрытые передачи, защищенные от пыли и грязи). Зубья таких передач разделены тонким слоем масла, устраняющим металлический контакт. При этом износ зубьев мал. Передача работает длительное время до появления усталости в поверхностных слоях зубьев. На поверхности появляются небольшие углубления, напоминающие оспинки, которые потом растут и превращаются в раковины.

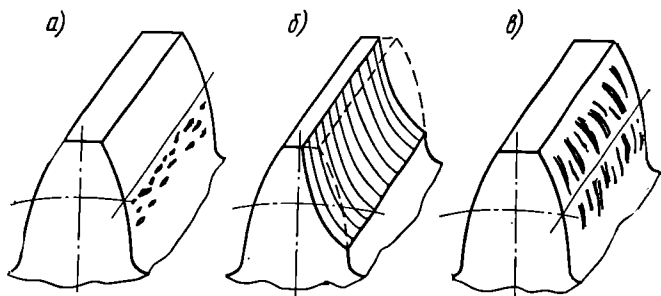


Рис. 10.18

Выкрашивание начинается обычно вблизи полюсной линии на ножках зубьев там, где нагрузка передается одной парой зубьев, а скольжение и перекатывание зубьев направлены так, что масло запрессовывается в трещины и способствует выкрашиванию частиц металла (см. рис. 0.2). При выкрашивании нарушаются условия образования сплошной масляной пленки, появляется металлический контакт с последующим быстрым износом или задиром поверхности.

Образование первых усталостных раковин не всегда служит признаком близкого полного разрушения зубьев. В передачах, зубья которых имеют невысокую твердость ($HB < 350$), наблюдаются случаи так называемого ограниченного или начального выкрашивания. Начальное выкрашивание связано с приработкой зубьев недостаточно точно изготовленных передач. Оно появляется в местах концентрации нагрузки после непродолжительной работы и затем приостанавливается. При этом образовавшиеся раковины не развиваются и даже совершенно исчезают вследствие сглаживания. Прекращение дальнейшего вы-

крашивания в этом случае объясняется тем, что разрушение мест концентрации нагрузки выравнивает ее распределение по поверхности зуба.

При высокой твердости зубьев ($HB > 350$) явление ограниченного выкрашивания обычно не наблюдается. Здесь образовавшиеся раковины быстро растут вследствие хрупкого разрушения их краев.

В передачах, работающих со значительным износом, выкрашивание не наблюдается, так как поверхностные слои снимаются раньше, чем появляются трещины усталости.

Основные меры предупреждения выкрашивания: расчет на выносливость по контактным напряжениям; повышение твердости материала путем термообработки; повышение степени точности и в особенности по норме контакта зубьев.

А б р а з и в н ы й и з н о с (рис. 10.18, б) является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. К таким передачам относятся прежде всего открытые передачи, а также закрытые, но недостаточно защищенные от загрязнения абразивными частицами (пыль, продукты износа и т. п.). Такие передачи можно встретить в сельскохозяйственных и транспортных машинах, в горнорудном оборудовании, в грузоподъемных машинах и т. п.

У изношенной передачи увеличиваются зазоры в зацеплении, появляется шум (удары), возрастают динамические нагрузки. В то же время прочность изношенного зуба понижается вследствие уменьшения его поперечного сечения. Все это может привести к поломке зубьев, если зубчатые колеса своевременно не будут забракованы и заменены новыми.

Расчет по износу до сего времени не разработан, так как интенсивность износа зависит от многих случайных факторов и в первую очередь от интенсивности загрязнения смазки.

Основные меры предупреждения износа — повышение твердости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение масел с повышенной вязкостью.

З а е д а н и е (рис. 10.18, в) наблюдается преимущественно в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В месте соприкосновения зубьев этих передач развивается высокая температура, способствующая разрыву масляной пленки и образованию металлического контакта. Здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения. Кромочный удар (см. ниже) способствует заеданию.

Меры предупреждения заедания — те же, что и против износа. Эффективно азотирование или цианирование зубьев. Желательно фланкирование зубьев и интенсивное охлаждение смазки. Эффективно применение противозадирных масел с повышенной вязкостью и химически активными добавками. Правильным выбором сорта масла можно поднять допускаемую нагрузку по заеданию над допускаемыми нагрузками по другим критериям.

П л а с т и ч е с к и е с д в и г и наблюдаются у тяжело нагруженных тихоходных зубчатых колес, выполненных из мягкой стали.

При перегрузках на мягкой поверхности зубьев появляются пластические деформации с последующим сдвигом в направлении скольжения (см. рис. 10.10). В результате у полюсной линии зубьев ведомого колеса образуется хребет, а у ведущего — соответствующая канавка. Образование хребта нарушает правильность зацепления и приводит к разрушению зубьев. Пластические сдвиги можно устранить повышением твердости рабочих поверхностей зубьев, а также вязкости масла.

Отслаивание твердого поверхностного слоя зубьев, подвергнутых поверхностному упрочнению (азотирование, цементирование, закалка т. в. ч. и т. п.). Этот вид разрушения наблюдается при недостаточно высоком качестве термической обработки, когда внутренние напряжения не сняты отпуском или когда хрупкая корка зубьев не имеет под собой достаточно прочной сердцевины. Отслаиванию способствует действие больших перегрузок.

Из всех перечисленных видов разрушения поверхности зубьев наиболее изученным к настоящему времени является выкрашивание. Это позволило выработать нормы допускаемых контактных напряжений, устраняющих выкрашивание в течение заданного срока службы. Расчеты по контактным напряжениям, предупреждающие выкрашивание, получили широкое распространение.

Специальные методы расчета для предупреждения других видов разрушения поверхности зубьев или еще не разработаны (при пластическом сдвиге, отслаивании), или недостаточно обоснованы (при износе, заедании), а поэтому здесь не рассматриваются.

Поскольку упомянутые нормы допускаемых контактных напряжений проверяют опытом эксплуатации передач, приближенно можно полагать, что эти нормы учитывают, кроме выкрашивания, и другие виды повреждения поверхности зубьев. При этом рекомендуют выполнять указанные меры предупреждения повреждений.

В современной методике расчета из двух напряжений σ_H и σ_F за основные в большинстве случаев приняты контактные напряжения, так как в пределах заданных габаритов колес σ_H остаются постоянными, а σ_F можно уменьшать, увеличивая модуль.

§ 5. РАСЧЕТНАЯ НАГРУЗКА

За расчетную нагрузку принимают максимальное значение удельной нагрузки, распределенной по линии контакта зубьев,

$$q = \frac{F_n}{l_\Sigma} K_\beta K_v = \frac{F_t}{b_w K_\epsilon \epsilon_\alpha \cos \alpha_w} K_\beta K_v, \quad (10.10)$$

где F_n и l_Σ — по формулам (10.9) и (10.4) (для прямозубых передач при условии однопарного зацепления $l_\Sigma = b_w$ или $K_\epsilon \epsilon_\alpha = 1$); K_β — коэффициент неравномерности нагрузки по ширине колеса; K_v — коэффициент динамической нагрузки.

Обозначим

$$w_t = \frac{F_t}{b_w} K_\beta K_v. \quad (10.11)$$

Параметр ω , называют *удельной расчетной окружной силой*. При этом

$$q = \frac{\omega_1}{K_{\varepsilon} \varepsilon_{\alpha} \cos \alpha_w} \cdot \quad (10.12)$$

При постоянном или приближенно постоянном режиме нагрузки, а также в тех случаях, когда режим нагрузки неопределен (неизвестен), величину ω_1 определяют исходя из номинальной мощности двигателя. При заданном режиме нагрузки, см., например, циклограмму нагружения на рис. 10.20, величину ω_1 определяют по максимальному моменту из числа тех, при которых за полный срок службы передачи число циклов перемены напряжений $\geq 5 \cdot 10^4$ (см. § 11).

Коэффициент неравномерности нагрузки K_{β}

Неравномерность распределения нагрузки по ширине колеса связана с деформацией валов, корпусов, опор и самих зубчатых колес, а также с погрешностями изготовления передачи. Поясним это сложное явление на примере, учитывающем только прогиб валов.

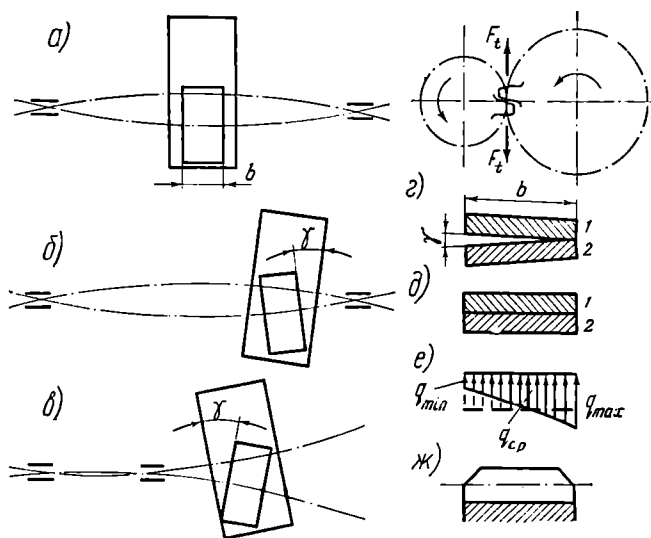


Рис. 10.19

На рис. 10.19 изображено взаимное расположение зубчатых колес при деформированных валах в случаях: симметричного (рис. 10.19, а), несимметричного (рис. 10.19, б) и консольного (рис. 10.19, в) расположения колес относительно опор. Валы прогибаются в противоположные стороны под действием сил в зацеплении.

При симметричном расположении опор прогиб валов не вызывает перекоса зубчатых колес и, следовательно, почти не нарушает распределения нагрузки по длине зуба. Это самый благоприятный случай. При несимметричном и консольном расположении опор колеса пере-

кашиваются на угол γ , что приводит к нарушению правильного касания зубьев. Если бы зубья были абсолютно жесткими, они соприкасались бы только своими концами (рис. 10.19, *г*). Деформация зубьев уменьшает влияние перекосов и в большинстве случаев сохраняет их соприкосновение по всей длине (рис. 10.19, *д*). Однако при этом нагрузка перераспределяется в соответствии с величиной деформации отдельных участков зубьев (рис. 10.19, *е*).

Отношение

$$q_{\max}/q_{\text{ср}} = K_{\beta},$$

где $q_{\text{ср}}$ — средняя интенсивность нагрузки.

При прочих равных условиях влияние перекоса зубьев увеличивается с увеличением ширины колес b_w , поэтому величину последней ограничивают (см. ниже).

Неравномерность нагрузки увеличивает контактные напряжения и напряжения изгиба у краев зубьев. Для уменьшения опасности

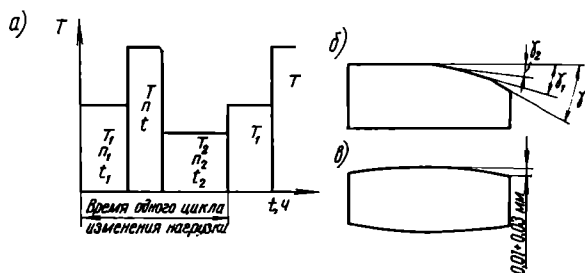


Рис. 10.20

выламывания углов зубьев на практике применяют колеса со срезанными углами (рис. 10.19, *ж*).

Если колеса изготовлены из прирабатывающихся материалов (например, стали твердостью $HV \leq 350$), то неравномерность нагрузки постепенно уменьшается вследствие повышенного местного износа.

При постоянной по величине нагрузке передачи приработка зубьев может полностью устранить неравномерность распределения нагрузки. Переменная нагрузка (рис. 10.20, *а*) сопровождается ступенчатой приработкой зубьев (см. продольное сечение зуба, изображенное на рис. 10.20, *б*). При ступенчатой приработке неравномерность нагрузки снижается лишь частично. Ступенчатая приработка, или огранка зубьев, связана с изменением деформации валов и угла перекоса колес в зависимости от величины нагрузки. Каждому углу перекоса соответствует своя площадка соприкосновения зубьев, образовавшаяся от приработки при данной нагрузке.

Благоприятное влияние приработки зубьев на уменьшение неравномерности нагрузки проявляется в значительно меньшей степени при высокой твердости поверхности зубьев ($HV > 350$), а также в передачах с высокими окружными скоростями ($v > 15$ м/с). При больших скоростях между зубьями образуется постоянный масляный слой, защищающий их от износа.

Для уменьшения неравномерности нагрузки при высокой твердости зубьев и высоких окружных скоростях рекомендуют применять относительно неширокие колеса или придавать зубьям бочкообразную форму путем специальной дополнительной обработки (рис. 10.20, в).

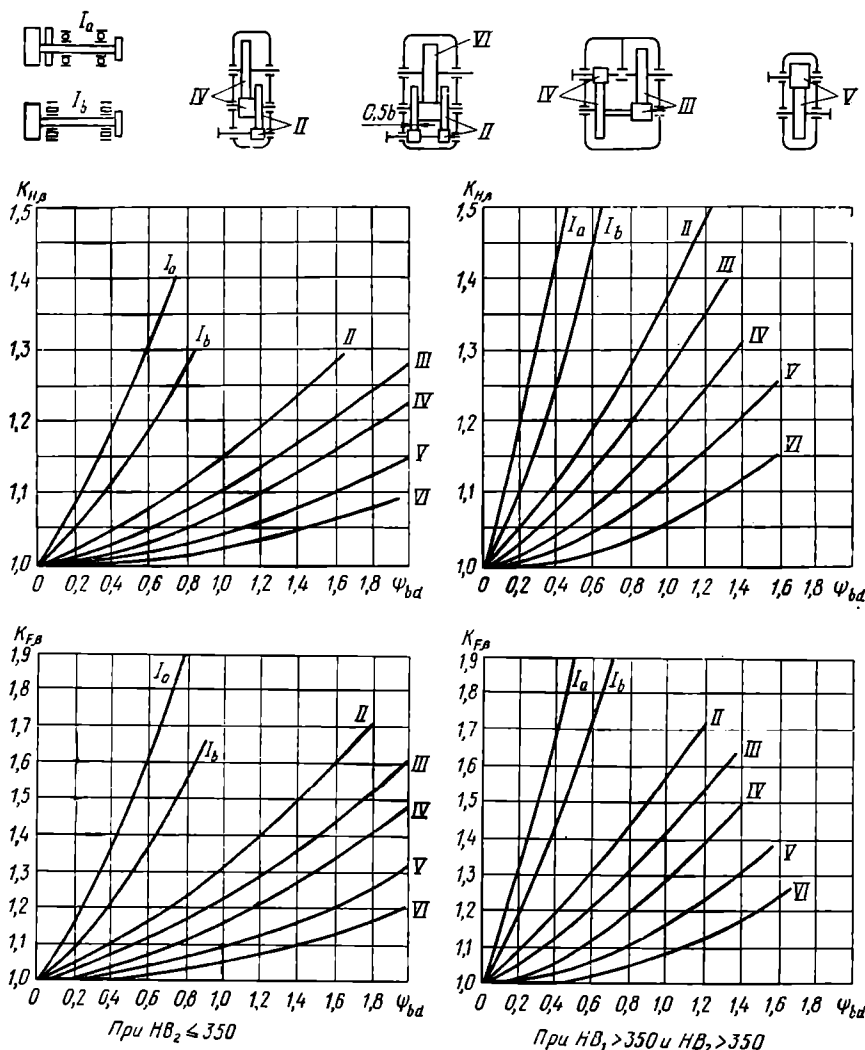


Рис. 10.21

При конструировании передачи необходимо учитывать все факторы, влияющие на величину неравномерности нагрузки, и в первую очередь не применять нежестких валов, опор и корпусов.

Расчет величины коэффициента K_β связан с определением угла перекоса γ . При этом следует учитывать не только деформацию валов,

опор и самих колес, но также и ошибки монтажа и приработку зубьев. Все это затрудняет точное решение задачи.

Для приближенной оценки величины K_β рекомендуют графики, составленные на основе расчетов и практики эксплуатации — см. рис. 10.21. Графики рекомендуют для передач, жесткость деталей которых удовлетворяет нормам, принятым в редукторостроении (см. также гл. 14).

Неравномерность распределения нагрузки по ширине колеса влияет различно на прочность зубьев по контактным и изгибным напряжениям (коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ на рис. 10.21). Кривые на графиках соответствуют различным случаям расположения колес относительно опор, изображенных на схемах рис. 10.21 (схема I *a* — шариковые опоры, I *b* — роликовые опоры.) Влияние ширины колеса на графиках учитывается коэффициентом $\psi_{bd} = b_w/d_1$. Влияние приработки зубьев учитывается тем, что для различной твердости материалов даны различные графики. Графики разработаны для распространенного на практике режима работы с переменной нагрузкой и окружной скоростью $v < 15$ м/с. При постоянной нагрузке, при $HB < 350$ и $v < 15$ м/с, можно принимать $K_\beta = 1$.

Коэффициент динамической нагрузки K_v

Выше было указано, что погрешности нарезания зубьев являются причиной непостоянства мгновенных значений передаточного отношения. Это значит, что при $\omega_1 = \text{const}$

$$\omega_2 \neq \text{const} \quad \text{и} \quad d\omega_2/dt \neq 0.$$

В зацеплении появляется дополнительный динамический момент $T_d = J \frac{d\omega_2}{dt}$, где J — момент инерции вращающихся ведомых масс. Основное влияние на величину динамических нагрузок имеют ошибки основного шага p_b . На рис. 10.22 изображен случай зацепления, при котором шаг колеса больше шага шестерни, т. е. $p_{b2} > p_{b1}$.

По закону эвольвентного зацепления $i = d_{w2}/d_{w1} = \text{const}$ при постоянном положении полюса зацепления или при положении всех точек зацепления на линии зацепления A_1A_2 . Если $p_{b2} > p_{b1}$, вторая пара зубьев вступает в зацепление в точке b' до выхода на линию зацепления в точку b . При этом изменяется мгновенное значение передаточного отношения.

В точке b' происходит так называемый кромочный удар *. Кромочный удар не только увеличивает динамическую нагрузку, но также способствует задиру поверхности зубьев. Для уменьшения эффекта кромочного удара применяют фланкированные зубья, у которых верхний участок эвольвенты выполняют с отклонением в тело зуба (на рис. 10.22 показан штриховой линией **).

* При $p_{b2} < p_{b1}$ появляется срединный удар.

** Для нарезания фланкированных зубьев применяют тот же зуборезный инструмент, но при исходном контуре со срезами.

Таблица 10.4

Значения коэффициента q_0

Модуль m , мм	Степень точности по нормам плавности			
	6	7	8	9
До 3,55	3,8	4,7	5,6	7,3
Св. 3,55 до 10	4,2	5,3	6,1	8,2
Св. 10	4,8	6,4	7,3	10

Таблица 10.5

Значения коэффициента δ_H при расчете контактной прочности

Твердость поверхности зубьев	Вид зубьев	δ_H
При $HV \leq 350$ хотя бы одного из зубчатых колес пары	Прямые без модификации	0,006
	Прямые с модификацией	0,004
	Косые	0,002
При $HV_1 > 350$ и $HV_2 > 350$	Прямые без модификации	0,014
	Прямые с модификацией	0,010
	Косые	0,004

Таблица 10.6

Значения коэффициента δ_F при расчете изгибной прочности

Вид передачи	δ_F
Косозубые и шевронные	0,006
Прямозубые с модификацией	0,011
Прямозубые без модификации	0,016

Таблица 10.7

Значения $w_{t_{\max}}$

Степень точности по нор- мали плавности	6	7	8	9
$w_{t_{\max}}$, кгс/мм	18,5	33	52,5	82,5

Величина дополнительных динамических нагрузок зависит от величины ошибки шага, окружной скорости, присоединенных масс, упругости зубьев и других деталей передачи и пр.

Расчет коэффициента K_v не менее сложен, чем расчет K_β . Для приближенной оценки рекомендуют

$$K_v = 1 + (\omega_v / \omega_{tp}), \quad (10.13)$$

где ω_v — удельная окружная динамическая сила; ω_{tp} — удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации.

$$\omega_{tp} = \frac{F_t}{b_w} K_\beta. \quad (10.14)$$

$$\omega_v = \delta q_0 v \sqrt{a_w / u} - \text{см. примечание,} \quad (10.15)$$

где ω_v — кгс/мм; v — м/с; a_w — мм; q_0 — коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении зубьев шестерни и колеса — см. табл. 10.4; δ — коэффициент, учитывающий проявление погрешностей зацепления на динамическую нагрузку.

Значение δ различно при расчетах на контактные (табл. 10.5) и изгибные (табл. 10.6) напряжения.

Примечание. Если значение ω_v превышает величину $\omega_{t \max}$ (табл. 10.7), то принимают $\omega_v = \omega_{t \max}$.

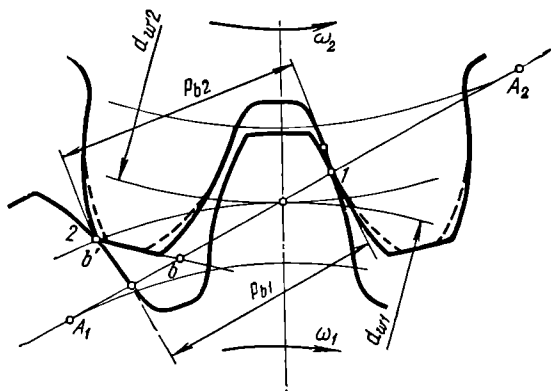


Рис. 10.22

§ 6. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет на прочность прямозубых и косозубых цилиндрических передач стандартизован ГОСТ 21354—75. В курсе деталей машин изучают основы такого расчета. При этом вводятся некоторые упрощения, мало влияющие на результаты расчетов для большинства случаев практики. Например, расчет ведется по β , d , α_w , а не по β_d , d_w , α_{tw} и т. п.

Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям

Исследованиями установлено, что наименьшей контактной выносливостью обладает околополюсная зона рабочей поверхности зубьев. Поэтому расчет контактных напряжений принято выполнять при контакте в полюсе зацепления (рис. 10.23).

Контакт зубьев можно рассматривать как контакт двух цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 . При этом контактные напряжения определяют по формуле (0.1)

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{np}} \cdot \frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}}. \quad (10.16)$$

Для нашего случая по формуле (10.12) $q = \frac{w_{Ht}}{K_\epsilon \epsilon_\alpha \cos \alpha_w}$, а по формуле

$$(10.11) \quad w_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} K_{H\beta} K_{H\alpha}.$$

Решая задачу в общем виде, рассматриваем косозубую передачу и определяем радиусы кривизны (см. рис. 10.23) по диаметрам эквивалентных прямозубых колес — см. формулу (10.1):

$$\rho_1 = \frac{d_{v1}}{2} \sin \alpha_w;$$

$$\rho_2 = \frac{d_{v2}}{2} \sin \alpha_w.$$

При этом

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_{np}} &= \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \\ &= \frac{2 \cos^2 \beta}{d_1 \sin \alpha_w} \pm \frac{2 \cos^2 \beta}{d_2 \sin \alpha_w} = \\ &= \frac{2 \cos^2 \beta}{d_1 \sin \alpha_w} \left(1 \pm \frac{1}{u} \right) = \\ &= \frac{2(u \pm 1) \cos^2 \beta}{d_1 u \sin \alpha_w}. \end{aligned}$$

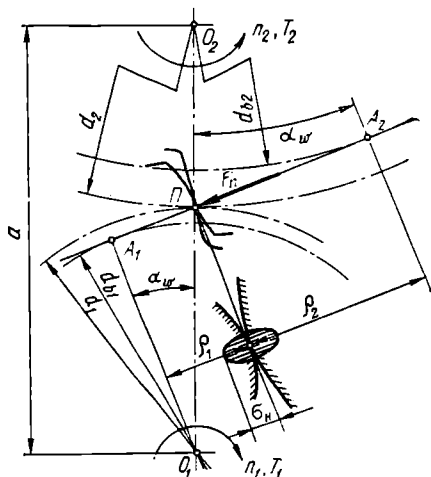


Рис. 10.23

Знак (+) для наружного, а (—) для внутреннего зацепления.

Подставляя в формулы (10.16) и заменяя $\cos \alpha_w \sin \alpha_w = \frac{1}{2} \sin 2\alpha_w$, получаем

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w_{Ht} 4(u \pm 1) \cos^2 \beta}{K_\epsilon \epsilon_\alpha d_1 u \sin 2\alpha_w} \cdot \frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}}.$$

Обозначим: $z_H = \sqrt{2 \cos^2 \beta / \sin 2\alpha_w}$ — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев * (напомним, что при $x = 0$ и $x_\Sigma = 0$; $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ и $z_H = 1.77 \cos \beta$); $z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1-\mu^2)}}$ — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; для стальных зубчатых колес $z_M = 866 \text{ (кгс/см}^2\text{)}^{1/2}$ (275 МПа^{1/2});

* По ГОСТ $z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}}$. Расчеты показали, что принятая замена углов с целью упрощения расчета вносит погрешность, не превышающую 2% для значений β от 0 до 40° .

z_e — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; $z_e = \sqrt{1/(K_e \epsilon_a)}$ — для косозубых и $z_e = 1$ — для прямозубых передач. При этом

$$\sigma_H = z_H z_M z_e \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_1} \frac{(u \pm 1)}{u}} \leq [\sigma_H]. \quad (10.17)$$

Величина расчетных контактных напряжений одинакова для шестерни и колеса. Поэтому расчет выполняют для того из колес пары, у которого меньше допускаемое напряжение $[\sigma_H]$ — см. ниже (чаще это бывает у колеса, а не шестерни).

Формула (10.17) удобна для проверочных расчетов, когда все необходимые размеры и другие параметры передачи известны. При проектном расчете необходимо определить размеры передачи по заданным основным характеристикам: крутящему моменту T_1 (или T_2) и передаточному числу u .

С этой целью формулу (10.17) решают относительно d_1 или a . При этом в формуле оставляют только те из неизвестных параметров, которые можно определить или выбрать по рекомендациям на основе накопленного опыта. Другие неизвестные параметры включают в некоторый обобщенный коэффициент, которому дают приближенную оценку. В нашем случае, обозначив $\psi_{ba} = b_w/d_1$ — коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра, найдем

$$\frac{w_{Ht}}{d_1} = \frac{F_t}{d_1 b_w} K_{H\beta} K_{H\alpha} = \frac{2T_1}{d_1^3 \psi_{ba}} K_{H\beta} K_{H\alpha}.$$

Подставляя в формулу (10.17), получаем

$$\sigma_H = z_H z_M z_e \sqrt{\frac{2T_1}{d_1^3 \psi_{ba}} K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{(u \pm 1)}{u}} \leq [\sigma_H]. \quad (10.17a)$$

Решая относительно d_1 , запишем

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2} \frac{(u \pm 1)}{u}}. \quad (10.18)$$

Здесь

$$K_d = \sqrt[3]{(z_H z_M z_e)^2 2 K_{H\alpha}}.$$

Решая относительно межосевого расстояния a , заменяем $T_1 = T_2/u$; $d_1 = 2a/(u \pm 1)$ и вводим $\psi_{ba} = b_w/a$ — коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния. После преобразований получим

$$a = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 [\sigma_H]^2 \psi_{ba}}}. \quad (10.19)$$

Здесь

$$K_a = \sqrt[3]{(z_H z_M z_e)^2 0,5 K_{H\alpha}}.$$

Формулы (10.18) и (10.19) равноправны. При расчете по этим формулам приходится задаваться значениями коэффициентов ψ_{ba}

или ψ_{ba} . Коэффициент ψ_{bd} нагляднее отражает конструкцию колес, его проще правильно оценить, поэтому формула (10.18) предпочтительна.

Значение $K_{H\alpha}$ обычно невелико и для предварительных расчетов принимают $K_{H\alpha} = 1$.

Тогда $K_d = 167 \text{ (кгс/см}^2\text{)}^{1/3}$ (780 МПа^{1/3}) и $K_a = 105 \text{ (кгс/см}^2\text{)}^{1/3}$ (490 МПа^{1/3}) для *стальных прямозубых колес*.

Оценивая в среднем нагрузочную способность косозубых передач в $\sim 1,5$ раза выше, чем у прямозубых, для предварительных расчетов рекомендуют $K_d = 144 \text{ (кгс/см}^2\text{)}^{1/3}$ (680 МПа^{1/3}) и $K_a = 91 \text{ (кгс/см}^2\text{)}^{1/3}$ (430 МПа^{1/3}) для *стальных косозубых колес*.

При таких значениях K_d и K_a в формулах (10.18) и (10.19) T в кг·см (Н·м), $[\sigma_H]$ в кгс/см² (МПа), d_1 и a в см (мм).

Определение величины допускаемого напряжения $[\sigma_H]$ см. в § 11.

Величину $K_{H\beta}$ оценивают по рис. 10.21 в соответствии с заданной (или выбранной) схемой передачи. Величину ψ_{bd} или $\psi_{ba} = 2\psi_{bd}/(u \pm 1)$ выбирают по рекомендациям табл. 10.8. При этом учитывают следующее. Увеличение ψ_{bd} или относительной ширины колес позволяет уменьшить габариты и массу передачи, но вместе с этим требует повышенной жесткости и точности конструкции. В противном случае появится значительная неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца. Может оказаться, что положительное влияние увеличения ширины колес не компенсирует вредного влияния увеличения неравномерности нагрузки. Влияние различных факторов на неравномерность нагрузки рассмотрено в § 5 и учтено в рекомендациях табл. 10.8.

Таблица 10.8

Рекомендуемые значения $\psi_{bd} = b_w/d_1$ [24]

Расположение колеса относительно опор (см. рис. 10.19)	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$H\text{B}_2 \leq 350$ или $H\text{B}_1$ и $H\text{B}_2 \leq 350$	$H\text{B}_2$ и $H\text{B}_1 > 350$
Симметричное	0,8 ÷ 1,4	0,4 ÷ 0,9
Несимметричное	0,6 ÷ 1,2	0,3 ÷ 0,6
Консольное	0,3 ÷ 0,4	0,2 ÷ 0,25

Примечания: 1. Большие значения для постоянных и близких к ним нагрузок; для жестких конструкций валов и опор. 2. Для шевронных передач при b_w , равной сумме полушевронов, ψ_{bd} можно увеличить в 1,3 ÷ 1,4 раза.

Для многоступенчатых редукторов, у которых нагрузка увеличивается от ступени к ступени, в каждой последующей ступени значение ψ_{bd} принимают больше, чем в предыдущей. Это способствует хорошему соотношению размеров колес по ступеням — см. § 8.

Выбор модуля и числа зубьев

В формулах (10.18) и (10.19) модуль и число зубьев не участвуют непосредственно. Они входят в эти формулы косвенно через d_1 или a (или d_1 и u), которые определяются произведениями mz .

Из этого следует, что величина контактных напряжений σ_H не зависит от модуля или числа зубьев в отдельности, а определяется только их произведениями или диаметрами колес.

По условиям контактной прочности при данных d_1 или a модуль передачи может быть сколь угодно малым, лишь бы соблюдались равенства $mz_1 = d_1$ и $m(z_1 \pm z_2) = 2a$.

Минимально допускаемую величину модуля можно определить из условий прочности зубьев на изгиб по формуле (10.28). Однако при таком расчете в большинстве случаев получают зацепления с очень мелкими зубьями, применение которых практически ограничено.

Поэтому величину m обычно выбирают, ориентируясь на рекомендации, выработанные практикой, и затем проверяют на изгиб. В этих рекомендациях учитывают следующие основные соображения.

Мелкомодульные колеса с большим числом зубьев предпочтительны по условиям плавности хода передачи (увеличивается ϵ_α) и по экономическим соображениям. При малых m уменьшаются потери на трение (уменьшается скольжение), сокращается расход материала (уменьшается наружный диаметр $d_a = d + 2h_a^* m$) и экономится станочное время нарезания зубьев (уменьшается объем срезаемого материала).

Крупномодульные колеса с большим объемом зубьев дольше противостоят износу, могут работать длительное время после начала выкрашивания, менее чувствительны к перегрузкам и неоднородности материала (дефекты литья и т. п.).

При мелком модуле возрастают требования к точности и жесткости передачи, так как увеличивается возможность поломки зубьев вследствие концентрации нагрузок, в особенности при перегрузках. При ориентировочной оценке величины m можно использовать рекомендации табл. 10.9.

Выбрав ψ_m , определяют

$$m = b_w / \psi_m, \quad (10.20)$$

где

$$b_w = \psi_{ba} d_1. \quad (10.21)$$

Величина m согласуется со стандартом (см. табл. 10.1).

По изложенным выше соображениям, для силовых передач обычно рекомендуют принимать $m \geq 1,5$ мм.

При известном модуле определяют все остальные параметры передачи:

$$z_1 = (d_1 \cos \beta) / m; \quad z_2 = z_1 u \quad \text{и} \quad d_2 = (m z_2) / \cos \beta. \quad (10.22)$$

Должно быть $z_1 \geq z_{\min}$, где $z_{\min}$ — по табл. 10.2.

С целью уменьшения шума в быстроходных передачах рекомендуют брать $z_1 \geq 25$. Для окончательного утверждения выбранной величины модуля необходимо проверить прочность зубьев по напряжениям изгиба по формулам (10.25) или (10.26).

Выбор величины модуля

Конструкция	$\psi_m = b/m$
	не более
Высоконагруженные точные передачи, валы, опоры и корпуса повышенной жесткости: $HV \leq 350$ $HV > 350$	45—30 30—20
Обычные передачи редукторного типа в отдельном корпусе с достаточно жесткими валами и опорами (и другие аналогичные): $HV \leq 350$ $HV > 350$	30—25 20—15
Грубые передачи, например с опорами на стальных конструкциях (крановые и т. п.) или с плохо обработанными колесами (литые), а также открытые передачи, передачи с консольными валами (конические), подвижные колеса коробок скоростей	15—10

Примечание. Нижние значения ψ_m для повторно-кратковременных режимов работы, значительных перегрузок и средних скоростей; верхние значения ψ_m для длительных режимов работы, небольших перегрузок и высоких скоростей.

В случае неудовлетворительного результата изменяют m и определяют новые значения z .

Отметим, что при проверке можно получить σ_F значительно меньше $[\sigma_F]$ и это не является противоречивым или недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью, а не прочностью на изгиб.

Если расчетное значение σ_F превышает допускаемое при принятых значениях d и m , применяют колеса со смещением или увеличивают m . Это значит, что в данной передаче (при данных материалах) решающее значение имеет не контактная прочность, а прочность на изгиб. На практике такие случаи встречаются у колес с высокотвердыми зубьями при $HRC > 50 \div 60$ (например, цементированные зубья).

Расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба

Зуб имеет сложное напряженное состояние — см. рис. 10.16. Наибольшие напряжения изгиба имеют место у корня зуба в зоне перехода эвольвенты в галтель. Здесь же наблюдается концентрация напряжений.

Для того чтобы по возможности просто получить основные расчетные зависимости (принятые в стандарте) и уяснить влияние основных параметров на прочность зубьев, рассмотрим вначале прямозубое зацепление и допустим следующее (рис. 10.24):

1. Вся нагрузка зацепления передается одной парой зубьев и приложена к вершине зуба. Практика подтверждает, что этот худший случай справедлив для 7-й, 8-й и более низких степеней точности, ошибки изготовления которых не могут гарантировать наличие двух-

парного зацепления. Для более точных передач и при необходимости более точных расчетов вводят поправки (см. [24]).

2. Зуб рассматриваем как консольную балку, для которой справедлива гипотеза плоских сечений или методы сопротивления материалов. Фактически зуб подобен зубообразному выступу, у которого размеры поперечного сечения соизмеримы с размерами высоты. Точный расчет напряжений в таких элементах выполняют методами теории упругости [32]. Мы используем результаты этого расчета для исправления приближенных расчетов путем введения теоретического коэффициента концентрации напряжений. На расчетной схеме (см. рис. 10.24):

$$F_n = F_t / \cos \alpha_w \text{ [см. формулу (10.8)],}$$

где F_t — окружная сила; α' — угол направления нормальной силы F_n , приложенной у вершины зуба, к оси симметрии зуба. Угол α' несколько больше угла зацепления α_w . Связь между ними поясняется рис. 10.13, где $\alpha' = \alpha_w + \Delta\alpha$.

Силу F_n переносят по линии действия на ось симметрии зуба и раскладывают на составляющие

$$F'_t = F_n \cos \alpha' = F_t \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_w}$$

и

$$F'_r = F_n \sin \alpha' = F_t \frac{\sin \alpha'}{\cos \alpha_w}. \quad (a)$$

Напряжение изгиба в опасном сечении, расположенном вблизи хорды основной окружности,

$$\sigma_F = \left(\frac{F'_t l}{W} - \frac{F'_r}{A} \right) K_T, \quad (б)$$

где $W = b_w s^2 / 6$ — момент сопротивления по изгибу; $A = b_w s$ — площадь; b_w , s и l указаны на рис. 10.24; K_T — теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Знак (—) в формуле (б) указывает, что за расчетные напряжения принимают напряжения на растянутой стороне зуба, так как в большинстве случаев практики именно здесь возникают трещины усталостного разрушения (для стали растяжение опаснее сжатия).

Размерные величины l и s неудобны для расчетов. Используя геометрическое подобие зубьев различного модуля, эти величины выражают через безразмерные коэффициенты:

$$l' = l/m \quad \text{и} \quad s' = s/m, \quad (в)$$

где m — модуль зубьев.

С учетом выражений (а) и (в) и введением коэффициентов расчетной нагрузки $K_{F\beta}$ и $K_{F\sigma}$ (см. § 5) формула (б) преобразуется к виду

$$\sigma_F = \frac{F_t K_{F\beta} K_{F\sigma}}{b_w m} \left[\frac{6l'}{(s')^2} \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{s' \cos \alpha_w} \right] K_T.$$

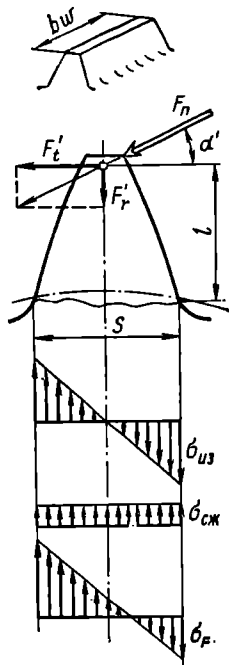


Рис. 10.24

Далее, используя формулу (10.11), вводят параметр

$$w_{Ft} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{F\sigma}}{b_w} - \text{удельная расчетная окружная сила,} \quad (10.23)$$

$$\text{и обозначают } Y_F = \left[\frac{6l'}{(s')^2} \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{s' \cos \alpha_w} \right] K_r - \quad (10.24)$$

коэффициент формы зуба (см. график на рис. 10.25).

При этом для *прямозубых передач* расчетную формулу записывают в виде

$$\sigma_F = Y_F \frac{w_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F], \quad (10.25)$$

где $[\sigma_F]$ — допускаемое напряжение по изгибу (см. § 11).

У *косозубых передач* суммарная длина контактной линии l_Σ больше ширины колеса b_w в $K_\epsilon \epsilon_\alpha / \cos \beta$ раз — см. формулу (10.4). Исследования

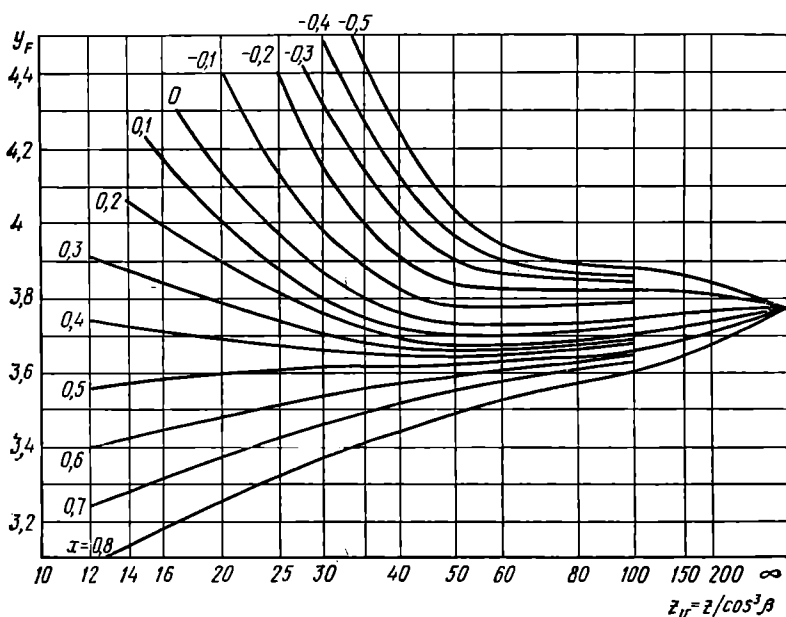


Рис. 10.25

ния подтверждают, что увеличение длины контактной линии уменьшает напряжения изгиба приблизительно так же, как увеличение ширины колеса.

Для *косозубых передач*

$$\sigma_F = Y_F Y_\epsilon Y_\beta \frac{w_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F], \quad (10.26)$$

где $Y_\epsilon = 1/(K_\epsilon \epsilon_\alpha)$ — коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; $Y_\beta \approx \cos \beta$ — коэффициент, учитывающий наклон зубьев.

Влияние угла β выражается через $\cos\beta$ недостаточно точно. На основании исследований рекомендуют $Y_\beta \approx 1 - \frac{\beta^\circ}{140}$ и при $\beta > 42^\circ$ $Y_\beta \approx 0,7$ (отклонения от значений $\cos \beta$ составляют не более 9%).

Из формулы (10.24) следует, что Y_F безразмерный коэффициент, величина которого зависит только от формы зуба (размеры l' , s' , α') и в том числе от формы его галтели (коэффициент K_τ).

Ранее (см. § 2) было показано, что форма зуба при одинаковом исходном контуре инструмента зависит в основном от числа зубьев колеса z и коэффициента смещения инструмента x . Эта зависимость отражена на графике рис. 10.25.

Для колес с внутренними зубьями Y_F можно определять приближенно по формуле

$$Y_F \approx K_\tau \frac{2z}{(z+20)}, \quad (10.27)$$

где K_τ можно принимать равным примерно двум.

Для проектных расчетов по напряжениям изгиба формулы (10.25) и (10.26) разрешают относительно модуля путем замены ψ_{Ft} и последующих преобразований

$$\sigma_F = Y_F Y_e Y_\beta \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv}}{mb_w} = Y_F Y_e Y_\beta \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{Fv}}{d_1 m \psi_{bd} d_1} \leq [\sigma_F].$$

Затем заменим $d_1^2 = \frac{m^2}{\cos^2 \beta} z_1^2$ и запишем

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta}}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}} Y_F. \quad (10.28)$$

При некоторых средних значениях K_{Fv} , Y_e и Y_β коэффициент $K_m \approx 1,4$ — для прямозубых передач, $K_m \approx 1,12$ — для косозубых и шевронных передач.

Порядок проектного расчета передачи

1. На основе приближенной формулы (10.18) определяют геометрические параметры (d , z , m , b_w , a_w).

2. Выполняют проверочный расчет передачи на выносливость по контактным напряжениям — формула (10.17).

3. Выполняют проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба — формула (10.25) или (10.26).

Подробнее — см. примеры расчета.

§ 7. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Общие сведения и характеристика

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, у которых оси валов пересекаются под некоторым углом Σ (рис. 10.26 и 10.27). Наиболее распространены передачи с углом $\Sigma = 90^\circ$.

Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Для нарезания конических колес требуются специальные станки и специальный инструмент. Кроме допусков на размеры зубчатых венцов, здесь необходимо выдерживать допуски на углы Σ , δ_1 и δ_2 , а при монтаже обеспечивать совпадение вершин конусов. Выполнить коническое зацепление с той же степенью точности значительно труднее, чем цилиндрическое.

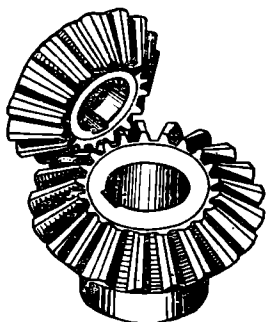


Рис. 10.26

Пересечение осей валов затрудняет размещение опор. Одно из конических колес, как правило, располагают консольно (рис. 10.27). При этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (см. рис. 10.19). В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор. Все это приводит к тому, что по опытным данным *нагрузочная способность конической передачи составляет*

лишь около 0,85 по сравнению с цилиндрической [23]. Несмотря на отмеченные недостатки, конические передачи имеют довольно широкое применение, поскольку конструкция машин часто вынуждает располагать валы под углом.

Передаточное отношение

Углы делительных (начальных) конусов δ_1 и δ_2 связаны с передаточным отношением так же, как и у конических фрикционных передач,

$$\left. \begin{aligned} i &= \sin \delta_2 / \sin \delta_1 \\ \text{и при } \Sigma &= 90^\circ \\ i &= \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \end{aligned} \right\} \quad (10.29)$$

Кроме того, $i = d_2/d_1 = z_2/z_1$.

Силы в зацеплении прямозубой конической передачи

В зацеплении конической передачи действуют силы: о к р у ж - н а я F_t , ради а л ь н а я F_r и о с е в а я F_a . Зависимость между этими силами нетрудно установить с помощью рис. 10.27, где силы изображены приложенными к шестерне.

По нормали к зубу действует сила F_n , которая раскладывается на F_t и F'_r . В свою очередь F'_r раскладывается на F_a и F_r .
Здесь

$$\left. \begin{aligned} F_t &= 2T_1/d_{m1}, & F_n &= F_t / \cos \alpha, \\ F'_r &= F_t \operatorname{tg} \alpha, \\ F_r &= F'_r \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1, \\ F_a &= F'_r \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1. \end{aligned} \right\} \quad (10.30)$$

Для колеса направление сил противоположно. При этом F_a является радиальной силой, а F_r — осевой.

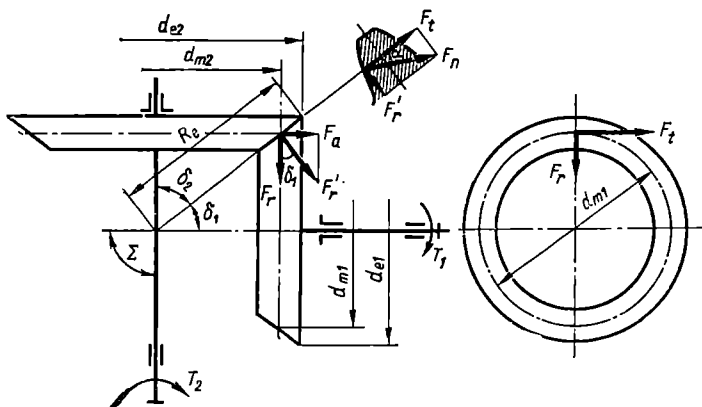


Рис. 10.27

Приведение прямозубого конического колеса к эквивалентному прямозубому цилиндрическому

Форма зуба конического колеса в нормальном сечении дополнительным конусом φ , (рис. 10.28) будет такой же, как у цилиндрического колеса, образованного разверткой φ_2 дополнительного конуса.

Диаметр эквивалентного колеса

$$d_{v1} = d_{e1} / \cos \delta_1; \quad d_{v2} = d_{e2} / \cos \delta_2. \quad (10.31)$$

Выражая диаметры через z и m , запишем $z_{v1}m = z_1m / \cos \delta_1$ или числа зубьев эквивалентных колес $z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1$;

$$z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2. \quad (10.32)$$

Расчет зубьев прямозубой конической передачи по напряжениям изгиба

Размеры поперечных сечений зуба конического колеса изменяются пропорционально расстоянию этих сечений от вершины конуса (рис. 10.29). Все поперечные сечения зуба геометрически подобны. При этом удельная нагрузка q распределяется неравномерно по длине зуба. Она изменяется в зависимости от величины деформации и жесткости зуба в различных сечениях.

Можно доказать, что нагрузка q распределяется по закону треугольника, вершина которого совпадает с вершиной делитель-

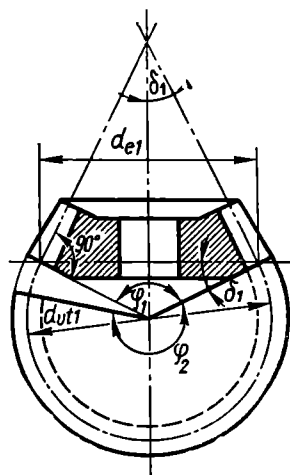


Рис. 10.28

ного конуса, и что напряжения изгиба одинаковы по всей длине зуба *.

Это позволяет вести расчет по любому из сечений. Практически удобно принять за расчетное сечение среднее сечение зуба с нагрузкой q_{cp} . По аналогии с прямозубой цилиндрической передачей [формула (10.25)] запишем

$$\sigma_F = Y_F \frac{w_{Ft}}{0,85 m_{tm}} \leq [\sigma_F], \quad (10.33)$$

где 0,85 — опытный коэффициент (см. стр. 192); m_{tm} — модуль в среднем нормальном сечении зуба.

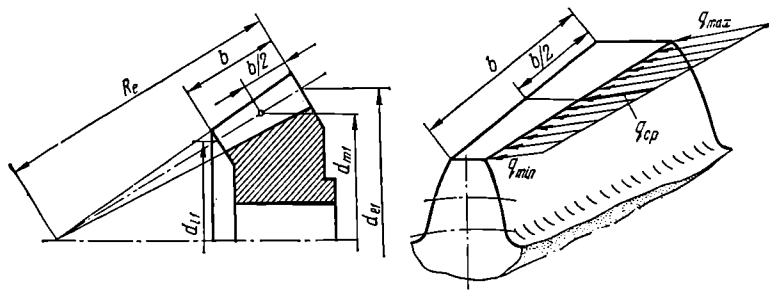


Рис. 10.29

Параметр w_{Ft} определяют по формуле (10.23) при окружной силе, рассчитанной по среднему диаметру (см. рис. 10.27).

$$F_t = 2T_1/d_{m1}. \quad (10.34)$$

Производственными и чертежными размерами конического колеса являются размеры в нормальном сечении по большому торцу. Обозначая модуль в этом сечении m_{te} , получаем

$$\left. \begin{aligned} m_{te} &= m_{tm} \frac{R_e}{R_e - 0,5b_w}, \\ d_{e1} &= m_{te} z_1. \end{aligned} \right\} \quad (10.35)$$

Величину m_{te} обычно округляют до ближайшего стандартного значения (см. табл. 10.1) **.

Коэффициент формы зуба Y_F определяют по графику рис. 10.25 в соответствии с эквивалентным числом зубьев z_v [формула (10.32)].

Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактным напряжениям

Для конического зацепления ρ_{np} в формуле (10.16) определяют по диаметрам эквивалентных колес. Согласно формулам (10.31) для среднего сечения зуба получим

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{m2} \sin \alpha} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right).$$

* См.: М. Н. Иванов. Детали машин. Изд. 2-е, М., «Высшая школа», 1967.

** По технологическому процессу нарезания зубьев конических колес стандартное значение m_{te} не обязательно.

Учитывая связь тригонометрических функций и формулу (10.29) с заменой i на u , находим

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + u^2}}; \quad \cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_1}} = \frac{u}{\sqrt{1 + u^2}}.$$

*После подстановки и несложных преобразований запишем

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{2 \sqrt{u^2 + 1}}{d_{m1} u \sin \alpha}. \quad (10.36)$$

На основании формулы (10.36) можно отметить, что приведенный радиус кривизны в различных сечениях зуба конического колеса изменяется пропорционально диаметрам этих сечений или расстоянию от вершины начального конуса.

Ранее было сказано, что удельная нагрузка q также пропорциональна этим расстояниям. Следовательно, отношение $q/\rho_{\text{пр}}$ постоянно для всех сечений зуба. При этом постоянными будут оставаться и контактные напряжения по всей длине зуба, что позволяет производить расчет по любому сечению (в данном случае по среднему). Удельная нагрузка в этом сечении (см. рис. 10.29)

$$q_{\text{ср}} = \frac{q_{\text{max}} + q_{\text{min}}}{2} = \frac{F_t K_{H\beta} K_{H\alpha}}{b_w \cos \alpha_w}. \quad (10.37)$$

Сравнивая формулы (10.36) и (10.37) с аналогичными формулами (10.10) и (10.16) * для прямозубых цилиндрических передач, отмечаем, что формулы для q совпадают, а для $1/\rho_{\text{пр}}$ различаются только числителями: $\sqrt{u^2 + 1}$ вместо $(u + 1)$. Учитывая это различие, переписываем формулу (10.17) для прямозубых конических передач в виде:

$$\sigma_H = z_H z_M \sqrt{\frac{w_H \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1} u}} \leq [\sigma_H], \quad (10.38)$$

где 0,85 — опытный коэффициент (см. стр. 192).

Аналогично из формулы (10.18) получим формулу для проектного расчета прямозубой конической передачи при стальных колесах

$$d_{m1} = 167 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}}, \quad (10.39)$$

где $\psi_{bd} = b_w/d_{m1}$ — коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра. Рекомендуют

$$\left. \begin{aligned} \psi_{bd} &\approx 0,3 \div 0,6, \\ \text{при соблюдении условий } \frac{b_w}{R_e} &\leq 0,3 \text{ и } b_w \leq 10 m_{te}. \end{aligned} \right\} \quad (10.40)$$

Меньшие значения ψ_{bd} для неприрабатывающихся зубьев ($HB > 350$) и при резко переменных нагрузках. Проверкой правильности выбора ψ_{bd} служит второе условие в рекомендации (10.40). Проверку

* Для прямозубой передачи $K_e \epsilon_\alpha = 1$ и $\cos^2 \beta = 1$.

выполняют после предварительной оценки размеров передачи по формуле (10.39).

Методика определения модуля, числа зубьев и других исполнительных размеров передачи аналогична методике определения этих параметров для цилиндрических колес (см. также пример расчета). При этом учитывают рекомендации табл. 10.9.

Конические передачи с непрямыми зубьями

Из различных типов конических колес с непрямыми зубьями * на практике получили распространение колеса с косыми или тангенциальными зубьями (рис. 10.30) и колеса с круговыми зубьями (рис. 10.31).

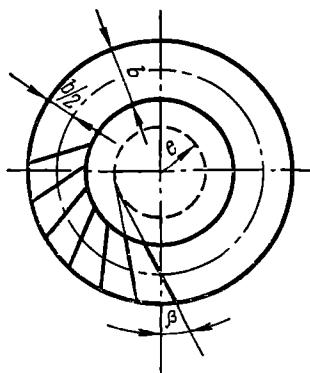
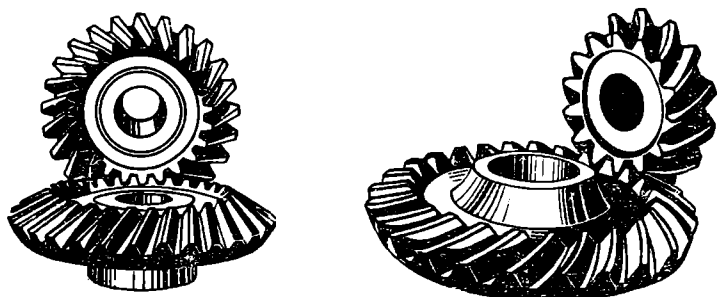


Рис. 10.30

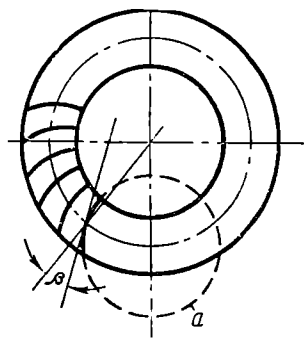


Рис. 10.31

Преимущественное применение получили колеса с круговыми зубьями. Они менее чувствительны к нарушению точности взаимного расположения колес, их изготовление проще и производится на специальных станках для нарезания и шлифования этих колес в условиях как массового, так и мелкосерийного производства. Назначение

* Подробнее см. [24] и [1].

непрямого зуба в конических передачах то же, что и косо́го зуба у цилиндрических передач.

Тангенциальные зубья направлены по касательной к некоторой воображаемой окружности радиусом e и составляют с образующей конуса угол β .

Круговой зуб располагается по дуге окружности, по которой движется инструмент при нарезке зубьев. Угол наклона кругового зуба переменный. За расчетный угол принимают угол на окружности среднего диаметра колеса (см. рис. 10.31). Величины углов β выполняют до $25 \div 30^\circ$ — для колес с тангенциальным зубом и $\beta_{ср} \approx 35^\circ$ — для колес с круговым зубом.

Силы в зацеплении определяют по формулам *:

о к р у ж н а я с и л а

$$F_t = 2T_1/d_{m1}, \quad (10.41)$$

р а д и а л ь н а я с и л а

$$F_r = \frac{F_t}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \pm \sin \beta \sin \delta_1); \quad (10.42)$$

о с е в а я с и л а

$$F_a = \frac{F_t}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta \cos \delta_1). \quad (10.43)$$

В последних двух формулах знак зависит от направления внешнего момента, приложенного к валу шестерни, и линии наклона зуба как винтовой линии (табл. 10.10).

Т а б л и ц а 10.10

T_1	Линия наклона зуба	Знак	
		формула (10.42)	формула (10.43)
По часовой стрелке	Правая	+	—
	Левая	—	+
Против часовой стрелки	Правая	—	+
	Левая	+	—

П р и м е ч а н и е. Направление T_1 определяется при наблюдении со стороны большого торца шестерни.

Расчет прочности конических колес с непрямыми зубьями выполняют по параметрам биеквивалентных цилиндрических прямозубых колес **.

Используя зависимости (10.31), (10.32) для конических прямозубых колес и (10.1), (10.2) для цилиндрических косозубых колес, можно записать:

* Вывод этих формул здесь не дается; его можно проделать, используя выводы для косозубых цилиндрических и прямозубых конических колес.

** Термин биеквивалентный связан с двойным приведением параметров: как конического и как косозубого колеса.

диаметр биеквивалентного колеса

$$d_{вн} = d_e / (\cos \delta \cos^2 \beta), \quad (10.44)$$

число зубьев биеквивалентного колеса

$$z_{вн} = z / (\cos \delta \cos^3 \beta). \quad (10.45)$$

По аналогии с зависимостями (10.33) и (10.26) изгибная прочность оценивается по формуле

$$\sigma_F = Y_F Y_e Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{0,85 m_{nm}} \leq [\sigma_F], \quad (10.46)$$

где Y_F определяют по графику рис. 10.25 в зависимости от $z_{вн}$ [см. формулу (10.45)]; Y_e , Y_β определяют по тем же зависимостям, что и в формуле (10.26); m_{nm} — нормальный модуль в среднем сечении. Кроме того,

$$d_m = m_{tm} z; \quad d_e = d_m \frac{R_e}{R_e - 0,5b}; \quad m_{te} = d_c / z.$$

По аналогии с зависимостями (10.38), (10.39), (10.17) и (10.18) контактная прочность оценивается по формулам:
для проверочного расчета

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{\omega_{Ht} V u^2 + 1}{0,85 d_{m1} u}} \leq [\sigma_H], \quad (10.47)$$

для проектного расчета

$$d_{m1} = 144 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} V u^2 + 1}{0,85 \psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}}. \quad (10.48)$$

Все параметры в формулах (10.47) и (10.48) имеют прежние обозначения.

§ 8. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ И МНОГУСТУПЕНЧАТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

По массе и габаритам передачи невыгодно выполнять большие передаточные отношения в одной ступени (рис. 10.32).

Практикой выработаны следующие рекомендации:

одноступенчатые цилиндрические i до 8; одноступенчатые конические i до 4 (в коническо-цилиндрических редукторах i конической $< i$ цилиндрической);
двухступенчатые цилиндрические i до 45 (максимум до 60);
трехступенчатые » i до 200 (максимум до 300);
многоступенчатые » $i = i_1 i_2$

Масса и габариты редуктора в значительной степени зависят от того, как распределено общее передаточное отношение по ступеням передачи. Лучшие показатели имеют редукторы, у которых диаметры колес (а не шестерен) всех ступеней близки между собой. При этом также выполняются и условия смазки погружением колес в общую масляную