



Курсовое проектирование деталей машин для студентов, преподавателей и инженеров.



DM-Monster DEMO 3D - мощнейшая программа позволяющая рассчитать курсовой по деталям машин и получить **БЕСПЛАТНО** результаты расчёта, сведённые в таблицы, файл данных расчёта, а также **ТРЕХМЕРНУЮ КОМПОНОВКУ ПРИВОДА** в графической оболочке КОМПАС и ТРЕХМЕРНЫЕ ДЕТАЛИ ПРИВОДА в графической оболочке КОМПАС и КОМПАС LT!

При желании можно загрузить свой файл данных и сделать перекомпоновку валов привода, ориентируясь на трёхмерную компоновку привода или же сделать перерасчёт какой-либо части курсового (полезно, если необходимо показывать расчёты преподавателю по частям).

Расчёты в программе DM-Monster можно выполнить по учебникам:

- Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М., Ицкевич Г.М., Козинцов В.П. "Курсовое проектирование деталей машин. Учебное пособие для учащихся.", М.: Машиностроение, 1987 г. 416с.;
- Дунаев П.Ф., Леликов О.П. "Конструирование узлов и деталей машин", М.: Издательский центр 'Академия', 2003. 496 с.;
- Шейнблит А.Е. "Курсовое проектирование деталей машин. Учебное пособие.", Изд. 2-е, перераб. и доп. - Калининград: Янтарный сказ, 2004 г., 454 с.: ил., черт. - Б. ц.

Причем можно выполнить все расчёты по одному учебнику, а можно сделать расчёты в курсовом по нескольким учебникам (разные разделы по разным учебникам).

Программа DM-Monster может рассчитать практически любой курсовой проект по деталям машин, при этом не нужно иметь под рукой никаких учебников. **В ПРОГРАММЕ НЕТ НИКАКИХ ОГРАНИЧЕНИЙ НА СХЕМЫ ПРИВОДОВ.** Все схемы формируются в программе при предварительной и окончательной компоновках валов. Таким образом, можно сформировать абсолютно любую схему привода. Подробнее о построении схем можно посмотреть в документации к программе. Программой DM-Monster выполняются абсолютно все необходимые этапы расчётов курсовой работы по деталям машин: кинематический расчёт, расчёт передач (цилиндрические прямозубые, косозубые, шевронные, раздвоенные, соосные передачи внешнего или внутреннего зацепления, конические прямозубые, косозубые передачи, червячные, цепные и ременные передачи), расчёт конструкций шестерен, колёс, звёздочек, шкивов, расчёт нагрузок на валах, построение эпор, выбор подшипников, расчёт корпуса редуктора, расчёт шпонок, выбор муфт, прочностной расчёт валов, выбор смазки и т.п.

По полученному файлу данных можно заказать вывод **ПОЛНОЙ, ГОТОВОЙ К СДАЧЕ** пояснительной записки в Word-е и набросков чертежей детализовок и чертежа компоновки валов привода (2D - двухмерные) в AutoCAD-е. Пояснительная записка, качественно отформатированная, содержит все этапы расчётов, эпюры нагрузок валов, рисунки, ссылки на формулы в учебниках. Формулы имеют красивый вид: корни, черта дроби, степени и т. п.

Примеры высылаемых результатов можно посмотреть на сайте www.dm-monster.ru

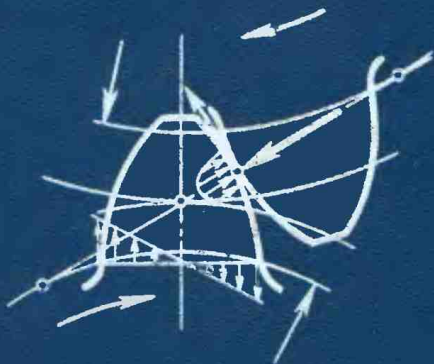
DM-Monster 3D и **DM-Monster 3D PRO** - лицензионные программы, обладающие дополнительными возможностями вывода полной ПЗ, а также чертежей детализовок и наброска компоновочного чертежа в КОМПАС-е, КОМПАС-е LT или в AutoCAD-е версии 14.0 и выше. Лицензионная версия DM-Monster 3D обладает всеми возможностями программы DM-Monster DEMO 3D кроме получения/загрузки файла данных расчёта.

DM-Monster 3D Draw - программа, позволяющая по введённым геометрическим параметрам получить 3D и 2D чертежи в КОМПАСе и 2D чертежи в AutoCAD-е шестерен, колёс цилиндрической и конической передач, червяка и колёса червячной передачи, шкивов ременной передачи, звёздочек цепной передачи. ДЕМО-версия программы выводит чертежи **ТОЛЬКО** зубчатой цилиндрической передачи.

Ведётся приём заказов курсовых. Максимальное качество за минимальную цену. Подробности см. на сайте www.dm-monster.ru

М. Н. ИВАНОВ

ДЕТАЛИ МАШИН



6П5.3

И20

УДК 621.81(075.8)

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., «Высш. 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 СССР. 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, необходимым 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 заклепочных соединений, плоскоременных 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 СССР, к форме, рекомендуемой в настоящее время ИСО и СЭВ (гл. 10 и 15).

Единицы измерения физических величин даны в двух системах: технической системе единиц (МКГСС) 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 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_B . 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 контактными напряжениями.

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 резьбе, 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.);

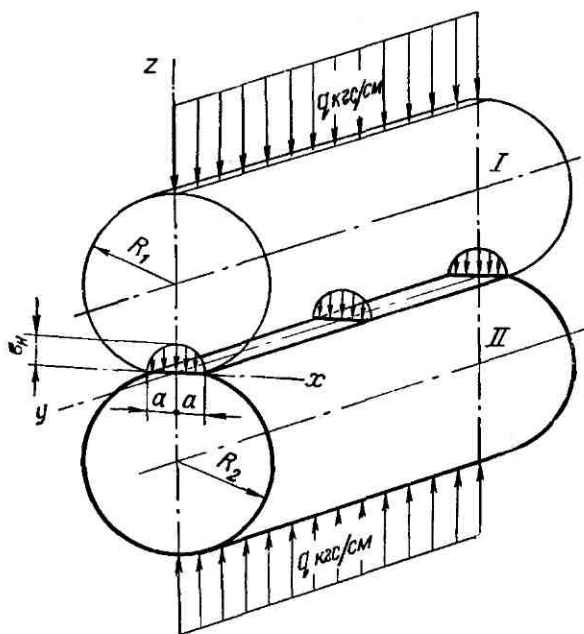


Рис. 0.1

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

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

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 σ_{Hlim0} .

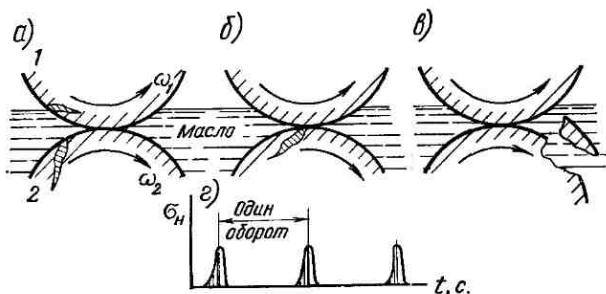


Рис. 0.2

По σ_{Hlim0} 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 (штампуемость, 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 применяют 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 формоваться 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).

Таблица 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 σ_B/γ · 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 изготовляют 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
	HB	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; 12XНЗА	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 удастся 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 :

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

Таблица 0.3

**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, динамомашинны, 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, глиномоялки, 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

$$R = R_1 R_2 R_3 \dots R_n = \prod_{i=1}^n R_i. \quad (0.6)^*$$

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.

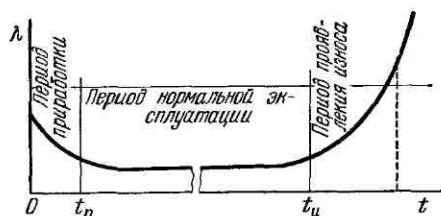


Рис. 0.3

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 от t_u до t — 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 .

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-

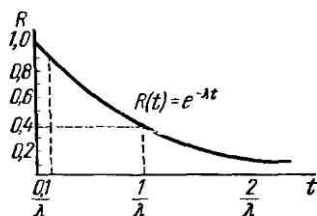


Рис. 0.4

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 нагрузок.

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, трапецеидальные, круглые* и др.

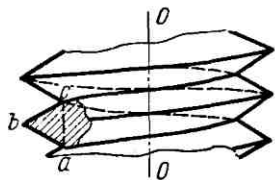


Рис. 1.1

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

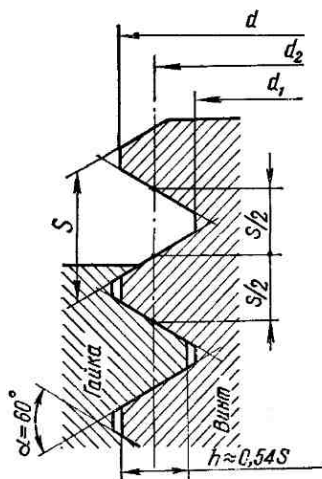


Рис. 1.2

* 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

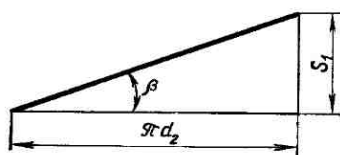


Рис. 1.3

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).

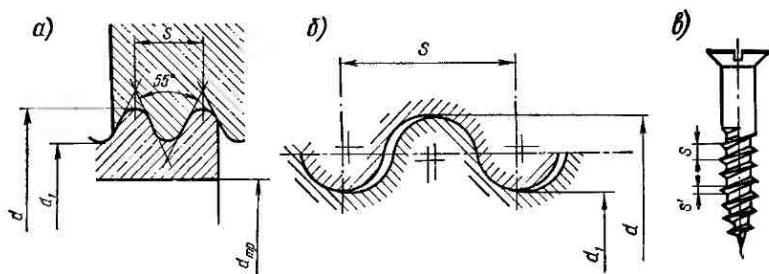


Рис. 1.4

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

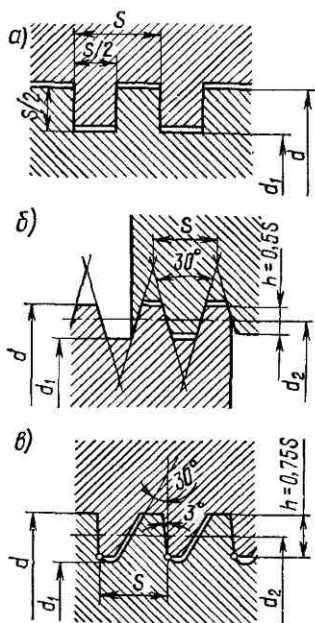


Рис. 1.5

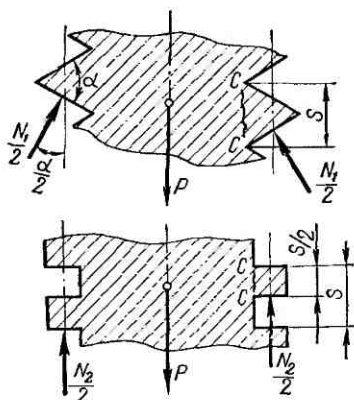


Рис. 1.6

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

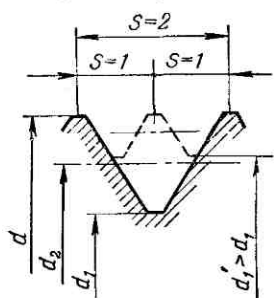


Рис. 1.7

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.

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 самооторможение 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 чугуновых, 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 трапецеидальной. 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 трапецеидальная 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

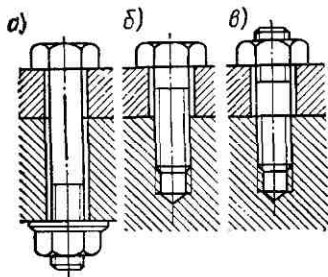


Рис. 1.8

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 ставят 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:

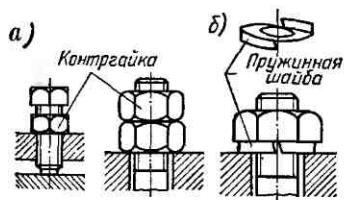
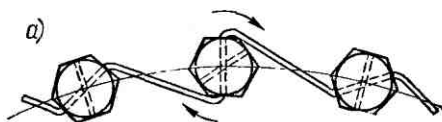


Рис. 1.9

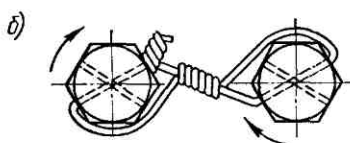


Рис. 1.11

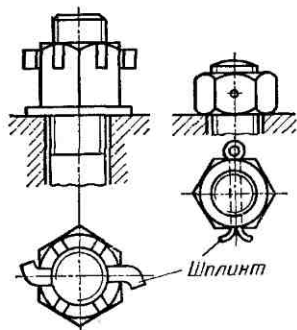


Рис. 1.10

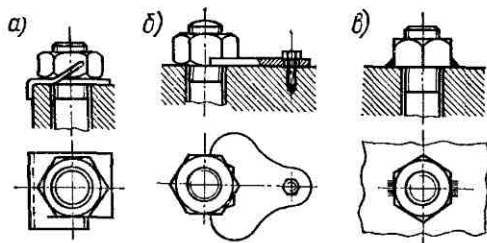


Рис. 1.12

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.

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

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

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

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

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 ($A_p + A_R$) 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

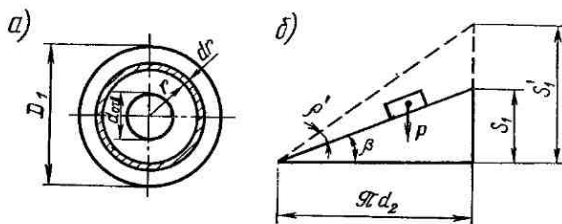


Рис. 1.14

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

$$A_p + A_R = P S_1' = P \pi d_2 \tg (\beta + \rho'). \quad (1.6)$$

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.

2. Реактивный момент, необходимый для удержания стержня винта от проворачивания при закручивании 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_r , затрачивается на преодоление трения на торце гайки).

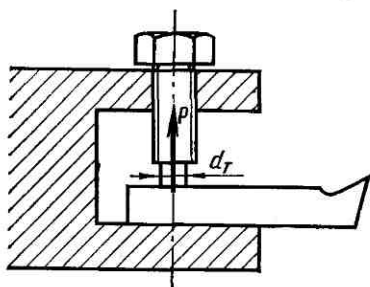


Рис. 1.15

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

$$T_r \approx Pf \frac{d_r}{4}.$$

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 закручивание 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.

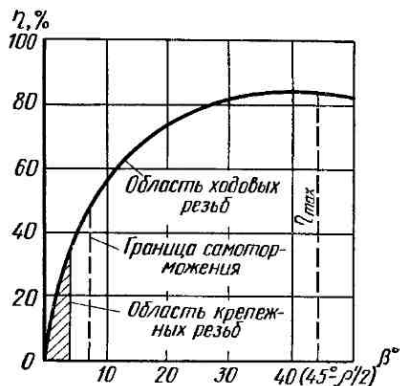


Рис. 1.16

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.

Этюра 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

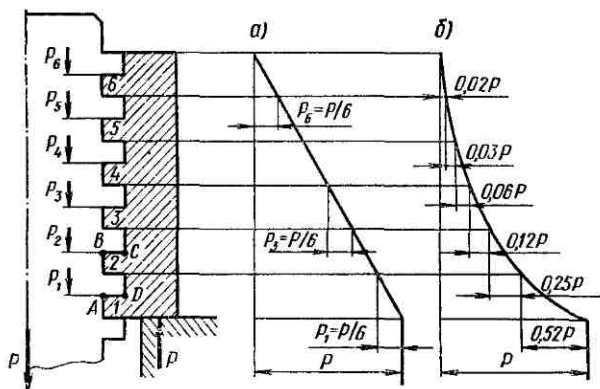


Рис. 1.17

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 (a) 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.

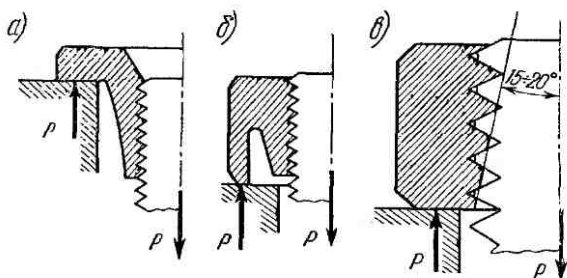


Рис. 1.18

У гайки, изображенной на рис. 1.18, *в*, срезаны вершины нижних витков резьбы под углом 15—20°. 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. Опытом 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 $K = 0,65$.

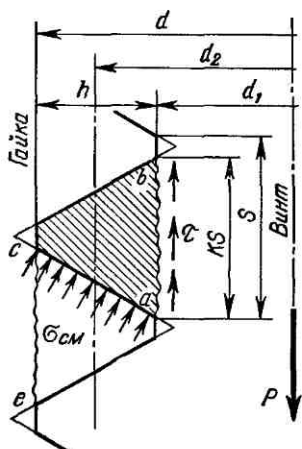


Рис. 1.19

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 $\tau_t \approx 0,6\sigma_t$, запишем условия равнопрочности резьбы на срез и стержня винта на растяжение в виде

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

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

$$P_{зат} = F \sigma_{см},$$

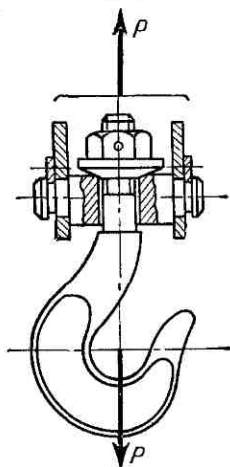


Рис. 1.20

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

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

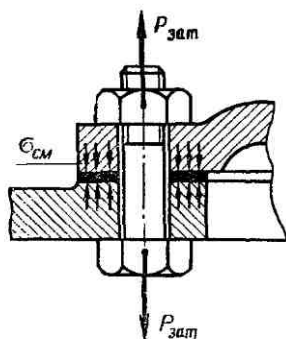


Рис. 1.21

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 ($K = 1,3$ — $1,5$ при статической нагрузке, $K = 1,8$ — 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

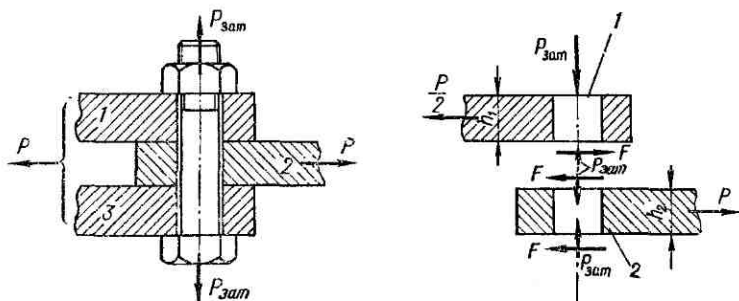


Рис 1.22

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

$$\tau = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2 i} \leq [\tau], \quad (1.21)$$

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

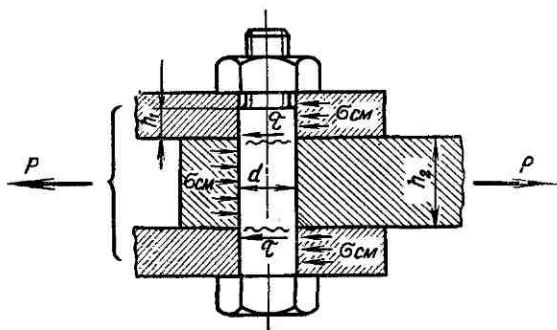


Рис. 1.23

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-

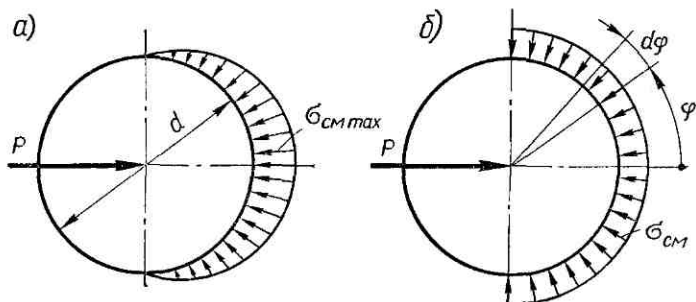


Рис. 1.24

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 нестабильности 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 —

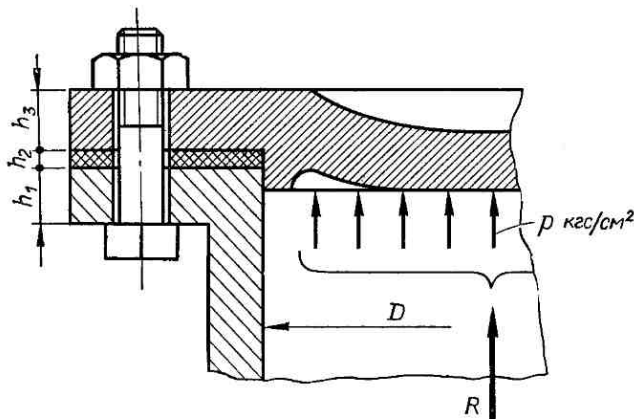


Рис. 1.25

$(1 - \chi) P$. 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

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

остаточную затяжку стыка от одного болта

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

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_p 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 вели-

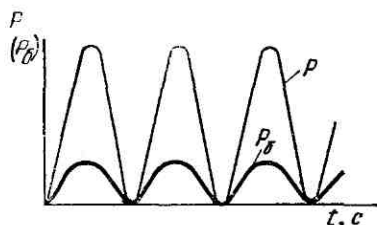


Рис. 1.26

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.

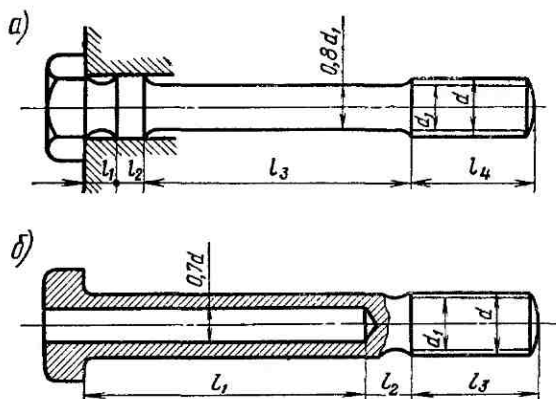


Рис. 1.27

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 $\lambda_б$ и $\lambda_д$ или χ , можно определить $P_б$, $P_б$ 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)

$$\lambda_б = \frac{l_б}{E_б F_б}; \quad \lambda_д = \frac{h_д}{E_д F_д}, \quad (1.29)$$

где $E_б$ и $E_д$, $F_б$ и $F_д$ — модули упругости материалов и площади сечения болта и деталей; $l_б$ — длина болта, участвующая в деформации; $h_д$ — суммарная толщина деталей; приближенно $l_б \approx h_д$.

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

$$\left. \begin{aligned} \lambda_b &= \sum_1^n \lambda_{bi} = \frac{1}{E_b} \left(\frac{l_1}{F_{b1}} + \frac{l_2}{F_{b2}} + \dots + \frac{l_n}{F_{bn}} \right), \\ \lambda_d &= \sum_1^n \lambda_{di} = \left(\frac{h_1}{E_{d1} F_{d1}} + \frac{h_2}{E_{d2} F_{d2}} + \dots + \frac{h_n}{E_{dn} F_{dn}} \right). \end{aligned} \right\} \quad (1.30)$$

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

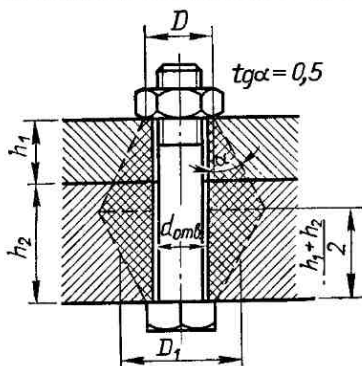


Рис. 1.28

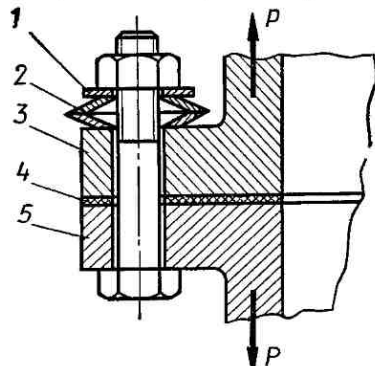


Рис. 1.29

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

$$\chi = \frac{\sum_3^5 \lambda_{di}}{\lambda_b + \sum_1^2 \lambda_{di}}.$$

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

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

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_G уменьшается на 20—30%. При применении специальных гаек (см. рис. 1.18), выравнивающих распределение нагрузки по виткам резьбы, значение K_G 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

$$P_6 = (0,2 \div 0,3) P; \quad (1.36)$$

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

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 свыше 150°C для легких сплавов и 300°C 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

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

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

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

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.

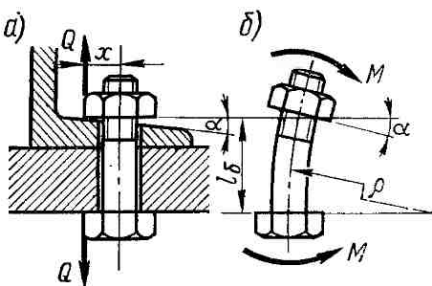


Рис. 1.30

§ 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 $P_{M1}, P_{M2}, \dots, P_{Mz}$) 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

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

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

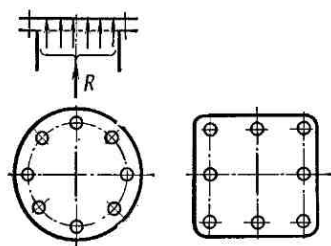


Рис. 1.31

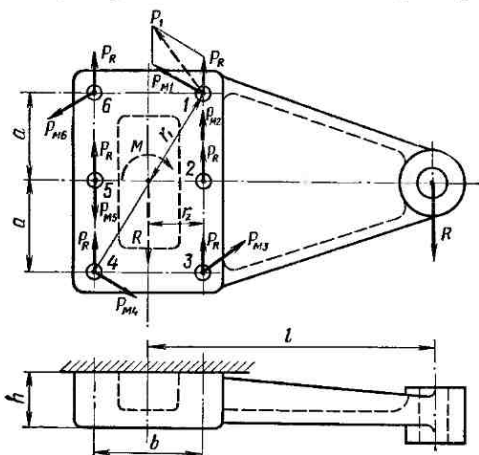


Рис. 1.32

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.

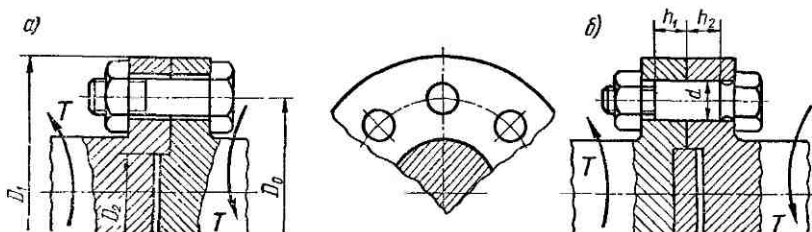


Рис. 1.33

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 чугуновых 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

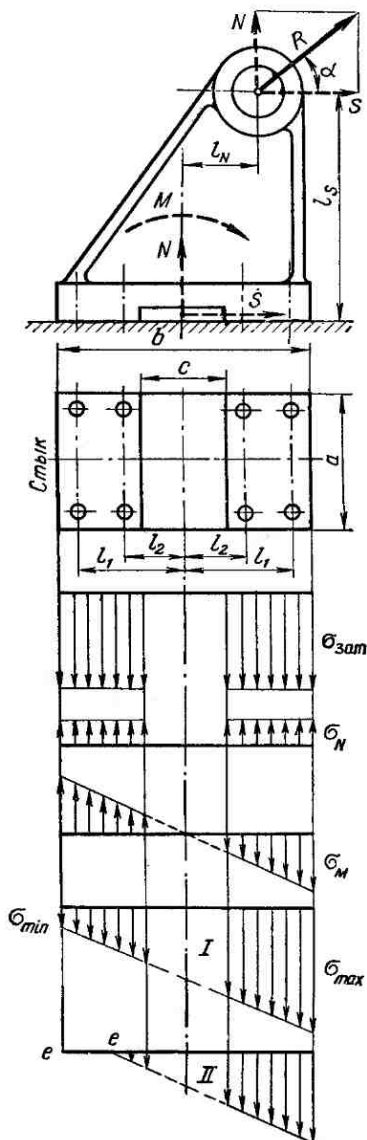


Рис. 1.34

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 осью 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

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

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,

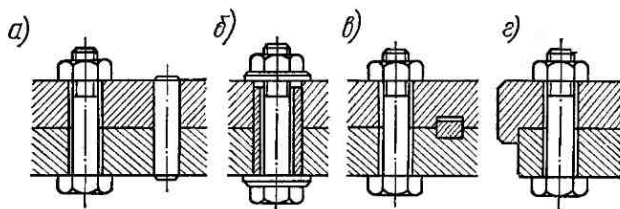


Рис. 1.35

и затяжку следует определять по условию (1.49) несдвигаемости деталей

$$P_{\text{зат}} = \frac{K' S \pm N f}{z f} \quad (1.50)$$

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:

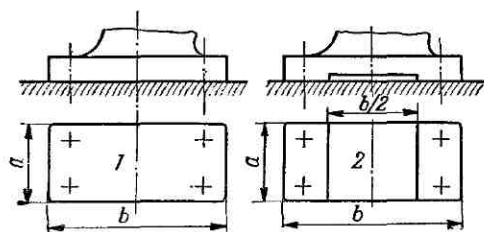


Рис. 1.36

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

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

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 изготавливают 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: $\left. \begin{array}{l} [n_r] \geq 2,5 \div 4 \\ [n] \text{ по табл. 1.3} \end{array} \right\}$ неконтролируемая затяжка; $\left. \begin{array}{l} [n_r] = 1,5 \div 2,5 \\ [n] = 1,2 \div 1,5 \end{array} \right\}$ контролируемая затяжка
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
	(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; $[\sigma_{см}] = 10 \div 20 \text{ кгс/см}^2 \approx 1 \div 2 \text{ МПа}$ — бетон; $[\sigma_{см}] = 20 \div 40 \text{ кгс/см}^2 \approx 2 \div 4 \text{ МПа}$ — 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.

Таблица 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

Таблица 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

Примечание. При переводе в систему СИ (Н) данные увеличить в ≈ 10 раз.

При неконтролируемой затяжке допускаемые напряжения значительно уменьшают, 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 $\sigma_T = 2000 \text{ кгс/см}^2$ (сталь 10). Определить также напряжения 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]), находим необходимые для расчетов размеры (табл. 1.5).

Таблица 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	2,165
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

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

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

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:

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

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

4. Определяем силу R , приложенную к ключу,
 $R = T_k / L = 37,4 / (15 \cdot 0,6) \approx 4,15$ кгс.

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

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

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

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

Силловые параметры при затяжке болтов до напряжения в стержне болта, равного пределу текучести материала $\sigma_T = 2000$ кгс/см² (сталь 10)

Болт	M6	M12	M24	M36
Расчетная величина				
Сила затяжки $P_{зат}$, 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 $P_{зат} / R$	74	72	79	79
Напряжение смятия в резьбе $\sigma_{см}$, 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 М8) можно легко разрушить при затяжке, а нагрузочную способность болтов большого диаметра (больше М24) трудно использовать полностью.

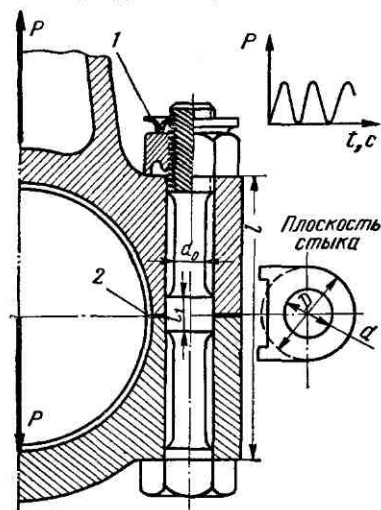


Рис. 1.37

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 $P = 800$ кгс, материал болтов — сталь 35Х улучшенная, шатуна — 35Г2; $l = 90$ мм; $l_1 = 10$ мм, $D = 40$ мм; затяжка болтов не контролируется.

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

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

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

2. Ориентировочно, рассматривая нагрузку как статическую и оценивая диаметр болта (используя табл. 1.4) больше М16, 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 n 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)

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

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

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 чугуновый ($\sigma_B = 2800$ 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)

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

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

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

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)

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

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 $P_{\text{зат}} = 16\,000$ 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 $[\sigma_{\text{см}}] = 18$ кгс/см². Затяжка не контролируется, нагрузка статическая.

Решение. 1. Определяем составляющие нагрузки

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

— 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

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

— 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

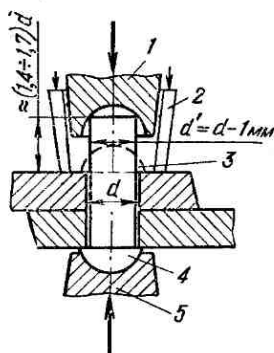


Рис. 2.1

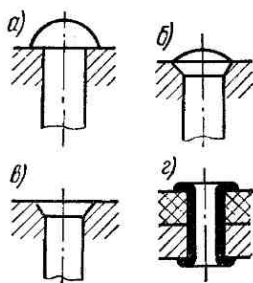


Рис. 2.2

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 дает 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: а — однорядный односрезный шов; б — однорядный двухсрезный шов с накладками.

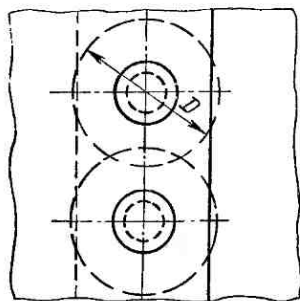


Рис. 2.3

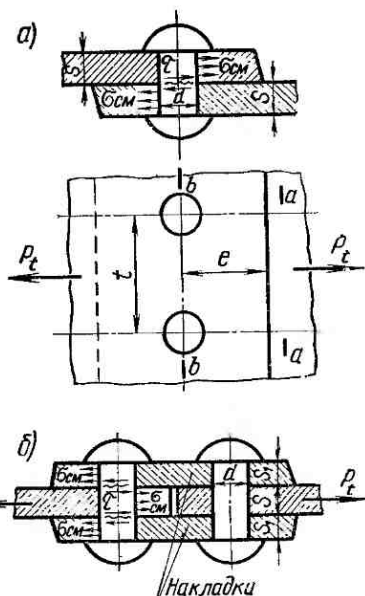


Рис. 2.4

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_d 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

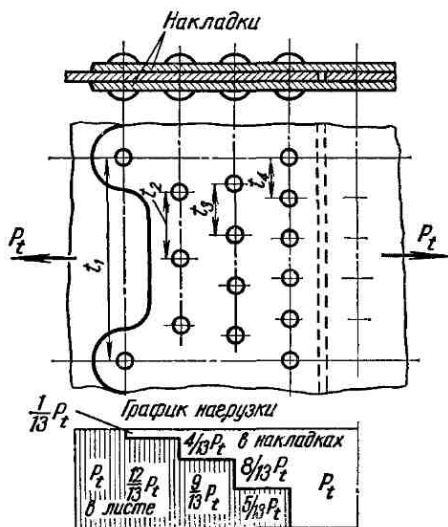


Рис. 2.5

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 клепаного 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.

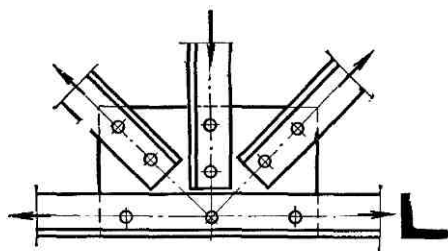


Рис. 2.6

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).

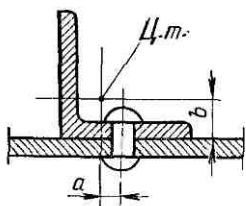


Рис. 2.7

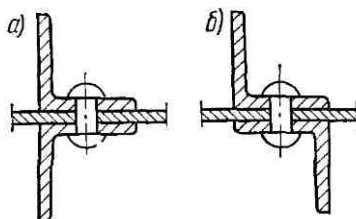


Рис. 2.8

При смещении заклепки от этой оси в соединении возникают моменты, равные Ra 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, $б$ устранены оба момента.

§ 3. МАТЕРИАЛЫ ЗАКЛЕПОК И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Заклепки изготавливают 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 нагрузки 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).

Таблица 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 } [τ]	Сверление	1400	1400
	Продавливание	1000	1000
Смятие } [σ _{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%.

ГЛАВА 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÷20 и более раз выше ручной. Повышение производительности достигают 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

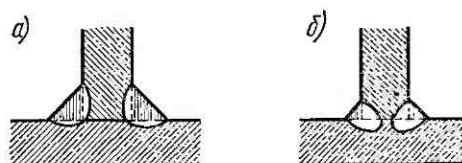


Рис. 3.1

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.

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.

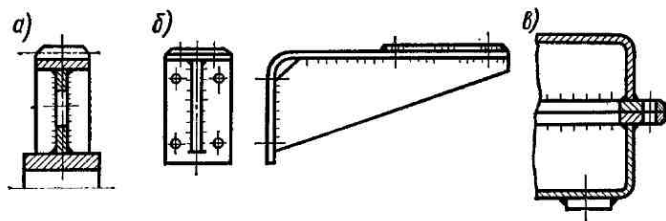


Рис. 3.2

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 кованные (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 (венцы, шейки) 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.

Зоной термического влияния называют прилегающий к шву участок детали, в котором в результате нагревания 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

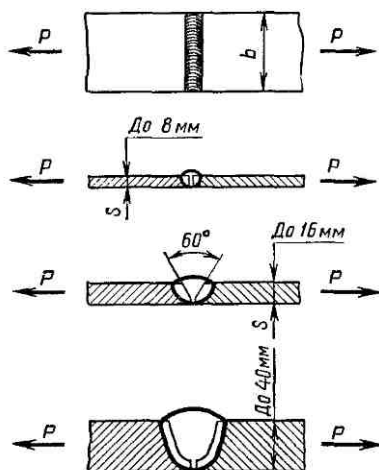


Рис. 3.3

* 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

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

на изгиб

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.

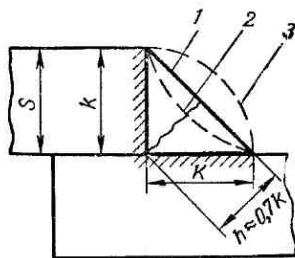


Рис. 3.5

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.

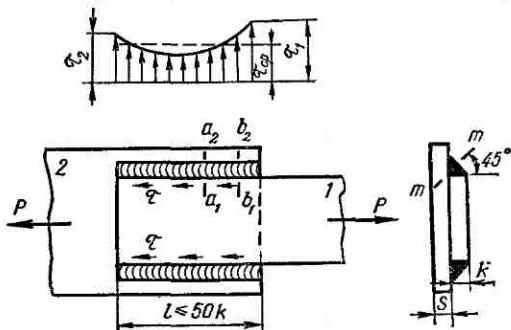


Рис. 3.6

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-

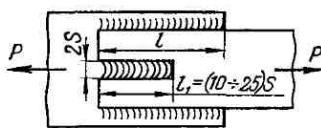


Рис. 3.7

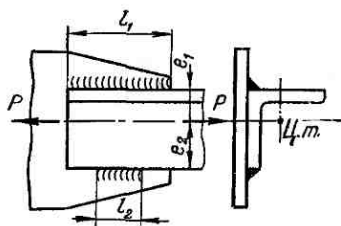


Рис. 3.8

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).

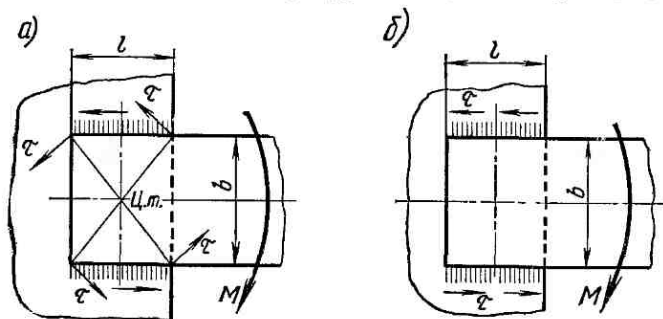


Рис. 3.9

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 полосы (см. рис. 3.10) будут распределяться подобно тому, как распределяются нормальные напряжения в поперечном сечении балки при

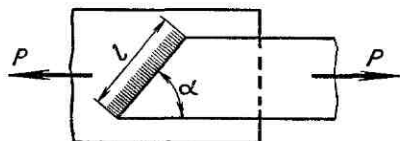


Рис. 3.11

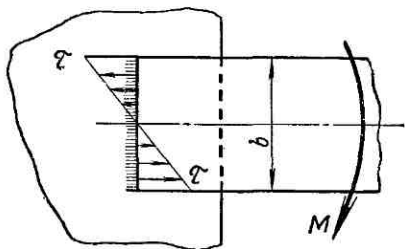


Рис. 3.12

изгибе. 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 лобовыми и фланговыми швами рассчитывают на основе принципа распределения

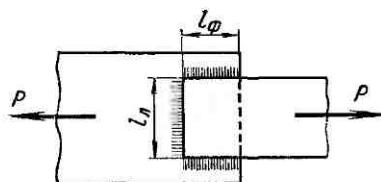


Рис. 3.13

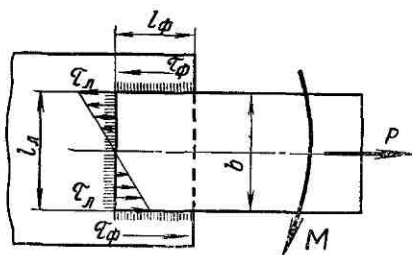


Рис. 3.14

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

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

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

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

где M_ϕ и M_λ — моменты, воспринимаемые фланговым и лобовым швами*.

Если учесть, что по условиям равнопрочности необходимая длина фланговых швов l_ϕ в комбинированном соединении не превышает $0,5 l_\lambda$, здесь можно применить формулу (3.7) для определения $M_\phi = \tau_\phi 0,7 k l_\phi l_\lambda$. Для определения M_λ используем формулу (3.11) и запишем $M_\lambda = \tau_\lambda \cdot 1/6 \cdot 0,7 k l_\lambda^2$.

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

$$\tau_M = \frac{M}{0,7 k l_\phi l_\lambda + \frac{1}{6} 0,7 k l_\lambda^2} \quad (3.13)$$

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

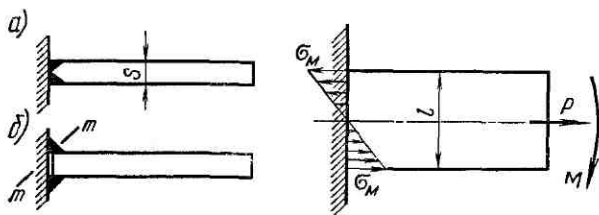


Рис. 3.16

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

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

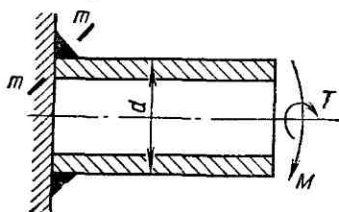


Рис. 3.17

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

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

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

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

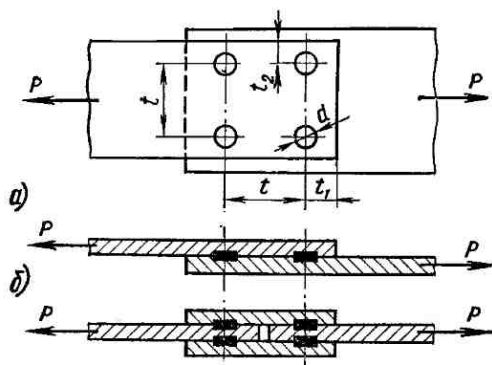


Рис. 3.18

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.

$$\tau = \frac{P}{z (\pi d^2/4) t} \leq [\tau'], \quad (3.20)$$

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).

Точечные сварные соединения часто применяют не как рабочие, воспринимающие основную нагрузку, а как связующие (крепление обшивки к каркасу, продольные швы составных штамповарных 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.

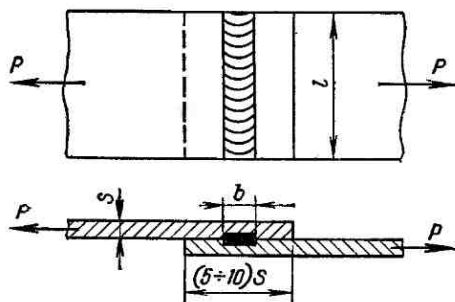


Рис. 3.19

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.

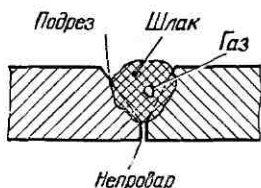


Рис. 3.20

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.			
Газовая сварка	0,9 [σ] _р	[σ] _р	0,6 [σ] _р
Контактная точечная и роликовая	—	—	≤ 0,6 [σ] _р

Примечание. В этой таблице [σ]_р = σ_T/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

$$\gamma = \frac{1}{(0,6K_{\text{эф}} \pm 0,2) - (0,6K_{\text{эф}} \mp 0,2)r} \leq 1, \quad (3.22)^*$$

где $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ или $r = \tau_{\min}/\tau_{\max}$ — коэффициент асимметрии цикла напряжений; $K_{\text{эф}}$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений (см. табл. 3.2 и 3.3); верхние знаки при растягивающем на-

Таблица 3.2

Эффективный коэффициент концентрации $K_{\text{эф}}$ для расчета сварных швов и деталей в зоне сварки. Электродуговая сварка

Расчетный элемент	$K_{\text{эф}}$	
	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 $K_{\text{эф}}$ 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 $K_{\text{эф}} \approx 1,2$
 Высоколегированные и алюминиевые сплавы $K_{\text{эф}} \approx 1,2 \div 1,5$

* 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).

большем 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

$$\sigma = \frac{M}{\frac{1}{6} sb^2} + \frac{P}{sb} = \frac{6 \cdot 80\,000}{1,2 \cdot 16,5^2} + \frac{1000}{1,2 \cdot 16,5} \approx 1520 < [\sigma]_p = 1570 \text{ кгс/см}^2.$$

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 флаговых швов l_ϕ невелика и составляет около $0,25 l_n$.

Пример 2. Рассчитать сваркой 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 $[\sigma]_p = 1570 \text{ кгс/см}^2$ (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)]

$$\tau_u = \frac{4 \cdot 70\,000}{0,7k\pi \cdot 14^2} = \frac{650}{k} \text{ кгс/см}^2.$$

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 $k = 0,85 \text{ см} = 8,5 \text{ мм}$. 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: $P = 350 \text{ кгс}$, $s = 3 \text{ мм}$, 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 $K_{эф} \approx 7,5$ (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 материалов: разнородные металлы (например, сталь с алюминием); металлы со стеклом, графитом, фарфором; керамику с полупроводниками; пластмассы; дерево; резину и пр.

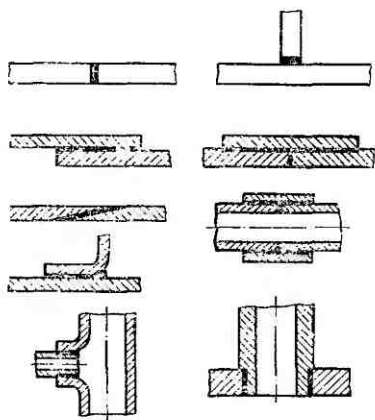


Рис. 4.1

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, лопадки 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).

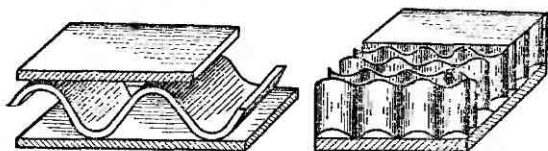


Рис. 4.2

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.

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.

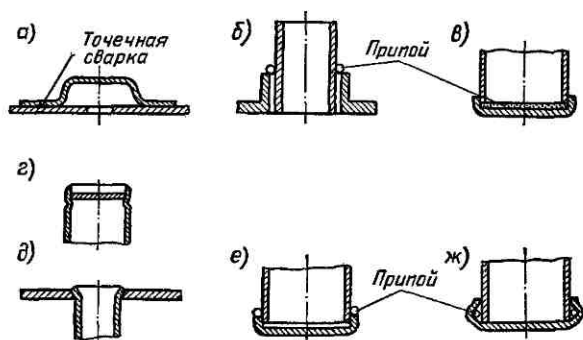


Рис. 4.3

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	σ_p , 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.

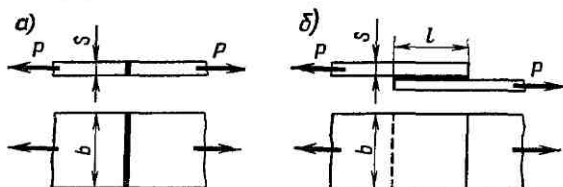


Рис. 4.4

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 клеевого 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 клеевого 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	КС
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 :			
сталь — сталь	285—385	460—600	25
сталь — стекло	139	450—600	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	Требует 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 соеди- нения, но при этом становится возможным устанавливать клемму

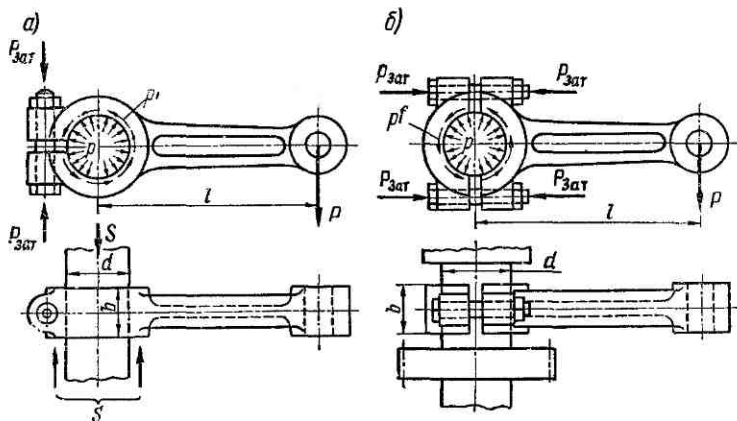


Рис. 5.1

в любой части вала независимо от формы соседних участков и от дру- гих 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.

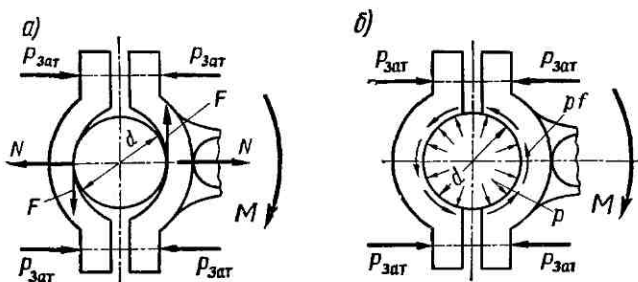


Рис. 5.2

По условию равновесия любой половины клеммы

$$N = 2P_{\text{зат}},$$

где $P_{\text{зат}}$ — сила затяжки болтов.

Подставив значение N в формулы (5.1), найдем:

$$\left. \begin{aligned} 2P_{\text{зат}}f d &\geq M, \\ 4P_{\text{зат}}f &\geq S. \end{aligned} \right\} \quad (5.2)$$

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

$$\left. \begin{aligned} pf\pi db \frac{d}{2} &\geq M, \\ pf\pi db &\geq S. \end{aligned} \right\}$$

По аналогии с формулой (1.22) и рис. 1.24 на стр. 42, рассматривая равновесие полуклеммы, записываем

$$p = 2P_{\text{зат}}/(db).$$

После подстановки и сокращения получаем

$$\left. \begin{aligned} \pi P_{\text{зат}}f d &\geq M, \\ \pi 2P_{\text{зат}}f &\geq S. \end{aligned} \right\} \quad (5.3)$$

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:

$$\left. \begin{aligned} 2,5P_{\text{зат}}fd &\geq M, \\ 5P_{\text{зат}}f &\geq S. \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

Здесь коэффициенты 2,5 и 5 приблизительно 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 напряженные, а вторая — ненапряженные 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.

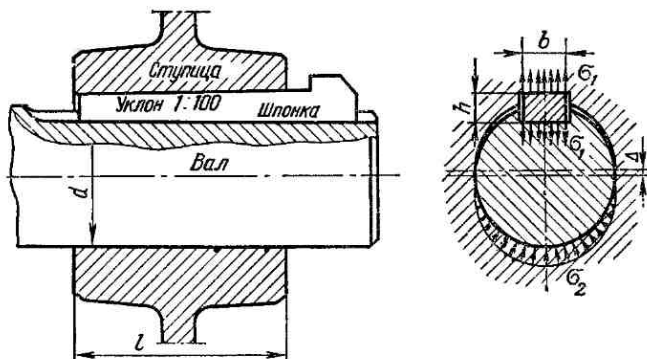


Рис. 6.1

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.

Клиновидная форма шпонки может вызвать перекос 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, клиновидная 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 трапециевидную 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.

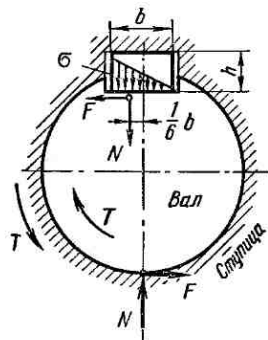


Рис. 6.2

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:

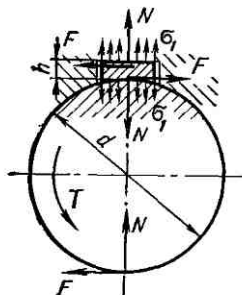


Рис. 6.3

$[\sigma]_{\text{см}} = 800 \div 1000 \text{ кгс/см}^2$. 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

$$T \leq [T] \approx Nfh = \sigma_1 b l f d, \quad (6.5)$$

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

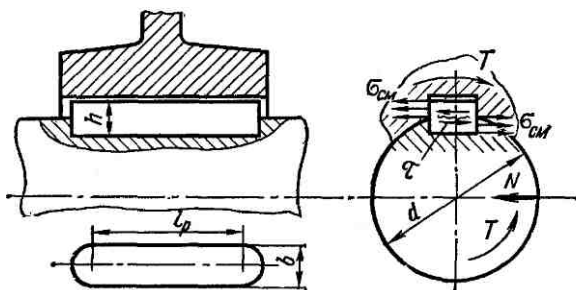


Рис. 6.4

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.

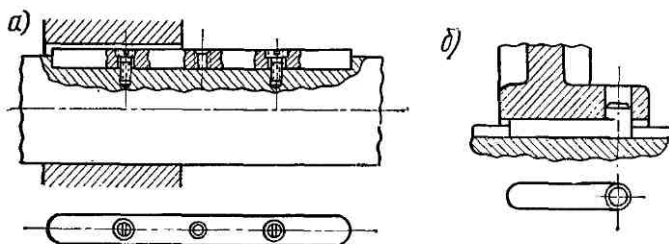


Рис. 6.5

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

$$\sigma_{cm} \approx 2T/(kld) \leq [\sigma_{cm}]. \quad (6.8)$$

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

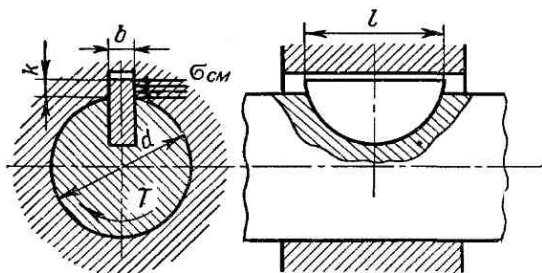


Рис. 6.6

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

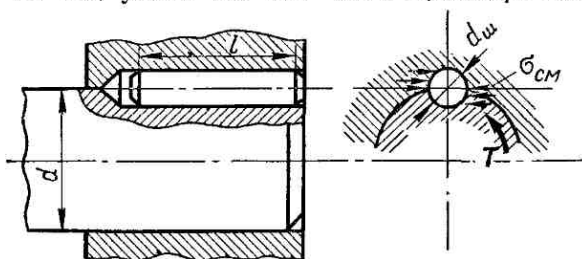


Рис. 6.7

устанавливают в отверстие с натягом. В некоторых случаях шпонке придают коническую форму.

Условие прочности соединения цилиндрической шпонкой по напряжениям смятия аналогично формуле (6.6)

$$\sigma_{см} \approx 4T/(d_w l d) \leq [\sigma_{см}]. \quad (6.9)$$

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 чугуновых 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 перекос (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 многшпоночного 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 многшпоночные соединения почти не применяют. Их заменяют зубчатыми соединениями.

§ 2. ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

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.

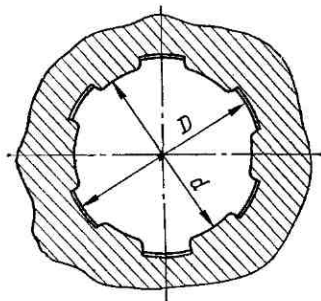


Рис. 6.8

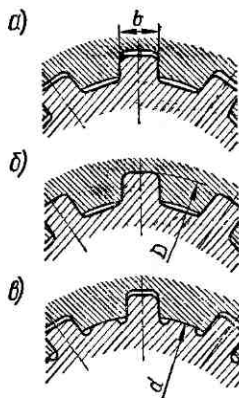


Рис. 6.9

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 ($HВ < 350$), 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 изготавливать на зуборезных станках и получать при этом высокую точность. Технологические преимущества этих соединений обеспечивают им все

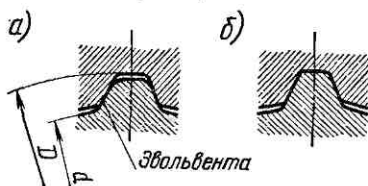


Рис. 6.10

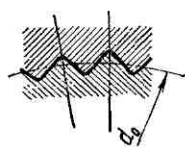


Рис. 6.11

более широкое применение. Эвольвентные зубья, так же как и прямобочные, 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 прямобочных 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.

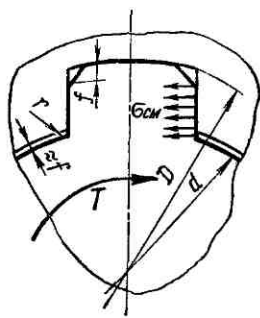


Рис. 6.12

Допускаемые напряжения для зубчатых соединений

Тип соединения	Условия эксплуатации	[$\sigma_{см}$], кгс/см ²	
		Поверхность шлицев	
		без термообработки	с термообработкой
Неподвижное	Тяжелые (с ударами)	350—500	400—700
	Средние	600—1000	1000—1400
	Легкие	800—1200	1200—2000
Подвижное под нагрузкой	Тяжелые (с ударами)	—	30—100
	Средние	—	50—150
	Легкие	—	100—200

Примечание. При переводе в систему СИ (МПа) данные уменьшить в ≈ 10 раз.

Оценка и 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:

$$T = 4 \frac{\sigma_{\text{см}}}{2} \cdot \frac{a}{2} l \cdot \frac{a}{3} = \sigma_{\text{см}} \frac{la^2}{3} \text{ или } \sigma_{\text{см}} = \frac{3T}{la^2}. \quad (6.11)$$

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.

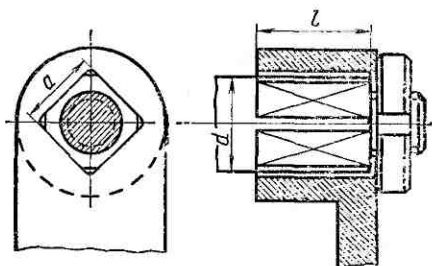


Рис. 6.13

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.

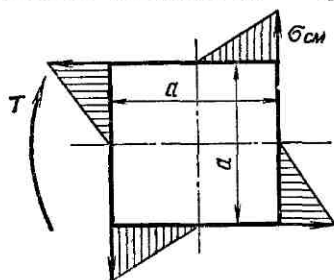


Рис. 6.14

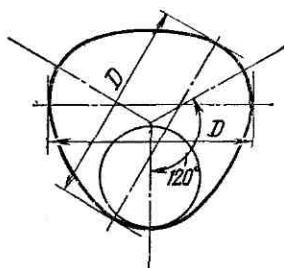


Рис. 6.15

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 допустимую 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, $[\sigma_{\text{см}}] = 1000$ 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 прямобоочные 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.

ГЛАВА 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)*.

Натягом 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. Защемление 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.

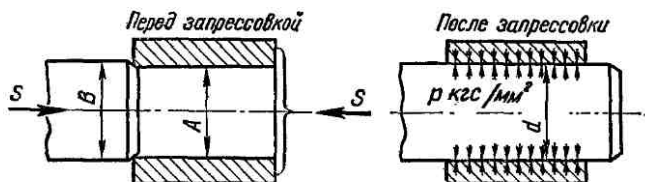


Рис. 7.1

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.

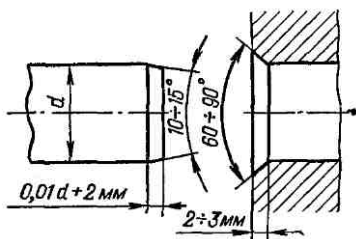


Рис. 7.2

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 — $\frac{\Delta}{D}$); 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 креплений. 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 :

$$S \leq f p \pi d l, \quad (7.2)$$

где p — давление на поверхности контакта.

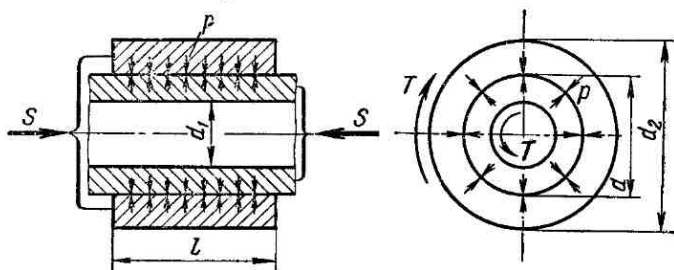


Рис. 7.3

Условие прочности соединения при нагружении крутящим моментом

$$T \leq f p \pi d^2 l / 2. \quad (7.3)$$

При совместном действии T и S

$$\sqrt{F_t^2 + S^2} \leq f p \pi d l, \quad (7.4)$$

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 прессовых 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 $M_R = Rr$.

* 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 трапецидальную. 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 $2p$. Этот случай является предельным, так как

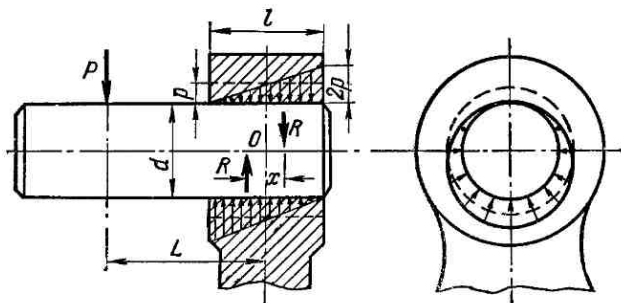


Рис. 7.4

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 $x = \frac{1}{3}L$.

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

$$\sigma_{\text{эк}2} = p \left(\frac{d_2^3 + d^3}{d_2^3 - d^3} \right) - (-p) = p \frac{2d_2^3}{d_2^3 - d^3} \leq \sigma_{T2},$$

или

$$p \leq \sigma_{T2} \frac{d_2^3 - d^3}{2d_2^3}, \quad (7.9)$$

где σ_{T2} — предел текучести материала втулки.

Для вала $\sigma_1 = 0$; $\sigma_3 = -\sigma_{t1}$ и $\sigma_{\text{эк}1} = \sigma_{t1}$ или

$$p \leq \sigma_{T1} \frac{d^3 - d_1^3}{2d^3}. \quad (7.10)$$

Следует учитывать, что появление пластических деформаций не является во всех случаях недопустимым. Опыт применения прессовых посадок свидетельствует о том, что надежные соединения могут быть

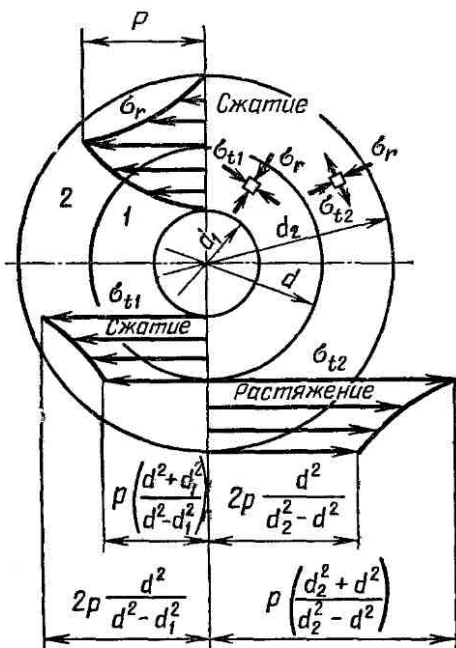


Рис. 7.5

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:

$$\left. \begin{array}{ll} \text{при } \delta_p \text{ до } 1,5\delta_t & p = p_t \left(\frac{2\delta_t - \delta_p}{\delta_t} \right), \\ \text{при } \delta_p > 1,5\delta_t & p = 0,5p_t, \end{array} \right\} \quad (7.11)$$

где δ_t и p_t — расчетный натяг и давление, соответствующие пределу текучести.

Давление p_t определяется как меньшее из двух значений при знаке равенства в формулах (7.9) и (7.10). При известном p_t по формуле (7.5) определяется δ_t .

В тех случаях, когда увеличение наружного диаметра втулки, вызванное растяжением от посадки, имеет существенное значение (например, в подшипниках качения), его можно оценить по формуле

$$\Delta d_z = \frac{2pd^2 d_z}{E_z(d_z^3 - d^3)}. \quad (7.12)$$

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, $\sigma_b = 50$ 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 $\Phi 60 \frac{A}{F_p}$ (см. рис. 7.9 и пример расчета) наиболь-

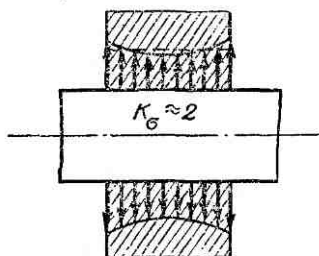


Рис. 7.6

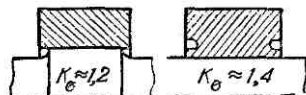


Рис. 7.7

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.

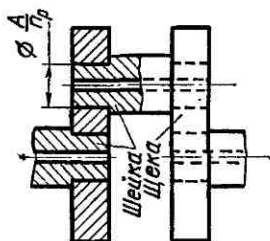


Рис. 7.8

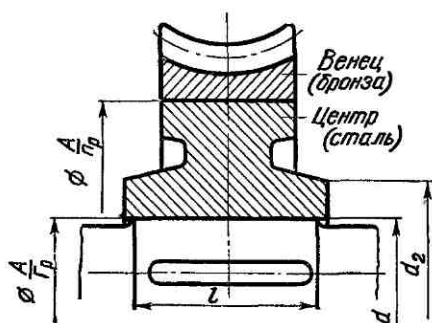


Рис. 7.9

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-

чие 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.

$$[T] = \frac{P_{\text{зат}} f d_{\text{ср}}}{2K (\sin \alpha + f \cos \alpha)} \geq T. \quad (7.15)^*$$

Обычно принимают стандартную конусность $1/10^{\circ}$. 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).

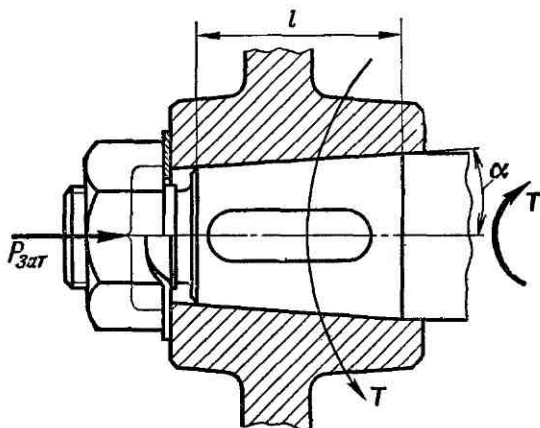


Рис. 7.10

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,

$$p = \frac{\sqrt{F_t^2 + S^2}}{f \pi d l} = \frac{\sqrt{3333^2 + 250^2}}{0,1 \cdot \pi \cdot 60 \cdot 90} \approx 2 \text{ кгс/мм}^2,$$

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)

$$\delta_p = p d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 2 \cdot 60 \left(\frac{0,7}{21 \cdot 10^3} + \frac{2,4}{21 \cdot 10^3} \right) \approx 0,018 \text{ мм},$$

$$\text{где } C_1 = 1 - 0,3 = 0,7; \quad C_2 = \frac{100^2 + 60^2}{100^2 - 60^2} + 0,3 \approx 2,4.$$

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 $\nabla 60 \frac{\text{А}}{\Gamma_p}$, 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)

$$P_{\text{зат}} = \frac{2T_k}{d_2 \left[f \frac{D_{\text{сп}}}{d_2} + \operatorname{tg} (\beta + \rho') \right]} = \frac{2 \cdot 12\,600}{39,077 \left[0,12 \frac{52}{39,077} + \operatorname{tg} (2^\circ 5' + 7^\circ 55') \right]} \approx 1900 \text{ кгс.}$$

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 $d_{cp} = (d + d_{\min})/2 = (60 + 51)/2 = 55,5$ 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.

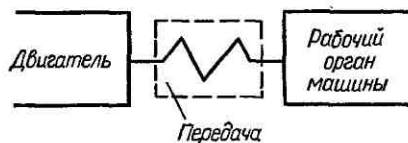


Рис. 8.1

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

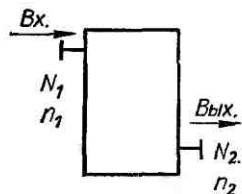


Рис. 8.2

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: *плоскоремennую* (рис. 8.3, а), *клиноремennую* (рис. 8.3, б) и *круглоремennую* (рис. 8.3, в) передачи.

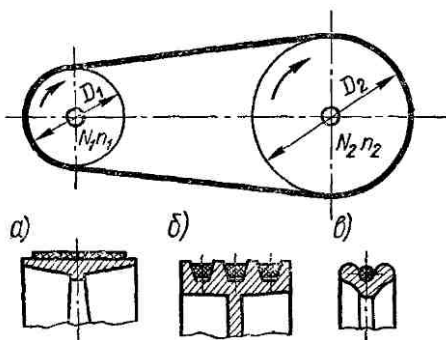


Рис. 8.3

Оценка и применение

Ременная передача является одним из старейших типов механических передач, сохранивших

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: *тяговая способность*, определяемая силой трения между ремнем и шкивом; *долговечность 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

или

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ, \\ \alpha &= 180^\circ - \frac{D_1 (i - 1)}{a} 57^\circ. \end{aligned} \right\} \quad (8.5)$$

Длина ремня определяется как сумма прямолинейных участков и дуг обхвата:

$$\begin{aligned} l &= 2a \cos \beta/2 + \\ &+ \frac{D_1}{2} (\pi - \beta) + \frac{D_2}{2} (\pi + \beta) = \\ &= 2a \cos \beta/2 + \\ &+ \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \\ &+ \frac{\beta}{2} (D_2 - D_1). \end{aligned}$$

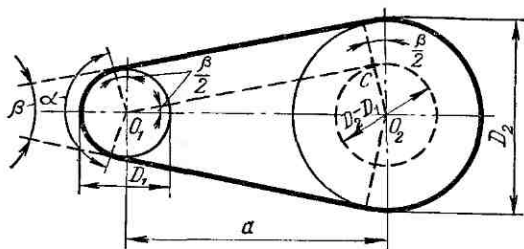


Рис. 8.4

Используя приближенную зависимость* $\cos \beta/2 \approx$

$\approx 1 - 1/2 (\beta/2)^2$ 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

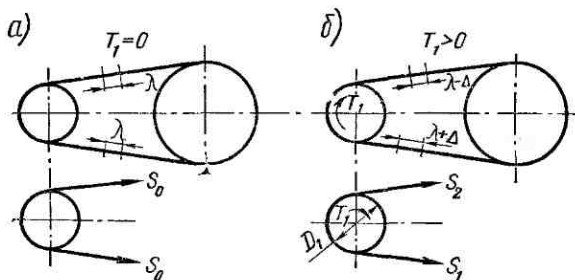


Рис. 8.5

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.

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

$$S \frac{D}{2} + f dR \frac{D}{2} - (S + dS) \frac{D}{2} = 0 \quad (\text{сумма моментов}),$$

$$\text{или } f dR = dS; \quad (a)$$

$$dR - S \sin \frac{d\varphi}{2} - (S + dS) \sin \frac{d\varphi}{2} = 0 \quad (\text{сумма проекций}).$$

* 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 $fa \rightarrow 0$, 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,

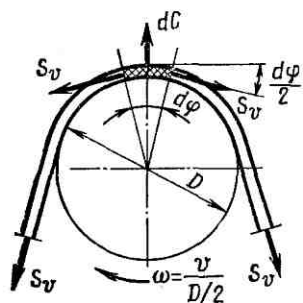
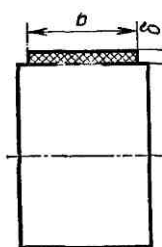


Рис. 8.7



действуют элементарные центробежные силы dC . Действие этих сил вызывает дополнительное натяжение S_v во всех сечениях ремня. Элементарная центробежная сила

$$\begin{aligned} dC &= dm \frac{v^2}{D/2} = \\ &= \frac{\gamma}{g} \left(d\varphi \frac{D}{2} b \delta \right) \frac{v^2}{D/2} = \\ &= \frac{\gamma}{g} b \delta v^2 d\varphi, \end{aligned}$$

где γ — удельный вес ремня; g — ускорение силы тяжести.

Из условий равновесия элемента ремня

$$dC \approx 2S_v \sin \frac{d\varphi}{2} \approx S_v d\varphi.$$

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

$$\sigma_n = \varepsilon E,$$

где ε — относительное удлинение наружных волокон; E — модуль упругости.

Известно, что при чистом изгибе $\varepsilon = y/r$. Здесь y — расстояние от нейтрального слоя; r — радиус кривизны нейтрального слоя.

Для ремня, огибающего шкив, $y = \delta/2$, $r \approx D/2$. При этом $\varepsilon = \delta/D$, 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

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_n = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2} + \sigma_v + \sigma_n. \quad (8.18)$$

* Приведенные ниже формулы определяют не истинные, а условные напряжения, так как получены при допущении, что материал ремня изотропен и подчиняется закону Гука.

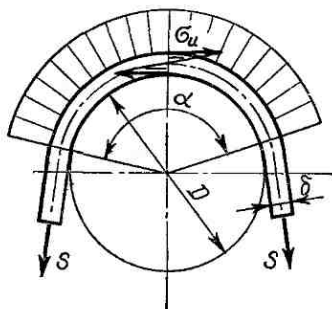


Рис. 8.8

Эпюра распределения напряжений по длине ремня изображена на рис. 8.9 *.

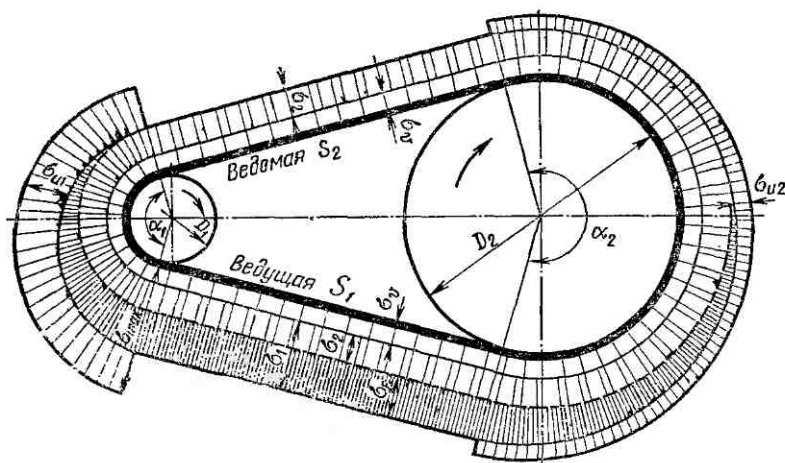


Рис. 8.9

**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 отсутствие 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 $\sigma_0 \leq 15 \text{ кгс/см}^2$ (1,5 МПа),
 » плоских » $\sigma_0 \leq 18 \text{ кгс/см}^2$ (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 $g \approx 10 \text{ м/с}^2$; $\gamma \approx 1000 \text{ кгс/м}^3$ ($\approx 10^4 \text{ Н/м}^3$) (для хлопчатобумажных, шерстяных и кожаных ремней $\gamma \approx 1000 \text{ кгс/м}^3$; для прорезиненных и клиновых $\gamma \approx 1100 \div 1200 \text{ кгс/м}^3$). При этом, сохраняя для v размерность м/с, получаем

$\sigma_v \approx v^2/100 \text{ кгс/см}^2$ ($\approx v^2/1000 \text{ МПа}$),
 или

при $v = 10 \text{ м/с}$ $\sigma_v = 1 \text{ кгс/см}^2$ (0,1 МПа),
 » $v = 20 \text{ м/с}$ $\sigma_v = 4 \text{ кгс/см}^2$ (0,4 МПа),
 » $v = 40 \text{ м/с}$ $\sigma_v = 16 \text{ кгс/см}^2$ (1,6 МПа).

Таким образом, для наиболее распространенных на практике среднескоростных ($v < 25 \text{ м/с}$) и тихоходных ($v < 10 \text{ м/с}$) ременных передач влияние центробежных воздействий несущественно.

Оценивая значения напряжений от изгиба ремня по формуле (8.17), примем среднее значение модуля упругости $E = 2000 \text{ кгс/см}^2$ (200 МПа) (величина E для различных материалов ремней колеблется в пределах от 1000 до 3500 кгс/см²).

Тогда

при $D/\delta = 200$ $\sigma_{\text{и}} = 10 \text{ кгс/см}^2$ (1 МПа),
 » $D/\delta = 100$ $\sigma_{\text{и}} = 20 \text{ кгс/см}^2$ (2 МПа),
 » $D/\delta = 50$ $\sigma_{\text{и}} = 40 \text{ кгс/см}^2$ (4 МПа),
 » $D/\delta = 25$ $\sigma_{\text{и}} = 80 \text{ кгс/см}^2$ (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

$D, \text{ мм}$	160	180	200	225	250	280
Относительная долговечность, %	30	56	100	200	375	600

Поэтому на практике величину σ_n 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)].

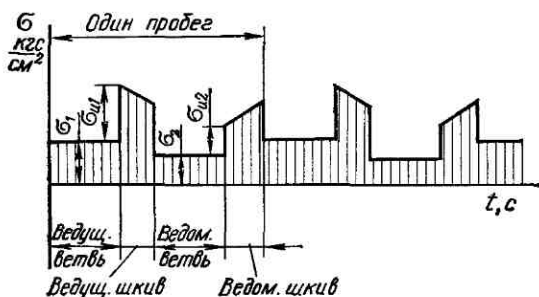


Рис. 8.10

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).

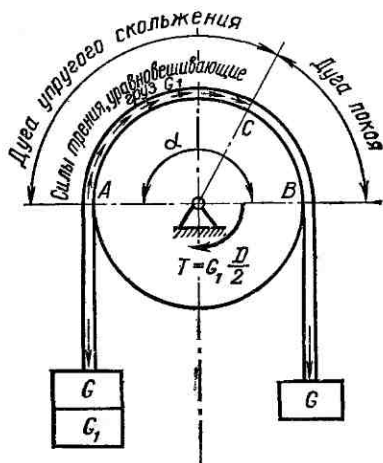


Рис. 8.11

По аналогии с этим в работающей ременной передаче роль грузов G выполняет сила натяжения ведомой ветви S_2 , а роль дополнительного груза G_1 — окружающая 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 сбегавшей 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.

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.

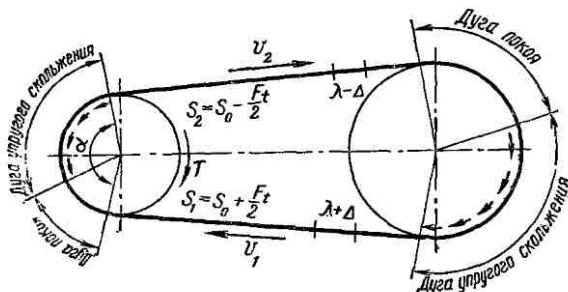


Рис. 8.12

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 приблизительно 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.

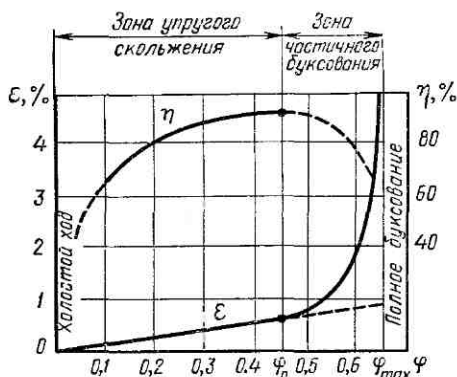


Рис. 8.13

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 устанавливают 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 ÷ 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:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 K_\alpha K_v K_\kappa K_0, \quad (8.23)$$

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	250	≥ 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	19,1

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 тяговой способности передачи с уменьшением угла обхвата (табл. 8.5 и 8.6); K_v — 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 и, 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_0

Угол наклона линии центров передачи к горизонту, град		0—60	60—80	80—90
K_0	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 самопредохранения от перегрузки. Схема передачи является сравнительно новой и еще не получила широкого распространения.

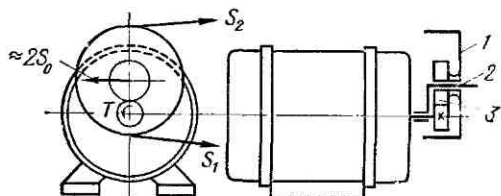


Рис. 8.14

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

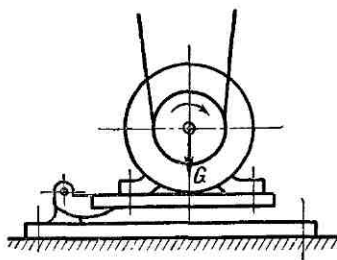


Рис. 8.15

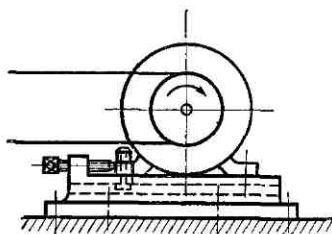


Рис. 8.16

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.

Нагрузка на валы и опоры

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 $R \approx F_t$).

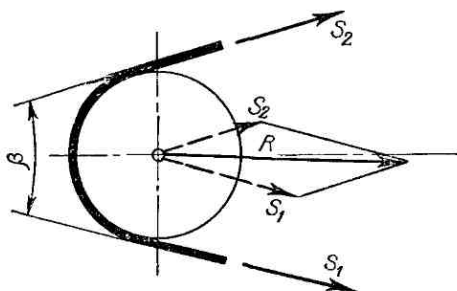


Рис. 8.17

§ 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 всдущей 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 потребная сила нажатия ролика на

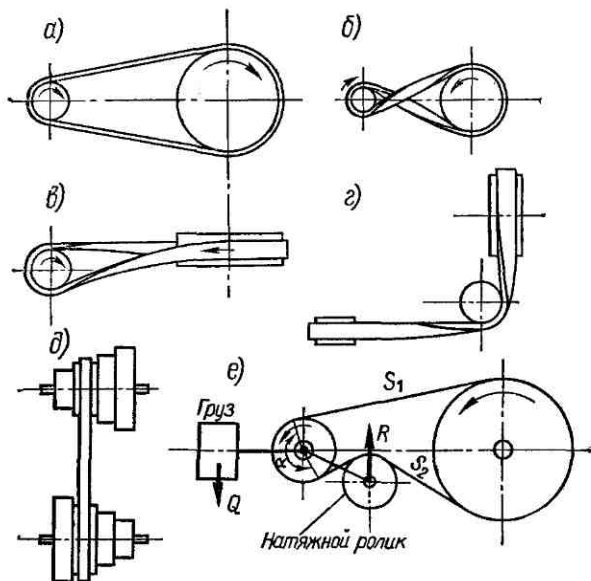


Рис. 8.18

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].

Кожаные 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 изготовляют 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 крепление. 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 плоскоремennых передач рекомендуют (см. § 2) **

$$\left. \begin{aligned} \alpha \geq 150^\circ; i \leq 5 - \text{открытая передача}; i \leq 10 - \text{передача с натяж-} \\ \text{ным роликом}; a \geq 2(D_1 + D_2) - \text{открытая}; a \geq (D_1 + D_2) - \text{с} \\ \text{натяжным роликом}; U \leq 3(5) \text{ л/с} - \text{открытая}; U \leq 8(10) \text{ л/с} - \text{с} \\ \text{натяжным роликом}; D_1/\delta \geq 25 - \text{ремни кожаные, шерстяные, хлоп-} \\ \text{чатобумажные}; D_1/\delta \geq 30 - \text{ремни прорезиненные.} \end{aligned} \right\} \quad (8.25)$$

При предварительном расчете, когда D_1 и δ еще неизвестны, размер малого шкива можно приближенно оценить по формуле М. А. Са-
верина

$$D_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{N_1/n_1}, \quad (8.26)$$

где N_1 — кВт, n_1 — об/мин, D_1 — мм.

После оценки D_1 , ориентируясь на рекомендации (8.25) и стан-
дарты на размеры ремня, выбирают толщину ремня δ . Затем из расчета
тяговой способности определяют ширину ремня b . Методика и поря-
док расчета изложены ниже на конкретном примере.

Пример. Рассчитать открытую плоскоремennую передачу, установленную в си-
стеме 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,
плечных) 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 прорезиненный 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): $K_\alpha \approx 0,95$; $K_v \approx 0,88$; $K_n \approx 0,8$ (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 В.

Рекомендуется принимать $B = 1,1 b + (5 \div 15)$ 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

$$\beta/2 = (180 - \alpha)/2 = (180 - 162)/2 = 9^\circ; \\ R = 2 \cdot 170 \cdot 0,985 = 335 \text{ кгс.}$$

§ 4. КЛИНОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

Клиноременная передача применяется при сравнительно малых межосевых расстояниях и больших передаточных отношениях. В этом случае простая плоскоремennая 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.

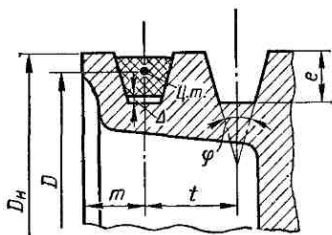


Рис. 8.19

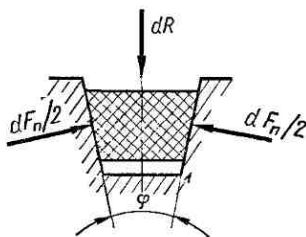


Рис. 8.20

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 плоскоремennой передачи $dF = dRf$.

Сравнивая эти формулы, можно отметить, что в клиноременной передаче трение увеличивается с уменьшением угла клина φ .

Величину

$$\frac{f}{\sin \varphi/2} = f' \quad (8.27)$$

называют приведенным коэффициентом трения.

Для стандартных ремней угол φ принят равным 40° . При этом

$$f' = f/\sin 20^\circ \approx 3f.$$

Таким образом, клиновья 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.

При самозаклинивании ремень испытывает дополнительный перегиб на сбегающих ветвях (рис. 8.21) и быстрее разрушается от усталости.

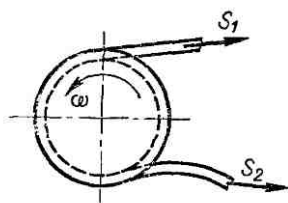


Рис. 8.21

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 изготовляют 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

$$\alpha_k f' = \alpha_n f,$$

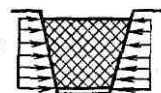


Рис. 8.22

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

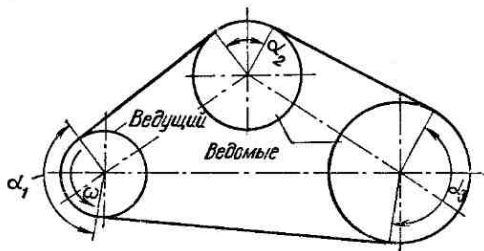


Рис. 8.23

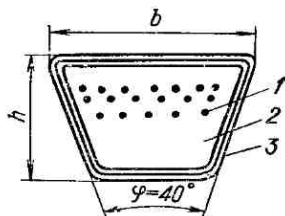


Рис. 8.24

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 $O, A, B, В, Г, Д, Е$, отличающихся размерами поперечного сечения. Размеры сечения соответственно увеличиваются от типа O к $Е$.

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.

$$N = N_0 K_a K_u z, \quad (8.28)$$

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_H — 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;

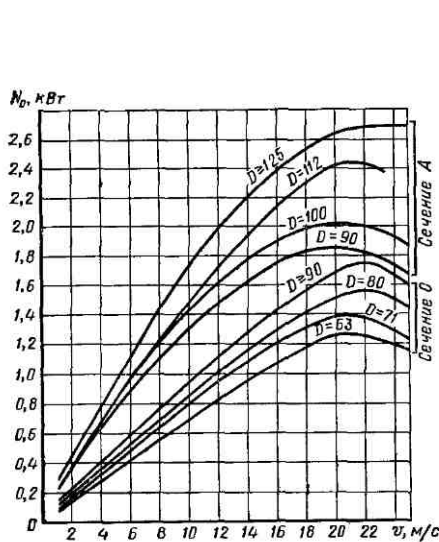


Рис. 8.25

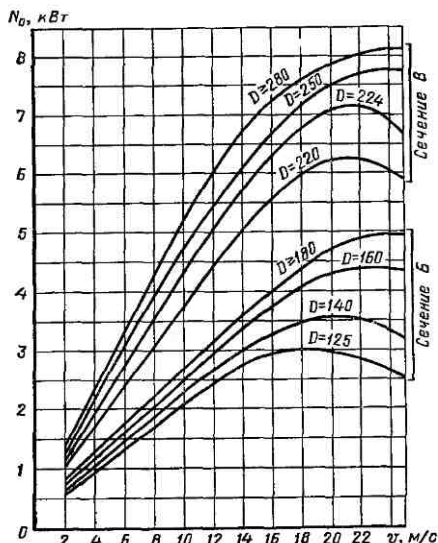


Рис. 8.26

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	1	2	3	4	5	6
a	$1,5 D_2$	$1,2 D_2$	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	О	А	Б	В	Г	Д	Е
$2S_0$, 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 передачи. 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.

Пример расчета

Рассчитать клиноременную передачу, используя данные примера для плоскоременной передачи (стр. 137), и сравнить размеры обеих передач.

Решение. 1. 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)

$$N_{\sigma z} = 25 / (0,85 \cdot 0,8) = 37 \text{ кВт.}$$

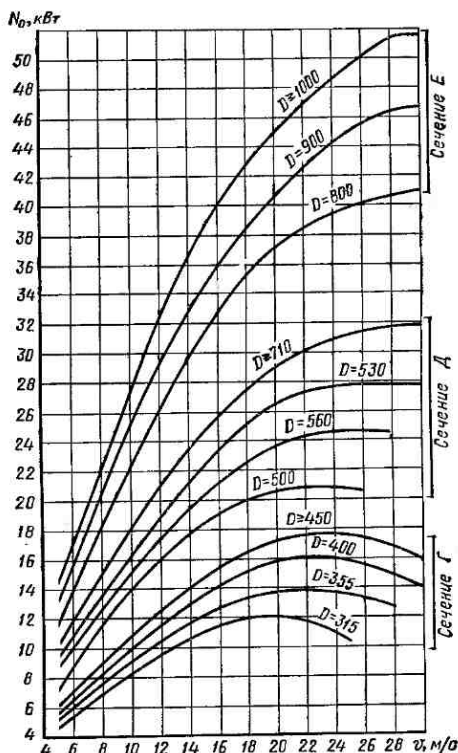


Рис. 8.27

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 B при $D_1 = 250$ мм или Γ 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 $v_\Gamma = 23,4$ 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 $N_{0\Gamma} = 13,8$ кВт и далее $z_\Gamma = 37/13,8 = 2,7$ или $z_\Gamma = 3$.

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. $D_{2\Gamma} = 1240$ мм, принимаем $D_{2\Gamma} = 1250$ мм.

4. Межосевое расстояние по табл. 8.9:

$$a_B = 0,95 \cdot 1000 = 950 \text{ мм}; \quad a_\Gamma = 1190 \text{ мм}.$$

5. Углы обхвата по формуле (8.5):

$$\alpha_B = 180 - \frac{1000 - 250}{950} 57 = 135^\circ; \quad \alpha_\Gamma = 137^\circ$$

6. По табл. 8.4 уточняем коэффициенты:

$$K_{\alpha B} \approx K_{\alpha \Gamma} \approx 0,89.$$

7. Уточняем допускаемую мощность по формуле (8.28):

$$N_B = 7,5 \cdot 0,89 \cdot 0,8 \cdot 5 = 26,6 \text{ кВт};$$

$$N_\Gamma = 13,8 \cdot 0,89 \cdot 0,8 \cdot 3 = 29,5 \text{ кВт}.$$

Сравнивая эти мощности с заданной 25 кВт, отмечаем, что оба типа ремня приемлемы. Учитывая требование компактности передачи, окончательно принимаем пять ремней типа B .

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 B и Γ соответствуют типу ремня.

§ 5. ПЕРЕДАЧА ЗУБЧАТЫМИ РЕМНЯМИ

В этой передаче на внутренней стороне плоского ремня образованы выступы (зубья) трапецеидальной 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.

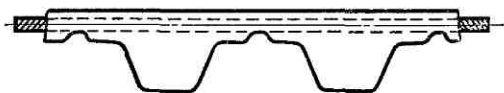


Рис. 8.28

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.

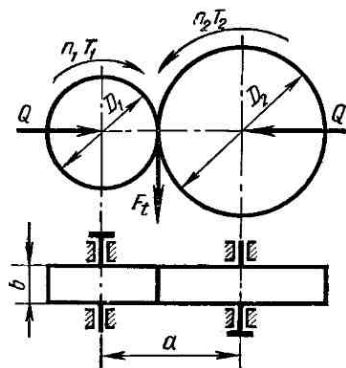


Рис. 9.1

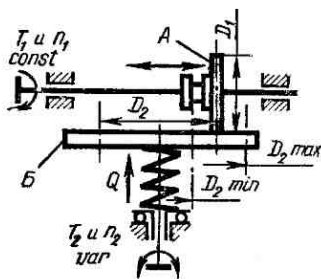


Рис. 9.2

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 *A* 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 *B*.

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 станков, 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.

Постоянное прижатие 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.

Регулируемое прижатие 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 $f = 0,1$

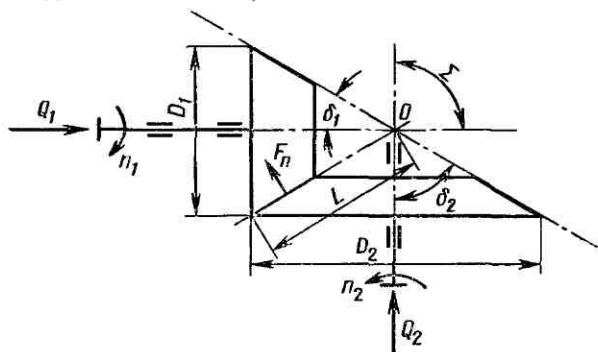


Рис. 9.3

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 подвижными 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 $i_{\max}$.

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 роликов от оси чашек.

Работу чашек с роликом можно рассматривать условно как обкатывание трех начальных конусов. При этом вершины конусов чашек

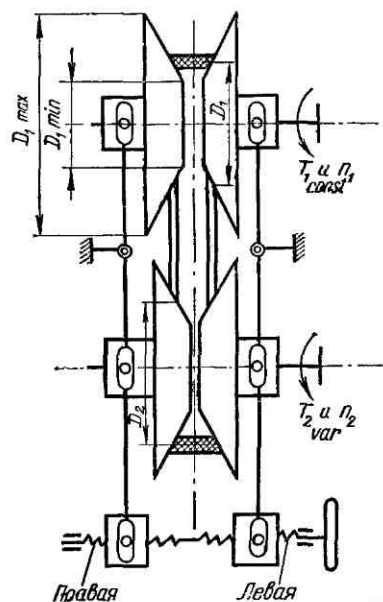


Рис. 9.4

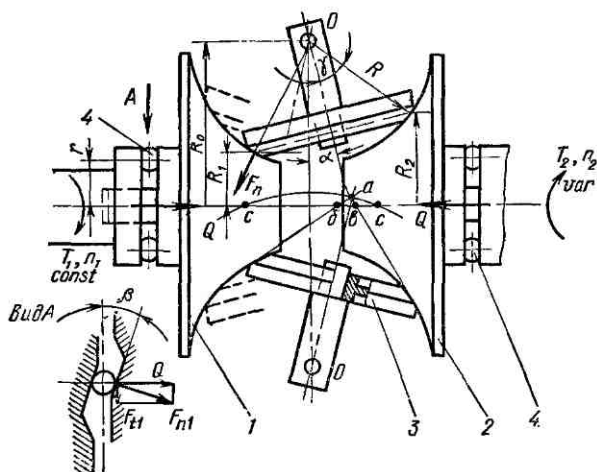


Рис. 9.5

(точки *б* и *в*) располагаются на оси валов, а вершина конуса ролика (точка *а*) занимает некоторое положение на дуге *αα* 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 удается 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 *α* = + *α*_{max}, т. е. максимальному отклонению ролика вправо, или *i*_{max}. По *Q*_{max} определяют необходимый угол *β* в нажимном устройстве

$$\operatorname{tg} \beta = F_n / Q_{\max} = T_1 / r Q_{\max}. \quad (9.12)$$

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 приближенно 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-

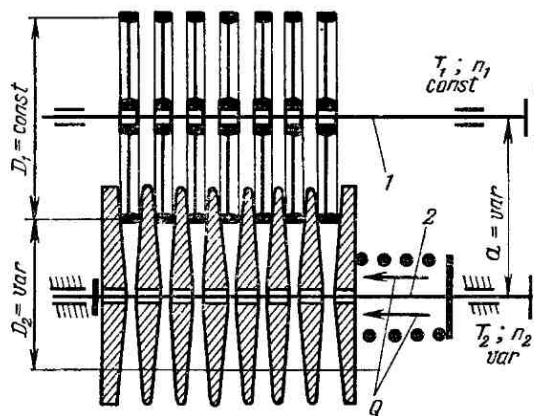


Рис. 9.6

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

$$Q = KF_d(mf) = KT_1 2/(mf D_1), \quad (9.14)$$

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 зависящей 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,

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 заполнить конструкции с «прямой передачей» ($i = 1$), что особенно важно для применения вариаторов на автомобилях.

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 двойной. Такие вариаторы выполняют для малых мощностей и применяют преимущественно в кинематических цепях приборов.

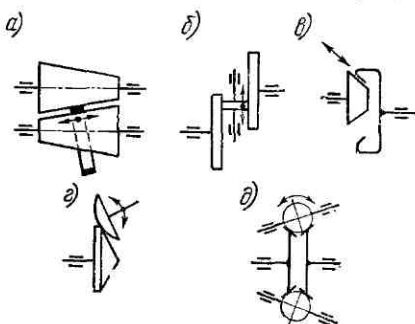


Рис. 9.7

§ 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 останавливается, 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.

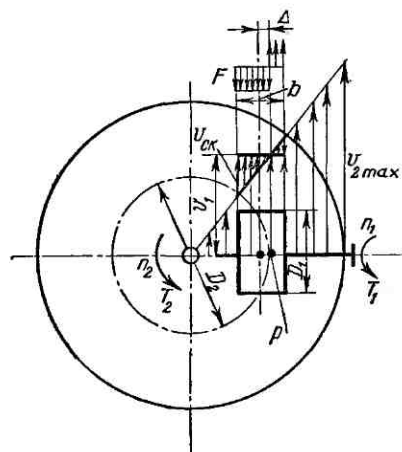


Рис. 9.8

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 $v_2 = v_{2max}$).

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 $v_{ск} = v_1 - v_2$. 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

$$v_{\text{ск}} = \frac{v_1^2}{D_2} \left(\frac{b}{2} + \Delta \right) = \frac{\pi n_1}{30 i} \left(\frac{b}{2} + \Delta \right), \quad (9.16)$$

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 $v_{\text{ск}}$. Формула (9.16) позволяет отметить, что у лобовых вариаторов $v_{\text{ск}}$ 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 нагрузок 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

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{F_n E_{\text{пр}} / (b \rho_{\text{пр}})} \leq [\sigma_H]. \quad (9.17)$$

При начальном касании в точке (все другие случаи)

$$\sigma_H = m \sqrt{F_n E_{\text{пр}}^2 / \rho_{\text{пр}}^2} \leq [\sigma_H]. \quad (9.18)$$

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 удастся 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.

Допускаемые напряжения для закаленных сталей твердостью $\geq HRC 60$ при начальном контакте по линии и при хорошей смазке принимают $[\sigma_H] \approx 10\,000 \div 12\,000$ кгс/см² (1000 ÷ 1200 МПа); при начальном контакте в точке $[\sigma_H] \approx 20\,000 \div 25\,000$ кгс/см² (2000 ÷ 2500 МПа). Для текстолита (без смазки) при контакте по линии $[\sigma_H] \approx 800 \div 1000$ кгс/см² (80 ÷ 100 МПа).

Учет срока службы и переменности режима работы производится по аналогии с зубчатыми передачами.

ГЛАВА 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; *б* — 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

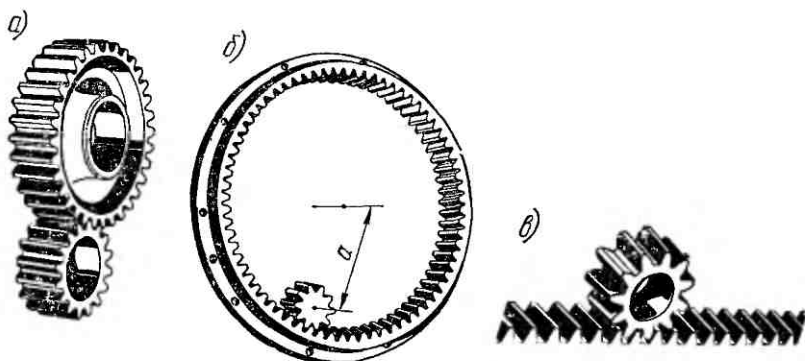


Рис. 10.1

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 ступени);

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 передач.

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.

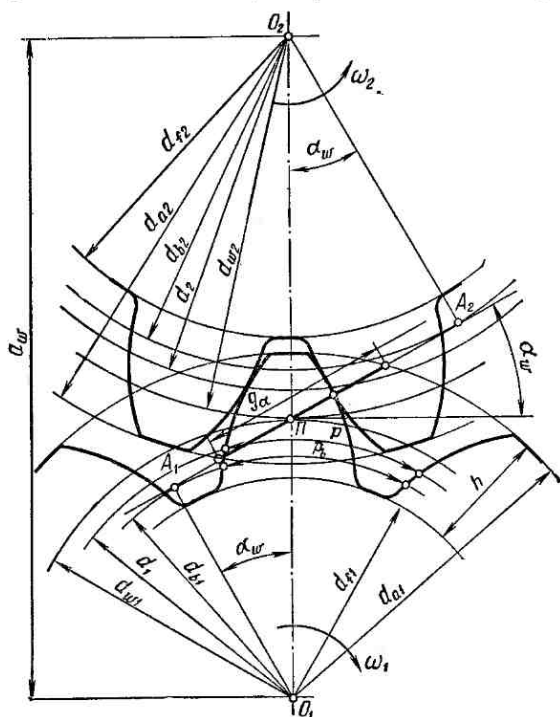


Рис. 10.3

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 ($x < 0$).

$$a_w = (d_{w1} + d_{w2})/2 \text{ — межосевое расстояние;}$$

$$a_w = m (0,5z_\Sigma + x_\Sigma - \Delta y),$$

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;

$d_f = d - 2m(h_a^* + c^* - x)$ — 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); P — 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-

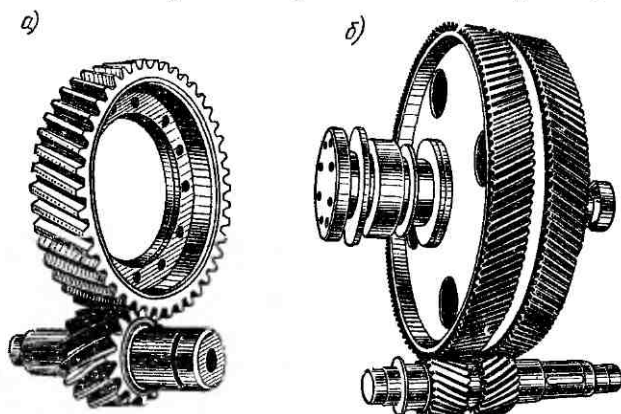


Рис. 10.4

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 :

окружной шаг $p_t = p_n / \cos \beta$,

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 косого зуба в нормальном сечении принято определять через параметры эквивалентного прямозубого колеса (рис. 10.6).

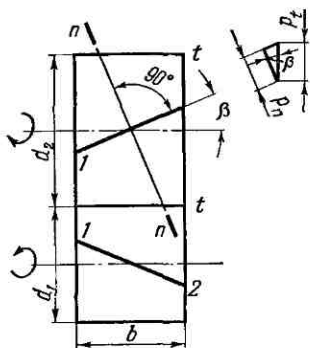


Рис. 10.5

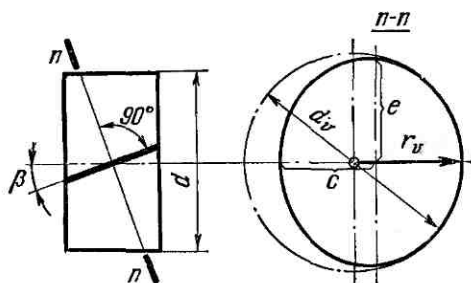


Рис. 10.6

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 косого зуба в нормальном сечении определяется эквивалентным прямозубым колесом, диаметр которого

$$d_v = 2r_v = d/\cos^2 \beta \quad (10.1)$$

и число зубьев

$$z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{m_t \cos^2 \beta},$$

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 посредине зуба или в районе полюса зацепления (см. также рис. 10.3).

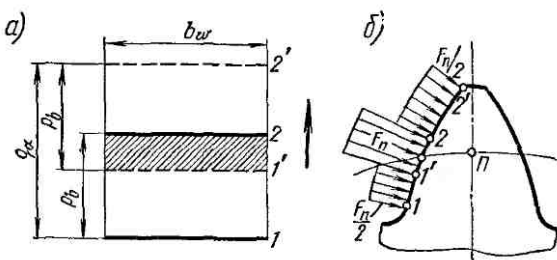


Рис. 10.7

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

$$\epsilon_\alpha = g_\alpha / p_b.$$

По условиям непрерывности зацепления и плавности хода передачи должно быть $\epsilon_\alpha > 1$ (расчет ϵ_α см. стр. 166).

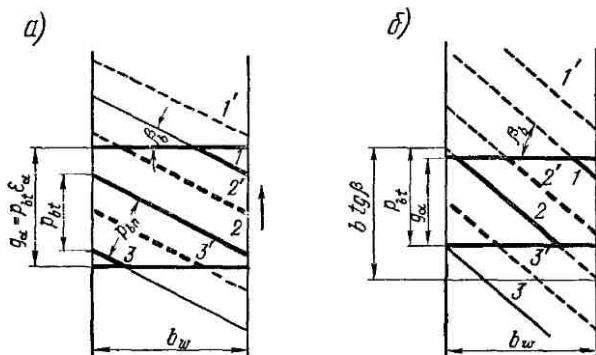
В отличие от прямых косые зубья входят в зацепление не сразу по всей своей длине, а постепенно. Зацепление здесь распространяется в направлении от точек 1 к точкам 2 (см. рис. 10.5). Расположение контактных линий в поле косозубого зацепления изображено на рис. 10.8, а, б (ср. рис. 10.7 — прямозубое зацепление). 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 косоугобого 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.



Для распространенных на практике зацеплений величина K_ε располагается в пределах $0,9 \div 1,0$. В среднем можно принимать $K_\varepsilon = 0,95$ (точнее см. ГОСТ 16532—70).

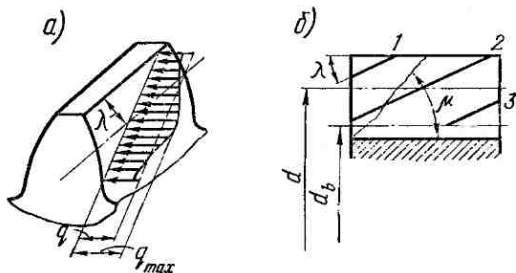
Очевидно, что благоприятным для работы передачи является случай $l_\Sigma = \text{const}$, при этом нагрузка на зубья в процессе зацепления не изменится, а шум и динамические нагрузки уменьшатся.

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 $K_\varepsilon \approx 1$.

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 перекатывания 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 перекатывание 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

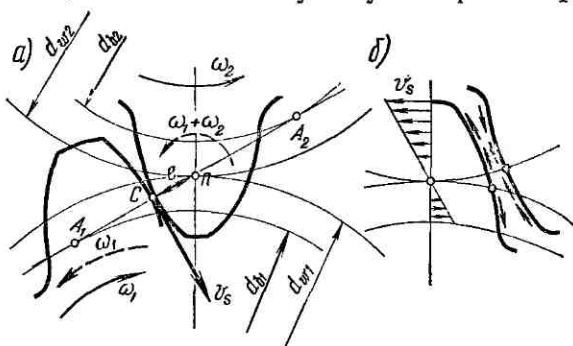


Рис. 10.10

знаком. При этом шестерня остановится, а колесо будет поворачиваться вокруг полюса зацепления P 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 мелкозубчатых колес с большим числом зубьев скольжение меньше, а к. п. д. выше, чем у крупнозубчатых 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).

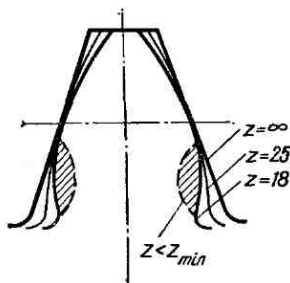


Рис. 10.11

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 $\epsilon_\alpha = 1,2$ 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 $x_{\Sigma} = 0$ 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 $x_{\Sigma} \neq 0$ 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. Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или при повышенных нагрузках и умеренных скоростях Передачи общего машиностроения, не требующие особой точности Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности
7 (точные)	10	17	
8 (средней точности)	6	10	
9 (пониженной точности)	2	3,5	

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 видом 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 перекос валов и некоторые другие параметры.

* Пятном контакта называют часть боковой поверхности зуба, на которой располагаются следы прилеганий к зубу парного колеса (которое при испытаниях обычно намазывают краской) после вращения собранной передачи при легком торможении.

§ 3. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

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 .

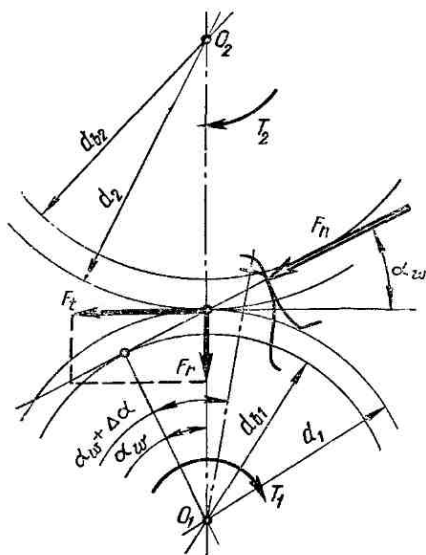


Рис. 10.13

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:

$$\left. \begin{aligned} &\text{окружную силу } F_t = 2T_1/d_1, \\ &\text{осевую силу } F_a = F_t \operatorname{tg} \beta, \\ &\text{радиальную силу } F_r = F'_t \operatorname{tg} \alpha_w = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}. \end{aligned} \right\} \quad (10.9)$$

$$\text{В свою очередь сила } F_n = \frac{F'_t}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cos \beta}.$$

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

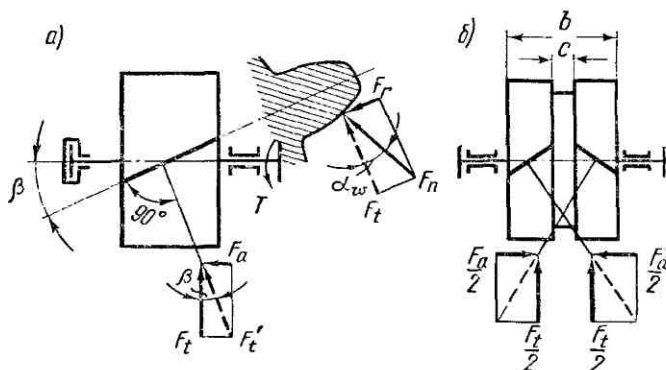


Рис. 10.14

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

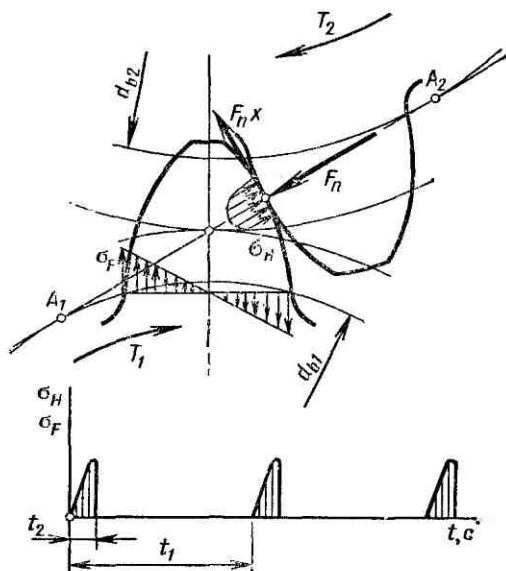


Рис. 10.15

основных напряжениях: контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F *. Для каждого зуба σ_H и σ_F не являются постоянно действующими. Они изменяются во времени по некоторому прерывистому (пульсирующему) циклу (см. рис. 10.15). Время действия σ_F за один оборот колеса (t_1) равно продолжительности зацепления одного зуба (t_2). Напряжения σ_H действуют еще меньшее время. Это время равно продолжительности пребывания в зацеплении данной точки поверхности зуба с учетом зоны распространения контактных напряжений.



Рис. 10.16

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка зубьев от напряжений изгиба и выкрашивание поверхности от контактных напряжений.

С трением в зацеплении связаны износ и заедание поверхностей зубьев.

Ниже рассматриваются все виды разрушения зубьев и основные меры их предупреждения.

Поломка зубьев

Поломка зубьев (рис. 10.17) связана с напряжениями изгиба. На практике чаще всего наблюдается выламывание углов зубьев, связанное с концентрацией нагрузки. Различают два вида поломки зубьев:

поломка от больших перегрузок ударного или даже статического действия — предупреждают защитой привода от перегрузок или учетом перегрузок при расчете;

усталостная поломка, происходящая от действия переменных напряжений в течение сравнительно длинного срока службы — предупреждают расчетом на выносливость.

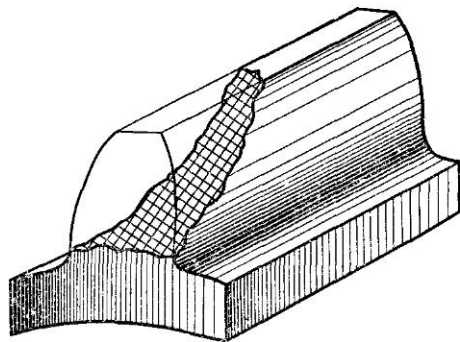


Рис. 10.17

Особое значение имеют меры по устранению концентраторов напряжений (рисок от обработки, раковин и трещин в отливках, микротрещин от термообработки и т. п.).

* Индекс H приписывается всем параметрам, связанным с расчетом по контактным напряжениям, в честь автора теории контактных напряжений (Hertz); индекс F — связанным с расчетом по напряжениям изгиба, который выполняют для ножки ($Fu\beta$) зуба.

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.

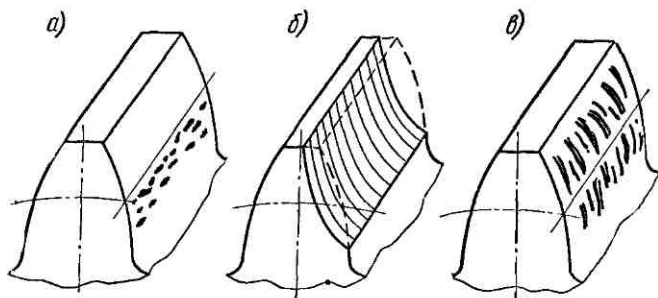


Рис. 10.18

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 ($HV > 350$) 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 износ (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 сдвиги 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 ведущей 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,

$$q = \frac{F_n}{l_\Sigma} K_\beta K_v = \frac{F_t}{b_w K_{\epsilon\alpha} \cos \alpha_w} K_\beta K_v, \quad (10.10)$$

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 $K_{\epsilon\alpha} = 1$); K_β — коэффициент неравномерности нагрузки по ширине колеса; K_v — коэффициент динамической нагрузки.

Обозначим

$$\omega_t = \frac{F_t}{b_w} K_\beta K_v. \quad (10.11)$$

Параметр w_t называют *удельной расчетной окружной силой*. При этом

$$q = \frac{w_t}{K_{\epsilon\epsilon\alpha} \cos \alpha_w}. \quad (10.12)$$

При постоянном или приближенно постоянном режиме нагрузки, а также в тех случаях, когда режим нагрузки неопределен (неизвестен), величину w_t определяют исходя из номинальной мощности двигателя. При заданном режиме нагрузки, см., например, циклограмму нагружения на рис. 10.20, величину w_t 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_B

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.

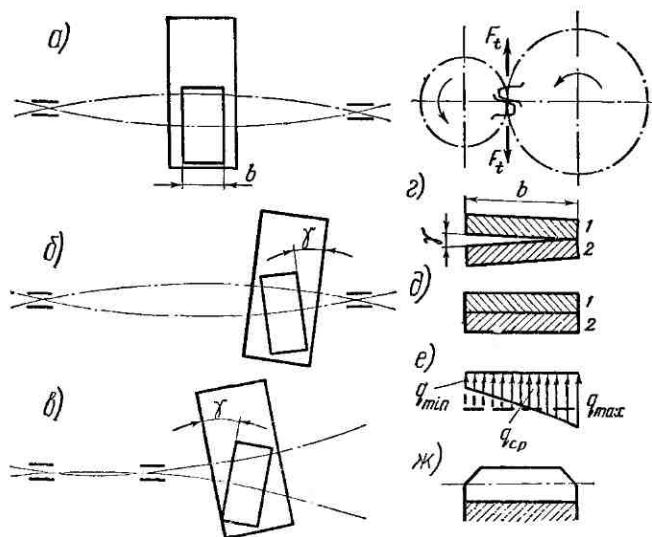


Рис. 10.19

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, *е*). 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

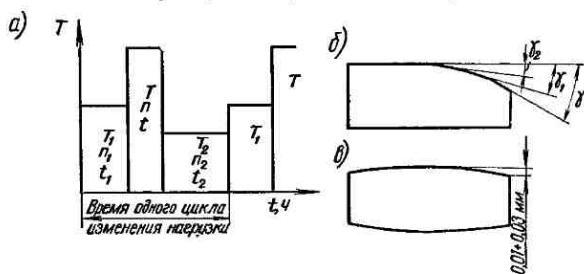


Рис. 10.20

выламывания углов зубьев на практике применяют колеса со срезанными углами (рис. 10.19, *ж*).

Если колеса изготовлены из прирабатывающихся материалов (например, стали твердостью $HB \leq 350$), 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, образующаяся от приработки при данной нагрузке.

Благоприятное влияние приработки зубьев на уменьшение неравномерности нагрузки проявляется в значительно меньшей степени при высокой твердости поверхности зубьев ($HB > 350$), 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).

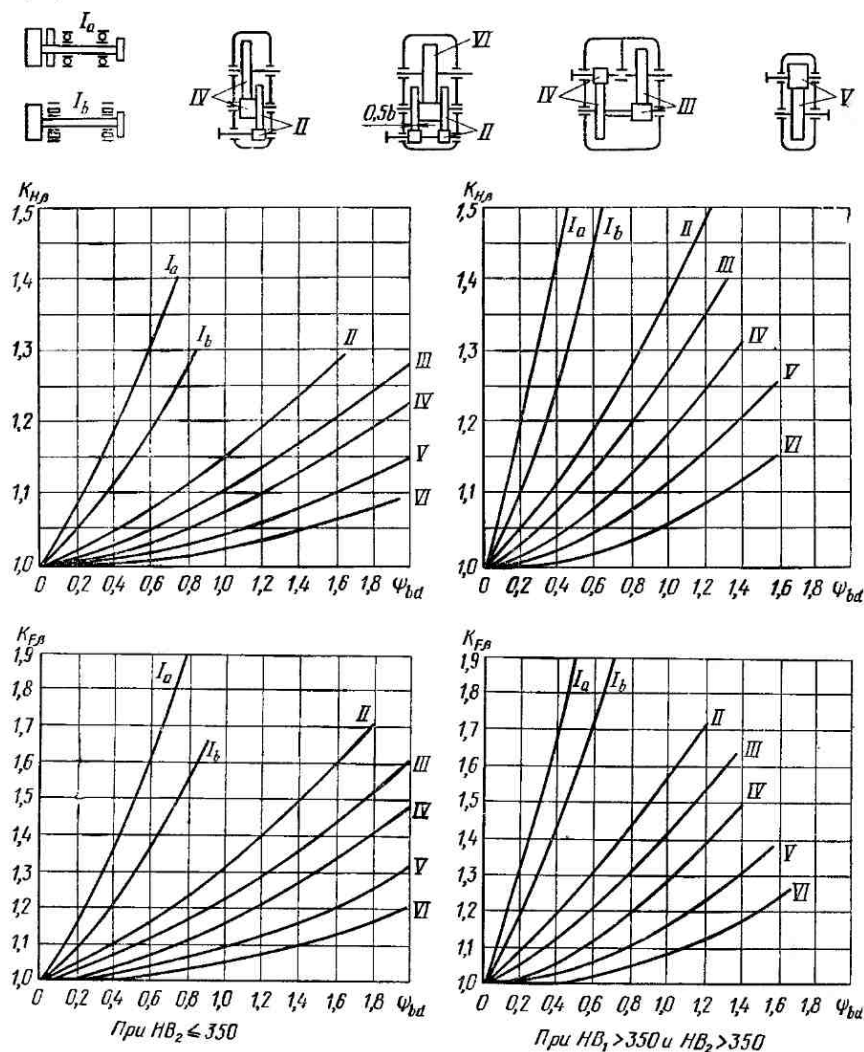


Рис. 10.21

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 $H\beta < 350$ и $v < 15$ м/с, можно принимать $K_\beta = 1$.

Коэффициент динамической нагрузки K_α

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 $HB \leq 350$ хотя бы одного из зубчатых колес пары	Прямые без модификации	0,006
	Прямые с модификацией	0,004
	Косые	0,002
При $HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$	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 $\sigma_{t_{\max}}$

Степень точности по нор- мали плавности	6	7	8	9
$\sigma_{t_{\max}}$, 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 $\omega_v = \omega_{t \max}$.

§ 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_b , d_w , α_{tw} и т. п.

Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям

Исследованиями установлено, что наименьшей контактной выносливостью обладает околуполусная зона рабочей поверхности зубьев. Поэтому расчет контактных напряжений принято выполнять при контакте в полюсе зацепления (рис. 10.23).

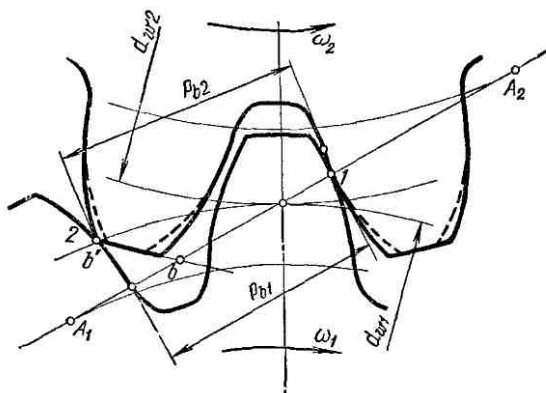


Рис. 10.22

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) $q = \frac{w_{Ht}}{K_e e_\alpha \cos \alpha_w}$, 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

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_{np}} &= \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \\ &= \frac{2 \cos^2 \beta}{d_1 \sin \alpha_w} + \frac{2 \cos^2 \beta}{d_2 \sin \alpha_w} = \\ &= \frac{2 \cos^2 \beta}{d_1 \sin \alpha_w} \left(1 + \frac{1}{u} \right) = \\ &= \frac{2(u \pm 1) \cos^2 \beta}{d_1 u \sin \alpha_w}. \end{aligned}$$

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

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w_{Ht} 4(u \pm 1) \cos^2 \beta}{K_e e_\alpha d_1 u \sin 2\alpha_w} \cdot \frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}}.$$

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; $z_e = \sqrt{1/(K_e \varepsilon_a)}$ — 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 колесо, а не шестерня).

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 $\psi_{bd} = b_w/d_1$ — коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра, найдем

$$\frac{w_{Ht}}{d_1} = \frac{F_t}{d_1 b_w} K_{H\beta} K_{H\alpha} = \frac{2T_1}{d_1^3 \psi_{bd}} K_{H\beta} K_{H\alpha}.$$

Подставляя в формулу (10.17), получаем

$$\sigma_H = z_H z_M z_e \sqrt{\frac{2T_1}{d_1^3 \psi_{bd}} K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{(u \pm 1)}{u}} \leq [\sigma_H]. \quad (10.17a)$$

Решая относительно d_1 , запишем

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \frac{(u \pm 1)}{u}}. \quad (10.18)$$

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_{bd}

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 $K_a = 167 \text{ (кгс/см}^2\text{)}^{1/3}$ (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 $K_a = 144 \text{ (кгс/см}^2\text{)}^{1/3}$ (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_a 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	
	$HB_2 \leq 350$ или HB_1 и $HB_2 \leq 350$	HB_2 и $HB_1 > 350$
Симметричное	$0,8 \div 1,4$	$0,4 \div 0,9$
Несимметричное	$0,6 \div 1,2$	$0,3 \div 0,6$
Консольное	$0,3 \div 0,4$	$0,2 \div 0,25$

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 $1,3 \div 1,4$ 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:

$$z_1 = (d_1 \cos \beta) / m; \quad z_2 = z_1 u \quad \text{и} \quad d_2 = (mz_2) / \cos \beta. \quad (10.22)$$

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: $HV \leq 350$ 45—30 $HV > 350$ 30—20	
Обычные передачи редукторного типа в отдельном корпусе с достаточно жесткими валами и опорами (и другие аналогичные): $HV \leq 350$ 30—25 $HV > 350$ 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,

$$\sigma_F = \left(\frac{F'_t l}{W} - \frac{F'_r}{A} \right) K_\tau, \quad (б)$$

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_τ — 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:

$$l' = l/m \text{ и } s' = s/m, \quad (в)$$

где m — модуль зубьев.

С учетом выражений (а) и (в) и введением коэффициентов расчетной нагрузки $K_{F\beta}$ и K_{Fv} (см. § 5) формула (б) преобразуется к виду

$$\sigma_F = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv}}{b_w m} \left[\frac{6l'}{(s')^2} \cdot \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{s' \cos \alpha_w} \right] K_\tau.$$

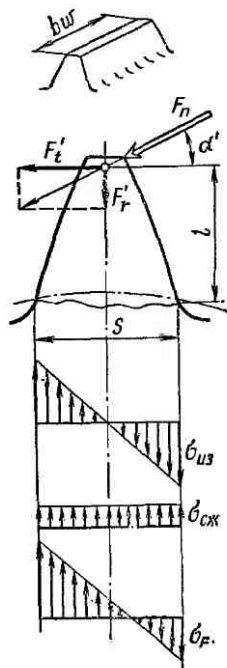


Рис. 10.24

Далее, используя формулу (10.11), вводят параметр

$$w_{Ft} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv}}{b_w} - \text{удельная расчетная окружная сила,} \quad (10.23)$$

$$\text{и обозначают } Y_F = \left[\frac{6l'}{(s')^2} \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{s' \cos \alpha_w} \right] K_r - \quad (10.24)$$

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). Исследова-

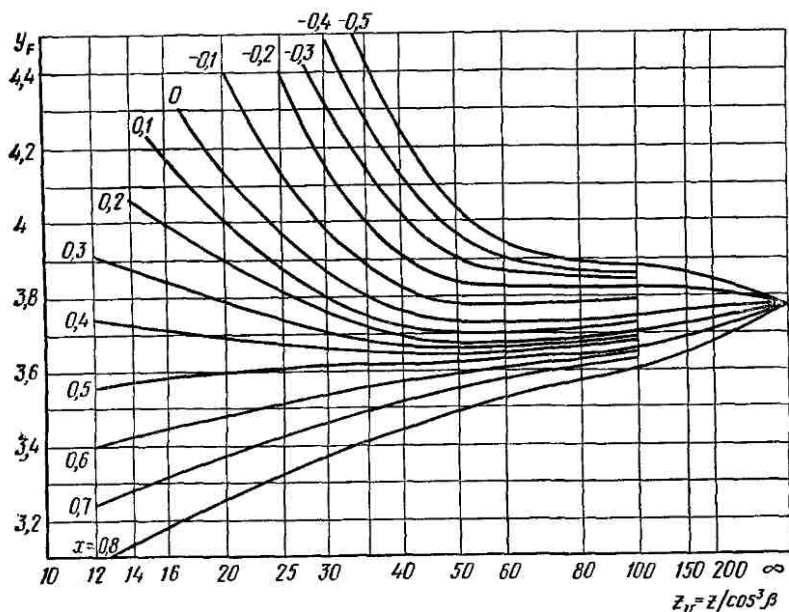


Рис. 10.25

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 w_{Ft} и последующих преобразований

$$\sigma_F = Y_F Y_\epsilon Y_\beta \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv}}{mb_w} = Y_F Y_\epsilon Y_\beta \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{Fv}}{d_1 m \psi_{bd} d_1} \leq [\sigma_F].$$

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_ϵ 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.

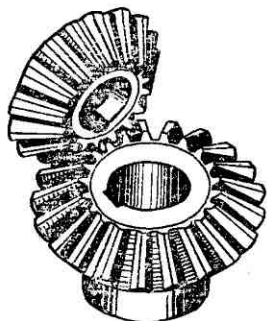


Рис. 10.26

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 , р а д и 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

$$\left. \begin{aligned} F_t &= 2T_1/d_{m1}, \quad F_n = F_t / \cos \alpha, \\ F_r' &= F_t \operatorname{tg} \alpha, \\ F_r &= F_r' \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1, \\ F_a &= F_r' \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1. \end{aligned} \right\} \quad (10.30)$$

Для колеса направление сил противоположно. При этом F_a является радиальной силой, а F_r — осевой.

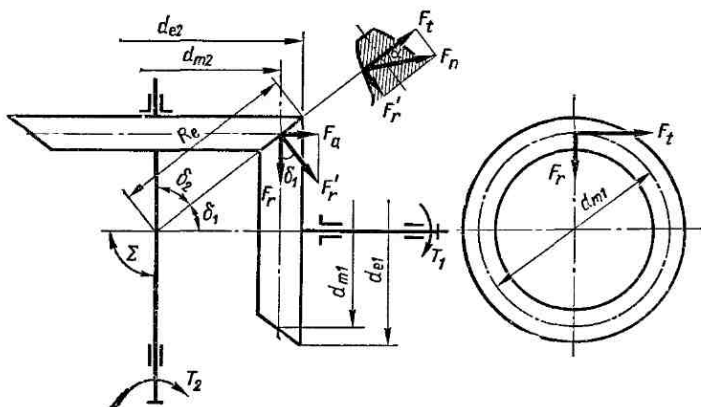


Рис. 10.27

Приведение прямозубого конического колеса к эквивалентному прямозубому цилиндрическому

Форма зуба конического колеса в нормальном сечении дополнительным конусом φ_1 (рис. 10.28) будет такой же, как у цилиндрического колеса, образованного разверткой φ_2 дополнительного конуса.

Диаметр эквивалентного колеса

$$d_{vt1} = d_{e1} / \cos \delta_1; \quad d_{vt2} = d_{e2} / \cos \delta_2. \quad (10.31)$$

Выражая диаметры через z и m , запишем $z_{vt1}m = z_1m / \cos \delta_1$ или числа зубьев эквивалентных колес $z_{vt1} = z_1 / \cos \delta_1$;

$$z_{vt2} = z_2 / \cos \delta_2. \quad (10.32)$$

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-

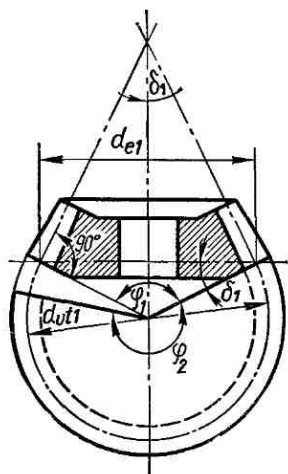


Рис. 10.28

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.

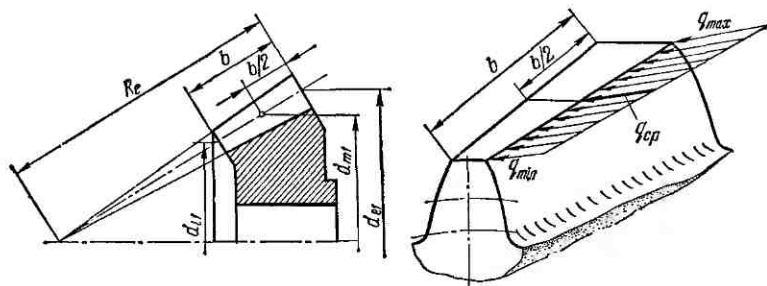


Рис. 10.29

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)

$$q_{\text{ср}} = \frac{q_{\text{max}} + q_{\text{min}}}{2} = \frac{F_t K_{H\beta} K_{H\sigma}}{b_w \cos \alpha_w}. \quad (10.37)$$

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:

$$\sigma_H = z_H z_M \sqrt{\frac{w_H f \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1} u}} \leq [\sigma_H], \quad (10.38)$$

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 $K_{\sigma\alpha} = 1$ 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).

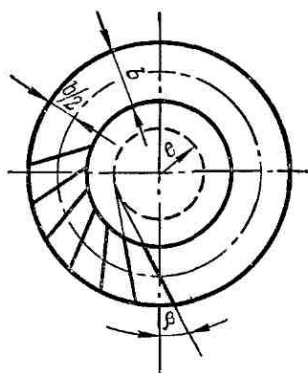
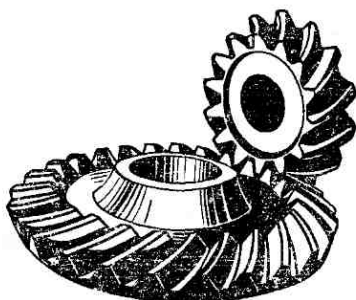
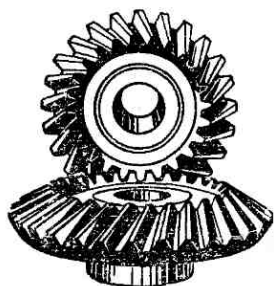


Рис. 10.30

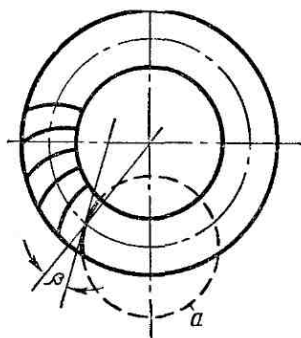


Рис. 10.31

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 $\beta_{\text{ср}} \approx 35^\circ$ — для колес с круговым зубом.

Силы в зацеплении определяют по формулам *:

о к р у ж н а я с и л а

$$F_t = 2T_1/d_{m1}, \quad (10.41)$$

ра 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	+	—
Против часовой стрелки	Левая	—	+
	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 биэквивалентного колеса

$$d_{vn} = d_e / (\cos \delta \cos^2 \beta), \quad (10.44)$$

число зубьев биэквивалентного колеса

$$z_{vn} = z / (\cos \delta \cos^3 \beta). \quad (10.45)$$

По аналогии с зависимостями (10.33) и (10.26) изгибная прочность оценивается по формуле

$$\sigma_F = Y_F Y_e Y_\beta \frac{w_{Ft}}{0,85 m_{nm}} \leq [\sigma_F], \quad (10.46)$$

где Y_F определяют по графику рис. 10.25 в зависимости от z_{vn} [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,

$$d_m = m_{tm} z; \quad d_e = d_m \frac{R_e}{R_e - 0,5b}; \quad m_{te} = d_e / z.$$

По аналогии с зависимостями (10.38), (10.39), (10.17) и (10.18) контактная прочность оценивается по формулам:
для проверочного расчета

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{w_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1} u}} \leq [\sigma_H], \quad (10.47)$$

для проектного расчета

$$d_{m1} = 144 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}}. \quad (10.48)$$

Все параметры в формулах (10.47) и (10.48) имеют прежние обозначения.

§ 8. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ И МНОГООСТУПЕНЧАТЫХ 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 » $i = i_1 i_2 \dots$

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

ванну. Для уменьшения потерь на перемешивание и разбрызгивание масла быстроходные колеса желательно погружать в масло на меньшую глубину, чем тихоходные (рис. 10.32). Обычно рекомендуют погружать быстроходные колеса не более чем на двойную высоту зуба, а тихоходные не более одной трети радиуса.

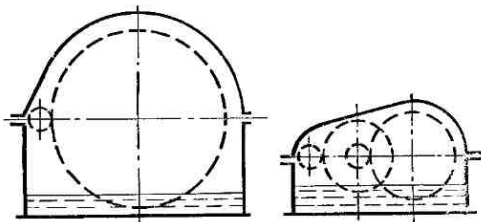


Рис. 10.32

Так как быстроходная ступень нагружена меньше, чем тихоходная, то для получения близких диаметров колес передаточное отношение первой (быстроходной) ступени рекомендуют брать больше, чем второй, при одновременном увеличении коэффициента ширины колес ψ_{bd} от быстроходной к тихоходной ступени. Ориентировочные рекомендации по распределению передаточных отношений приведены на рис. 10.33. График построен по условию минимальной массы зубчатых колес при одинаковых или близких допускаемых напряжениях во всех ступенях передачи (дополнительные сведения см. [12]).

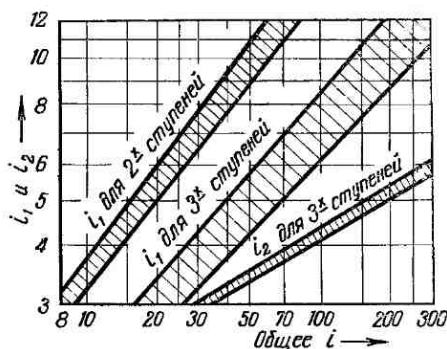


Рис. 10.33

В первом приближении передаточные отношения выбирают в пределах заштрихованных зон. Окончательное решение принимают после оценки результатов расчета и вычерчивания конструктивной схемы редуктора.

§ 9. К.П. Д., ОХЛАЖДЕНИЕ И СМАЗКА

К. п. д. зубчатой передачи

$$\eta = 1 - \frac{N_r}{N_1},$$

где N_1 — мощность на входе; N_r — мощность, потерянная в передаче.
В свою очередь

$$N_r = N_z + N_{\pi} + N_{\Gamma}.$$

Здесь N_z , N_{π} , N_{Γ} — соответственно мощности, потерянные на трение в зацеплении, на трение в подшипниках, на разбрызгивание и перемешивание масла (так называемые гидравлические потери).

Обозначив $\psi_s = N_s/N_1$ — коэффициент потерь в зацеплении, $\psi_n = N_n/N_1$ — коэффициент потерь в подшипниках, $\psi_r = N_r/N_1$ — коэффициент гидравлических потерь, можно записать

$$\eta = 1 - (\psi_s + \psi_n + \psi_r). \quad (10.49)$$

Потери в зацеплении составляют обычно главную часть потерь передачи. Величину ψ_s для некорригированных зацеплений можно оценить приближенно по формуле

$$\psi_s = 2,3f \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right), \quad (10.50)$$

где $f \approx 0,06 \div 0,1$ — коэффициент трения в зацеплении; знак (+) для наружного, (—) для внутреннего зацепления. Средние ориентировочные значения $\psi_s \approx 0,015 \div 0,03$. Сумма $(\psi_n + \psi_r) \approx (0,15 \div 0,03)$.

Раздельное измерение потерь связано с большими трудностями. Поэтому на практике обычно определяют суммарные потери в передаче. Для приближенных расчетов можно использовать данные табл. 10.11.

Таблица 10.11

Ориентировочные значения к. п. д. одной ступени зубчатого редуктора на подшипниках качения при номинальной нагрузке

Тип передачи	К. п. д.		
	Закрытые передачи (жидкая смазка)		Открытые при густой смазке
	6-й и 7-й степен и точности	8-й и 9-й степен и точности	
Цилиндрическая	0,99—0,98	0,975—0,97	0,96—0,95
Коническая	0,98—0,96	0,96—0,95	0,95—0,94

В многоступенчатых передачах

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \quad (10.51)$$

Например, для передачи по рис. 10.38 $\eta \approx 0,97 \cdot 0,97 = 0,94$; для передачи по рис. 10.39 $\eta \approx 0,96 \cdot 0,97 = 0,93$.

Приведенные выше значения справедливы при работе передачи в зоне полной расчетной нагрузки. При уменьшении полезной нагрузки к. п. д. снижается и становится равным нулю при холостом ходе. Это связано с возрастанием относительной величины так называемых постоянных потерь, не зависящих от величины полезной нагрузки. К таким потерям относятся: гидравлические потери, потери в уплотнениях подшипниковых узлов и т. п.

Работа, потерянная в редукторе, превращается в тепло и при неблагоприятных условиях охлаждения и смазки может вызвать перегрев редуктора. Вопросы теплового расчета, охлаждения и смазки являются общими для зубчатых и червячных передач. Поэтому они излагаются совместно в гл. 11, § 9.

Практикой эксплуатации и специальными исследованиями установлено, что *нагрузка, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется в основном твердостью материала*. Наибольшую твердость, а следовательно, и наименьшие габариты и массу передачи можно получить при изготовлении зубчатых колес из сталей, подвергнутых термообработке.

Сталь является в настоящее время основным материалом для изготовления зубчатых колес и в особенности для зубчатых колес высоконагруженных передач.

Стали, рекомендуемые для зубчатых колес, виды их термообработки и механические характеристики приведены в табл. 10.12.

В зависимости от твердости (или от термообработки) стальные зубчатые колеса разделяют на две основные группы: с твердостью $HB \leq 350$ — зубчатые колеса, нормализованные или улучшенные; с твердостью $HB > 350$ — объемная закалка, закалка т. в.ч., цементация, азотирование и др. Эти группы различны по технологии, нагрузочной способности и способности к приработке.

Твердость материала $HB \leq 350$ позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки. При этом можно получать высокую точность без применения дорогих отделочных операций (шлифовки, притирки и т. п.). Колеса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках.

Для лучшей приработки зубьев шестерни рекомендуют назначать больше твердости колеса не менее чем на 10—15 единиц:

$$HB_1 \geq HB_2 + (10 \div 15). \quad (10.52)$$

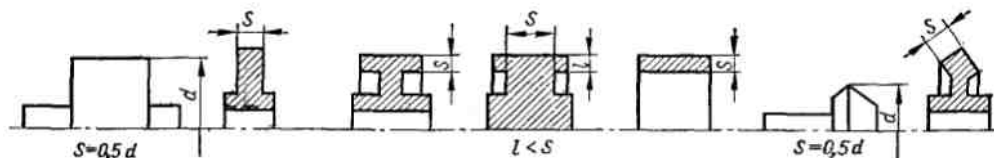
Технологические преимущества материала при $HB \leq 350$ обеспечили ему широкое распространение в условиях индивидуального и мелкосерийного производств, в мало- и средненагруженных передачах, а также в передачах с большими колесами, термическая обработка которых затруднена. При $HB > 350$ (вторая группа материалов) твердость измеряется обычно в единицах Роквелла — HRC (ориентировочно $1 HRC \approx 10 HB$).

Специальные виды термообработки позволяют получить HRC до $50 \div 60$ (HB до $500—650$). При этом (см. табл. 10.12) допускаемые контактные напряжения увеличиваются до ~ 2 раз, а нагрузочная способность передачи до ~ 4 раз [см. формулу (10.18)] по сравнению с нормализованными или улучшенными сталями. Возрастает также износостойкость и стойкость против заедания.

Применение высокотвердых материалов является большим резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач. Однако с высокой твердостью связаны некоторые дополнительные трудности:

1. Высокотвердые материалы плохо прирабатываются. Поэтому они требуют повышенной точности изготовления, повышенной жесткости валов и опор, желательно фланкирование зубьев прямозубых колес.

Типовые материалы для зубчатых колес, виды их термообработки и механические характеристики*



Марка стали**	Сечение S, мм	Механические свойства (при поверхностной закалке σ_B и σ_T относятся к сердцевине, HRC к поверхности)				Термообработка	Ориентировочный режим термообработки (З — закалка; О — отпуск, с указанием температуры нагрева и охлаждающей среды; М — масло; В — вода; Н — нормализация)
		Твердость		Предел прочности σ_B , кгс/мм ²	Предел текучести σ_T , кгс/мм ²		
		HB	HRC***				
Заготовка-поковка (штамповка или прокат)							
40	≤ 60	192—228	—	70	40	Улучшение	З, 840—860 °С, В, О, 550—620 °С
45	≤ 80	170—217	—	60	34	Нормализация	Н, 850—870 °С
	≤ 100	192—240	—	75	45	Улучшение	З, 820—840 °С, В, О, 560—600 °С
	≤ 60	241—285	—	85	53	»	З, 820—840 °С, В, О, 520—530 °С
50	≤ 80	179—228	—	64	35	Нормализация	Н, 840—860 °С
	≤ 80	228—255	—	70—80	53	Улучшение	З, 820—840 °С, О, 560—620 °С
40X	≤ 100	230—260	—	85	55	Улучшение	З, 830—850 °С, О, 540—580 °С
	≤ 60	260—280	—	95	70	»	З, 830—850 °С, О, 500 °С
	≤ 60	500 ÷ 650 HV	26—30	100	80	Азотирование	То же, с последующим мягким азотированием
45X	≤ 100	230—280	—	85	65	Улучшение	З, 840—860 °С, М, О, 580—640 °С
	100—300	163—269	—	75	50	»	То же
	300—600		—	70	45	»	»
40XH	≤ 100	230—300	—	85	60	Улучшение	З, 820—840 °С, М, О, 560—600 °С
	100—300	≥ 241	—	80	58	»	То же
	≤ 40	—	48—54	160	140	Закалка	З, 820—840 °С, М, О, 180—200 °С
35XM	≤ 100	241	—	90	80	Улучшение	З, 850—870 °С, М, О, 600—650 °С
	≤ 50	269	—	90	80	»	То же
	≤ 40	—	45—53	160	140	Закалка	З, 850—870 °С, М, О, 200—220 °С
40XHMA	≤ 80	≥ 302	—	110	90	Улучшение	З, 830—850 °С, М, О, 600—620 °С
	≤ 300	≥ 217	—	70	50	»	То же
35XГСА	≤ 150	235	—	≥ 76	≥ 50	Улучшение	З, 850—880 °С, М, О, 640—660 °С
	≤ 60	270	—	98	88	»	З, 850—880 °С, М, О, 500 °С
	≤ 40	310	—	110	96	»	То же
	≤ 30	—	46—53	170—195	135—160	Закалка	З, 860—880 °С, М, О, 200—250 °С
	—	—	—	—	—	—	—
20X	≤ 60	—	56—63	65	40	Цементация	З, О
12XH3A	≤ 60	—	56—63	92	70	»	З, О
25XГТ	—	—	58—63	115	95	»	З, О
38XMЮА	—	850—900 HV	30—35	105	90	Азотирование	Заготовка — улучшение
Стальное литье							
45Л	—	*	—	55	32	Нормализация	Н, О
30XНМЛ	—	*	—	70	55	»	Н, О
40XЛ	—	*	—	65	50	»	Н, О
35XMЛ	—	*	—	70	55	»	Н, О

* Ориентировочно $HB \approx 2,85 \sigma_B$, где HB кгс/см², σ_B кгс/мм².

** В обозначениях: первые цифры — содержание углерода в сотых долях, %; буквы — легирующие элементы Г — марганец, М — молибден, Н — никель, С — кремний, Т — титан, Х — хром, Ю — алюминий; цифры после буквы — процент содержания этого элемента, если оно превышает 1%. Обозначение высококачественных легированных сталей дополняется буквой А; стального литья — буквой Л в конце.

*** HRC для цементованных и HV азотированных сталей — твердость поверхности. Для азотированных сталей HRC — твердость сердечины.

2. Нарезание зубьев при высокой твердости затруднено. Поэтому термообработку выполняют после нарезания. Некоторые виды термообработки (объемная закалка, цементация) сопровождаются значительным короблением зубьев. Для исправления формы зубьев требуются дополнительные операции: шлифовка, притирка, обкатка и т. п. Эти трудности проще преодолеть в условиях крупносерийного и массового производства, когда легко окупаются специальные оборудование, инструменты и приспособления. Поэтому в изделиях крупносерийного и массового производств применяют, как правило, колеса с высокотвердыми зубьями.

Объемная закалка — наиболее простой способ получения высокой твердости зубьев. При этом зуб становится твердым по всему объему. Для объемной закалки используют углеродистые и легированные стали со средним содержанием углерода $0,35 \div 0,5\%$ (стали 45, 40X, 40XН и т. д.). Твердость на поверхности зуба $45 \div 55 HRC$.

Недостатками объемной закалки являются коробление зубьев и необходимость последующих отделочных операций; понижение изгибной прочности при ударных нагрузках (материал приобретает хрупкость); ограничение размеров заготовок, которые могут воспринимать объемную закалку (см. значения S в табл. 10.12). Последнее связано с тем, что для получения необходимой твердости при закалке скорость охлаждения не должна быть ниже критической. С увеличением размеров сечений детали скорость охлаждения падает, и если ее величина будет меньше критической, получается так называемая «мягкая» закалка. Мягкая закалка дает пониженную твердость.

В настоящее время объемную закалку во многих случаях заменяют поверхностными термическими и химико-термическими видами обработки, которые обеспечивают высокую поверхностную твердость (высокую контактную прочность) при сохранении вязкой сердцевины зуба (высокой изгибной прочности при ударных нагрузках).

Цементация (насыщение углеродом поверхностного слоя с последующей закалкой) является длительным и дорогим процессом. Однако она обеспечивает очень высокую твердость ($58 \div 63 HRC$). При закалке после цементации форма зуба искажается, а поэтому требуются отделочные операции. Для цементации применяют низкоуглеродистые стали простые (сталь 15 и 20) и легированные (20X, 12XНЗА и др.). Легированные стали обеспечивают повышенную прочность сердцевины и этим предохраняют продавливание хрупкого поверхностного слоя при перегрузках. Глубина цементации около $0,1-0,15$ от толщины зуба, но не более $1,5-2$ мм.

При цементации хорошо сочетаются весьма высокие контактная и изгибная прочности. Ее применяют в изделиях, где масса и габариты имеют решающее значение (транспорт, авиация и т. п.)

Поверхностная закалка токами высокой частоты (т. в. ч.) или пламенем ацетиленовой горелки обеспечивает $HRC 48 \div 54$ и применяется для сравнительно крупных зубьев ($m > 5$ мм). При малых модулях опасно прокаливание зуба насквозь, что делает зуб хрупким и сопровождается его короблением. При относительно тонком поверхностном закаливании зуб искажается мало. И все же

без дополнительных отделочных операций трудно обеспечить степень точности выше 8-й. Закалка т. в. ч. требует специального оборудования и строгого соблюдения режимов обработки. Стоимость обработки т. в. ч. значительно возрастает с увеличением размеров колес. Поэтому большие колеса чаще закаливают с нагревом ацетиленовым пламенем. Для поверхностной закалки используют стали 40X, 40XH, 45 и др.

Азотирование (насыщение поверхностного слоя азотом) обеспечивает не меньшую твердость, чем при цементации. Малая толщина твердого слоя (около 0,1—0,6 мм) делает зубья чувствительными к перегрузкам и не пригодными для работы в условиях абразивного износа. Степень коробления при азотировании очень мала. Поэтому этот вид термообработки особенно целесообразно применять в тех случаях, когда трудно выполнить шлифование зубьев (например, колеса с внутренними зубьями). Для азотируемых колес применяют молибденовую сталь 38ХМЮА или ее заменители 38ХВФЮА и 38ХЮА.

Заготовку зубчатого колеса, предназначенного для азотирования, подвергают улучшению в целях повышения прочности сердцевины.

При отсутствии абразивного износа целесообразно применять так называемое мягкое азотирование на глубину 10—15 мкм. Оно значительно проще, обеспечивает минимальное коробление и позволяет получать зубья 7-й степени точности без отделочных операций. Для мягкого азотирования применяют улучшенные хромистые стали типа 40X.

Как было отмечено, высокая твердость зубьев значительно повышает их контактную прочность. В этих условиях решающей может оказаться не контактная, а изгибная прочность. Для повышения изгибной прочности высокотвердых зубьев рекомендуют проводить упрочнение галтелей путем дробеструйного наклепа, накатки и т. п.

В зависимости от способа получения заготовки различают литые, кованные, штампованные колеса и колеса, изготавливаемые из круглого проката. Стальное литье обладает пониженной прочностью и используется обычно для колес крупных размеров, работающих в паре с кованой шестерней.

Чугун применяют главным образом для изготовления крупногабаритных, тихоходных колес и колес открытых зубчатых передач.

Основным недостатком чугуна является пониженная прочность по напряжению изгиба. Однако чугун хорошо противостоит усталостному выкрашиванию и заеданию в условиях скудной смазки. Он не дорог и обладает хорошими литейными свойствами, хорошо обрабатывается.

Разработанные в настоящее время новые сорта модифицированного чугуна позволяют чугунному литью конкурировать со стальным литьем также и в закрытых передачах.

Для изготовления зубчатых колес применяют серый чугун СЧ21-40, СЧ23-44 и модифицированный чугун СЧ28-48, СЧ32-52 и СЧ35-56, а также магниевый чугун с шаровидным графитом.

Из пластмасс для изготовления зубчатых колес находят применение главным образом текстолит ($E = 600 \div 800$ кгс/мм²) и лигнофоль ($E = 1000 \div 1200$ кгс/мм²), а также полиамиды типа капрона. Из пластмассы изготовляют обычно одно из зубчатых колес пары.

Вследствие сравнительно низкой нагрузочной способности пластмассовых колес их целесообразно применять в малонагруженных и кинематических передачах. В силовых передачах пластмассовые колеса используют только в отдельных случаях, так, например, при необходимости обеспечить бесшумную работу высокоскоростной передачи, не прибегая к высокой точности изготовления и вместе с тем при условии, что габариты этой передачи допускают повышенные размеры колес. Пластмассовые колеса целесообразно применять и в тех случаях, когда трудно обеспечить точное расположение валов (нет общего жесткого корпуса). Эти колеса менее чувствительны к неточностям сборки и изготовлению благодаря малой жесткости материала.

§ 11. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} K_{HL}, \quad (10.53)^*$$

где $\sigma_{H \lim b}$ — базовый предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов N_{H0} (рис. 10.34);

S_H — коэффициент безопасности;

K_{HL} — коэффициент долговечности.

Для прямозубых передач, а также для косозубых с небольшой разностью твердости зубьев шестерни и колеса за расчетное принимается меньшее из двух допускаемых напряжений, определенных по материалу шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$.

На стр. 165 было указано, что в косозубых передачах зубья шестерни целесообразно выполнять с твердостью, значительно превышающей твердость зубьев колеса

(например, шестерня $HV \geq 400$, колесо $HV \leq 320$). При этом за расчетное принимают среднее из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$, но не более $1,25 [\sigma_H]_{\min}$

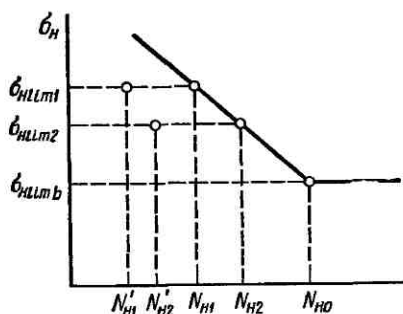


Рис. 10.34

* По сравнению с приложением к ГОСТ 21354—75 в этой формуле отсутствуют коэффициенты, учитывающие влияние шероховатости поверхности, смазки, скорости и размеров колес. Количественная оценка влияния этих факторов изучена еще недостаточно. Для распространенных на практике показателей шероховатости (R_a от 0,63 до 2,5 мкм), условий смазки и размеров колес рекомендуемые значения неучтенных коэффициентов близки к единице. При существенных отклонениях от распространенных показателей (например, при диаметре колеса больше 1000 мм) рекомендуется обращаться к упомянутому ГОСТу.

(меньшее из двух) для цилиндрических и $1,15 [\sigma_H]_{\min}$ — для конических передач.

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq \begin{cases} 1,25 [\sigma_H]_{\min} - \text{цилиндрические,} \\ 1,15 [\sigma_H]_{\min} - \text{конические.} \end{cases} \quad (10.54)^*$$

Рассмотрим далее рекомендации по определению значений параметров в формуле (10.53).

Предел контактной выносливости — исследованиями установлено, что контактная прочность, а следовательно, базовый предел контактной выносливости $\sigma_{H \lim b}$ и базовое число циклов N_{H0} определяются в основном твердостью рабочих поверхностей зубьев — см. табл. 10.13 и график на рис. 10.35. На рис. 10.36 изображен график для пересчета единиц твердости HRC и HV в единицы HB .

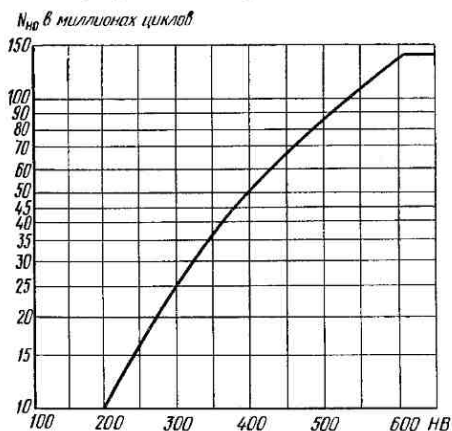


Рис. 10.35

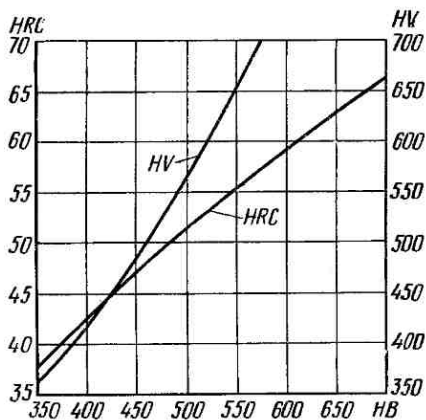


Рис. 10.36

Коэффициент безопасности — рекомендуют $S_H = 1,1$ при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев (однородная структура по объему); $S_H = 1,2$ при поверхностной закалке, цементации, азотировании (неоднородная структура по объему).

Коэффициент долговечности K_{HL} учитывает влияние срока службы и режима нагрузки передачи.

Расчет K_{HL} основывается на кривой выносливости — см. рис. 10.34. На участке $N_H < N_{H0}$ справедлива приближенная зависимость

$$N_H \sigma_{H \lim}^m = N_{H0} \sigma_{H \lim b}^m = \text{const.} \quad (10.55)$$

Для контактных напряжений $m = 6$. При этом можно записать

$$\sigma_{H \lim} = \sigma_{H \lim b} \sqrt[6]{N_{H0}/N_H} = \sigma_{H \lim b} K_{HL}, \quad (10.56)$$

$$\text{где } K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0}/N_H} > 1, \text{ но } \leq 2,4. \quad (10.57)$$

* В ГОСТ 21354—75 наряду с такой приближенной зависимостью рекомендуется другая (тоже приближенная), учитывающая различие контактной прочности в зонах зацепления до полюса и за полюсом. Обе зависимости дают близкие результаты. Ввиду сложности последней зависимости она здесь не рассматривается.

Приближенные значения пределов контактной выносливости $\sigma_{H \text{ lim } b}$

Способ термической или химико-термической обработки зубьев	Твердость поверхностей зубьев	Группа стали	$\sigma_{H \text{ lim } b}$, кгс/см ²
Отжиг, нормализация или улучшение	$HB \leq 350$	Углеродистая или легированная	$20 HB + 700$
Объемная закалка	$HRC 38 \div 50$		$180 HRC + 1500$
Поверхностная закалка	$HRC 40 \div 56$		$170 HRC + 2000$
Цементация	$HRC 54 \div 64$	Легированная	$230 HRC$
Азотирование	$HV 550 \div 750$		$15 HV$

Примечание. В расчет принимают среднее значение твердости в пределах допускаемого отклонения.

Таким образом, произведение $\sigma_{H \text{ lim } b} K_{HL}$ в формуле (10.53) заменяет значение временного предела выносливости $\sigma_{H \text{ lim}}$.

Коэффициент K_{HL} учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач (при $N_H < N_{H0}$).

На участке $N_H > N_{H0}$ (длительно работающие передачи) линия выносливости приближенно параллельна оси абсцисс. Это значит, что на этом участке предел выносливости не изменяется, а $K_{HL} = 1$, что и учитывает первый знак неравенства в формуле (10.57). Второй знак неравенства предусматривает ограничение напряжений по условию отсутствия пластических деформаций на поверхностях зубьев. Учет срока службы позволяет повысить нагрузку кратковременно работающих передач. Расчет числа циклов перемены напряжений выполняется с учетом режима нагрузки передачи.

Различают режимы постоянной и переменной нагрузки. На практике режимы со строго постоянной нагрузкой встречаются редко. К режимам постоянной нагрузки относят режимы с отклонениями до 20%. При этом за расчетную нагрузку обычно принимают нагрузку, соответствующую номинальной мощности двигателя.

При постоянном режиме нагрузки расчетное число циклов перемены напряжений

$$N_H = 60 nct, \quad (10.58)$$

где n — частота вращения того из колес, по материалу которого определяют допускаемые напряжения, об/мин; c — число зацеплений зуба за один оборот колеса (c равно числу колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым); t — число часов работы передачи за расчетный срок службы.

Отметим, что в большинстве случаев практики $N_H > N_{H0}$.

Так, например, при $n = 1000$ об/мин и $N_H = N_{H0} = 10^7$ получим $t = 10^7 / 60 \cdot 1000 = 170$ ч, что значительно меньше срока службы большинства передач. Например, редукторы общего назначения рассчитывают на 20 000 ч.

Как будет показано ниже, постоянный режим нагрузки является наиболее тяжелым для передачи. Этот худший случай нагрузки принимают за расчетный также для неопределенных режимов нагрузки. Например, редуктор общего назначения может быть использован в самых различных условиях.

При переменных режимах нагрузки (см., например, циклограмму на рис. 10.37) расчет коэффициента долговечности K_{HL} выполняют по эквивалентному числу циклов N_{HE} . При этом N_{HE} заменяет N_H в формуле (10.57).

Методика определения N_{HE} базируется на эмпирическом условии суммирования повреждений при напряжениях $\sigma_{H \lim i}$, больших базового предела выносливости $\sigma_{H \lim b}$ — см. рис. 10.34:

$$\sum N'_{Hi}/N_{Hi} = \text{const} = 1, \quad (10.59)$$

где N'_{Hi} — число циклов действия некоторого напряжения σ_{Hi} , равного, например, $\sigma_{H \lim 1}$, $\sigma_{H \lim 2}$, ...; N_{Hi} — число циклов до разрушения при том же напряжении.

Уравнению (10.59) дается следующая интерпретация. При действии напряжения $\sigma_{H \lim 1}$ с числом циклов N'_{H1} , равным, например, $1/2 N_{H1}$, используется как бы половина выносливости материала. Вторую половину выносливости можно использовать или при том же напряжении $\sigma_{H \lim 1}$, продолжая работать до разрушения при числе циклов N_{H1} , или при напряжении $\sigma_{H \lim 2}$, продолжая работать до числа циклов $N'_{H2} = 1/2 N_{H2}$.

При этом $\frac{N'_{H1}}{N_{H1}} + \frac{N'_{H2}}{N_{H2}} = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} = 1$ — использован весь запас выносливости материала.

Умножив числитель и знаменатель в уравнении (10.59) на $\sigma_{H \lim i}^m$ и заменив в знаменателе, согласно выражению (10.55), произведение $N_{Hi} \sigma_{H \lim i}^m$ на $N_{H0} \sigma_{H \lim b}^m$, после преобразований получают

$$\sum \sigma_{H \lim i}^m N'_{Hi} = \sigma_{H \lim b}^m N_{H0} = \text{const} = \sigma_{H \lim}^m N_{HE},$$

где $\sigma_{H \lim}$ — некоторое напряжение (большее $\sigma_{H \lim b}$), принятое за расчетное; N_{HE} — эквивалентное число циклов до разрушения при расчетном напряжении.

При переменном режиме нагрузки за расчетное напряжение обычно принимают $\sigma_{H \lim 1}$ — максимальное из напряжений, учитываемых при расчете на выносливость (соответствует T_1 — см. стр. 178). При этом, учитывая выражение (10.58), получаем

$$N_{HE} = 60 c \sum \left(\frac{\sigma_{H \lim i}}{\sigma_{H \lim 1}} \right)^m n_i t_i.$$

В соответствии с уравнением (10.16) напряжения пропорциональны квадратным корням из нагрузок или из моментов. Поэтому отношение

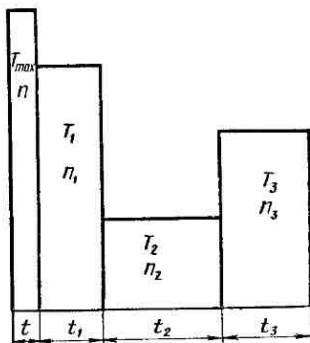


Рис. 10.37

напряжений можно заменить отношением моментов, понизив степень m в два раза. В нашем случае $m = 6$. При этом

$$N_{HE} = 60 c \sum (T_i/T_1)^3 n_i t_i, \quad (10.60)$$

где T_i — один из числа крутящих моментов, которые учитывают при расчете на выносливость; T_1 — максимальный из моментов, учитываемых при расчете на выносливость; n_i , t_i — соответствующие этим моментам частота вращения и время работы.

Как уже было сказано на стр. 178, при расчете на выносливость не учитывают кратковременные перегрузки (например, пусковые или случайные), которые по малости числа циклов не снижают выносливости. Принято не учитывать также перегрузки, при которых число циклов перемены напряжений за полный срок службы меньше $5 \cdot 10^4$. Например, на циклограмме (см. рис. 10.37) число циклов при моменте $T_{\max}$, равное 60 cnt , оказалось $< 5 \cdot 10^4$. По условию, принятому при написании исходной зависимости (10.59), из расчета следовало бы исключать все малые моменты, при которых $\sigma_H < \sigma_{H \lim b}$. Однако исследования установили, что наше допущение о горизонтальности линии выносливости (см. рис. 10.36) за пределами N_{H0} не является строгим. Эта линия имеет небольшой наклон к оси абсцисс. При этом малые нагрузки также будут участвовать в накоплении повреждений материала, хотя и в меньшей степени. Этот вопрос еще недостаточно изучен. До получения более точных данных приближенно допускают учитывать все нагрузки, меньшие T_1 .

Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} K_{FC} K_{FL}, \quad (10.61)^*$$

где $\sigma_{F \lim b}$ — базовый предел выносливости зубьев по излому от напряжений изгиба. Значения $\sigma_{F \lim b}$ определяют экспериментально на зубчатых колесах. Рекомендации, выработанные на базе этих исследований, приведены в табл. 10.14; S_F — коэффициент безопасности; рекомендуют $S_F \approx 1,7 \div 2,2$ — верхние значения для литых заготовок; K_{FC} — коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (например, реверсивные передачи, сателлиты планетарных передач и т. п.); $K_{FC} = 1$ — односторонняя нагрузка; $K_{FC} = 0,8 \div 0,7$ — реверсивная нагрузка (большие значения при $HV > 350$); K_{FL} — коэффициент долговечности.

При $HV \leq 350$, а также для зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью зубьев

$$K_{FL} = \sqrt[6]{N_{F0}/N_{FE}} \geq 1 \leq 2.$$

* По сравнению с приложением к ГОСТ 21354—75 в формуле (10.61) не учитывается ряд коэффициентов, равных или близких к единице для широко распространенных на практике методов обработки зубьев.

Приближенные значения пределов изгибной выносливости зубьев σ_F lim b

Способ термической или химико-термиче- ской обработки зубьев	Твердость зубьев		Группа стали	σ_F lim b , кгс/см ²
	поверхности	сердцевины		
Нормализация, улучшение	HB от 180 до 300		Углеродистая и легированная (на- пример, 40, 45, 40X, 40XH, 40XФА)	2600 + 10HB
Объемная закал- ка	HRC от 45 до 55		Легированная (например, 40X, 40XH, 40XФА)	5500 ÷ 6000
Азотирование	HV от 550 до 750	HRC от 23 до 42	Легированная (на- пример, 38ХМЮА, 40X, 40XФА)	430 + 190 HRC
Цементация	HRC от 56 до 62	HRC от 32 до 45	Легированная (например, 20X, 12ХН3А, 25ХГТ)	7500 ÷ 8500

Примечание. В расчет принимают среднее значение твердости в пределах допускаемого отклонения.

При $HB > 350$ и нешлифованной переходной поверхностью

$$K_{FL} = \sqrt[3]{N_{F0}/N_{FE}} \geq 1 \leq 1,6,$$

где N_{F0} — базовое число циклов; рекомендуют принимать $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ для всех сталей.

При постоянном режиме нагрузки эквивалентное число циклов N_{FE} определяется по формуле (10.58). При переменном режиме нагрузки, по аналогии с формулой (10.60),

$$N_{FE} = 60 c \sum (T_i/T_1)^m n_i t_i. \quad (10.62)$$

Показатель кривой выносливости рекомендуют принимать: $m = 6$ для нормализованных и улучшенных сталей, а также при поверхностном упрочнении, если переходная поверхность шлифуется; $m = 9$ для закаленных сталей.

Допускаемые напряжения для проверки прочности зубьев при перегрузках

Максимальные моменты (см., например, момент $T_{\max}$ на рис. 10.37), неучтенные при расчете на выносливость, могут привести к потере статической прочности зубьев. Поэтому после определения размеров передачи по условию выносливости необходимо проверить статическую прочность при перегрузках.

Максимальные контактные напряжения $\sigma_{H \max}$ при перегрузке моментом $T_{\max}$ можно выразить через известное напряжение σ_H — см. формулу (10.17) или (10.38)

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{\max}/T_{1H}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (10.63)^*$$

где T_{1H} — расчетный момент по контактной выносливости зубьев; $[\sigma_H]_{\max}$ — предельное допускаемое напряжение; $[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \sigma_T$ при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев (σ_T — предел текучести материала); $[\sigma_H]_{\max} = 400 HRC$ при цементации зубьев и закалке т. в. ч.; $[\sigma_H]_{\max} = 30 HV$ — при азотировании зубьев.

Аналогично, максимальные напряжения изгиба

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_{1F}} \leq [\sigma_F]_{\max}, \quad (10.64)^{**}$$

где σ_F , T_{1F} — напряжение и момент при расчете на выносливость; $[\sigma_F]_{\max}$ — предельное допускаемое напряжение:

$$[\sigma_F]_{\max} \approx 0,8 \sigma_T \text{ при } HB \leq 350;$$

$$[\sigma_F]_{\max} \approx 0,6 \sigma_B \text{ при } HB > 350 \quad (\sigma_B \text{ — предел прочности материала}).$$

Примеры расчета

Пример 1. Рассчитать редуктор, установленный в приводе конвейера (рис. 10.38): $N_1 = 4,5$ кВт, $n_1 = 960$ об/мин, общее передаточное отношение $i = 20$; редуктор должен работать 8 часов в сутки, 300 дней в году в течение 10 лет; нагрузка приближенно постоянная; пусковая перегрузка не превышает 1,6 раза от номинального момента. Редуктор изготовлен в отдельном закрытом корпусе; смазка — погружением колес в масляную ванну.

Решение. 1. Желая получить сравнительно небольшие габариты и невысокую стоимость редуктора, выбираем для изготовления колес и шестерен сравнительно недорогую легированную сталь 40X (поковка). По табл. 10.12 назначаем для колес термообработку: улучшение HB 230—250; $\sigma_B = 85$ кгс/мм², $\sigma_T = 55$ кгс/мм², для шестерен — улучшение HB 260—280; $\sigma_B = 95$ кгс/мм², $\sigma_T = 70$ кгс/мм²; зубьям шестерни косозубой пары на-

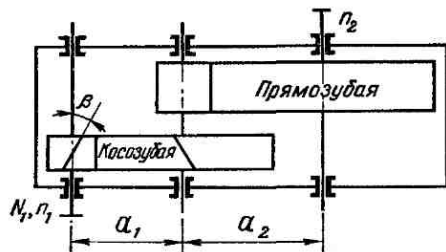


Рис. 10.38

значаем, кроме того, азотирование $HV \approx 550$. При этом будет обеспечена приработка зубьев — см. формулу (10.52).

2. Определяем допускаемые напряжения.

Допускаемые контактные напряжения. По табл. 10.13 для колес обеих ступеней $\sigma_{H \lim b} = 20 HB + 700 = 20 \cdot 240 + 700 = 5500$ кгс/см²; для шестерни первой ступени

$$\sigma_{H \lim b} = 15 HV = 15 \cdot 550 = 8250 \text{ кгс/см}^2.$$

По рекомендации (стр. 207) для первой ступени $S_H = 1,2$, для второй ступени $S_H = 1,1$.

* Напоминаем, что контактные напряжения пропорциональны квадратным корням из нагрузки.

** Напряжения изгиба пропорциональны нагрузке.

Число циклов напряжений для колеса второй ступени по формуле (10.58) при $c = 1$:

$$N_H = 60nt = 60 \cdot 48 \cdot 24\,000 = 7 \cdot 10^7.$$

Здесь $n = 960/20 = 48$ об/мин — частота вращения выходного вала, $t = 8 \times 300 \cdot 10 = 24\,000$ ч — срок службы передачи.

Базовое число циклов по графику рис. 10.35 для $HV\ 240$, $N_{H0} \approx 1,5 \cdot 10^7$.

Сравнивая N_H и N_{H0} , отмечаем, что для колеса второй ступени $N_H > N_{H0}$. Так как все другие колеса вращаются быстрее, то и для них $N_H > N_{H0}$. При этом для всех колес передачи $K_{HL} = 1$.

Допускаемые контактные напряжения для второй ступени определяем по материалу колеса как более слабому. По формуле (10.53)

$$[\sigma_H] = 5500/1,1 = 5000 \text{ кгс/см}^2.$$

Для колеса первой ступени также $[\sigma_H]_2 = 5000 \text{ кгс/см}^2$, а для шестерни $[\sigma_H]_1 = 8250/1,2 = 6900 \text{ кгс/см}^2$.

Допускаемое контактное напряжение для первой ступени по формуле (10.54) $[\sigma_H] = (6900 + 5000)/2 = 5950 \text{ кгс/см}^2 < 1,25 [\sigma_H]_2$ — поправка не нужна.

Допускаемые напряжения изгиба. По табл. 10.14 для обоих колес

$$\sigma_{Flimb} = 2600 + 10 \cdot 240 = 5000 \text{ кгс/см}^2,$$

для шестерни второй ступени

$$\sigma_{Flimb} = 2600 + 10 \cdot 270 = 5300 \text{ кгс/см}^2,$$

для шестерни первой ступени

$$\sigma_{Flimb} = 430 + 190 \cdot 28 = 5800 \text{ кгс/мм}^2.$$

Определяем $[\sigma_F]$ по формуле (10.61). В нашем случае для всех колес $N_{FE} > N_{FO} = 4 \cdot 10^6$. Поэтому $K_{FL} = 1$. Передача не реверсивная $K_{FC} = 1$. По рекомендации принимаем $S_F = 2$. Для обоих колес

$$[\sigma_F] = 5000/2 = 2500 \text{ кгс/см}^2;$$

для шестерни второй ступени $[\sigma_F] = 5300/2 = 2650 \text{ кгс/см}^2$;

для шестерни первой ступени $[\sigma_F] = 5800/2 = 2900 \text{ кгс/см}^2$.

Допускаемые напряжения при кратковременной перегрузке (см. стр. 212). Предельные контактные напряжения: для колес обеих ступеней и шестерни второй ступени

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 5500 = 15\,400 \text{ кгс/см}^2;$$

для шестерни первой ступени

$$[\sigma_H]_{\max} = 30HV = 30 \cdot 550 = 16\,500 \text{ кгс/см}^2.$$

Предельные напряжения изгиба для всех колес передачи (для шестерни первой ступени определяется по характеристикам сердцевин)

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 5500 = 4400 \text{ кгс/см}^2.$$

3. Распределяем общее передаточное отношение между первой и второй ступенями редуктора (см. рис. 10.33)

$$i_1 = u_1 = 6; \quad i_2 = u_2 = t/u_1 = 20/6 = 3,34.$$

4. Крутящие моменты: на шестерне первой ступени

$$T_I = 97\,400 \frac{N_1}{n_1} = 97\,400 \frac{4,5}{960} = 457 \text{ кгс} \cdot \text{см};$$

на шестерне второй ступени

$$T_{II} = T_1 i_1 \eta = 457 \cdot 6 \cdot 0,97 = 2700 \text{ кгс} \cdot \text{см},$$

(здесь к. п. д. по табл. 10.11 $\eta = 0,97$); на выходном валу редуктора

$$T = T_1 i \eta^2 = 457 \cdot 20 \cdot 0,97^2 = 8800 \text{ кгс} \cdot \text{см},$$

5. Вначале рассчитываем вторую прямозубую пару, как более нагруженную и в основном определяющую габариты редуктора. Предварительный расчет выполняем по формуле (10.18)

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_{II} K_{H\beta}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \left(\frac{u_2 + 1}{u_2} \right)} = 167 \sqrt[3]{\frac{2700 \cdot 1,07}{5000^2} \left(\frac{3,34 + 1}{3,34} \right)} = 8,8 \text{ см} = 88 \text{ мм},$$

где по рекомендации табл. 10.8 принято $\psi_{bd} = 1$, по графику рис. 10.21 $K_{H\beta} \approx 1,07$.

Рабочая ширина колес

$$b_w = \psi_{bd} d_1 = 88 \text{ мм}.$$

Выбираем z и m — по рекомендации табл. 10.9, принимаем $\psi_m = 30$. При этом $m = b_w / \psi_m = 88 / 30 \approx 3 \text{ мм}$, что соответствует стандартному значению — табл. 10.1. Далее

$$z_1 = d_1 / m = 88 / 3 \approx 29 > z_{\min} = 17;$$

$$z_2 = z_1 u_2 = 29 \cdot 3,34 \approx 97.$$

Уточняем

$$d_1 = 29 \cdot 3 = 87 \text{ мм}; \quad d_2 = 97 \cdot 3 = 291 \text{ мм};$$

$$a_{w2} = (87 + 291) / 2 = 189 \text{ мм}.$$

6. Выполняем проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям — формула (10.17). Предварительно определяем:

$$\text{окружная сила} \quad F_t = (2T_{II} / d_1) = (2 \cdot 2700) / 87 = 620 \text{ кгс},$$

$$\text{окружная скорость} \quad v = \frac{\pi d_1 n}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 87 \cdot 160}{60 \cdot 1000} = 0,73 \text{ м/с}.$$

По табл. 10.3 назначаем 9-ю степень точности. По табл. 10.4 $q_0 = 7,3$. По табл. 10.5 $\delta_H = 0,006$. По формуле (10.15)

$$w_{Hv} = 0,006 \cdot 7,3 \cdot 0,73 \sqrt{189 / 3,34} = 0,19 \text{ кгс/мм} = 1,9 \text{ кгс/см},$$

По формуле (10.14)

$$w_{Htp} = \frac{620}{8,8} 1,07 = 75 \text{ кгс/см}.$$

По формуле (10.13)

$$K_{Hv} = 1 + \frac{1,9}{75} = 1,025.$$

По формуле (10.11)

$$w_{Ht} = \frac{620}{8,8} 1,07 \cdot 1,025 = 77 \text{ кгс/см}.$$

По формуле (10.17), учитывая, что для нашего случая

$$z_M = 866, \quad z_E = 1, \quad z_H = 1,77,$$

находим

$$\sigma_H = 1,77 \cdot 866 \sqrt{\frac{77}{8,7} \left(\frac{3,34 + 1}{3,34} \right)} = 5180 \text{ кгс/см}^2 > [\sigma_H] = 5000 \text{ кгс/см}^2.$$

Отклонение $\approx 4\%$ считаем допустимым. В противном случае увеличиваем d_1 (например, до 90 мм) и повторяем проверочный расчет.

7. Выполняем проверочный расчет по напряжениям изгиба — формула (10.25). По графику рис. 10.25 при $x = 0$ находим:

для шестерни $Y_{F1} = 3,87$;

для колеса $Y_{F2} = 3,73$.

Расчет выполняю по тому из колес пары, у которого меньше $[\sigma_F]/Y_F$. В нашем случае $[\sigma_{F1}]/Y_{F1} = 2650/3,87 = 685$; $[\sigma_{F2}]/Y_{F2} = 2500/3,73 = 670$.

Расчет выполняю по колесу.

По графику рис. 10.21 находим коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta} = 1,15$.

По формуле (10.15)

$$w_{Fv} = 0,016 \cdot 7,3 \cdot 0,73 \sqrt{189/3,34} = 0,5 \text{ кгс/мм} = 5 \text{ кгс/см},$$

где по табл. 10.6 $\delta_F = 0,016$; q_0, v, a_w, u имеют прежние значения.

По формуле (10.14) $w_{Ftp} = \frac{620}{8,8} 1,15 = 81 \text{ кгс/см}.$

По формуле (10.13) $K_{Fv} = 1 + \frac{5}{81} = 1,06.$

По формуле (10.11) $w_{Ft} = \frac{620}{8,8} 1,15 \cdot 1,06 = 86 \text{ кгс/см}.$

По формуле (10.25) $\sigma_{F2} = 3,73 \frac{86}{0,3} = 1070 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_{F2}] = 2500 \text{ кгс/см}^2$ — условия прочности соблюдаются.

8. Рассчитываем первую косозубую пару. При определении геометрических параметров принимаем, что размеры колес второй ступени известны. По условиям смазки (см. стр. 199) назначаем диаметр колеса первой пары несколько меньшим, чем у второй, а именно $d_2 \approx 240$ мм. При этом

$$d_1 = d_2/u_1 = 240/6 = 40 \text{ мм}.$$

Для определения ширины колес b_w используем формулу (10.18), решив ее относительно ψ_{ba} и приняв предварительно $K_{H\beta} = 1$.

$$\psi_{ba} = \frac{K_d^3 T_1 K_{H\beta}}{d_1^3 [\sigma_H]^2} \left(\frac{u_1 + 1}{u_1} \right) = \frac{1443 \cdot 457}{43 \cdot 5950^2} \left(\frac{6+1}{6} \right) = 0,7 \text{ — в рекомендуемых пределах (табл. 10.8)}$$

$$b_w = \psi_{ba} d_1 = 0,7 \cdot 40 = 28 \text{ мм}.$$

По табл. 10.9 принимаем $\psi_m = 25$ и находим $m = b_w/\psi_m = 28/25 = 1,1$. По табл. 10.1 и рекомендациям (стр. 187) назначаем $m_n = 1,5$ мм. Выполняя рекомендации стр. 165, принимаем $\epsilon_\beta = 1$ и по формуле (10.3) определяем β .

$$\sin \beta = (\pi \cdot 1,5)/28 = 0,1685; \quad \beta \approx 9^\circ 40'.$$

— в рекомендуемых пределах (стр. 165).

Далее $z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m_n} = \frac{40 \cdot 0,9858}{1,5} \approx 26 > z_{\min} \approx 17$

(см. табл. 10.2),

$$z_2 = z_1 u_1 = 26 \cdot 6 = 156.$$

Уточняем: $d_1 = (26 \cdot 1,5)/0,9858 = 39,6$ мм;

$$d_2 = (156 \cdot 1,5)/0,9858 = 237,4 \text{ мм}; \quad a_w = (39,6 + 237,4)/2 = 133,5 \text{ мм}.$$

9. Выполняем проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям — формула (10.17).

Предварительно определяем:

окружная сила $F_t = (2T_1)/d_1 = (2 \cdot 457)/39,6 = 230 \text{ кгс};$

окружная скорость $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 39,6 \cdot 960}{60 \cdot 1000} = 2,3 \text{ м/с}.$

По табл. 10.3 назначаем 8-ю степень точности. По табл. 10.4 $q_0 = 5,6$. По табл. 10.5 $\delta_H = 0,002$. По формуле (10.15)

$$\omega_{Hv} = 0,002 \cdot 5,6 \cdot 2,3 \sqrt{133,5/6} = 0,1 \text{ кгс/мм} = 1 \text{ кгс/см.}$$

По формуле (10.14) $\omega_{H\beta} = (230/2,8)1,1 = 90 \text{ кгс/см.}$

Здесь по графику рис. 10.21 $K_{H\beta} = 1,1$.

По формуле (10.13)

$$K_{Hv} = 1 + \frac{1}{90} \approx 1,01.$$

По формуле (10.11)

$$\omega_{Ht} = \frac{230}{2,8} \cdot 1,1 \cdot 1,01 = 91 \text{ кгс/см.}$$

Определяем коэффициенты Z в формуле (10.17)

$$Z_M = 866; \quad Z_H = 1,77 \cos \beta = 1,74.$$

По формуле (10.6) $\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{26} + \frac{1}{156} \right) \right] \cos 9^\circ 40' = 1,72$ — в рекомендуемых пределах.

Для нашего случая $\varepsilon_\beta = 1$ и $K_\varepsilon = 1$ (см. стр. 165).

$$Z_\varepsilon = \sqrt{1/1,72} = 0,76.$$

По формуле (10.17)

$$\sigma_H = 1,74 \cdot 866 \cdot 0,76 \sqrt{\frac{91}{3,96} \cdot \left(\frac{6+1}{6} \right)} = 5950 \text{ кгс/см}^2 \leq [\sigma_H] = 5950 \text{ кгс/см}^2.$$

Контактная прочность соблюдается.

10. Выполняем проверочный расчет по напряжениям изгиба — формула (10.26).

По графику рис. 10.25 при $x = 0$ находим:

для шестерни $Y_{F1} = 4,1$;

для колеса $Y_{F2} = 3,75$.

$$[\sigma_{F1}]/Y_{F1} = 2900/4,1 = 707; \quad [\sigma_{F2}]/Y_{F2} = 2500/3,75 = 670.$$

Расчет выполняем по колесу. Далее [см. формулу (10.26) при $K_\varepsilon = 1$]

$$Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha = 1/1,72 = 0,58; \quad Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{9,66}{140} = 0,93.$$

По графику рис. 10.21 находим $K_{F\beta} = 1,2$.

По табл. 10.6 $\delta_F = 0,006$; $q_0 = 5,6$; $v = 2,3 \text{ м/с}$.

По формуле (10.15)

$$\omega_{Fv} = 0,006 \cdot 5,6 \cdot 2,3 \sqrt{133,5/6} = 0,3 \text{ кгс/мм} = 3 \text{ кгс/см.}$$

По формуле (10.14) $\omega_{F\beta} = \frac{230}{2,8} \cdot 1,2 = 98,5 \text{ кгс/см.}$

По формуле (10.13) $K_{Fv} = 1 + \frac{3}{98,5} = 1,03$.

По формуле (10.11) $\omega_{Ft} = \frac{230}{2,8} 1,2 \cdot 1,03 \approx 100 \text{ кгс/см.}$

По формуле (10.26)

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\varepsilon Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{m_n} = 3,75 \cdot 0,58 \cdot 0,93 \frac{100}{0,15} = 1350 \text{ кгс/см}^2 \leq [\sigma_{F2}] = 2500 \text{ кгс/см}^2$$

— условия прочности соблюдаются.

11. Проверяем прочность при перегрузках

По формуле (10.63)

$$\sigma_{H \max} = 5950 \sqrt{1,6} = 7500 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_H]_{\max} = 15\,400 \text{ кгс/см}^2,$$

где $[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 5500 = 15\,400 \text{ кгс/см}^2$ — для колеса, $[\sigma_H]_{\max} = 30 \text{ HV} = 30 \cdot 550 = 16\,500 \text{ кгс/см}^2$ — для шестерни.

По формуле (10.64)

$$\sigma_{F \max} = 1350 \cdot 1,6 = 2160 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_F]_{\max} = 4400 \text{ кгс/см}^2,$$

где $[\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 5500 = 4400 \text{ кгс/см}^2$ — для колеса.

Пример 2. В редукторе (пример 1) заменить первую косозубую цилиндрическую пару конической парой с тангенциальным зубом (рис. 10.39). Расчет выполнить только для конической пары.

Решение. По рекомендации (стр. 198) принимаем: для конической пары $u_1 = 4$, для цилиндрической $u_2 = 20/4 = 5$. Материал и термообработку колес и шестерен сохраняем. При этом сохраняются и допускаемые напряжения: $[\sigma_H] = 5950 \text{ кгс/см}^2$; $[\sigma_{F_1}] = 2900 \text{ кгс/см}^2$; $[\sigma_{F_2}] = 2500 \text{ кгс/см}^2$.

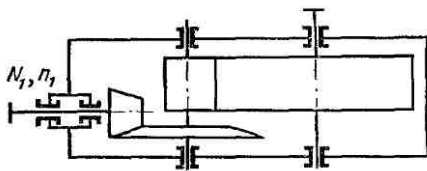


Рис. 10.39

1. По рекомендации (10.40) принимаем $\psi_{bd} = 0,5$. По графику рис. 10.21, учитывая консольное расположение шестерни, находим $K_{H\beta} = 1,14$.

По формуле (10.48)

$$d_{m1} = 144 \sqrt[3]{\frac{457 \cdot 1,14 \cdot \sqrt{4^2 + 1}}{0,85 \cdot 0,5 \cdot 5950^2 \cdot 4}} \approx 4,6 \text{ см} = 46 \text{ мм}.$$

При этом $b_w = 46 \cdot 0,5 = 23 \text{ мм}$.

2. По формуле (10.29) определяем углы делительных конусов $\text{tg} \delta_2 = u_1 = 4$; $\delta_2 = 76^\circ$; $\delta_1 = 90 - 76 = 14^\circ$. Далее (см. рис. 10.29) $d_{e1} = d_{m1} + b_w \sin \delta_1 = 46 + 23 \times 0,2419 = 51,57 \text{ мм}$;

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{51,57}{2 \cdot 0,2419} = 106,5 \text{ мм}.$$

Проверяем рекомендацию (10.40) $b_w/R_e = 23/106,5 = 0,216 < 0,3$. Условие соблюдается.

3. Определяем модуль и число зубьев. По рекомендации (10.40)

$$m_{te} \geq b_w/10 = 23/10 = 2,3 \text{ мм}.$$

По табл. 10.1 принимаем $m_{te} = 2,5 \text{ мм}$.

Далее $z_1 = d_{e1}/m_{te} = 51,57/2,5 \approx 20,7$. Принимаем $z_1 = 21$.

Уточняем $d_{e1} = z_1 m_{te} = 21 \times 2,5 = 52,5 \text{ мм}$;

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{52,5}{2 \cdot 0,2419} = 108,4 \text{ мм};$$

$$z_2 = z_1 u_1 = 21 \cdot 4 = 84; \quad d_{e2} = z_2 m_{te} = 84 \cdot 2,5 = 210 \text{ мм};$$

$$d_{m1} = d_{e1} - b_w \sin \delta_1 = 52,5 - 23 \cdot 0,2419 \approx 47 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = d_{e2} - b_w \sin \delta_2 = 210 - 23 \cdot 0,9703 = 187,7 \text{ мм};$$

$$m_{tm} = d_{m1}/z_1 = 47/21 = 2,24 \text{ мм}.$$

4. По рекомендации (стр. 197) принимаем $\beta = 25^\circ$. При этом $m_{nm} = m_{tm} \cos \beta = 2,24 \cdot 0,9063 = 2,03 \text{ мм}$; по формуле (10.45)

$$z_{vn1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta} = \frac{21}{0,9703 \cdot 0,9063^3} \approx 29;$$

$$z_{vn2} = \frac{84}{0,2419 \cdot 0,9063^3} = 465.$$

5. Проверяем контактную прочность по формуле (10.47). Предварительно определяем: по формуле (10.34)

$$F_t = \frac{2 \cdot 457}{4,7} = 195 \text{ кгс};$$

$$v = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 47 \cdot 960}{60 \cdot 1000} = 2,36 \text{ м/с}.$$

По табл. 10.3 назначаем 8-ю степень точности; по табл. 10.4 $q_0 = 5,6$; по табл. 10.5 $\delta_H = 0,002$; по формуле (10.15) $w_{Hv} = \delta_H q_0 v \sqrt{a_w}/u = 0,002 \cdot 5,6 \cdot 2,36 \sqrt{117,3/4} \approx 0,12 \text{ кгс/мм} = 1,2 \text{ кгс/см}$ (здесь условно принято для конической передачи $a_w = (d_{m1} + d_{m2})/2 = (47 + 187,7)/2 \approx 117,3 \text{ мм}$);

по формуле (10.14) $w_{Htp} = \frac{195}{2,3} 1,14 = 97 \text{ кгс/см};$

по формуле (10.13) $K_{Hv} = 1 + \frac{1,2}{97} \approx 1,01,$

по формуле (10.11) $w_{Ht} = \frac{195}{2,3} 1,14 \cdot 1,01 \approx 97 \text{ кгс/см}.$

Определяем коэффициенты Z в формуле (10.47):

$$Z_M = 866; \quad Z_H = 1,77 \cos 25^\circ = 1,6;$$

по формуле (10.6)

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{21} + \frac{1}{84} \right) \right] \cos 25^\circ \approx 1,53;$$

принимая $K_\epsilon = 0,95$ (см. стр. 165), находим

$$Z_e = \sqrt{1/K_\epsilon \epsilon_\alpha} = \sqrt{1/0,95 \cdot 1,53} \approx 0,83.$$

По формуле (10.47)

$$\sigma_H = 1,6 \cdot 866 \cdot 0,83 \sqrt{\frac{97 \sqrt{4^2 + 1}}{0,85 \cdot 4,7 \cdot 4}} = 5850 \leq [\sigma_H] = 5950 \text{ кгс/см}.$$

Условия контактной прочности соблюдаются.

6. Проверяем прочность по напряжениям изгиба по формуле (10.46). Предварительно находим по графику рис. 10.25 для $z_{vnl} = 29$ и $z_{vn2} = 465$; $Y_{F_1} = 3,88$; $Y_{F_2} = 3,77$; далее [см. формулу (10.26)]

$$Y_\epsilon = 1/K_\epsilon \epsilon_\alpha = 1/(0,95 \cdot 1,53) = 0,654,$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{25}{140} = 0,82;$$

$$[\sigma_{F_1}]/Y_{F_1} = 2900/3,88 \approx 750,$$

$$[\sigma_{F_2}]/Y_{F_2} = 2500/3,77 = 663 \text{ расчет выполняем по колесу}.$$

По графику рис. 10.21 находим $K_{F\beta} = 1,5$; $q_0 = 5,6$, $v = 2,36 \text{ м/с}$, условно $a_w = 117,3 \text{ мм}$; по табл. 10.6 $\delta_F = 0,006$; по формуле (10.15) $w_{Fv} = 0,006 \cdot 5,6 \cdot 2,36 \times \sqrt{117,3/4} = 0,36 \text{ кгс/мм} = 3,6 \text{ кгс/см};$

по формуле (10.14) $w_{Ftp} = \frac{195}{2,3} 1,5 = 127 \text{ кгс/см};$

по формуле (10.13) $K_{Fv} = 1 + \frac{3,6}{127} = 1,03;$

по формуле (10.11) $w_{Ft} = \frac{195}{2,3} 1,5 \cdot 1,03 = 130 \text{ кгс/см};$

по формуле (10.46)

$$\sigma_F = 3,77 \cdot 0,654 \cdot 0,82 \frac{130}{0,85 \cdot 0,203} = 1520 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_{F_2}] = 2500 \text{ кгс/см}^2.$$

7. Проверка прочности при перегрузках выполняется по аналогии с примером 1, п. 11.

Характеристика и применение

Планетарными называют передачи, включающие в себя зубчатые колеса с перемещающимися осями (рис. 10.40, а). Передача состоит из центрального колеса a с наружными зубьями, центрального колеса b с внутренними зубьями и водила H , на котором укреплены оси сателлитов g .

Сателлиты вращаются вокруг своих осей и вместе с осью вокруг центрального колеса, т. е. совершают движение, подобное движению планет. Отсюда название — планетарные передачи.

При неподвижном колесе b (рис. 10.40, б) движение может передаваться от a к H или от H к a ; при неподвижном водиле (рис. 10.40, в) — от a к b или от b к a .

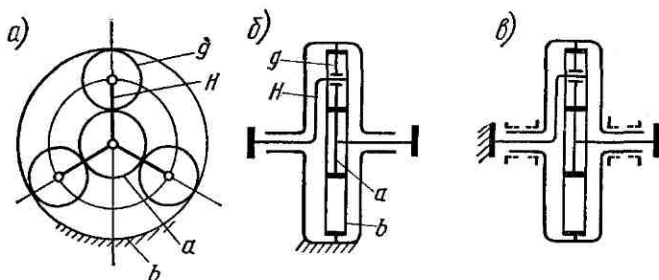


Рис. 10.40

При всех свободных звеньях одно движение можно раскладывать на два или два соединять в одно. Например, от b к a и H , от a и H к b и т. п. В этом случае передачу называют дифференциальной.

Широкие кинематические возможности планетарной передачи являются одним из основных ее достоинств и позволяют использовать передачу как редуктор с постоянным передаточным отношением; как коробку скоростей, передаточное отношение в которой изменяется путем поочередного торможения различных звеньев; как дифференциальный механизм.

Вторым достоинством планетарной передачи является компактность и малая масса. Переход от простых передач к планетарным позволяет во многих случаях снизить массу в $2 \div 4$ и более раз. Это объясняется следующим:

1. Мощность передается по нескольким потокам, число которых равно числу сателлитов (три на рис. 10.40). При этом нагрузка на зубья в каждом зацеплении уменьшается в несколько раз.

2. Внутреннее зацепление (g и b) обладает повышенной нагрузочной способностью, так как у него больше приведенный радиус кривизны в зацеплении [см. знаки $\pm$ в формуле (10.17)].

3. Планетарный принцип позволяет получать большие передаточные отношения (до тысячи и больше) без применения многоступенчатых передач.

4. Малая нагрузка на опоры, так как при симметричном расположении сателлитов силы в передаче взаимно уравниваются. Это снижает потери и упрощает конструкцию опор.

К недостаткам планетарных передач относятся повышенные требования к точности изготовления и монтажа.

Планетарные передачи широко применяют в транспортном машиностроении, станкостроении, приборостроении и т. д. Внедрение планетарных передач во все области машиностроения и приборостроения является большим резервом в развитии зубчатых передач. Во многих случаях оказываются целесообразными сочетания зубчатых планетарных передач с фрикционными, гидравлическими и т. п.

Кинематика

При исследовании кинематики планетарных передач широко используют *метод остановки водила* — *метод Виллиса* (см. курс теории механизмов и машин).

Всей планетарной передаче мысленно сообщается вращение с частотой вращения водила, но в обратном направлении. При этом водило как бы затормаживается, а все другие звенья освобождаются. Получаем так называемый обращенный механизм (см. рис. 10.40, в), представляющий собой простую передачу, в которой движение передается от a к b через паразитное колесо g . Частоты вращения зубчатых колес обращенного механизма равны разности прежних частот вращения и частоты вращения водила. В качестве примера проанализируем кинематику передачи, изображенной на рис. 10.40. Условимся приписывать частотам вращения индекс звена (n_a, n_H и т. д.), а передаточные отношения сопровождать индексами в направлении движения и индексом неподвижного звена. Например, i_{aH}^b — означает передаточное отношение от a к H при неподвижном b . Для обращенного механизма

$$i_{ab}^H = \frac{n_a - n_H}{n_b - n_H} = -\frac{z_b}{z_a}, \quad (10.65)$$

так как сателлит является здесь паразитным колесом.

В планетарных передачах существенное значение имеет знак передаточного отношения. Условимся, что при $i > 0$ — вращение ведущего и ведомого звеньев происходит в одном направлении; при $i < 0$ — вращение противоположное. В рассматриваемом примере колеса a и b вращаются в разных направлениях, а потому $i_{ab}^H < 0$.

Переходя к реальному механизму, у которого в большинстве случаев практики колесо b закреплено, a — ведущее и H — ведомое, на основе формулы (10.65) при $n_b = 0$ получаем:

$$\begin{aligned} \frac{n_a - n_H}{-n_H} &= -\frac{z_b}{z_a}; & -\frac{n_a}{n_H} + 1 &= -\frac{z_b}{z_a} \\ \text{или} & & i_{aH}^b &= \frac{n_a}{n_H} = 1 + \frac{z_b}{z_a}. \end{aligned} \quad (10.66)$$

Частоту вращения сателлита определим из равенства

$$\frac{n_a - n_H}{n_g - n_H} = i_{ag}^H = -\frac{z_g}{z_a}. \quad (10.67)$$

При заданных n_a и n_H определяют n_g или $(n_g - n_H)$ как частоту вращения сателлита относительно водила (используют при расчете подшипников).

Далее имеем

$$i_{Ha}^b = \frac{n_H}{n_a} = \frac{1}{i_{aH}^b} = \frac{z_a}{z_a + z_b}. \quad (10.68)$$

Для случая, когда неподвижно колесо a , на основе формулы (10.65) при $n_a = 0$ с помощью аналогичных преобразований находим:

$$i_{bH}^a = \frac{n_b}{n_H} = 1 + \frac{z_a}{z_b}, \quad (10.69)$$

$$i_{Hb}^a = \frac{n_H}{n_b} = \frac{z_b}{z_b + z_a}. \quad (10.70)$$

Анализ кинематики планетарных передач, выполненных по другим схемам, производят таким же методом.

Силы в зацеплении

Из рис. 10.41 ясно, что по условиям равновесия сателлита

$$\left. \begin{aligned} F_a = F_b \text{ и } F_H = -2F_a, \\ F_a = \frac{2T_a K_H}{d_a C}. \end{aligned} \right\} \quad (10.71)$$

где

Здесь C — число сателлитов; K_H — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами.

Радиальные и осевые нагрузки при известной F определяют так же, как и в простых передачах.

Величина K_H зависит от точности изготовления и числа сателлитов. При отсутствии компенсирующих устройств величина $K_H \approx 1,2 \div 2$. Для повышения равномерности распределения нагрузки рекомендуют выполнять одно из центральных колес самоустанавливающимся, т. е. без радиальных опор. Чаще всего для этих целей применяют соединения типа зубчатой муфты (см. рис. 16.9). В передачах с самоустанавливающимся колесом при $C = 3$ можно принимать

$$K_H = 1,1 \div 1,2. \quad (10.72)$$

Для планетарных передач, выполненных по другим схемам, силы в зацеплении определяют по такому же принципу.

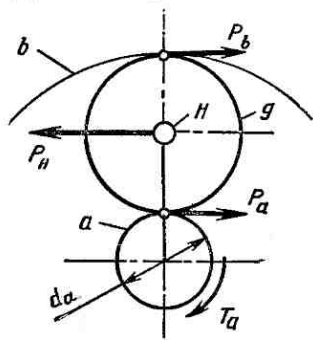


Рис. 10.41

Формула (10.49) остается справедливой и для планетарных передач. Потери в подшипниках ψ_n планетарной передачи меньше, чем у простой, так как при симметричном расположении сателлитов силы в зацеплениях уравновешиваются и не нагружают валы и опоры.

Гидравлические потери ψ_r в планетарной передаче при смазке погружением сателлитов в масляную ванну могут быть значительно больше, чем у простой передачи. Вращающиеся сателлиты входят в масляную ванну с ударом и проходят через нее. Поэтому рекомендуют неглубокое погружение колес в масляную ванну, а при больших скоростях — применять смазку разбрызгиванием или струйную.

Потери на трение в зацеплении ψ_z планетарных передач могут быть как меньше, так и больше, чем в простых передачах. Величина ψ_z в значительной степени зависит от схемы и параметров передачи. Это является одной из особенностей планетарных передач.

Ниже приводится краткий анализ потерь в зацеплении планетарных передач. Рассмотрим случай, когда в передаче на рис. 10.40 и ей подобных ведущим является колесо a при неподвижном колесе b :

$$(\eta_z)_{aH}^b = \frac{N_a - N_{тр}}{N_a} = 1 - \frac{N_{тр}}{N_a}, \quad (10.73)$$

где $N_{тр}$ — мощность, затраченная на трение в зацеплении; $N_a = \frac{T_a n_a}{97400}$ — мощность на колесе a .

Движение колеса a можно разложить на два: переносное — совместно с водилом H и относительное — относительно водила H . Мощность переносного движения $(N_a)_H = \frac{T_a n_H}{97400}$ передается без потерь

($\psi_z = 0$). Мощность относительного движения $N_a^H = \frac{T_a (n_a - n_H)}{97400}$ передается с потерями на трение ($\psi_z > 0$). В зависимости от величины и направления n_a и n_H , N_a^H может быть значительно больше или меньше N_a . Поэтому и потери в планетарной передаче могут быть значительно больше или меньше, чем в простой. В передачах с внешним зацеплением a и g (см. рис. 10.40), n_a и n_H имеют одинаковые знаки ($n_a - n_H < n_a$), потери в них меньше, чем в передачах с внутренним зацеплением a и g (для рис. 10.43, в), у которых n_a и n_H имеют разные знаки [$n_a - (-n_H) > n_a$]. Это следует учитывать при выборе схемы передач.

$$N_{тр} = N_a^H \psi_z^H,$$

где $\psi_z^H = 1 - \eta_z^H$ — коэффициент потерь в зацеплении при относительном движении, равный потерям в простой передаче или в планетарной при остановленном водиле (см. рис. 10.40, в), определяется по формуле (10.50) или приближенно $\psi_z^H = 0,01 \div 0,02$ для одной пары зацепления. При этом

$$\frac{N_{тр}}{N_a} = \frac{|n_a - n_H|}{n_a} \psi_z^H = \left| 1 - \frac{n_H}{n_a} \right| \psi_z^H = |1 - i_{aH}^b| \psi_z^H.$$

Здесь разность $|n_a - n_H|$ берется по абсолютной величине, так как $N_{тр}$ всегда положительна.

Подставляя в формулу (10.73), получаем

$$(\eta_3)_{aH}^b = 1 - |1 - i_{Ha}^b| \psi_3^H = 1 - \left| \frac{i_{aH}^b - 1}{i_{aH}^b} \right| \psi_3^H. \quad (10.74)$$

В формулу (10.74) i подставляется со своим знаком.

Таким же методом можно получить формулы к. п. д. для всех других случаев:

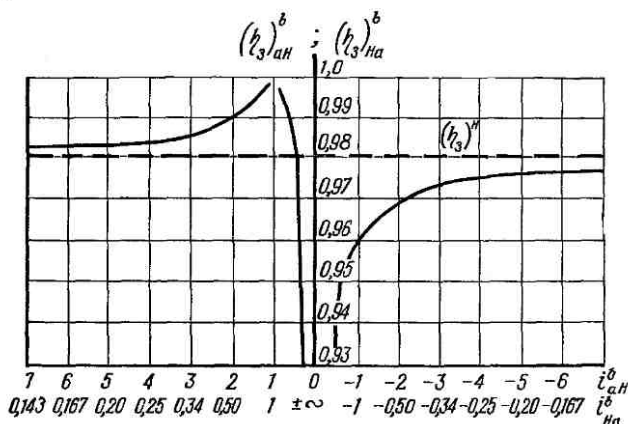


Рис. 10.42

передача от водила H к колесу a при неподвижном колесе b

$$(\eta_3)_{Ha}^b = \frac{1}{1 + |1 - i_{Ha}^b| \psi_3^H}; \quad (10.75)$$

передача от колеса b к водилу H при неподвижном колесе a

$$(\eta_3)_{bH}^a = 1 - \left| \frac{i_{bH}^a - 1}{i_{bH}^a} \right| \psi_3^H; \quad (10.76)$$

передача от водила H к колесу b при неподвижном колесе a

$$(\eta_3)_{Hb}^a = \frac{1}{1 + |1 - i_{Hb}^a| \psi_3^H}. \quad (10.77)$$

Отметим, что формулы (10.76) и (10.77) подобны формулам (10.74) и (10.75), только в них соответственно переставлены индексы. Все эти формулы справедливы для любых схем планетарных передач с двумя центральными колесами и водилом (так называемые передачи $2KH$ и $K-H-V^*$).

Зависимость к. п. д. планетарных передач от передаточного отношения, определяемая этими формулами, изображена на рис. 10.42. Анализируя этот график и формулы к. п. д., можно отметить:

* Для других передач типа $3K$ и $C-1$ см. [25].

1. Формулы (10.74) и (10.75), а также формулы (10.76) и (10.77) дают очень близкие результаты. Практически можно считать, что потери в передаче не зависят от того, в каком направлении передается движение. Исключение составляет случай, указанный в п. 4.

2. При $i = 1$, $(\eta_s)_{aH}^b = 1$ потерь в зацеплении нет, так как нет относительного движения колеса a и водила H .

3. При $i = -1$ потери в два раза больше, чем в простой передаче (встречное движение колеса a и водила H).

4. При изменении i_{aH}^b между 0 и ± 1 или при изменении i_{Ha}^b между $\pm \infty$ и ± 1 к. п. д. резко снижается.

В передаче от колеса a к водилу H в этой зоне может быть самосторможение [при $(\eta_s)_{aH}^b \leq 0$]. В передаче от водила H к колесу a самосторможения нет, но величина к. п. д. может быть очень мала.

5. При увеличении i_{aH}^b за пределами $+1$ к. п. д. падает, приближаясь к к. п. д. простой передачи (составленным водилом).

6. При отрицательных i_{aH}^b за пределами -1 к. п. д. растет, однако остается меньше к. п. д. простой передачи.

Указания к выбору типа планетарной передачи

Существует большое количество различных типов планетарных передач. Их характеристики и анализ можно найти в [25]. Здесь даются только основные указания, помогающие при выборе типа планетарной передачи. Самое широкое применение на практике получила простейшая передача, схема которой изображена на рис. 10.40. Она с успехом

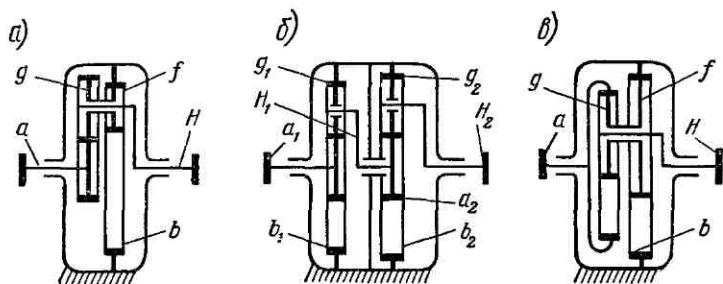


Рис. 10.43

используется как для больших, так и для малых мощностей в машиностроении и приборостроении.

Наиболее рациональные пределы $i_{aH}^b = 1,3 \div 8$. При этом $\eta_s \approx 0,97 \div 0,99$.

Одна из разновидностей этой передачи с двойным сателлитом изображена на рис. 10.43, а. Передача позволяет увеличить значение передаточного отношения. Здесь

$$i_{aH}^b = 1 + \frac{z_b z_g}{z_a z_f}. \quad (10.78)$$

Рекомендуют $i_{aH}^b = 1 \div 15$ при $\eta_3 \approx 0,97 \div 0,99$. Передачу требуется изготовлять с повышенной точностью, так как два жестко связанных сателлита зацепляются с колесами a и b . Эту передачу применяют значительно реже первой.

При больших передаточных числах в силовых передачах целесообразно применять двух- и даже трехступенчатые простые передачи (рис. 10.43, б). Здесь $i = i_1 i_2$.

На рис. 10.43, в изображена схема передачи с двумя внутренними зацеплениями. В этой передаче при движении от H к a

$$i_{Ha}^b = \frac{1}{1 - \frac{z_b z_g}{z_a z_f}}. \quad (10.79)$$

При малой величине разности в знаменателе передача позволяет получать очень большие передаточные отношения (до 1700). Рациональные значения i от 30 до 100. С увеличением i к. п. д. резко снижается и может быть самоторможение. Эту передачу рекомендуют для кратковременно работающих приводов и маломощных приводов приборов, в которых к. п. д. не имеет решающего значения.

В планетарных передачах находят применение не только цилиндрические, но и конические и даже червячные колеса. Зубья могут быть прямыми или косыми, с коррекцией и без нее.

Расчет на прочность

Для расчета прочности зубьев планетарных передач используют те же формулы, что и при расчете простых передач. Расчет выполняют для каждого зацепления: например (см. рис. 10.40), для наружного зацепления — колеса a и g , для внутреннего — колеса g и b . Так как силы и модули в этих зацеплениях одинаковы (см. рис. 10.41), а внутреннее зацепление по своим свойствам прочнее наружного, то при одинаковых материалах достаточно рассчитать только зацепление колес a и g . При разных материалах расчет внутреннего зацепления выполняют с целью подбора материала колеса или как проверочный.

При расчете на изгиб зубьев колеса с внутренними зубьями коэффициент формы зуба Y_F в формуле (10.25) определяется по формуле (10.27).

Для расчета контактных напряжений остается справедливой формула (10.17). Формула (10.18) для проектного расчета изменяется с учетом числа сателлитов C и коэффициента K_H неравномерности распределения нагрузки между ними. При этом

$$d_1 = K_d \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2} \cdot \frac{K_H (u \pm 1)}{C \cdot u}}, \quad (10.80)$$

где C и K_H имеют те же значения, что и в формуле (10.71).

Для планетарных передач рекомендуют

$$\psi_{ba} = b_w/d_1 \leq 0,75.$$

Пример расчета см. ниже.

Выбор числа зубьев

Выбор числа зубьев связан с кинематическим расчетом и обычно предшествует расчету на прочность. При заданном i числа зубьев определяют предварительно с помощью формул (10.66), (10.78) и (10.79) в зависимости от типа передачи. Полученные значения уточняют по условиям собираемости планетарной передачи. Рассмотрим эти условия на примере передачи на рис. 10.40.

Условие соосности

$$\frac{d_a}{2} + d_g = \frac{d_b}{2}$$

или

$$z_g = (z_b - z_a)/2. \quad (10.81)$$

Условие симметричного размещения сателлитов требует, чтобы z_a и z_b были кратны числу сателлитов C . Это условие является общим для передач с одинарными (см. рис. 10.40 и 10.43, б) и сдвоенными сателлитами (см. рис. 10.43, а и в). Доказано (см. [25]), что для передач с одинарными сателлитами можно принимать также

$$(z_a + z_b)/C - \text{целое число}. \quad (10.82)$$

Условие соседства предусматривает наличие гарантированного зазора между сателлитами. С помощью рис. 10.40 нетрудно записать:

$$2\left(\frac{d_a}{2} + \frac{d_g}{2}\right) \sin(\pi/C) > 2\left(\frac{d_g}{2} + m\right),$$

или

$$(z_a + z_g) \sin \frac{\pi}{C} > (z_g + 2). \quad (10.83)$$

Пример расчета

Рассчитать передачу по схеме (см. рис. 10.40) при $N_a = 25$ кВт, $n_a = 960$ об/мин, $i_{aH}^b = 5,5$; нагрузка близка к постоянной, срок службы длительный.

Решение. 1. Принимаем число сателлитов $C = 3$ и определяем числа зубьев. Выбираем $z_a = 21$ и по формуле (10.66)

$$z_b = (i_{aH}^b - 1) z_a = (5,5 - 1) 21 = 94,5.$$

Принимаем $z_b = 93$ — по условию симметричного размещения сателлитов. По условию (10.81)

$$z_g = (z_b - z_a)/2 = (93 - 21)/2 = 36.$$

По условию (10.83)

$$(21 + 36) \sin \frac{\pi}{C} > (36 + 2) \quad \text{или} \quad 49,4 > 38,$$

т. е. условие соседства выполняется.

Действительное передаточное отношение

$$i_{aH}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a} = 1 + \frac{93}{21} = 5,44,$$

незначительно отличается от заданного.

2. Определяем размеры колес пары $a-g$ по условиям конкретной прочности зубьев по формуле (10.80). Выбираем прямозубое, некорригированное зацепление. Назначаем (табл. 10.12) сталь 40X при средней твердости для колеса a HB280, для сателлита g HB250.

В конструкции предусматриваем плавающим центральное колесо и по рекомендации (10.72) принимаем $K_H = 1,15$. Для рассматриваемой пары в формуле (10.80)

$$u = z_g/z_a = 36/21 = 1,73; \quad d_1 = d_a; \quad C = 3.$$

Принимаем (см. стр. 225) $\psi_{bd} = 0,5$.

По формуле (10.53) определяем допускаемые контактные напряжения: по табл. 10.13 для материала сателлита как менее прочного

$$\sigma_{H \lim b} = 20HB + 700 = 20 \cdot 250 + 700 = 5700 \text{ кгс/см}^2.$$

По рекомендации (стр. 207) $S_H = 1,1$ и $K_{HL} = 1$ — длительно работающая передача.

При этом $[\sigma_H] = 5700/1,1 = 5200 \text{ кгс/см}^2$.

По графику рис. 10.21 (кривая V) $K_{H\beta} = 1,02$. Для прямозубых колес $K_d = 1$ — см. стр. 186.

$$T_1 = T_a = 97\,400 \frac{N_a}{n_a} = 97\,400 \frac{25}{960} = 2500 \text{ кгс} \cdot \text{см}.$$

Подставляем в формулу (10.80)

$$d_a = 167 \sqrt[3]{\frac{2500 \cdot 1,02 \cdot 1,15 (1,73 + 1)}{0,5 \cdot 5200^2 \cdot 3 \cdot 1,73}} = 8,1 \text{ см} = 81 \text{ мм};$$

$$b_w = d_a \psi_{bd} = 81 \cdot 0,5 = 40 \text{ мм}; \quad m = d_a/z_a = 81/21 = 3,85 \text{ мм}.$$

По табл. 10.1 принимаем $m = 4 \text{ мм}$.

Уточняем $d_a = 21 \cdot 4 = 84 \text{ мм}$; $d_g = 36 \cdot 4 = 144 \text{ мм}$;

$$d_b = 93 \cdot 4 = 372 \text{ мм}.$$

3. Выполняем проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям — формула (10.17).

$$\text{Окружная сила} \quad F_{ta} = \frac{2T_1 K_H}{d_a C} = \frac{2 \cdot 2500 \cdot 1,15}{8,4 \cdot 3} = 230 \text{ кгс}.$$

$$\text{Окружная скорость} \quad v = \frac{\pi d_a n_a}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 84 \cdot 960}{60 \cdot 1000} = 4,2 \text{ м/с}.$$

По табл. 10.3 назначаем 8-ю степень точности. По табл. 10.4 $q_0 = 5,6$. По табл. 10.5 $\delta_H = 0,006$.

Для пары a и g $a_w = (d_a + d_g)/2 = 114 \text{ мм}$.

По формуле (10.15)

$$w_{Hv} = \delta_H q_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,006 \cdot 5,6 \cdot 4,2 \sqrt{114/1,73} = 0,96 \text{ кгс/мм} = 9,6 \text{ кгс/см}.$$

$$\text{По формуле (10.14)} \quad w_{Htp} = \frac{F_{ta}}{b_w} K_{H\beta} = \frac{230}{4,0} \cdot 1,02 = 58,5 \text{ кгс/см}.$$

$$\text{По формуле (10.13)} \quad K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv}}{w_{Htp}} = 1 + \frac{0,96}{5,85} = 1,17.$$

$$\text{По формуле (10.11)} \quad w_{Ht} = \frac{F_{ta}}{b_w} K_{H\beta} K_{Hv} = \frac{230}{4,0} \cdot 1,02 \cdot 1,17 = 69 \text{ кгс/см}.$$

По формуле (10.17), учитывая, что для нашего случая $z_M = 866$; $z_E = 1$; $z_H = 1,77$, находим

$$\sigma_H = 1,77 \cdot 866 \sqrt{\frac{69}{8,4} \cdot \frac{(1,73+1)}{1,73}} = 5250 \text{ кгс/см}^2 > [\sigma_H] = 5200 \text{ кгс/см}^2.$$

Отклонение $\approx 1\%$ считаем допустимым.

4. Выполняем проверочный расчет по напряжениям изгиба — формула (10.25). Рассчитываем зубья сателлита, так как они подвергаются знакопеременным напряжениям.

По табл. (10.14) $\sigma_{F \text{ lim } b} = 2600 + 10 \cdot HB = 2600 + 10 \cdot 250 = 5100 \text{ кгс/см}^2$.

По формуле (10.61), принимая $S_F = 2$, $K_{FL} = 1$ и $K_{FC} = 0,7$, находим

$$[\sigma_F] = (5100/2) \cdot 0,7 = 1800 \text{ кгс/см}^2.$$

По графику рис. 10.25 при $x = 0$ $Y_F = 3,8$. По графику рис. 10.21 кривая $V - K_{F\beta} = 1,05$. По формуле (10.15) $w_{Fv} = \delta_F q_0 v \sqrt{a_w/u} = 0,016 \cdot 5,6 \cdot 4,2 \sqrt{114/1,73} = 2,56 \text{ кгс/мм} = 25,6 \text{ кгс/см}$, где по табл. 10.6 $\delta_F = 0,016$; q_0 , v , a_w , u имеют прежние значения.

По формуле (10.14) $w_{Ftp} = \frac{F_t}{b_w} K_{F\beta} = \frac{230}{4,0} \cdot 1,05 = 60 \text{ кгс/см}$.

По формуле (10.13) $K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv}}{w_{Ftp}} = 1 + \frac{2,56}{6} = 1,43$.

По формуле (10.11) $w_{Ft} = \frac{F_t}{b_w} K_{F\beta} K_{Fv} = 86 \text{ кгс/см}$.

По формуле (10.25) $\sigma_F = Y_F \frac{w_{Ft}}{m} = 3,8 \frac{86}{0,4} = 770 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_F] = 1800 \text{ кгс/см}^2$.

Условие прочности соблюдается.

5. Все размеры второй пары (сателлит g — колесо b) известны. Поэтому расчет выполняют в форме проверочного расчета по формулам (10.17) на контактную прочность и (10.25) на изгибную прочность. Методика расчета та же, что и для первой пары. Поэтому расчет здесь не приводим. Особенности расчета указаны на стр. 225.

6. Определим к. п. д. Приняв $f = 0,1$, по формуле (10.50) найдем для колес пары a и g

$$\Psi_{ag}^H = 2,3f \left(\frac{1}{z_a} + \frac{1}{z_g} \right) = 2,3 \cdot 0,1 \left(\frac{1}{21} + \frac{1}{36} \right) = 0,073;$$

для колес пары g и b

$$\Psi_{gb}^H = 2,3 \cdot 0,1 \left(\frac{1}{36} + \frac{1}{93} \right) = 0,0039.$$

Суммарные потери $\Psi_3^H = 0,0173 + 0,0039 \approx 0,02$. По формуле (10.74)

$$(\eta_3)_{aH}^b = 1 - \left| \frac{5,44-1}{5,44} \right| 0,02 \approx 0,984.$$

Приняв $\Psi_n = 0,01$ и $\Psi_r \approx 0,02$, по формуле (10.49) найдем

$$\eta = 1 - (0,02 + 0,01 + 0,02) = 0,95.$$

§ 13. ПЕРЕДАЧИ С ЗАЦЕПЛЕНИЕМ НОВИКОВА

В 1954 г. в СССР М. Л. Новиковым было разработано зубчатое зацепление с круговыми профилями зубьев — рис. 10.44. Обладая рядом положительных качеств, и в первую очередь повышенной нагрузочной

способностью (см. ниже), передачи Новикова получили распространение. В СССР они стандартизованы. Их изготавливают как передачи общего, так и специального назначения.

Особенности зацепления

Непрерывность движения прямозубой передачи обеспечивается только при торцевом коэффициенте перекрытия $\epsilon_\alpha > 1$. Косозубые передачи имеют два коэффициента перекрытия: торцевой ϵ_α и осевой ϵ_β . Косозубая передача может работать и при $\epsilon_\alpha = 0$, если $\epsilon_\beta > 1$. Но в этом случае не обязательны сопряженные профили зубьев. Проиллюстрируем это рис. 10.45.

На рисунке тонкими линиями изображено зацепление прямозубой передачи с эвольвентными зубьями. В данный момент в зацеплении находятся две пары зубьев 1 и 2. Точки зацепления a и b расположены

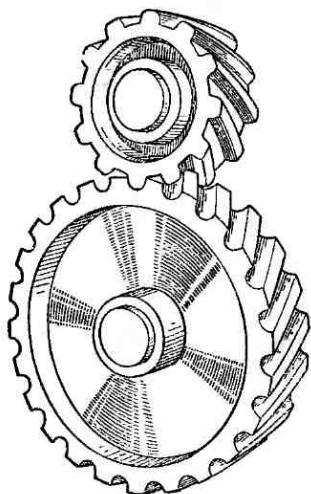


Рис. 10.44

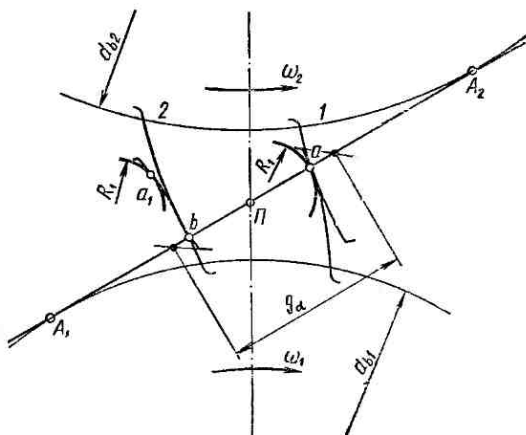


Рис. 10.45

на линии зацепления A_1A_2 . Эвольвентные профили являются сопряженными, так как контакт этих зубьев сохраняется на всем протяжении активного участка g_α линии зацепления. Напомним, что $\epsilon_\alpha = g_\alpha/p_b$. Далее допустим, что у колеса 1 эвольвентный профиль зубьев заменен круговым (изображен жирно). При этом дуга окружности касается эвольвенты в точке a и соответственно в точке a_1 , а радиус R_1 меньше радиуса кривизны эвольвенты. В момент когда первая пара кругового и эвольвентного зубьев зацепляется в точке a , зацепления второй пары таких зубьев нет. Вторая пара вступит в зацепление только тогда, когда она займет положение первой пары, т. е. в точке a . При переходе за точку a зацепления снова не будет, между зубьями образуется зазор.

Таким образом, зацепление кругового и эвольвентного зубьев прямозубой передачи может существовать только в одной точке. Длина

существовавшей ранее активной линии зацепления g_α сокращается до нуля ($e_\alpha = 0$). Такие профили называют несопряженными (прямозубая передача с несопряженными профилями работать не может). Для

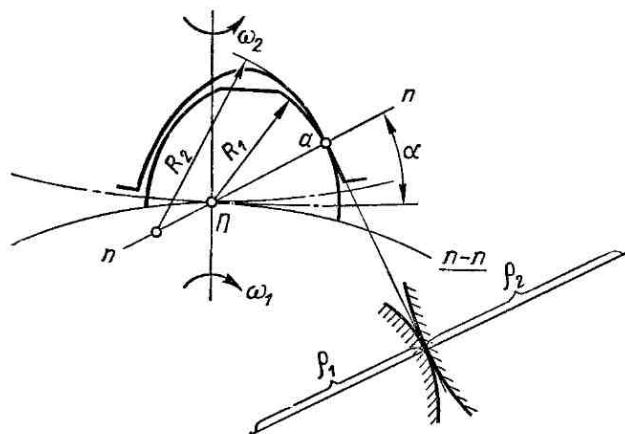


Рис. 10.46

несопряженных профилей профиль зуба второго колеса не обязательно эвольвентный. Выполним его также круговым, но вогнутым, с R_2 несколько большим, но близким к R_1 — рис. 10.46. Контактные напряжения значительно уменьшатся, так как контакт выпуклых

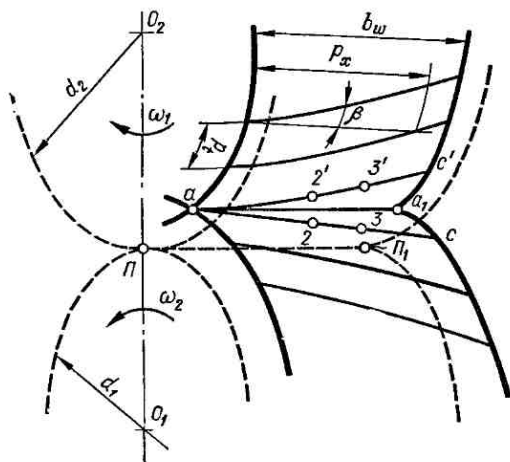


Рис. 10.47

эвольвентных профилей заменен контактом выпуклого и вогнутого профилей с малой разностью радиусов кривизны. Для сохранения непрерывности зацепления передачи Новикова выполняют косозубыми с $e_\beta > 1$. В сечении плоскостью $n-n$ (рис. 10.46) боковые поверхности косых зубьев имеют большие радиусы кривизны ρ_1 и ρ_2 (радиусы кривизны винтовых линий). При вращении колес косые зубья перекатываются в плоскости $n-n$ как цилиндры. Точка контакта a перемещается вдоль зубьев

от одного края к другому. Процесс такого зацепления иллюстрируется рис. 10.47, изображенным в косоугольной проекции. Пунктиром изображены начальные цилиндры d_1 и d_2 . Линия касания цилиндров PP_1 — полюсная линия. Контурными линиями изображены цилиндры, проходящие через точку a контакта зубьев (см. рис. 10.45

и 10.46). Эти цилиндры пересекают поверхности зубьев по винтовым линиям ac , ac' и т. д. При указанном направлении вращения точка контакта винтовых линий, а следовательно, и точка контакта зубьев перемещаются по линии aa_1 . В контакт последовательно вступают точки 2 и 2', 3 и 3' и т. д.

Так как во всех поперечных сечениях форма зубьев не изменяется, то расстояние точек контакта от полюсной линии $ПП_1$ остается постоянным. Это означает, что линия aa_1 прямая, параллельная полюсной линии. Линия aa_1 является линией зацепления в передачах Новикова. Ее длина равна ширине колеса b_w , а коэффициент перекрытия [см. формулу (10.3)]

$$\epsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} = \frac{b_w \sin \beta}{p_n} = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m_n}. \quad (10.84)$$

Если линия зацепления располагается за полюсной линией (по направлению вращения ведущего колеса — рис. 10.46), зацепление называют *заполюсным*, если до полюса — *дополюсным* (рис. 10.47). Одна и та же пара колес может иметь заполюсное или дополюсное зацепление в зависимости от того, какое из них является ведущим. Заполюсное зацепление по рис. 10.46 стало дополюсным на рис. 10.47, где ведущим является колесо 2 (ω_1 и ω_2 поменялись местами и изменили направление). Признаком заполюсного зацепления является выпуклый профиль у ведущего зуба и вогнутый у ведомого; дополюсного — вогнутый у ведущего и выпуклый у ведомого. Очевидно, можно выполнить зубья так, чтобы одна часть их профиля была выпуклой, а другая вогнутой. Тогда они смогут зацепляться и за полюсом и до полюса. Так был разработан вариант *дозаполюсного* зацепления — рис. 10.48.

Дозаполюсное зацепление имеет две линии зацепления, проходящие через точки a и b . Соответственно в два раза увеличивается и число точек контакта зубьев. В таких передачах зубья шестерен и колеса имеют одинаковый профиль: выпуклый у головки и вогнутый у ножки. На рис. 10.48 изображен момент, когда первая пара зубьев соприкасается в точке a , расположенной в передней торцевой плоскости. При этом головка зуба шестерни соприкасается с ножкой зуба колеса. У второй пары зубьев в передней торцевой плоскости наблюдается зазор. В этот момент контакт второй пары зубьев (в данном случае) осуществляется в точке b_1 , расположенной в другой торцевой плоскости, смещенной относительно первой на величину отрезка bb_1 . Линия пересечения этой плоскости с боковой поверхностью зуба колеса изображена пунктиром (b_1c). В точке b_1 ножка зуба шестерни

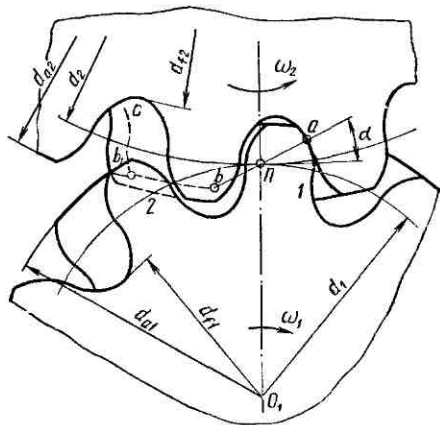


Рис. 10.48

соприкасается с головкой зуба колеса; bb_1 — линия зацепления второй пары зубьев. По стандарту обе линии зацепления aa_1 и bb_1 расположены в одной плоскости с полюсной линией $ПП_1$.

Сравнивая два варианта зацепления с одной (см. рис. 10.46) и двумя (см. рис. 10.48) линиями зацепления, отметим следующее. При одной линии зацепления шестерня и колесо имеют разные профили зубьев. Для их нарезания необходимо два различных инструмента (два исходных контура). При двух линиях зацепления зубья шестерни и колеса можно нарезать одним инструментом (один исходный контур). Очевидно, что нагрузочная способность передачи с двумя линиями зацепления больше, чем с одной. Поэтому дозаполусное зацепление считают предпочтительным.

С зацеплением Новикова изготавливают передачи не только цилиндрические, но и конические [1, 24].

Оценка передачи

Основное достоинство передачи Новикова — повышенная нагрузочная способность. Она примерно в $1,5 \div 1,7$ раза больше, чем у аналогичной по размерам и материалу эвольвентной косозубой передачи.

Недостатки — повышенная чувствительность к изменению межосевого расстояния; сравнительно сложный исходный контур инструмента (см. ГОСТ 14186—69).

Основные геометрические параметры

Колеса передачи Новикова обычно без смещения:

$$\left. \begin{aligned} d &= m_t z; \\ d_a &= d + 2m_n h_a^*; \\ d_f &= d - 2m_n (h_a^* + c^*); \\ a &= 0,5m_t (z_1 + z_2); \\ m_t &= m_n / \cos \beta; \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{вариант дозаполусного} \\ \text{зацепления,} \end{array} \quad (10.85)$$

где обозначения те же, что и для эвольвентных передач, m_n — по табл. 10.15, $\beta = 10 \div 22^\circ$, $h_a^* = 0,9$, $c^* = 0,15$.

Критерии работоспособности и расчета

Без учета деформаций и приработки контакт зубьев в передаче Новикова осуществляется в точке, а не по линии, как у эвольвентных передач. Однако малая разность радиусов кривизны R_1 и R_2 выпуклых и вогнутых поверхностей зубьев, а также большие радиусы кривизны ρ_1 и ρ_2 косых зубьев в плоскости $n - n$ (см. рис. 10.46) приводят к тому, что под нагрузкой точечный контакт переходит в контакт по пятну контакта — рис. 10.49, а для заплусного (дополусного) зацепления и рис. 10.49, б для дозаполусного зацепления. В последнем случае будет два пятна контакта, соответствующие двум линиям за-

цепления. В соответствии с рис. 10.48 два пятна контакта в точках a и b_1 располагаются на двух соседних зубьях. На рис. 10.49, б пятно контакта второго зуба изображено штриховой линией. Площади пятен контакта, а следовательно, и нагрузочная способность по контактным напряжениям у передач Новикова больше, чем у эвольвентных. У эвольвентных передач контактная прочность, как правило, меньше изгибной. У передач Новикова эти значения сближаются вследствие повышения контактной прочности.

Так как торцевой коэффициент перекрытия ϵ_α в передачах Новикова равен нулю, то здесь нет скольжения в зацеплении (см. стр. 166). Зубья не скользят, а перекатываются в осевом направлении по линиям зацепления подобно двум цилиндрам с радиусами ρ_1 и ρ_2 .

Скорость качения

$$v_k = v (\rho_x / \rho_l) = v \operatorname{ctg} \beta, \quad (10.86)$$

где v — окружная скорость.

Для распространенных β величина v_k значительно больше v , что благоприятно для образования режима жидкостного трения (см. гл. 15).

Отсутствие скольжения (без учета деформаций) и благоприятные условия смазки приводят к увеличению к. п. д. и уменьшению износа зубьев.

Точечный (теоретический) контакт делает передачи Новикова менее чувствительными к перекосам, чем передачи с линейным контактом. Зато они более чувствительны к изменению межосевого расстояния.

Таким образом, основными критериями работоспособности и расчета передач Новикова является прочность по контактным и изгибным напряжениям.

Способы повышения прочности

Увеличение числа пятен контакта путем применения дозаполусного зацепления и увеличения коэффициента перекрытия ϵ_β . Для дозаполусных передач эффективными являются $\epsilon_\beta \approx 1,1$ или 2,1, или 3,1 ...

Промежуточные значения ϵ_β не эффективны, так как не влияют на число контактов. ϵ_β увеличивается при увеличении b_w и β [формула (10.84)]. Большая величина b_w при больших значениях ϵ_β ограничивает применение $\epsilon_\beta > 3,1$.

Увеличение площади пятен контакта (см. рис. 10.49) путем уменьшения разности R_1 и R_2 (см. рис. 10.46) и увеличения ρ_1 и ρ_2 . На практике принимают $R_2 \approx (1,2 \div 1,3) R_1$. Значения ρ_1 и ρ_2 увеличиваются с уменьшением β . С учетом противоположного влияния β на ϵ_β и ρ рекомендуют $\beta = 10 \div 22$.

Применение колес с малым числом зубьев, что при одном и том же диаметре ($d = mz$) равнозначно увеличению m или повышению проч-

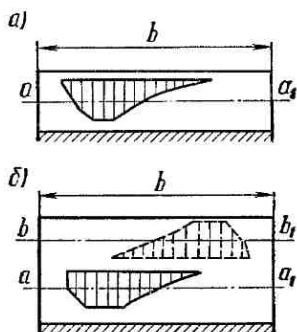


Рис. 10.49

ности по напряжениям изгиба и по контактным напряжениям [см. (10.87), (10.88)]. Рекомендуют $z_1 = 13 \div 20$.

Число зубьев в передачах Новикова не влияет на ϵ , скорость скольжения и пр., как это наблюдается у эвольвентных передач (см. стр. 166).

Материалы

Для передач Новикова применяют те же материалы, что и для эвольвентных — табл. 10.12. Преимущественное применение получили материалы с твердостью рабочих поверхностей $HV \leq 350$. Напомним (см. § 10), что применение материалов с высокой твердостью поверхности (цементация, т. в. ч., азотирование и пр.) в эвольвентных передачах направлено в основном на повышение контактной прочности и сближение ее с прочностью по изгибу. В передачах Новикова такое сближение достигается за счет существенного увеличения площади пятен контакта. Поэтому применение материалов с высокой твердостью поверхности здесь менее эффективно. Уменьшая способность к приработке, они не приводят к существенному повышению нагрузочной способности (ограничением становится прочность по изгибу).

Расчет на прочность

Условия контакта зубьев в передачах Новикова существенно отклоняются от условий контакта по Герцу (малая разность R_1 и R_2 , большие ρ_1 и ρ_2 — рис. 10.46). Размеры площадок контакта здесь соизмеримы с размерами зубьев (см. рис. 10.49), а контактные напряжения приближаются к напряжениям смятия (удельным давлениям). Поэтому расчет передач Новикова по контактным напряжениям, определяемым зависимостями

Герца, применяются условно.

Определение удельной нагрузки q и приведенного радиуса кривизны $\rho_{пр}$ для зацепления Новикова значительно сложнее и здесь не рассматривается. Величина $\rho_{пр}$ в этих передачах не связана с межосевым расстоянием так, как в эвольвентных.

Ниже приведены (без вывода) основные расчетные зависимости для цилиндрических передач дозаполусного зацепления *:

по контактным напряжениям

$$[T_1] = 4,16 \frac{z_1 m_n^{2,4} K_z \epsilon_{\beta}^c}{K_{H\beta} K_{H\alpha} \sin \beta} \left(\frac{[\sigma_H]}{1000} \right)^2 \sqrt{\frac{d_1 u}{u+1}} \geq T_1; \quad (10.87)$$

по напряжениям изгиба

$$[T]_1 = 0,55 \frac{z_1 m_n^3 Y_{\epsilon}^c K_p}{K_{F\beta} K_{F\alpha} K_m} [\sigma_F] \geq T_1, \quad (10.88)$$

* Здесь и далее даны формулы из [1,24] с небольшими преобразованиями.

где T_1 — расчетный момент на шестерне кгс·см; $[\sigma_H]$ и $[\sigma_F]$ — то же, что и для эвольвентных передач [см. формулы (10.53) и (10.61)], кгс/см²; m_n — модуль в нормальном сечении (значения m_n и $m_n^{5/4}$ по табл. 10.15), см; $K_z = 0,5 (K_{z1} + K_{z2})$ — коэффициент числа зубьев, где K_{z1} и K_{z2} по рис. 10.50 в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_{v1} и z_{v2} ; ϵ'_β — ближайшее целое число в значении ϵ_β (например, при $\epsilon_\beta = 2,1$; $\epsilon'_\beta = 2$); c — число линий зацепления; $c = 2$ для дозаполюсного, $c = 1$ для заплуюсного (доплуюсного) зацепления; Y — коэффициент формы зуба — по рис. 10.51; $K_{H\beta}$; $K_{F\beta}$ — коэффициенты концентрации нагрузки — приблизительно по рис. 10.21; $K_{H\alpha} \approx K_{F\alpha} \approx 1 \div 1,2$ — коэффициенты динамической нагрузки — меньшие значения при малых скоростях и высокой точности изго-

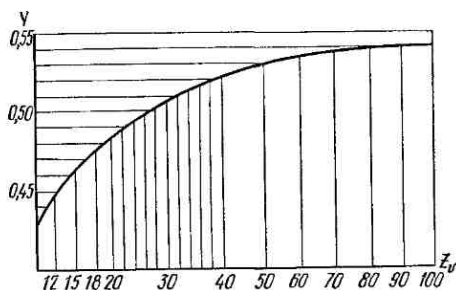


Рис. 10.51

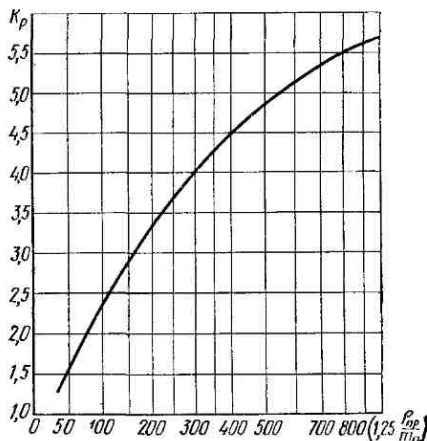


Рис. 10.52

товления; K_m — масштабный коэффициент — табл. 10.15; K_p — коэффициент, учитывающий расчетную длину зуба, участвующую в изгибе или размер площадки контакта (в долях от модуля) по длине зуба, который зависит от приведенного радиуса кривизны — рис. 10.52, где

$$\frac{\rho_{пр}}{m_n} = \frac{2,36z_1u}{(u+1) \sin 2\beta \sin \beta} \quad (10.89)$$

Формулы (10.87) и (10.88) используют для проверочных расчетов. При проектных расчетах, для предварительной оценки параметров

Таблица 10.14

Характер нагрузки	ψ_{ba} при расположении колес в опорах (см. рис. 10.19)		
	симметричное	несимметричное	консольное
Нагрузка близка к постоянной	$\leq 1,7$	$\leq 1,4$	$\leq 0,8$
Нагрузка резко переменная	$\leq 1,4$	$\leq 1,15$	$\leq 0,6$

передачи рекомендуют приближенную формулу (дозаполусное зацепление):

$$d_1 \approx 125 \sqrt[3]{\frac{(u+1) T_1}{u [\sigma_H]^2 \psi_{bd}}}, \quad (10.90)$$

где $\psi_{bd} = b_w/d_1$ — коэффициент ширины колеса, принимают по рекомендации табл. 10.14.

Порядок расчета иллюстрируется примером.

Пример. В передаче из примера 1, § 12, рис. 10.38 заменить эвольвентное зацепление второй ступени зацеплением Новикова и сравнить размеры.

Решение. Материал и допускаемые напряжения сохраняем: $[\sigma_H] = 5000 \text{ кгс/см}^2$; для колеса $[\sigma_F] = 2400 \text{ кгс/см}^2$; $u = 3,34$.

$$T_1 = 97\,400 \frac{N\eta}{n} = 97\,400 \frac{4,5 \cdot 0,97}{160} = 2940 \text{ кгс} \cdot \text{см},$$

где 160 — частота вращения промежуточного вала, об/мин; 0,97 — к. п. д. первой ступени.

1. По рекомендации (стр. 235) для нагрузки, близкой к постоянной, и несимметричного расположения колес принимаем $\psi_{bd} = 1,2$.

2. По формуле (10.90)

$$d_1 = 125 \sqrt[3]{\frac{4,34 \cdot 2940}{3,34 \cdot 5000^2 \cdot 1,2}} = 6,3 \text{ см} \approx 63 \text{ мм.}$$

$$b_w = d_1 \psi_{bd} = 63 \cdot 1,2 \approx 75 \text{ мм.}$$

3. По рекомендации (стр. 234) предварительно принимаем $z_1 = 15$, при этом

$$m_n = 63/15 = 4,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $m_n = 4 \text{ мм}$ (табл. 10.15).

4. По рекомендации (стр. 233) принимаем $\epsilon_\beta = 1,1$.

По формуле (10.84)

$$\sin \beta = (\epsilon_\beta m_n)/b_w = (1,1 \cdot \pi \cdot 4)/75 = 0,2124$$

или $\beta = 12^\circ 15'$ — в рекомендуемых пределах (стр. 233, при $\epsilon_\beta = 2,1$, $\beta \approx 25^\circ$, что выше рекомендуемого).

5. Уточняем z_1 и d_1 . По формуле (10.85)

$$m_t = m_n / \cos \beta = 4/0,9772 = 4,094 \text{ мм.}$$

$z_1 = d_1/m_t = 63/4,094 \approx 15,4$, округляем в большую сторону и принимаем $z_1 = 16$ — в рекомендуемых пределах (стр. 234);

$$z_2 = z_1 u = 16 \cdot 3,34 \approx 52; \quad d_1 = 16 \cdot 4,094 = 65,5 \text{ мм}; \quad d_2 = 52 \cdot 4,094 = 213 \text{ мм.}$$

6. Выполняем проверочный расчет. По формуле (10.87) определяем допускаемую нагрузку по контактным напряжениям. По рис. 10.21 находим $K_{H\beta} = 1,1$. По рекомендации (стр. 235) $K_{H\alpha} = 1$ с учетом того, что окружная скорость $v = \frac{\pi \cdot 65,5 \cdot 160}{60 \cdot 1000} = 0,53 \text{ м/с} < 3 \text{ м/с}$ — передача тихоходная. По табл. 10.15 $m_n^{2,4} = 0,111$. При $\epsilon_\beta = 1,1$ $\epsilon'_\beta = 1$. Для дозаполусного зацепления $c = 2$.

По графику рис. 10.50 при $z_{v1} = z_1/\cos^3 \beta = 16/0,9772^3 \approx 17$ и $z_{v2} = 53$ находим $K_{z1} = 0,86$, $K_{z2} = 0,955$ и $K_z = 0,5$ ($0,86 + 0,955$) $\approx 0,9$. Подставляя, находим

$$[T_1] = \frac{4,16 \cdot 16 \cdot 0,111 \cdot 0,9 \cdot 2}{1,1 \cdot 0,2124} \left(\frac{5000}{1000} \right)^2 \sqrt{\frac{6,55 \cdot 3,34}{4,34}} \approx 3200 > 2940 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

Допускаемая нагрузка по напряжениям изгиба — формула (10.88). По графику рис. 10.51 $Y \approx 0,53$; по табл. 10.15 $K_m = 1$; по рис. (10.21) $K_{F\beta} = 1,2$; по рис. 10.52 при [см. формулу (10.89)]

$$1,25 \frac{\rho_{np}}{m_n} = 1,25 \frac{2,36 \cdot 16 \cdot 3,34}{4,34 \cdot 0,4147 \cdot 0,2124} \approx 300; K_p \approx 4.$$

Подставляя, находим

$$[T_1] = \frac{0,55 \cdot 16 \cdot 0,4^3 \cdot 0,53 \cdot 2 \cdot 4}{1,2} 2650 \approx 5250 > 2940 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

Принятые размеры можно не изменять. В противном случае сближение $[T_1]$ и T_1 можно выполнить за счет изменения d_1 , изменяя m_n или z_1 .

Отметим, что в нашем примере нагрузка ограничивается в первую очередь контактной прочностью.

Далее определяют остальные размеры передачи [d_a , d_f , a — формулы (10.85)]. В заключение сравниваем передачи:

Передача Новикова

d_1 65,5 мм
 d_2 213 мм
 b_w 75 мм

Передача с эвольвентными
зубьями

87 мм
 291 мм
 88 мм

Т а б л и ц а 10.15

Значения m_n (из ГОСТ 14186—69), $m_n^{2,4}$ и K_m для передач Новикова

m_n , мм		$m_n^{2,4}$ (m_n , см)	K_m
1 ряд	2 ряд		
1,6		0,0126	0,83
	1,8	0,0163	0,85
2		0,0210	0,87
	2,25	0,0279	0,89
2,5		0,0359	0,91
	2,8	0,0471	0,93
3,15		0,0625	0,95
	3,55	0,0833	0,975
4		0,111	1
	4,5	0,147	1,025
5		0,190	1,05
	5,6	0,249	1,075
6,3		0,333	1,1
	7,1	0,440	1,125
8		0,585	1,15
	9	0,776	1,175
10		1	1,2
	11,2	1,312	1,225
12,5		1,709	1,25
	14	2,242	1,275
16		3,089	1,3
Далее до 63			

§ 14. ВОЛНОВЫЕ МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Волновая передача основана на принципе преобразования параметров движения за счет волнового деформирования одного из звеньев механизма. Этот принцип преобразования движения впервые был предложен Москвитиным в 1944 г. для варианта фрикционной передачи с электромагнитным генератором волн (см. ниже) и затем Массером в 1959 г. для зубчатой передачи с механическим генератором *.

Обладая рядом положительных качеств, волновая передача получает широкое распространение. За последние годы запатентовано много различных конструктивных модификаций волновой передачи. Основное распространение получают зубчатые передачи как наиболее эффективные. Однако изучение принципа действия передачи целесообразно начать с ее фрикционного варианта как наиболее простого.

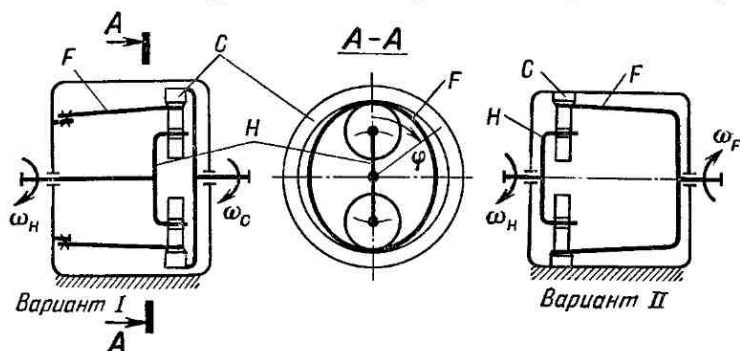


Рис. 10.53

Схема волновой передачи представлена на рис. 10.53. Передача состоит из трех основных элементов: F — гибкое колесо; C — жесткое колесо; H — волновой генератор. Наружный диаметр гибкого колеса d_F меньше внутреннего диаметра жесткого колеса d_C

$$d_C - d_F = 2\omega_0. \quad (10.91)$$

В конструкциях по рис. 10.53 гибкое колесо выполнено в виде кольца, переходящего в гибкий цилиндр. В передаче по варианту I с ведомым валом соединено жесткое колесо C , по варианту II — гибкое колесо F . В варианте I левый недеформированный конец гибкого цилиндра жестко присоединен к корпусу. С правого конца в цилиндр вставлен генератор H , который представляет собой водило с двумя роликами. Наружный размер по роликам больше внутреннего диаметра цилиндра на $2\omega_0$. Поэтому с правого конца цилиндр деформирован. Генератор устроен так, чтобы деформированное гибкое колесо прижималось к внутренней цилиндрической поверхности жесткого колеса с силой достаточной для передачи нагрузки за счет сил трения.

* А. И. Москвитин. Авторское свидетельство СССР № 341164, 1944 г. В. М а с с е р. Патент США № 2906143 и 2931248, 1959 г.

На рис. 10.54 изображен график радиальных перемещений w различных точек гибкого цилиндра, вызванных его деформированием. За координату по оси абсцисс принят угол φ (см. рис. 10.53). Перемещения отсчитываем от начального положения точки на недеформированном цилиндре. График изображает некоторую волновую функцию. При вращении генератора волна перемещений бежит по окружности гибкого колеса. Поэтому передачу называли волновой, а водило H — волновым генератором.

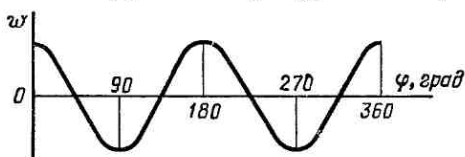


Рис. 10.54

На развертке окружности (см. рис. 10.54) укладывается две волны. Такую передачу называют двухволновой. Известны передачи с большим числом волн. Например, при трех роликах, расположенных под углом 120° , получим трехволновую передачу.

Вращение генератора вызывает вращение жесткого колеса с угловой скоростью ω_C (вариант I) или гибкого колеса с ω_F (вариант II).

Преобразование движения по принципу деформирования гибкого звена механизма

Сопоставляя структурную схему волновой передачи со структурными схемами ранее известных передач, можно отметить следующие принципиальные различия: 1) все ранее известные механические передачи являются механизмами с жесткими звеньями; волновая передача содержит гибкое звено; 2) во всех передачах с жесткими звеньями преобразование движения осуществляется по принципу рычага или по принципу наклонной плоскости; принцип рычага используется

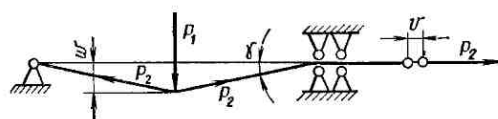


Рис. 10.55

в известных зубчатых, фрикционных, ременных и цепных передачах; по принципу наклонной плоскости работают червячные и винтовые передачи.

В волновой передаче преобразование движения осуществляется за счет деформирования гибкого звена. Этот новый принцип будем называть *принципом деформирования*.

Сущность принципа деформирования поясняется простейшим примером — рис. 10.55. На этом рисунке гибкая нерастяжимая лента нагружена силами P_1 и P_2 . В положении равновесия лента получила перемещения w в направлении P_1 и v против направления P_2 .

Из условий равновесия получаем $(P_2/P_1) = (1/2 \sin \gamma)$ — своеобразное передаточное отношение по силам.

В этом своеобразном механизме поперечное перемещение w преобразуется в продольное v через деформирование ленты,

Величина передаточного отношения зависит от величины перемещения w или от угла γ . При малых γ можно получить очень большие передаточные отношения (при $\gamma \rightarrow 0$ $\frac{P_2}{P_1} \rightarrow \infty$) *.

Рассмотренный механизм (см. рис. 10.55) является механизмом разового или пульсирующего действия с переменным передаточным отношением. Это затрудняет его применение в технике. Однако преобразование движения по принципу деформирования здесь очевидно.

Изобретатели волновой передачи превратили этот механизм в механизм непрерывного действия с постоянным передаточным отношением. Для того чтобы понять преобразования движения в волновой

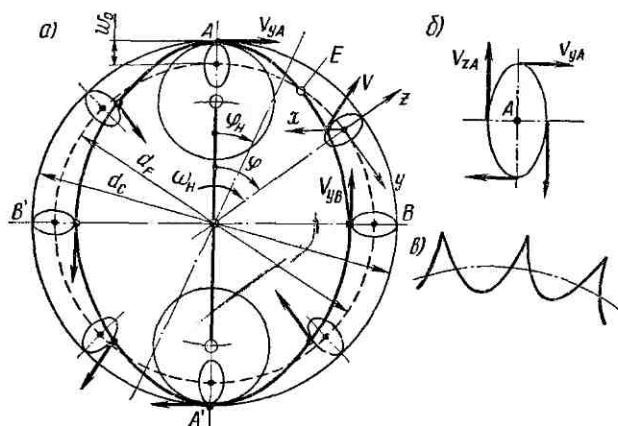


Рис. 10.56

передаче, рассмотрим движение точек невращающегося гибкого колеса при его деформировании вращающимся генератором. Отметим, что в нашей конструкции гибкое колесо подобно оболочке (толщина значительно меньше других размеров).

В теории оболочек обычно рассматривают перемещения точек срединной поверхности (поверхность посередине толщины оболочки) в координатах x, y, z (рис. 10.56). Начало координат совмещают с положением рассматриваемой точки до деформирования. Компоненты перемещений обозначают: w — радиальные (ось z), v — окружные (ось y), u — осевые (ось x).

Перемещение u не оказывает влияния на кинематику передачи. Поэтому будем рассматривать плоскую задачу, в которой учитываем только w и v на торце цилиндра **. Кроме того, в первом приближении не учитываем влияние толщины оболочки. Полагаем, что генератор обеспечивает деформирование торца цилиндра по форме, для которой

$$w = F_1(\varphi_1), \quad (10.92)$$

* При $\gamma = 90^\circ$ получаем полиспаст.

** Перемещения u имеют значение для напряженного состояния цилиндра, влияют на износ зубьев и на к. п. д. передачи.

где φ_1 — угловая координата точки на срединной поверхности до деформирования, отсчитываемая от большой оси овала деформирования.

По условиям конструкции функция $F_1(\varphi_1)$ должна быть периодической (период π) с максимумами в точках A и A' и с минимумами в точках B и B' . При этом независимо от формы деформирования у фрикционных передач

$$\omega_{\max} = \omega_0, \quad (10.93)$$

а величина $\omega_{\min}$ изменяется в зависимости от формы.

Кроме того, $F_1(\varphi_1)$ должна удовлетворять условию нерастяжимости срединной поверхности оболочки (длина периметра срединной поверхности не изменяется). Из этого условия получают зависимость между v и w — рис. 10.57.

Перемещение элемента ab срединной поверхности до ее деформирования в положение a_1b_1 после деформирования можно разбить на два этапа:

- 1) в положение a_2b_2 за счет радиальных перемещений w и $(w + dw)$,
- 2) в положение a_1b_1 за счет окружных перемещений v и $(v + dv)$.

Приращение длины элемента: на первом этапе

$$a_2b_2 - ab = (r + w) d\varphi - r d\varphi = w d\varphi,$$

на втором этапе приращение равно разности окружных перемещений концов элемента $(v + dv) - v = dv$.

По условию нерастяжимости сумма приращений длины равна нулю:

$$w d\varphi + dv = 0,$$

или

$$\left. \begin{aligned} dv/d\varphi &= -w, \text{ или} \\ v &= -\int w d\varphi = F_2(\varphi_1) \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{условие нера-} \\ \text{стяжимости.} \end{array} \quad (10.94)$$

В дальнейшем условимся решения, записанные в общем виде, иллюстрировать простейшим примером, в котором примем форму деформирования по закону

$$w = F_1(\varphi_1) = w_0 \cos 2\varphi_1.$$

Нетрудно проверить, что эта функция удовлетворяет всем указанным выше условиям. При этом по формуле (10.94)

$$v = -\frac{w_0}{2} \sin 2\varphi_1.$$

Окружное перемещение имеет максимум при $\varphi_1 = 45^\circ$ и в два раза меньше $w_{\max} = w_0$. В той же точке при $\varphi_1 = 45^\circ$ $w = 0$.

Функции (10.92) и (10.94) выражают статическую форму гибкого колеса. При вращении генератора с угловой скоростью ω_H текущее положение рассматриваемой точки относительно его большой оси

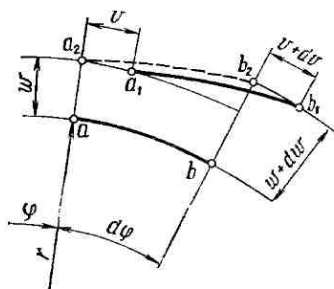


Рис. 10.57

определяется углом $\varphi = \varphi_1 - \varphi_H = \varphi_1 - \omega_H t$. При этом формулы (10.92) и (10.94) можно записать в виде:

$$\left. \begin{aligned} \omega &= F_1(\varphi_1 - \omega_H t), \\ v &= F_2(\varphi_1 - \omega_H t). \end{aligned} \right\} \quad (10.95)$$

Пример.

$$\begin{aligned} \omega &= \omega_0 \cos 2(\varphi_1 - \omega_H t), \\ v &= -\frac{\omega_0}{2} \sin 2(\varphi_1 - \omega_H t). \end{aligned}$$

Уравнения (10.95) определяют траекторию движения точки, расположенной под углом φ_1 . Здесь $\varphi_1 = \text{const}$ — начальный угол, а движение вызвано вращением генератора. Траектория выражается некоторой замкнутой кривой; на рис. 10.56, а она изображена тонкой линией, на рис. 10.56, б с увеличением. При вращающемся гибком колесе овальная траектория принимает форму, изображенную на рис. 10.56, в.

За один оборот генератора любая точка невращающегося гибкого колеса совершает два пробега по своей траектории. Траектории всех точек гибкого колеса одинаковы. Движение по ним отличается только величиной сдвига фазы (фазовый угол φ_1).

Дифференцируя функции (10.95) по времени, получаем компоненты скорости движения точек:

$$V_z = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d}{dt} F_1(\varphi_1 - \omega_H t), \quad (10.96)$$

окружная скорость

$$V_y = \frac{dv}{dt} = \frac{d}{dt} F_2(\varphi_1 - \omega_H t).$$

Используя условие (10.94), записываем

$$V_y = -\frac{d}{dt} \int F_1(\varphi_1 - \omega_H t) d\varphi.$$

В нашем случае $\varphi = \varphi_1 - \omega_H t$, при этом $d\varphi = -\omega_H dt$. Заменяя $d\varphi$ на $-\omega_H dt$, получаем

$$V_y = \omega_H F_1(\varphi_1 - \omega_H t) = \omega_H \omega. \quad (10.97)$$

Пример.

$$\begin{aligned} V_z &= 2\omega_0 \omega_H \sin 2(\varphi_1 - \omega_H t), \\ V_y &= \omega_0 \omega_H \cos 2(\varphi_1 - \omega_H t). \end{aligned}$$

Окружная скорость точки равна произведению ее радиального перемещения на угловую скорость генератора.

В соответствии с принятыми условиями для точек А и В, совпадающих с большой и малой осями овала, $\omega_A = \omega_0$ и $\omega_B = -K\omega_0$, где K — постоянная, зависящая от формы овала (для примера $K = 1$).

При этом

$$V_{zA} = V_{zB} = \frac{d\omega}{dt} = 0 \quad (\text{по условию максимума и минимума в этих точках}); \quad (10.98)$$

$$V_{yA} = \omega_0 \omega_H; \quad V_{yB} = -K\omega_0 \omega_H. \quad (10.99)$$

V_{yA} не зависит от формы деформирования и направлена в сторону вращения генератора; V_{yB} зависит от формы деформирования и направлена против вращения генератора.

Точки A и B движутся в противоположных направлениях. В промежуток AB существует некоторая точка E , для которой $V_{yE} = 0$, а V_{zE} имеет максимум. Положение точки E зависит от формы деформирования (обычно близко к 45°). Векторы скоростей изображены на рис. 10.56.

В нашем примере точка E расположена под углом 45° , ее скорость $V_{zE} = 2\omega_0\omega_H$, а $V_{yE} = 0$.

Для фрикционной передачи имеют значение только скорости в точках A и A' . Они равны. Скорость V_{yA} гибкого колеса будет одновременно и окружной скоростью жесткого колеса (без учета проскальзывания).

Точка контакта гибкого и жесткого колес перемещается вместе с генератором и остается в вершине бегущей волны деформирования. При этом окружная скорость ведомого звена (жесткого или гибкого колеса) остается постоянной $V_{yA} = \omega_0\omega_H = \text{const}$. Постоянным будет и передаточное отношение. В этом проявляется весьма остроумное использование принципа деформирования для преобразования движения в волновых передачах. Аналогия волновой передачи с простейшей моделью по рис. 10.55 состоит в том, что в обоих случаях (деформирования гибкой ленты и гибкого колеса) поперечные или радиальные перемещения сопровождаются продольными или окружными перемещениями. Именно с окружными перемещениями связаны окружные скорости точек гибкого колеса ($V_y = dv/dt$), которые посредством контакта сообщаются жесткому колесу.

Передаточное отношение фрикционной передачи

На основе анализа скоростей можно получить зависимость для передаточных отношений.

Угловая скорость колеса C

$$\omega_C = \frac{2V_{yA}}{d_C} = \omega_H \frac{2\omega_0}{d_C}.$$

Передаточное отношение от генератора H к колесу C при неподвижном колесе F

$$i_{HC}^F = \frac{\omega_H}{\omega_C} = \frac{d_C}{2\omega_0} = \frac{d_C}{d_C - d_F}. \quad (10.100)$$

Не трудно доказать, что при неподвижном колесе C и вращающемся колесе F

$$i_{HF}^C = \frac{\omega_H}{\omega_F} = -\frac{d_F}{2\omega_0} = -\frac{d_F}{d_C - d_F}. \quad (10.101)$$

В этих формулах за d_F принят диаметр срединной поверхности гибкого колеса. Следовательно, они не учитывают влияния толщины

гибкого колеса. Это влияние проявляется через поворот нормали к срединной поверхности — рис. 10.58. По чертежу суммарный угол поворота нормали

$$\theta = \theta_1 - \theta_2; \quad \theta_1 = \frac{v}{r}; \quad \theta_2 = \frac{dw}{a_1 b_1} \approx \frac{dw}{r d\varphi}$$

или

$$\theta = \frac{1}{r} \left(v - \frac{dw}{d\varphi} \right). \quad (10.102)$$

Вследствие поворота нормали точки, расположенные на внешней поверхности цилиндра, получают дополнительную окружную скорость. Полная скорость этих точек

$$V_{y\theta} = V_y + V_\theta, \quad (10.103)$$

$$V_\theta = e\omega_\theta, \quad (10.104)$$

$$\omega_\theta = \frac{d\theta}{dt} = \frac{1}{r} \left(\frac{dv}{dt} - \frac{d^2w}{d\varphi dt} \right) -$$

угловая скорость поворота сечения; (10.105)

$e = h/2$ — расстояние рассматриваемой точки до срединной поверхности; h — толщина цилиндра; r — радиус срединной поверхности.

Пример.

$$V_\theta = -\frac{3e}{r} \omega_0 \omega_H \cos 2(\varphi_1 - \omega_H t),$$

$$V_{y\theta} = \left(1 - \frac{3e}{r} \right) \omega_0 \omega_H \cos 2(\varphi_1 - \omega_H t).$$

Изменение окружной скорости приведет к поправке в формулах (10.100) и (10.101) для передаточных отношений. Эти поправки невелики, так как e/r значительно меньше единицы (см. ниже).

Формулы (10.100) и (10.101) для передаточных отношений можно получить и другими методами, не прибегая к вышеизложенному анализу кинематики гибкого колеса *. Например, можно воспользоваться методом обращенного механизма (метод Виллеса), который широко используется при исследовании планетарных передач [25]. Можно также найти передаточное отношение на основе следующих соображений.

Точка контакта колес перемещается вместе с генератором. При неподвижном жестком колесе (вариант II, рис. 10.53) за один оборот генератора путь точки контакта равен πd_C , а длина окружности гибкого колеса равна πd_F . С учетом формулы (10.91)

$$\pi d_C - \pi d_F = \pi 2w_0.$$

* Недостатком всех других методов является то, что они не раскрывают принципа преобразования движения за счет деформирования гибкого звена механизма.

По условию отсутствия скольжения пути точки контакта по жесткому и гибкому колесам должны быть равны. Для этого одно из колес должно повернуться на некоторый угол φ .

При неподвижном жестком колесе гибкое колесо повернется в сторону, обратную вращению генератора, на угол

$$\varphi_F = -\pi (d_C - d_F)/d_F/2.$$

При неподвижном гибком колесе жесткое колесо повернется в сторону вращения генератора на угол

$$\varphi_C = \pi (d_C - d_F)/d_C/2.$$

Переходя к передаточным отношениям получаем прежние зависимости (10.100) и (10.101):

$$i_{HF}^C = \frac{\omega_H}{\omega_F} = \frac{\varphi_H}{\varphi_F} = -\frac{2\pi \cdot d_F}{2\pi (d_C - d_F)} = -\frac{d_F}{d_C - d_F} = -\frac{d_F}{2\omega_0},$$

$$i_{HC}^F = \varphi_H/\varphi_C = d_C/(d_C - d_F) = d_C/2\omega_0.$$

В простой передаче передаточное отношение равно отношению диаметров колес, а в волновой — отношению диаметра ведомого колеса к разности диаметров. Очевидно, что разность диаметров можно выполнить малой, а передаточное отношение большим (см. ниже). Отметим также, что передаточное отношение не зависит от формы деформирования гибкого колеса, а зависит только от разности диаметров колес или от величины ω_0 .

Передаточное отношение и число зубьев зубчатой передачи

По своей схеме зубчатая передача подобна фрикционной — см. рис. 10.53. Только здесь жесткое колесо имеет внутреннее, а гибкое — наружные зубья (рис. 10.59).

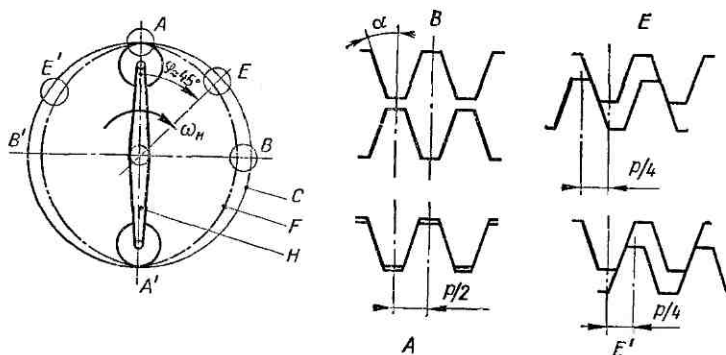


Рис. 10.59

Гибкое колесо деформируют так, что в точках B между вершинами зубьев образуется радиальный зазор, а в точках A зубья зацепляются на полную рабочую высоту, в точках E зацепление промежуточное.

Ясно, что для зацепления необходимо равенство модулей зубьев обоих колес.

Передачное отношение — положим, что в формулах (10.100) и (10.101) d_F и d_C — диаметры делительных окружностей

$$\left. \begin{aligned} d_F &= m z_F, \\ d_C &= m z_C. \end{aligned} \right\} \quad (10.106)$$

При этом

$$\left. \begin{aligned} i_{HC}^F &= \frac{d_C}{d_C - d_F} = \frac{z_C}{z_C - z_F}, \\ i_{HF}^C &= -\frac{d_F}{d_C - d_F} = -\frac{z_F}{z_C - z_F}. \end{aligned} \right\} \quad (10.107)$$

Число зубьев — на рис. 10.59 изображены различные фазы зацепления зубьев. Здесь прямолинейный профиль принят условно, в целях простоты рассуждений. При вращении генератора осуществляется относительный поворот колес F и C , при котором зубья колеса F должны переходить из одной впадины колеса в другую. Для этого и необходимо расцепление зубьев в точке B . За четверть оборота генератора зубья переходят из положения B в положение A . В окружном направлении они смещаются на полшага. При неподвижном колесе C на полшага поворачивается колесо F . За полный оборот генератора — на два шага. Это может быть, если разность $z_C - z_F = 2$ или равна числу волн генератора u .

В общем случае

$$z_C - z_F = K_z u, \quad (10.108)$$

где $K_z = 1, 2, 3, \dots$

Обычно $K_z = 1^*$, а $u = 2$ и тогда

$$\left. \begin{aligned} i_{HC}^F &= z_C/2, \\ i_{HF}^C &= -z_F/2. \end{aligned} \right\} \quad (10.109)$$

Зубья, на которые набегаёт генератор (верхняя правая и нижняя левая четверти окружности — рис. 10.59), входят в зацепление. Зубья, от которых убегает генератор (верхняя левая и нижняя правая четверти окружности), выходят из зацепления. При входе в зацепление зубья (E) совершают рабочий ход и соприкасаются одними сторонами, при выходе (E') — холостой ход и соприкасаются другими сторонами.

Рассмотренная схема движения зубьев позволяет понять, что волновая передача может обеспечить одновременное зацепление большого числа зубьев. Теоретически дуга зацепления может распространяться от B до A и от B' до A' . Или число зубьев в одновременном зацеплении составляет 50% от z_F или z_C . Например, при $i_{HF}^C = 100$, $z_F = 200$ или 100 зубьев в одновременном зацеплении вместо $1 \div 2$ в простых передачах. Это одно из основных преимуществ волновых зубчатых

* Применение $K_z > 1$ целесообразно при малых i . Например, при $i < 60$.

передач. Оно обеспечивает им высокую нагрузочную способность при малых габаритах.

Практически число одновременно зацепляющихся зубьев или размер дуги зацепления зависит от формы и величины деформирования гибкого колеса, от формы профиля зубьев и пр. (см. ниже).

Особенности преобразования движения в зубчатой передаче

У фрикционных передач контакт колес F и C осуществляется только в точках A и A' — см. рис. 10.56. При этом используются только окружные скорости V_y , так как в точках A и A' радиальные скорости V_z равны нулю (см. выше). В зубчатых передачах колеса F и C взаимодействуют через зубья. Контакт зубьев распространяется на участки, где обе скорости V_y и V_z не равны нулю. Со скоростью V_z связана специфика преобразования движения в зубчатой передаче.

На рис. 10.60 изображены зубья гибкого F и жесткого C колес. Там же показаны векторы скоростей зубьев в точке контакта на окружности r_Φ : окружная V_{y0} и радиальная V_z гибкого колеса, окружная V_C жесткого колеса. Скорости V_{y0} и V_z определяются по формулам (10.103), (10.96), (10.97). Скорость V_C зависит от передаточного отношения, которое однозначно определяется числом зубьев колес [формула (10.107)]

$$V_C = \omega_H \frac{r_\Phi}{i_{HC}^F}. \quad (10.110)$$

Скорость V_{y0} сообщается зубу колеса C как скорость переносного движения без скольжения, а скорость V_z как скорость относительного движения преобразуется в окружную скорость V_{yz} по принципу наклонной плоскости со скольжением (клиновой эффект)

$$V_{yz} = V_z \operatorname{tg} \alpha_y, \quad (10.111)$$

где α_y — угол профиля зуба колеса C в точке контакта.

Очевидно, что

$$V_{y0} + V_{yz} = V_C. \quad (10.112)$$

П р и м е ч а н и е. Формула (10.112) не противоречит основному закону зацепления, требующему равенства проекций скоростей зубьев на общую нормаль NN в точке контакта. В нашем случае

$$V_{y0} \cos \alpha_y + V_z \sin \alpha_y = V_C \cos \alpha_y,$$

разделив на $\cos \alpha_y$, получим формулу (10.112).

Исследования показывают, что зацепление зубьев волновой передачи может существовать даже при условии нарушения равенства (10.112). Объясняется это тем, что дополнительное деформирование системы под нагрузкой сопровождается дополнительными перемеще-

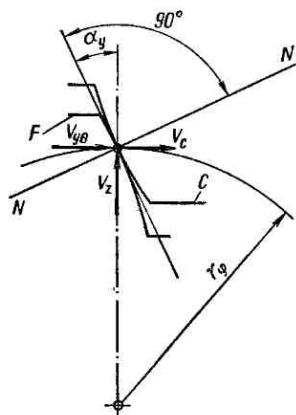


Рис. 10.60

ниями и дополнительной окружной скоростью. Назовем эту скорость окружной скоростью деформирования и обозначим V_d . При этом получим

$$V_{y\theta} + V_{yz} + V_d = V_c. \quad (10.113)$$

Скорость V_d является как бы компенсатором в условии равенства скоростей. Она может быть как положительной, так и отрицательной. V_d имеет место только тогда, когда передача находится под нагрузкой. Компенсация неравенства скоростей за счет деформирования под нагрузкой связана с дополнительными напряжениями в гибком колесе. Ее можно использовать только в сравнительно небольших пределах, допускаемых условиями прочности гибкого колеса. Условие равенства скоростей используют для выбора параметров зацепления. Например, из формул (10.113) и (10.111), приняв $V_d = 0$, получим зависимость для определения угла профиля в любой точке контакта (при любом φ)

$$\operatorname{tg} \alpha_y = (V_c - V_{y\theta}) / V_z. \quad (10.114)$$

Ранее было показано, что величина и направление скоростей $V_{y\theta}$ и V_z изменяются в зависимости от угла φ (см. рис. 10.56).

Для нашего примера было получено

$$V_{y\theta} = \left(1 - \frac{3e}{r}\right) \omega_0 \omega_H \cos 2\varphi, \\ V_z = 2\omega_0 \omega_H \sin 2\varphi.$$

При $\varphi = 0$: $V_{y\theta}$ — максимум, $V_z = 0$. Относительного движения нет. Передача движения осуществляется без скольжения. Угол профиля зуба не имеет значения. Он может быть любым и в том числе равным нулю.

При $\varphi = 45^\circ$: $V_{y\theta} = 0$, V_z — максимум. Нет переносного движения. Движение передается только за счет клинового эффекта и сопровождается скольжением, угол α_y — по формуле (10.114). Для примера получим при $\varphi = 45^\circ$ $\alpha_y = 26^\circ 40'$.

При $45^\circ < \varphi < 90^\circ$: $V_{y\theta}$ становится отрицательной, V_z уменьшается от максимума до нуля, передача движения возможна только за счет клинового эффекта при больших углах α_y (при $\varphi \rightarrow 90^\circ$, $\alpha_y \rightarrow 90^\circ$).

В целях уменьшения износа зубьев и потерь на трение в зацеплении выгодно уменьшать использование клинового эффекта для передачи движения. С этой целью параметры зацепления следует выбирать так, чтобы зацепление осуществлялось в зоне малых углов φ (в зоне большой оси генератора). Например, можно задать форму деформирования гибкого колеса так, чтобы в зоне большой оси генератора существовала дуга постоянного радиуса с центром на оси генератора. Тогда в этой зоне $\omega = \omega_0 = \text{const}$, $V_{y\theta} = \text{const}$, $V_z = 0$, относительного движения зубьев не будет, зацепление будет подобно зубчатому соединению*. Недостатком такой передачи являются высокие напряжения в гибком колесе.

* М. Н. И в а н о в. Волновая передача с зацеплением на дугах постоянного радиуса. Известия вузов. «Машиностроение», № 11, 1968.

Относительное движение зубьев, выбор профиля и размеров зубьев

Предложено несколько специальных профилей зубьев для волновых передач. Преимущественное распространение в настоящее время получили эвольвентные зубья как наиболее технологичные и обеспечивающие удовлетворительное зацепление. При большом числе зубьев волновых передач (обычно $z > 100$) форма эвольвентного зуба близка к трапецидальному, изображенному на рис. 10.59.

При использовании распространенного двадцатиградусного исходного контура величину угла профиля α варьируют путем смещения инструмента при нарезании, приспособлявая его к интересам зацепления. Синтез зацепления выполняют на основе анализа относительного движения зубьев.

На рис. 10.56 изображена траектория движения точки срединной поверхности гибкого колеса. Уравнения этой траектории можно использовать для построения графика относительного движения зубьев в процессе зацепления.

На рис. 10.61 изображено взаимное положение зубьев на малой оси овала деформирования в момент времени $t = 0$ при $K_z = 1$. Штриховой линией изображено положение зуба колеса F до деформирования. Здесь r — радиус срединной поверхности; ось z совпадает с осями симметрии зубьев; r_{aF} , r_{aC} — радиусы окружностей вершин зубьев; r_{fF} , r_{fC} — радиусы окружностей впадин.

Положение зуба колеса C в осях координат $z - y$ определяем по двум точкам, взятым на оси симметрии и соответствующим окружностям вершин и впадин. Координаты по оси z

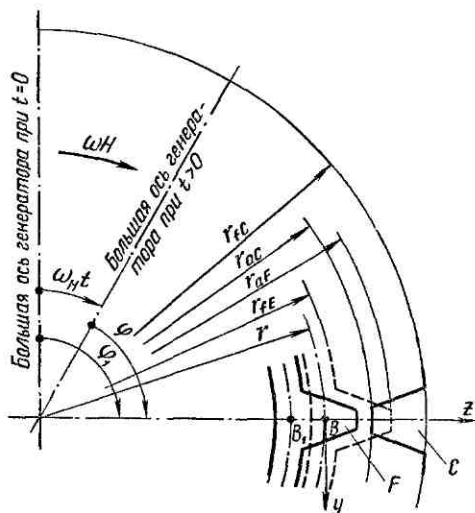


Рис. 10.61

$$\left. \begin{aligned}
 w_{aC} &= r_{aC} \cos \frac{2\pi}{z_C} \psi - r, \\
 w_{fC} &= r_{fC} \cos \frac{2\pi}{z_C} \psi - r, \\
 v_{aC} &= -r_{aC} \frac{2\pi}{z_C} \psi, \\
 v_{fC} &= -r_{fC} \frac{2\pi}{z_C} \psi,
 \end{aligned} \right\} \quad (10.115)$$

по оси y

где ψ — коэффициент, зависящий от K_z :

K_z	1	2	3	4
ψ	0	$1/2$	$3/2$	2

Положение зуба колеса F будет изменяться при повороте генератора. Положения этого зуба определяем по координатам двух его точек, взятых на оси симметрии и соответствующих окружностям вершин и впадин. Текущее положение большой оси генератора (при $t > 0$) определяем углом

$$\varphi = \varphi_1 - \omega_H t = \frac{\pi}{2} - \omega_H t. \quad (10.116)$$

При этом координаты по оси z

$$\left. \begin{aligned} \omega_{aF} &= (r_{aF} + w) \cos \varphi_C - r, \\ \omega_{fF} &= (r_{fF} + w) \cos \varphi_C - r; \end{aligned} \right\} \quad (10.117)$$

по оси y

$$\left. \begin{aligned} v_{aF} &= v + (r_{aF} - r) \theta - (r_{aF} + w) \varphi_C, \\ v_{fF} &= v + (r_{fF} - r) \theta - (r_{fF} + w) \varphi_C. \end{aligned} \right\} \quad (10.118)$$

В формулах (10.118) вторые члены учитывают поворот нормали на угол θ , третьи члены — относительный поворот колес на угол *

$$\varphi_C = \frac{\omega_H t}{i_{HC}^F} = \frac{\pi/2 - \varphi}{i_{HC}^F}. \quad (10.119)$$

Определение w , v и θ было рассмотрено ранее. Расчет координат следует выполнять с точностью до пятого знака после запятой, а построение графика взаимного положения зубьев — в масштабе увеличения, например 100 : 1. Пример графика изображен на рис. 10.62. На графике две штриховые линии изображают траектории точек a_F и f_F , соответствующих окружностям вершин и впадин зубьев гибкого колеса. Между ними проведены линии осей симметрии зуба. На каждой из этих осей строят профиль зуба, например, через каждые 10° угла φ . Траектории на дуге выхода из зацепления располагаются симметрично. График позволяет отметить, что при эвольвентном профиле зубьев без учета деформации зубьев под нагрузкой в одновременном зацеплении находится лишь небольшая часть зубьев в зоне большой оси генератора ($\varphi = 0$). На остальной части траектории между зубьями существует зазор j . При сравнительно высокой податливости гибкого колеса небольшие зазоры под нагрузкой устраняются. В зацепление вступает большое число зубьев. Практически можно получить до 50% зубьев в одновременном зацеплении. Деформирование под нагрузкой

* В целях удобства построения графика (рис. 10.62) мы оставляем зуб колеса C неподвижным, а его угловое перемещение приписываем зубу гибкого колеса F .

сопровождается дополнительными напряжениями в гибком колесе. Поэтому большие зазоры j нежелательны. Не трудно установить, что величины j равны расстояниям между траекторией точки a_F и секущей

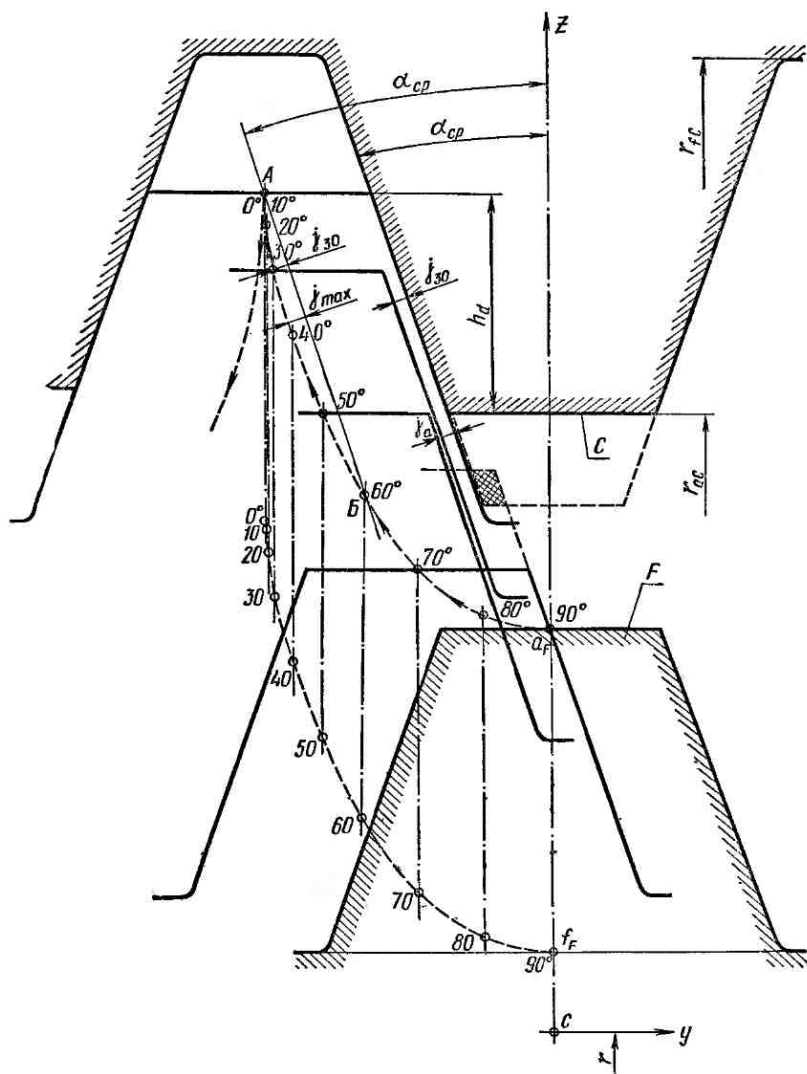


Рис. 10.62

прямой AB , проведенной из точки $\varphi = 0$ параллельно линии профиля зуба колеса C .

Ниже точки *Б* секущая располагается левее траектории — здесь вместо зазора образуется натяг или интерференция зубьев при входе в зацепление. Интерференция не допускается. Кроме угла α , положе-

ние начала интерференции зависит от высоты зубьев. Например, при высоте зубьев, изображенных на рис. 10.62 контурными линиями, интерференции нет. При увеличенной высоте зубьев (штрихпунктирные линии) наблюдается интерференция (пересечения головок зубьев заштрихованы). Величина зазоров j и положение точки интерференции B зависят также от формы траектории, которая в свою очередь зависит от формы деформирования гибкого колеса (см. ниже).

График (см. рис. 10.62) используют для выбора основных параметров зацепления: угла α , высоты зубьев, формы и величины деформирования и пр. Например, вначале построения графика, когда профиль зуба еще не определен, вычерчивают траектории, и задаваясь величиной $j_{\max}$, проводят секущую AB . Полученный угол $\alpha_{\text{ср}}$ приближенно принимают за средний угол профиля зуба колеса C . По углу $\alpha_{\text{ср}}$ определяют величину смещения инструмента при нарезании зубьев.

При выборе величины $\alpha_{\text{ср}}$ учитывают следующее:

1. Зазор j_a при входе в зацепление должен быть достаточным для того, чтобы обеспечить отсутствие интерференции вершин под нагрузкой и без нагрузки (рекомендуют $j_a \geq 0,06 mK_z$).

2. Глубина захода зубьев h_d или высота зубьев должна гаран-

тировать сохранение зацепления при деформировании звеньев передачи (гибкого колеса, генератора, жесткого колеса и др.) под максимальной нагрузкой (рекомендуют $h_d \geq m$).

3. Расположение зоны зацепления должно предусматривать уменьшение значения клинового эффекта в передаче движения — см. выше.

Практические рекомендации по расчету параметров зацепления с помощью графиков см. [12].

Зная координаты зубьев, не трудно определить зазоры между ними аналитически. По рис. 10.63 зазор у вершины зуба гибкого колеса в некоторой фазе зацепления, соответствующий углу φ ,

$$j_{aF} = \left(|v_{aF}| - \frac{s_{aF} + s_{\varphi C}}{2} \right) \cos \alpha_{\text{ср}}. \quad (10.120)$$

Толщины зубьев s_{aF} и $s_{\varphi C}$ определяют по известным формулам — см. курс теории механизмов и машин.

Зазоров в зацеплении не будет, даже без нагрузки, если профиль зубьев жесткого колеса выполнить по форме, эквидистантной форме траектории точки a_F (см. рис. 10.62), а профиль зуба гибкого колеса — сопряженным к профилю зуба жесткого колеса. При этом зуб колеса C должен быть выпуклым. Известно, что внутренние эвольвентные зубья имеют вогнутый профиль. Следовательно, эвольвентные зубья не могут обеспечить беззазорное зацепление большого числа зубьев без дополнительного деформирования под нагрузкой.

Форма и величина деформирования гибкого колеса

Волновая передача может быть работоспособной при различных формах и величинах деформирования гибкого колеса. Здесь нет однозначного решения. Исследователями предложены формы: по $\cos 2\varphi$, по эллипсу, с эвольвентными участками, с участками, очерченными по дугам окружности, по форме кольца, деформированного системой сосредоточенных сил, и пр. Критерием для оценки различных вариантов служат нагрузочная способность, к. п. д., долговечность.

Наибольшее распространение получили формы: по $\cos 2\varphi$, по форме кольца, деформированного двумя и четырьмя сосредоточенными силами, и по дугам окружности в районе большой оси генератора — рис. 10.64.

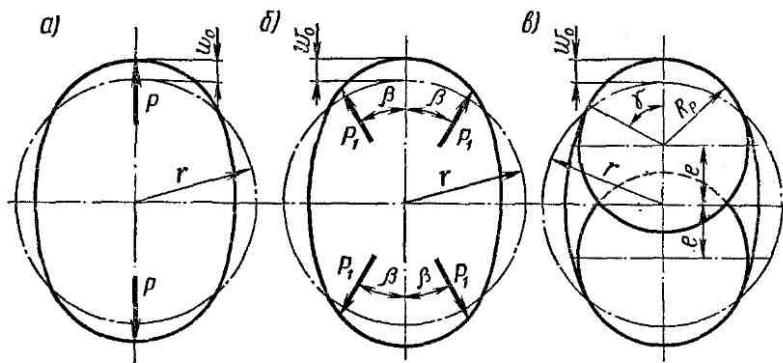


Рис. 10.64

Форма по рис. 10.64, а осуществляется генератором с двумя роликами; по рис. 10.64, б — четырехроликовым генератором; по рис. 10.64, в — дисковым генератором (два больших ролика). Любая из форм может быть получена также при кулачковом генераторе — рис. 10.65. Кулачок генератора H выполняют по форме деформирования гибкого колеса. Для уменьшения трения между кулачком и гибким колесом располагают тела качения (гибкий подшипник). Кулачковый генератор лучше других сохраняет заданную форму деформирования под нагрузкой и поэтому считается предпочтительным. Подробнее о конструкции генераторов см. [12]. Две сосредоточенные силы дают однозначную форму. При четырех силах форма изменяется в зависимости от величины угла β , это позволяет приспосабливать ее к интересам зацепления. Поэтому форма четырех сил является предпочтительной. При $\beta \rightarrow 0$ эта форма переходит в форму двух сил. При увеличении β она приближается к форме дуги постоянного радиуса (см. стр. 248), что выгодно с позиций качества зацепления (увеличивается число зубьев в зацеплении при одновременном уменьшении роли клинового эффекта). При $\beta = 45^\circ$ двухволновая форма переходит в четырехволновую. При $\beta = 39 \div 40^\circ$ форма неустойчива.

Уравнения, описывающие формы деформирования, см. [12].

Напряжения в гибком колесе изменяются в зависимости от β . На рис. 10.66 показаны значения коэффициентов C_σ максимальных окружных напряжений изгиба в месте приложения сил. Напряжения имеют минимум при $\beta = 25^\circ$. Здесь они примерно на 50% меньше, чем при $\beta = 0$. За пределами 35° напряжения резко возрастают. Учитывая величину напряжений и качество зацепления, рекомендуют $\beta = 25 \div 35^\circ$. Для формы по $\cos 2\varphi$ напряжения близки к напряжениям при $\beta \approx 23^\circ$. При дисковом генераторе напряжения существенно увеличиваются с увеличением угла охвата γ — см. рис. 10.64, в.

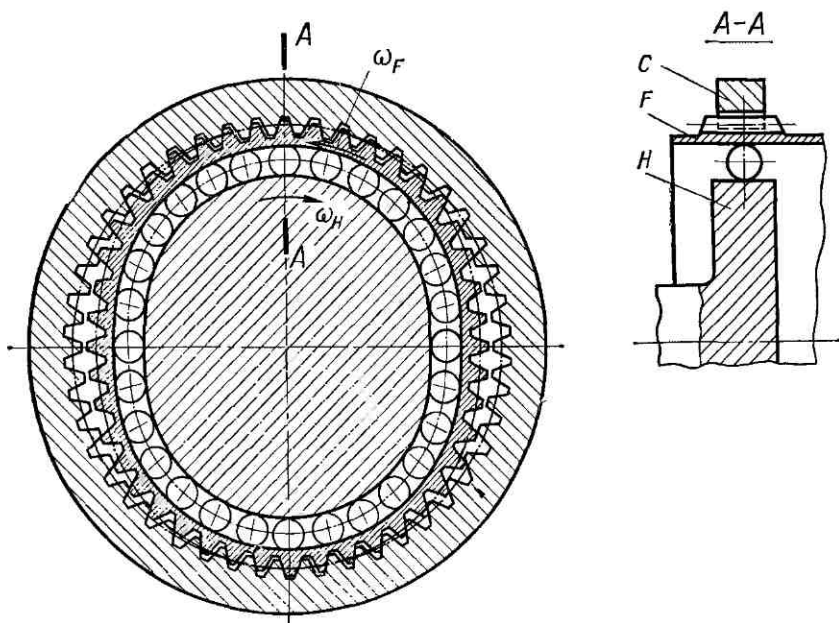


Рис. 10.65

Величину деформирования ω_0 можно определить из условия равенства окружных скоростей [формула (10.113)] при некотором значении φ . Рационально применить это условие в зоне большой оси генератора ($\varphi = 0$), так как здесь максимальна глубина захода зубьев и минимальна роль клинового эффекта.

Без учета скоростей V_θ и V_d величину ω_0 можно найти из равенства (10.101). Например, при $K_z = 1$, приравняв выражения (10.101) и (10.109), получим $d_F/2\omega_0 = z_F/2$ или $\omega_0 = d_F/z_F = m$. В общем случае

$$\omega_0/(K_z m) = 1. \quad (10.121)$$

Учет V_θ приводит к небольшому увеличению ω_0 — см. [12]. При этом получают

$$\omega_0/(K_z m) \approx (1,03 \div 1,08). \quad (10.122)$$

На практике встречаются передачи, у которых $\omega_0/K_z m = (0,8 \div 1,3)$.

На рис. 10.67 изображены формы траекторий при различных величинах $\omega_0/(K_z m)$. Применив к этим траекториям методику по

рис. 10.62, отметим, что при $\omega_0/(K_z m) < 1$ зона зацепления сдвигается от большой оси по ходу вращения генератора. В зоне большой оси между зубьями (без нагрузки) наблюдаются зазоры. Качество зацепления ухудшается, так как возрастает роль клинового эффекта. Применение $\omega_0/(K_z m) < 1$ может быть оправдано только при малых передаточных отношениях в целях снижения напряжений в гибком колесе. При $\omega_0/(K_z m) > 1$ (точнее $> 1,03 \div 1,08$) зона зацепления сдвигается в сторону большой оси генератора и даже переходит ее. Окружные скорости V_y превышают значения, получаемые по передаточному отношению. Избыточные скорости компенсируются за счет дополнительного деформирования гибкого колеса, генератора и жесткого колеса, т. е. за счет дополнительных напряжений системы. Такое зацепление может быть оправдано при

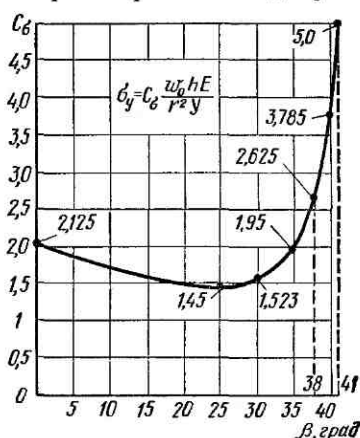


Рис. 10.66

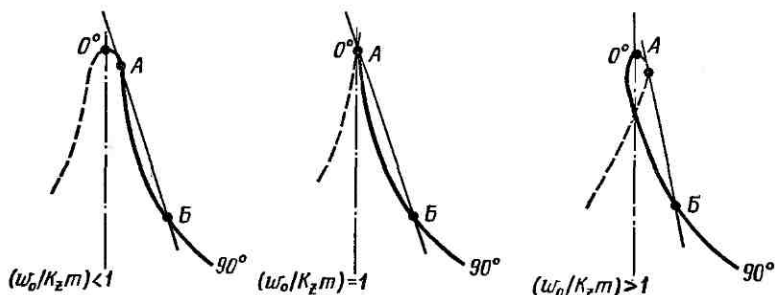


Рис. 10.67

больших передаточных отношениях (малых напряжениях) в целях увеличения глубины захода h_d и уменьшения роли клинового эффекта.

К. п. д. передачи

Исследованиями установлено, что основными составляющими потерь волновой передачи являются потери в зубчатом зацеплении и генераторе. Несмотря на значительную нагрузку зацепления, обусловленную большими передаточными отношениями, реализуемыми в одной ступени волновой передачи, потери здесь сравнительно не велики, так как не велики скорости скольжения.

Значительная доля потерь приходится на генератор как элемент конструкции, вращающийся с высокой скоростью входного звена и воспринимающий большие нагрузки выходного звена.

Так же как и в простых передачах, к. п. д. растет с увеличением нагрузки и уменьшается с увеличением передаточного отношения. Замечено, что к. п. д. имеет максимум при некоторой величине нагрузки. Положение максимума зависит от жесткости звеньев передачи. При увеличении жесткости максимум сдвигается в сторону больших нагрузок, так как дополнительное деформирование под нагрузкой искажает принятую форму звеньев, а следовательно, и качество зацепления.

Для приближенной оценки максимального значения к. п. д. скло-вых передач с кулачковым генератором предложена формула:

$$\eta = \frac{1}{\left(1 + 0,84f_1 \frac{1}{\cos^2 \alpha_{cp}}\right) \left(1 + f_2 \frac{2R_k}{d_c} u \operatorname{tg} \alpha_{cp}\right)}, \quad (10.123)$$

где R_k — радиус дорожки качения внутреннего кольца гибкого подшипника генератора; $f_1 \approx 0,025 \div 0,04$ — условный коэффициент трения в зацеплении; $f_2 \approx 0,0045 \div 0,006$ — условный коэффициент трения в гибком подшипнике.

Практически величина к. п. д. при $i \approx 80 \div 250$ располагается в пределах $0,8 \div 0,9$.

Критерии работоспособности и расчета

На практике установлено, что основными критериями работоспособности волновых передач являются: прочность гибкого колеса; прочность подшипников генератора; жесткость генератора и жесткого колеса; износ зубьев.

Первые два критерия не требуют дополнительных пояснений.

Чрезмерное деформирование генератора и жесткого колеса приводит к интерференции зубьев при входе в зацепление или к вращению (проскакиванию) генератора при неподвижном выходном вале.

Износ зубьев при правильно выбранной геометрии зацепления, удовлетворительной смазке и напряжениях смятия на зубьях, не превышающих допусковые (см. ниже), незначителен и практически не ограничивает срок службы передачи.

Расчет гибкого колеса

Одним из показателей нагруженности передачи является величина условных напряжений смятия на рабочих поверхностях зубьев. По этому показателю рассчитывают диаметр гибкого колеса как основной габаритный размер передачи. Расчетная схема изображена на рис. 10.68.

При расчете полагают, что зубья соприкасаются как плоские поверхности по всей глубине захода h_d , а нагрузка распределяется между ними пропорционально этой глубине. Кроме того, глубина захода изменяется линейно от нуля до максимума. Неточности такого расчета

компенсируют при выборе допустимых напряжений. С помощью рис. 10.68 нетрудно получить зависимость

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{z_p b_w h_d/2},$$

где $F_t = 2T_2/d$ — окружная сила; T_2 — крутящий момент на выходном валу; d — диаметр делительной окружности ведомого колеса; $h_d = K_h m$ — максимальная глубина захода зубьев; K_h — коэффициент глубины захода; $z_p = K_{z_p} z$ — рабочее число зубьев; K_{z_p} — коэффициент рабочего числа зубьев; b_w — рабочая ширина зубчатого венца.

После подстановки, выражая m через d/z , получаем

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4T_2}{K_h K_{z_p} b_w d^2} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (10.124)$$

При средних значениях $K_h \approx 1,5$ и $K_{z_p} \approx 0,25$

$$\sigma_{\text{см}} \approx 10T_2/(b_w d^2).$$

Обозначив $\psi_{bd} = b_w/d$, получим

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{10T_2}{[\sigma_{\text{см}}] \psi_{bd}}}. \quad (10.125)$$

Рекомендуют:

1) $\psi_{bd} = 0,08 \div 0,2$ — для силовых передач;

$\psi_{bd} = 0,03 \div 0,08$ — для кинематических передач.

Назначать $\psi_{bd} > 0,2$ не рационально, так как в волновой передаче имеет место некоторый перекося зубьев, связанный с деформированием гибкого цилиндра;

2) $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \div 300$ кгс/см² — для стальных термически обработанных (улучшение $\approx$ НВ300) зубчатых колес, при длительной работе с удовлетворительной смазкой;

$[\sigma_{\text{см}}] \leq 1000$ кгс/см² — при кратковременных перегрузках и циклических режимах с небольшой продолжительностью максимальных нагрузок; для тихоходных передач (например, для второй ступени двухступенчатой волновой передачи);

$[\sigma_{\text{см}}] \leq 50 \div 80$ кгс/см² — для стальных колес при недостаточной смазке и для пластмассовых колес.

Определив d , рассчитывают остальные параметры зубчатых венцов (m , z , d_a , d_f , x и пр.) и разрабатывают конструкцию гибкого колеса — рис. 10.69. Все конструктивные размеры выбирают по рекомендациям [12]. Исследованиями напряженного состояния гибкого колеса как цилиндрической оболочки установлено, что жесткое (в осевом направлении) соединение гибкого колеса с валом или корпусом (исполнение III) нерационально. При таком соединении жесткость цилиндра значительно возрастет, в зоне соединения образуются большие растягивающие напряжения.

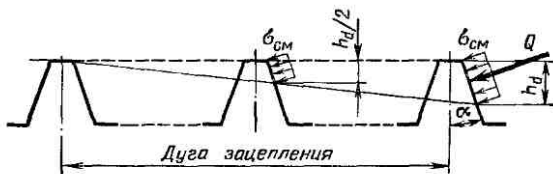


Рис. 10.68

Рекомендуют соединения с помощью гибкого дна (исполнение I) или зубчатое (исполнение II). То или другое из них выбирают по конструктивным или технологическим соображениям. При этих соединениях решающими напряжениями являются напряжения в зоне зуб-

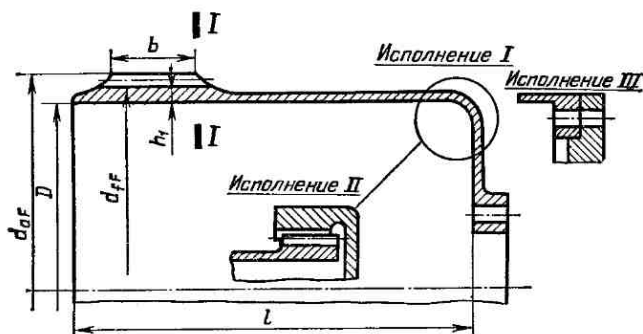


Рис. 10.69

чатого венца (сечение I — II) : 1) напряжения изгиба σ_y в окружном направлении, связанные с деформированием цилиндра по заданной форме; 2) напряжения сдвига $\tau_{кр}$ от крутящего момента T_2 нагрузки.

Используя теорию гладких цилиндрических оболочек и вводя поправки на влияние зубьев (коэффициент Y) и изменение формы деформирования под нагрузкой (коэффициент K_n), можно записать

$$\sigma_y = \frac{K_n}{Y} \cdot \frac{Eh}{2r^2} \left(\frac{d^2 w}{d\varphi^2} + w \right), \quad (10.126)$$

где $K_n \approx 1,1 \div 1,3$ — большие значения для высоконагруженных передач; $Y \approx 0,4 \div 0,7$ — зависит от соотношения ширины зуба и впадины, высоты зуба и толщины гибкого колеса (h_1).

$$\tau_{кр} = \frac{T_2}{K_{кр} 2\pi h r^2}, \quad (10.127)$$

где $K_{кр} \approx 0,2$ — учитывает, что в сечении I—I напряжения кручения распределены неравномерно.*

Применение этих общих расчетных зависимостей для практических расчетов

см. [12]. Здесь отметим, что запас усталостной прочности n в функции h/r (рис. 10.70) имеет максимум в районе $h/r \approx 0,01 \div 0,02$. Наличие максимума n служит основанием для рекомендаций при выборе h [12].

Материалом для гибких колес обычно служат широко распространенные конструкционные стали типа 40Х, 30 ХГСА, 30 ХМА, 40ХНМА при $HV \geq 300$, $\sigma_{-1} \geq 40$ кгс/мм² (подробнее см. [12]).

* Этот вопрос нуждается в дополнительных исследованиях.

В настоящее время разработано большое число разновидностей волновых передач: с плоскими колесами (рис. 10.71), винтовые (рис. 10.72), герметичные (рис. 10.73), с электромагнитным генератором (рис. 10.74), с гидравлическими генераторами и др.

Передача с плоскими колесами позволяет значительно сократить габариты в осевом направлении. Герметичная передача передает движение через герметичную стенку, разделяющую пространства *A* и *Б* (рис. 10.73). Глухой гибкий стакан с гибким фланцем герметично закрепляют к стенке (например, приваривают). Зубчатый венец располагают в средней части стакана. Ни одна другая передача не может так просто решать эту задачу. Такая передача находит применение в химической, атомной, космической и других областях техники. Винтовая передача преобразует вращательное движение в поступательное. Ее

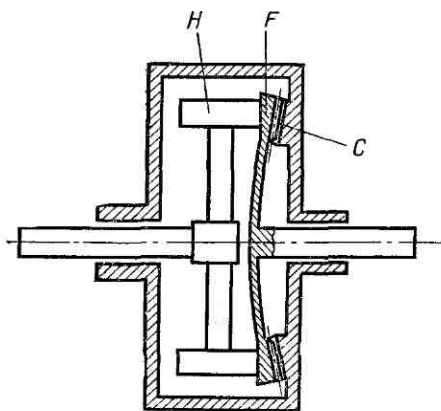


Рис. 10.71

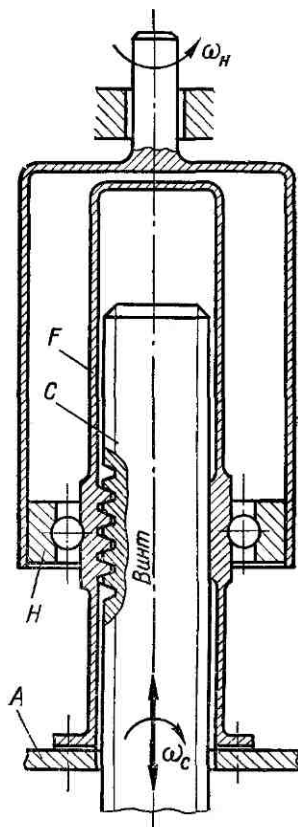


Рис. 10.72

применяют преимущественно в герметичном исполнении. Передача с электромагнитным генератором сочетает функции двигателя и передачи. Здесь волновое деформирование гибкого колеса осуществляется вращающимся электромагнитным полем. Неподвижный генератор имеет целый ряд электромагнитов (полюсов). С помощью специального устройства электромагниты включаются поочередно. Магнитный поток замыкается через гибкое колесо и деформирует его в соответствующих местах.

Основное достоинство этой передачи — весьма малая инерционность. Здесь вращается только гибкое колесо. Вращение медленное, а масса небольшая. Малая инерционность весьма существенна для следующих и других подобных систем.

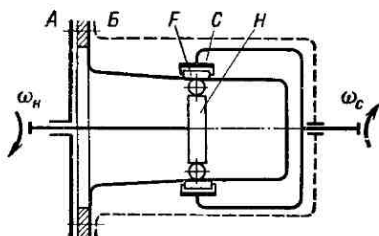


Рис. 10.73

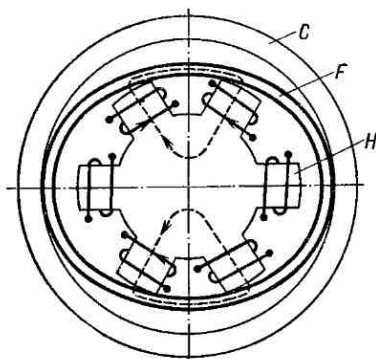


Рис. 10.74

Отрицательное свойство передачи — низкий к. п. д. (в известных конструкциях не более $6 \div 8\%$).

Оценка и применение

На основе изложенного можно отметить следующие основные положительные качества волновых передач.

1. Большое передаточное отношение. В одной ступени можно получить i до 350, а в специальных передачах до нескольких десятков и даже сотен тысяч.

2. Большое число зубьев в одновременном зацеплении. Например, при $i = 100$ одновременно зацепляются до $80 \div 100$ пар зубьев вместо $1 \div 2$ пары в обычных передачах. Как следствие этого, высокая нагрузочная способность при малых габаритах.

3. Сравнительно высокая кинематическая точность, как следствие осреднения ошибок при большом числе зацепляющихся зубьев.

4. Малые скорости скольжения в зацеплении. Поэтому малый износ и высокий к. п. д. (например, до 0,9 при $i = 100$).

5. Малые нагрузки на валы и опоры вследствие симметричности конструкции.

6. Возможность передачи движения в герметизированное пространство (через герметичную стенку).

7. Малая инерционность при специальном исполнении.

8. Подобно планетарной передаче она может быть использована не только как редуктор или мультипликатор, но и как дифференциальный механизм (можно складывать два движения в одно, или одно разделять на два).

Конструкции волновых передач не вызывают особых технологических трудностей при их изготовлении.

Применение волновых передач целесообразно во всех механизмах с большим передаточным отношением, а также в устройствах со специальными требованиями к герметичности, кинематической точности, инерционности и пр.

§ 15. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ МЕЖДУ ВАЛАМИ С ПЕРЕКРЕЩИВАЮЩИМИСЯ ОСЯМИ (ВИНТОВЫХ И ГИПОИДНЫХ) *

В этих передачах так же, как и в конических, оси валов располагаются под углом, но не пересекаются, а перекрещиваются, т. е. проходят на некотором расстоянии a друг от друга (рис. 10.75 и 10.76). Перекрестное расположение осей придает этим передачам некоторые особенности, которые используют на практике. Например, подшипники обоих валов можно располагать по обе стороны колеса; оба вала могут продолжаться в обе стороны от колеса, что позволяет передавать движение от одного ведущего вала нескольким ведомым.

Основным недостатком передач с перекрещивающимися осями является повышенное скольжение

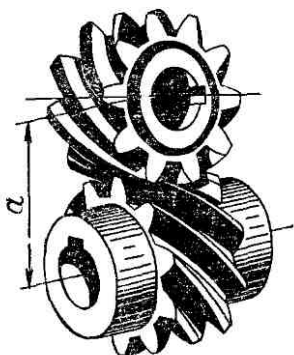


Рис. 10.75

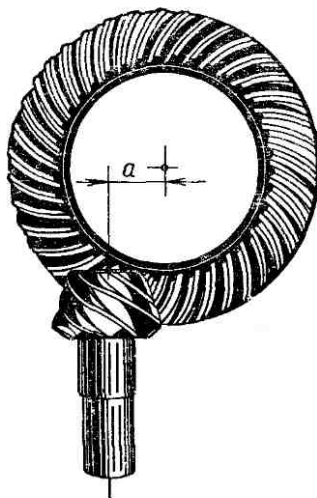


Рис. 10.76

в зацеплении и связанные с этим повышенный износ и склонность к заеданию.

Винтовые и гипоидные передачи применяют сравнительно редко. Поэтому в курсе деталей машин дается только общее понятие об этих передачах.

Винтовая передача (рис. 10.75) осуществляется цилиндрическими косозубыми колесами. При перекрестном расположении осей начальные цилиндры колес соприкасаются в точке, поэтому зубья имеют точечный контакт. Векторы окружных скоростей колес направлены под углом перекрещивания, поэтому в зацеплении имеется большое скольжение.

Точечный контакт и скольжение приводят к быстрому износу и заеданию, даже при сравнительно небольших нагрузках. Поэтому винтовые передачи применяются главным образом в кинематических

* К этой группе передач относятся также червячные передачи, которые имеют более широкое применение и поэтому рассматриваются отдельно.

цепях приборов. В силовых передачах их заменяют червячными передачами с многозаходными червяками. Во многих случаях такая замена целесообразна и в передачах приборов.

Прочностной расчет винтовых передач [1] выполняют по условным формулам, основанным на экспериментальных данных.

Гипоидная передача (рис. 10.76) осуществляется коническими колесами с косыми или криволинейными зубьями. Вершины конусов колес не совпадают. Угол перекрещивания осей чаще всего выполняется равным 90° .

В отличие от винтовых передач гипоидные могут быть выполнены с линейным контактом зубьев. Скорости скольжения в гипоидных передачах меньше, чем в винтовых. Поэтому они обладают повышенной нагрузочной способностью и даже большей, чем у простых конических передач.

На практике опасность заедания, связанная со скольжением, устраняется применением специальной противозадирной смазки (гипоидное масло) и термообработкой зубьев до высокой твердости, а также ограничением смещения осей a (см. рис. 10.76).

Недостатком гипоидных передач являются повышенные требования к точности изготовления и монтажа. В настоящее время гипоидные передачи применяют главным образом в автотракторном и текстильном машиностроении. Размещение карданного вала ниже оси ведущих колес автомобиля позволяет понизить центр тяжести автомобиля и тем самым повысить его устойчивость.

Применение гипоидной передачи в прядильных машинах позволяет передавать движение от одного вала многим десяткам веретен. Расчет гипоидных передач излагается в специальной литературе [1].

ГЛАВА 11 ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Червячная передача (рис. 11.1) относится к передачам зацепления с перекрещивающимися осями валов. Угол перекрещивания обычно равен 90° . Возможны и другие углы, отличные от 90° , однако такие передачи встречаются редко.

Движение в червячных передачах осуществляется по принципу винтовой пары. Винтом является червяк, а колесо подобно сектору, вырезанному из длинной гайки и изогнутому по окружности.

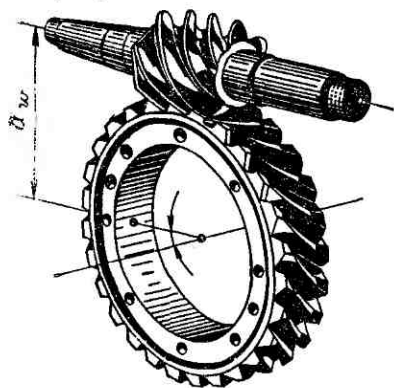


Рис. 11.1

§ 1. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ГЕОМЕТРИИ И СПОСОБАХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

В червячной передаче, так же как и в зубчатой, различают диаметры начальных и делительных цилиндров (рис. 11.2):

d_{w1} , d_{w2} — начальные диаметры червяка и колеса;

d_1 , d_2 — делительные диаметры червяка и колеса.

В передачах без смещения $d_{w1} = d_1$, $d_{w2} = d_2$. Точка касания начальных цилиндров является полюсом зацепления.

Существенное отличие червячной передачи от зубчатой заключается в том, что окружные скорости червяка и колеса не совпадают как

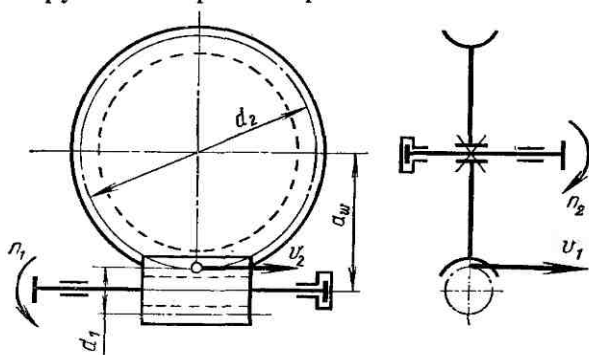


Рис. 11.2

по величине, так и по направлению. Они направлены друг к другу под углом перекрещивания.

Шаг p_x винтовой нарезки червяка (см. рис. 11.4) называется *шагом зацепления*, а отношение $m = p_x/\pi$ — *модулем зацепления* в осевом сечении червяка.

Такие же измерения имеет и нарезка червячного колеса. Резьба червяка может быть однозаходной или многозаходной. Число заходов червяка обозначают z_1 . На практике наиболее распространены $z_1 = 1$; 2 и 4. Число зубьев колеса обозначают z_2 .

Червяки

Червяки различают по следующим признакам: по форме поверхности, на которой образуется резьба — цилиндрические (рис. 11.3, а) и глобoidные (рис. 11.3, б)*; по форме профиля резьбы — с прямолинейным (рис. 11.4, а) и криволинейным (рис. 11.4, б) профилем в осевом сечении.

До настоящего времени на практике наиболее распространены цилиндрические червяки с прямолинейным профилем в осевом сечении. В торцевом сечении витки очерчены архимедовой спиралью, отсюда название — *архимедов червяк*. Архимедов червяк

* Глобoidные передачи рассматриваются отдельно (см. § 10, гл. 11).

подобен ходовому винту с трапецеидальной резьбой. Поэтому его можно нарезать на обычных токарных или резьбофрезерных станках.

Исследования показали, что работоспособность червячной передачи повышается с уменьшением шероховатости поверхности и повышением твердости резьбы червяка.

Для шлифования архимедовых червяков требуются специальные шлифовальные круги фасонного профиля, что затрудняет обработку и снижает точность изготовления. Поэтому архимедовы червяки

изготавливают в основном с нешлифованными витками. Для высокотвердых шлифуемых витков применяют конволютные и эвольвентные червяки.

Конволютные червяки имеют прямолинейный профиль в нормальном

к витку сечении и могут шлифоватьс я кругами с прямолинейными образующими на резьбошлифовальных станках.

Эвольвентные червяки имеют эвольвентный профиль в торцевом сечении и, следовательно, подобны косозубым эвольвентным колесам, у которых число зубьев равно числу заходов червяка. Основным преимуществом эвольвентных червяков является возможность шлифования витков плоской стороной круга. Однако малое число зубьев (заходов) и большой угол подъема γ не позволяют производить эту операцию на обычных зубошлифовальных станках. Для этого требуются специальные червячношлифовальные станки.

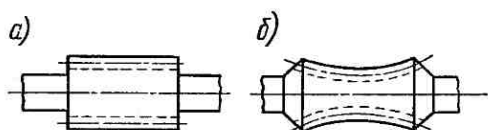


Рис. 11.3

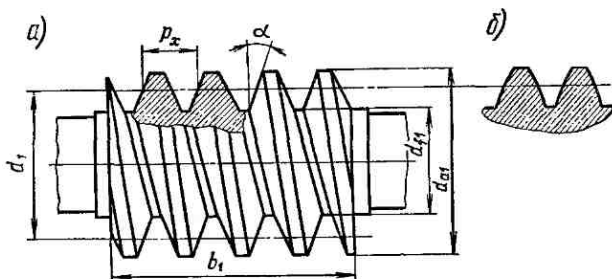


Рис. 11.4

Способ изготовления является решающим при выборе профиля нарезки червяка, так как при одинаковом качестве изготовления форма профиля мало влияет на работоспособность передачи. Выбор профиля нарезки червяка связан также с формой инструмента для нарезания червячного колеса.

Червячное колесо нарезается червячными фрезами. Червячная фреза для нарезки червячного колеса является копией червяка. Только фрезы имеют режущие кромки, а наружный диаметр больше на двойную величину радиального зазора в зацеплении. При нарезании заготовка колеса и фреза совершают такое же взаимное движение, какое

имеют червячное колесо и червяк в передаче. Такой метод нарезания колеса обуславливает необходимость введения стандарта на основные геометрические параметры червяка (α , m , q , z_1 , h_a^* , c^*) для того, чтобы иметь ограниченный ряд стандартного инструмента.

Ниже рассматриваются основные геометрические параметры для передач с архимедовым червяком (см. рис. 11.4), справедливые также и для передач с конволютным червяком: $\alpha = 20^\circ$ — профильный угол в осевом сечении; $m = p_x/\pi$ — осевой модуль; $q = d_1/m$ — коэффициент диаметра червяка, равный числу модулей в диаметре делительной окружности червяка; по стандарту связан с величиной m (см. табл. 11.1); $h_a^* = 1$ — коэффициент высоты головки; $c^* = 0,2$ — коэффициент радиального зазора.

Таблица 11.1

Значения m (мм) и q (из ГОСТ 2144—66)

m	2	2,5	3		4					5			6			
q	16	12	12	14	9	10	12	14	16	9	10	12	9	10	12	14

m	8				10			12		16	
q	8	9	10	12	8	10	12	8	10	8	9

Таблица 11.2

Длина нарезной части червяка

Коэффициент смещения x	Число заходов червяка z_1	
	1—2	4
0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2) m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2) m$
—0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2) m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2) m$
—1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1) m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1) m$
0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2) m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2) m$
1,5	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2) m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2) m$

Примечание. Для шлифуемых червяков по технологическим соображениям b_1 увеличивают при $m < 10$ мм на 25 мм; $m = 10 \div 16$ на 35 ÷ 40 мм.

Для того чтобы исключить слишком тонкие червяки, стандарт предусматривает увеличение q с уменьшением m . При тонком червяке увеличивается прогиб червячного вала, что нарушает правильность зацепления.

Угол подъема винтовой линии γ (см. рис. 1.3)

$$\operatorname{tg} \gamma = \pi m z_1 / (\pi d_1) = m z_1 / d_1 = z_1 / q. \quad (11.1)$$

Диаметры (см. рис. 11.4, а):

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= qm; \\ d_{a1} &= d_1 + 2m; \\ d_{f1} &= d_1 - 2,4m. \end{aligned} \right\} \quad (11.2)$$

Длину нарезанной части червяка b_1 определяют по условию использования одновременного зацепления наибольшего числа зубьев колеса (см. табл. 11.2).

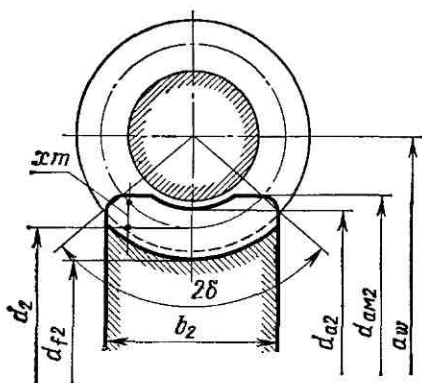


Рис. 11.5

Червячные колеса (рис. 11.5)

$$\left. \begin{aligned} d_2 &= mz_2; \\ d_{a2} &= d_2 + 2m; \\ d_{f2} &= d_2 - 2,4m; \\ a_w &= 0,5m(q + z_2). \end{aligned} \right\} \quad (11.3)$$

По условию неподрезания зубьев

$$z_2 \geq 28. \quad (11.4)$$

Размеры b_2 и d_{aM2} , соответствующие углу обхвата червяка колесом $2\delta \approx 2b_2/(d_{a1} - 0,5m)$, приведены в табл. 11.3.

Таблица 11.3

Наружный диаметр d_{aM2} и ширина колеса b_2

z_1	1	2	4
d_{aM2}	$\leq d_{a2} + 2m$	$\leq d_{a2} + 1,5m$	$\leq d_{a2} + m$
b_2	$\leq 0,75d_{a1}$		$\leq 0,67d_{a1}$

Червячные передачи со смещением

Для нарезания червячных колес со смещением и без смещения на практике используют один и тот же инструмент. Поэтому червяк (копия инструмента) всегда нарезают без смещения*.

Смещение выполняют в целях округления дробных значений межосевых расстояний до значений, оканчивающихся на 0 или 5, а также вписывания в заданное или стандартное межосевое расстояние.

* У червяка изменяется только диаметр начальной окружности, который становится равным $d_{w1} = (q + 2x)m$ (на чертеже не проставляют).

Стандартные межосевые расстояния установлены для стандартных редукторов: $a_w = 40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500$ мм.

Для нестандартных передач не обязательно придерживаться этих значений. Следует иметь в виду, что межосевое расстояние можно округлить и за счет некоторого отклонения от передаточного числа, т. е. за счет изменения z_2 .

При заданном межосевом расстоянии a_w коэффициент смещения

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{a_w}{m} - 0,5 (q + z_2) \\ a_w &= 0,5m (q + z_2 + 2x). \end{aligned} \right\} \quad (11.5)$$

или

У червячного колеса со смещением:

$$\left. \begin{aligned} d_{a2} &= m (z_2 + 2 + 2x), \\ d_{f2} &= m (z_2 - 2,4 + 2x); \end{aligned} \right\} \quad (11.6)$$

все другие размеры остаются неизменными.

По условию неподрезания и незаострения зубьев величину x на практике допускают в пределах $\pm 0,7$ (реже ± 1).

Точность изготовления

Стандартом на червячные передачи (ГОСТ 3675—56) установлено 12 степеней точности. Степени 3, 4, 5 и 6-ю рекомендуют для передач, от которых требуется высокая кинематическая точность: степени 5, 6, 7, 8 и 9-ю — для силовых передач (табл. 11.4). Основы стандарта на точность червячных передач такие же, как и для зубчатых.

Таблица 11.4

Рекомендации по выбору степеней точности для силовых червячных передач

Степень точности не ниже	Скорость скольжения v_s , м/с	Обработка	Применение
7	10	Червяк закален, шлифован и полирован. Колесо нарезается шлифованными червячными фрезами. Обкатка под нагрузкой	Передачи с повышенными скоростями и малым шумом, с повышенными требованиями к габаритам
8	5	Допускается червяк с $HV \leq 350$, нешлифованный. Колесо нарезается шлифованной червячной фрезой или «летучкой». Рекомендуется обкатка под нагрузкой	Передачи среднескоростные со средними требованиями по шуму, габаритам и точности
9	2	Червяк с $HV \leq 350$ не шлифуется. Колесо нарезается любым способом	Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие и ручные с пониженными требованиями

Особое внимание уделяют нормам точности монтажа передачи, так как в червячной передаче ошибки положения колеса относительно червяка более вредны, чем в зубчатых передачах. Как было отмечено, в зубчатых передачах осевое смещение колес и небольшие изменения межосевого расстояния не влияют на распределение нагрузки по длине зуба. В червячных передачах это влияние весьма существенно. Поэтому здесь устанавливают более строгие допуски на межосевое расстояние и на положение средней плоскости колеса относительно червяка. В конструкциях обычно предусматривают возможность регулировки положения средней плоскости колеса относительно червяка, а при монтаже это положение проверяют по пятну контакта (по краске).

§ 2. КИНЕМАТИКА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

В червячной передаче в отличие от зубчатой окружные скорости v_1 и v_2 не совпадают (см. рис. 11.2). Они направлены под углом 90° и различны по величине. Поэтому червячная передача имеет следующие особенности: передаточное отношение не может быть выражено отношением d_2/d_1 ; в относительном движении начальные цилиндры не обкатываются, а скользят.

Передаточное отношение

При одном обороте червяка колесо повернется на угол, охватывающий число зубьев колеса, равное числу заходов червяка. Для полного оборота колеса необходимо z_2/z_1 оборотов червяка, т. е.

$$i = n_1/n_2 = z_2/z_1. \quad (11.7)$$

Число заходов червяка выполняет здесь роль числа зубьев шестерни в зубчатой передаче. Так как z_1 может быть небольшим и часто равным единице (чего не может быть у шестерни), то в одной червячной паре можно получить большое передаточное отношение. Это и является основным достоинством червячных передач.

В силовых червячных передачах наиболее распространены $i = 10 \div 60$ (80) *; в кинематических цепях приборов и делительных механизмов встречаются i до 300 и более.

Ведущим в подавляющем большинстве случаев является червяк.

Скольжение в зацеплении

При движении витки червяка скользят по зубьям колеса, как в винтовой паре. Скорость скольжения v_s направлена по касательной к винтовой линии червяка. Как относительная скорость она выра-

* При более высоких i получается слишком большое расстояние между опорами червяка, что уменьшает его жесткость.

жается через абсолютные скорости червяка и колеса, которые в данном случае являются окружными скоростями v_1 и v_2 (см. рис. 11.2 и 11.6):

$$\left. \begin{aligned} v_s &= \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = v_1 / \cos \gamma; \\ v_1 &= \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}; \\ v_2 / v_1 &= \operatorname{tg} \gamma. \end{aligned} \right\} (11.8)$$

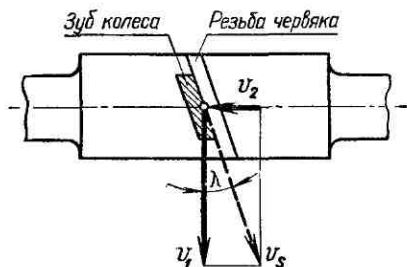


Рис. 11.6

Здесь γ — угол подъема винтовой линии червяка. Так как практически $\gamma < 30^\circ$ (см. ниже), то в червячной передаче v_2 всегда значительно меньше v_1 , а v_s больше v_1 .

Большое скольжение в червячных передачах служит причиной пониженного к. п. д., повышенного износа и склонности к заеданию (основные недостатки червячных передач).

§ 3. К. П. Д. ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

К. п. д. червячной передачи, так же как и зубчатой, определяют по формуле (10.49). Различаются только формулы для определения потерь в зацеплении. По аналогии с винтовой парой для червячных передач запишем к. п. д. зацепления при ведущем червяке

$$\eta_3 = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} (\gamma + \rho). \quad (11.9)$$

К. п. д. увеличивается с увеличением числа заходов червяка (увеличивается γ) и с уменьшением коэффициента трения или угла трения ρ .

Если ведущим является колесо, то вследствие изменения направления сил получают

$$\eta_3 = \operatorname{tg} (\gamma - \rho) / \operatorname{tg} \gamma. \quad (11.10)^*$$

При $\gamma \leq \rho$ $\eta_3 = 0$ передача движения в обратном направлении (от колеса к червяку) становится невозможной. Получаем самотормозящую червячную пару. Свойство самоторможения червячных передач используют в грузоподъемных и других механизмах. Следует учитывать, что согласно формуле (11.9) к. п. д. самотормозящей передачи очень низок и всегда меньше 0,5. Для надежности самоторможения рекомендуют $\gamma \leq 0,5 \rho$.

Опытом установлено, что при наличии удовлетворительной смазки величина коэффициента трения f зависит от величины скорости скольжения v_s (табл. 11.5).

С увеличением v_s снижается f . Это объясняется тем, что повышение v_s приводит к постепенному переходу от режимов полусухого и полужидкостного трения к жидкостному трению (см. гл. 15, § 3).

* Формулу (11.10) рекомендуется получить самим.

Таблица 11.5

Зависимость коэффициента трения f и угла трения ρ от скорости скольжения v_s (червяк стальной, колесо из оловянистой бронзы)

v_s , м/с	f	ρ
0,01	0,11—0,12	6°17'—6°51'
0,1	0,08—0,09	4°34'—5°09'
0,25	0,065—0,075	3°43'—4°17'
0,5	0,055—0,065	3°09'—3°43'
1	0,045—0,055	2°35'—3°09'
1,5	0,04—0,05	2°17'—2°52'
2	0,035—0,045	2°00'—2°35'
2,5	0,03—0,04	1°43'—2°17'
3	0,028—0,035	1°36'—2°00'
4	0,023—0,03	1°26'—1°43'
7	0,018—0,026	1°02'—1°29'
10	0,016—0,024	0°55'—1°22'
15	0,014—0,020	0°48'—1°09'

Примечание. Значения f даны с учетом потерь на перемешивание смазки и потерь в подшипниках (качения) валов. Следовательно, при расчете по формуле (11.9) с учетом табл. 11.5 потери в подшипниках и смазке не учитывают.

Кроме скорости скольжения величина коэффициента трения зависит от шероховатости поверхностей зацепления, а также качества смазки. В соответствии с этим нижние значения в табл. 11.5 относятся к передачам с закаленными полированными червяками при хорошей смазке.

Для предварительных расчетов, когда размеры передачи (γ и v_s) еще неизвестны, величину к. п. д. можно оценивать ориентировочно по средним значениям (табл. 11.6). После определения размеров передачи величину выбранного к. п. д. проверяют расчетом.

Таблица 11.6

Среднее значение к. п. д. червячных передач

z_1	1	2	3	4
η	0,7 ÷ 0,75	0,75 ÷ 0,82	0,82 ÷ 0,87	0,87 ÷ 0,92

§ 4. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

В червячном зацеплении (рис. 11.7) * действуют: окружная сила червяка F_{t1} , равная осевой силе колеса F_{a2} ,

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1; \quad (11.11)$$

* Здесь силы, распределенные по линиям контакта, условно сосредоточены в полюсе зацепления. Для ясности изображения зацепление раздвинуто,

окружная сила колеса F_{t2} , равная осевой силе червяка F_{a1} ,

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2; \quad (11.12)$$

радиальная сила

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (11.13)$$

Формула (11.13) получена на основании схемы, представленной на рис. 11.7, на которой изображено осевое сечение витка червяка.

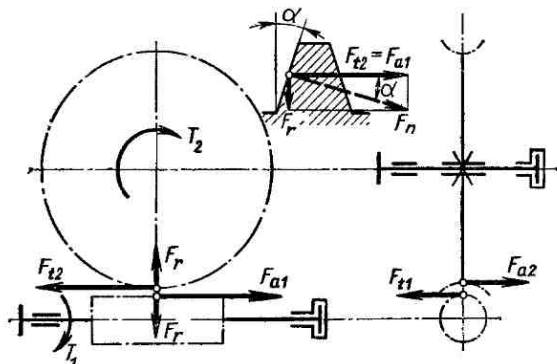


Рис. 11.7

В осевой плоскости силы F_{t2} и F_r являются составляющими силы F_n , направленной по нормали к поверхности витка.

В формулах (11.11) и (11.12) T_1 и T_2 — моменты на червяке и колесе:

$$T_2 = T_1 i \eta. \quad (11.14)$$

§ 5. ОЦЕНКА И ПРИМЕНЕНИЕ

На основе вышеизложенного можно отметить следующие основные преимущества червячной передачи:

а) возможность получения больших передаточных чисел в одной паре;

б) плавность зацепления и бесшумность работы;

в) возможность самоторможения (при низком к. п. д.).

Недостатки этой передачи следующие: сравнительно низкий к. п. д.; повышенный износ и склонность к заеданию; необходимость применения для колес дорогих антифрикционных материалов (бронза); повышенные требования к точности сборки (точное a_w , совпадение главных плоскостей колеса и червяка).

Червячные передачи дороже и сложнее зубчатых, поэтому их применяют, как правило, при необходимости передачи движения между перекрещивающимися валами, а также в делительных механизмах, где необходимо большое передаточное отношение. Червячные передачи применяют в подъемно-транспортных машинах, станкостроении, автомобилестроении и т. д.

Пониженный к. п. д. и склонность червячных передач к заеданию ограничивают их применение областью низких и средних мощностей. Мощность червячных передач обычно не превышает 50—60 кВт.

При больших мощностях и длительной работе потери в червячной передаче столь существенны, что ее применение становится невыгодным.

§ 6. РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

Основные критерии работоспособности и расчета

Червячные передачи, так же как и зубчатые, рассчитывают по напряжениям изгиба и контактным напряжениям.

В отличие от зубчатых в червячных передачах чаще наблюдаются износ и заедание, а не выкрашивание поверхности зубьев. При мягком материале колеса (оловянистые бронзы) заедание проявляется в так называемом постепенном «намазывании» бронзы на червяк, при котором передача может еще работать продолжительное время. При твердых материалах (алюминиево-железистые бронзы, чугуны и т. п.) заедание

переходит в задиры поверхности с последующим быстрым разрушением зубьев колеса.

Повышенный износ и заедание червячных передач связаны с большими скоростями скольжения и неблагоприятным направлением скольжения относительно линий контакта.

Из теории смазки (см. гл. 15) известно, что наиболее благоприятным условием для образования жидкостного трения является перпендикулярное направление скорости скольжения (рис. 11.8) к линии контакта ($\gamma = 90^\circ$). В этом случае смазка затягивается под тело А. Между трущимися телами (А и Б) образуется непрерывный масляный слой; сухое трение металлов заменяется жидкостным. При направлении скорости скольжения вдоль линии контакта ($\gamma = 0$) масляный

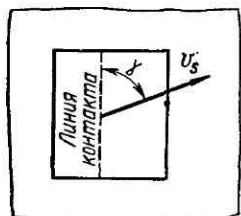
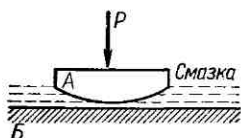


Рис. 11.8

слой в контактной зоне образоваться не может; здесь будет сухое или полусухое трение. Чем меньше угол γ , тем меньше возможность образования жидкостного трения.

Последовательное расположение контактных линий (1, 2, 3, ...) в процессе зацепления червячной пары показано на рис. 11.9. Там же показаны скорости скольжения, направление которых близко к направлению окружной скорости червяка [см. рис. 11.6 и формулу (11.8)].

В заштрихованной зоне направление v_s почти совпадает с направлением контактных линий; условия смазки здесь затруднены. Поэтому при больших нагрузках в этой зоне начинается заедание, которое распространяется на всю рабочую поверхность зуба.

Схема рис. 11.9 позволяет также отметить, что со стороны входа червяка в зацепление контактные линии расположены менее благоприятно, чем со стороны выхода. ЦНИИТмашем был проведен интересный опыт: вся входная и средняя части зубьев колеса были срезаны, при этом допускаемая по заеданию нагрузка даже увеличилась.

Для предупреждения заедания ограничивают величину контактных напряжений и применяют специальные антифрикционные пары материалов: червяк — сталь, колесо — бронза или чугун. Устранение заедания в червячных передачах не устраняет абразивного износа зубьев. Интенсивность износа зависит также от величины контактных напряжений. Поэтому

расчет по контактным напряжениям для червячных передач является основным. Расчет по напряжениям изгиба производится при этом как проверочный. Только при мелко модульных колесах с большим числом зубьев ($z_2 > 100$) напряжения изгиба могут оказаться решающими. Расчет по напряжениям изгиба выполняют так же, как основной для передач ручных приводов.

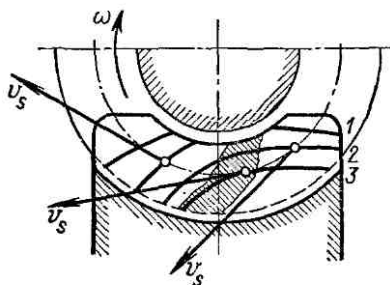


Рис. 11.9

Расчет на прочность по контактным напряжениям

Основное уравнение

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_\alpha E_{np}}{\rho_{np} 2\pi (1 - \nu^2)}} \quad (11.15)$$

применяют и для червячного зацепления. Для архимедовых червяков радиус кривизны витков червяка в осевом сечении $\rho_1 = \infty$. При этом (см. стр. 184)

$$\frac{1}{\rho_{np}} \approx \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_2 \sin \alpha}. \quad (11.16)$$

По аналогии с косозубой передачей [см. формулы (10.10) и (10.9)], удельная нагрузка для червячных передач

$$q_\alpha = \frac{F_\alpha}{l_\Sigma} = \frac{F_{t_2}}{l_\Sigma \cos \alpha \cos \gamma} = \frac{2T_2 360^\circ}{d_2 d_1 \pi 2\delta \epsilon_\alpha \xi' \cos \alpha}, \quad (11.17)$$

где $l_\Sigma = \frac{\pi d_1}{\cos \gamma} \cdot \frac{2\delta}{360^\circ} \epsilon_\alpha \xi'$ — суммарная длина контактной линии (см. рис. 11.5); $\epsilon_\alpha \approx 1,8 \div 2,2$ — торцевой коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса; $\xi' \approx 0,75$ — коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии в связи с тем, что соприкосновение осуществляется не по полной дуге обхвата (2δ), а так, как было показано на рис. 11.9.

В формуле (11.15) $E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$, где E_1 и E_2 — модули упругости материала червяка и колеса.

Подставляя полученные выражения в формулу (11.15), принимая $\alpha = 20^\circ$; $\gamma \approx 10^\circ$; $2\delta = 100^\circ$; $\epsilon_\alpha = 1,8$; $E_1 = 2,15 \cdot 10^6$ кгс/см² (сталь); $E_2 = 0,9 \cdot 10^6$ кгс/см² (бронза, чугун); $\nu \approx 0,3$ и выполняя преобразования с учетом равенств $d_2 = mz_2$; $d_1 = mq$; $m = 2a_w/(z_2 + q)$, получаем (кгс/см²)

$$\sigma_H = \frac{540}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2/q+1}{a_w}\right)^3 T_2 K_H} \leq [\sigma_H]. \quad (11.18)$$

Для проектного расчета формулу (11.18) разрешают относительно межосевого расстояния (см)

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right)^3 \sqrt{\left(\frac{540}{[\sigma_H] z_2/q}\right)^2 T_2 K_H}, \quad (11.19)$$

где T_2 — крутящий момент на колесе, кгс·см; K_H — коэффициент расчетной нагрузки (см. § 7).

При T_2 в Н·м σ_H в МПа и a_w в мм коэффициенты 540 в формулах (11.18) и (11.19) заменить на 5400.

Расчет на прочность по напряжениям изгиба

По напряжениям изгиба рассчитывают только зубья колеса, так как витки червяка по форме и по материалу значительно прочнее зубьев колеса.

Точный расчет величины напряжений изгиба усложняется переменной формой сечений зуба по ширине колеса и тем, что основание зуба расположено не по прямой линии, а по дуге окружности (см. рис. 11.5).

В приближенных расчетах червячное колесо рассматривают как косозубое. При этом в основную формулу для напряжений изгиба зубьев [см. формулу (10.26)] вводят следующие поправки и упрощения.

1. По своей форме зуб червячного колеса прочнее зуба косозубого колеса (примерно на 40%). Это связано с дуговой формой зуба и с тем, что во всех сечениях, кроме среднего, зуб червячного колеса нарезается как бы с положительным смещением (смотри *хт* на рис. 11.5). Особенности формы зуба червячных колес учтены в табл. 11.7.

Таблица 11.7

Коэффициенты формы зуба червячных колес

z_v	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

2. Для червячного зацепления

$$Y_e = \frac{1}{\epsilon_{\alpha} \xi'} \approx \frac{1}{1,8 \cdot 0,75} = 0,74.$$

3. Для некоторого среднего значения $\gamma \approx 10^\circ$ получим $Y_\beta \approx 0,93$.
При этом формулу (10.26) можно записать в виде

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \frac{w_{F1}}{m_n} \leq [\sigma_F], \quad (11.20)$$

где $w_{F1} = \frac{F_{t2}}{b_2} K_F$; K_F — коэффициент расчетной нагрузки (см. § 7);
 $m_n = m \cos \gamma$; Y_F по табл. 11.7 с учетом эквивалентного числа зубьев колеса

$$z_v = z_2 / \cos^3 \gamma. \quad (11.21)$$

§ 7. РАСЧЕТНАЯ НАГРУЗКА

Для червячных передач приближенно принимают

$$K_H = K_F = K_v K_\beta,$$

где K_v — коэффициент динамической нагрузки; K_β — коэффициент неравномерности нагрузки.

Как было отмечено выше, одним из достоинств червячной передачи является плавность и бесшумность работы. Поэтому динамические нагрузки в этих передачах невелики. При достаточно высокой точности изготовления и скорости скольжения $v_s \leq 3$ м/с, $K_v \approx 1$.

Хорошая прирабатываемость материалов червячной пары уменьшает неравномерность нагрузки по контактным линиям. При постоянной внешней нагрузке $K_\beta = 1$.

В общем случае, при выполнении рекомендаций по точности (см. табл. 11.4) и жесткости червяка (см. табл. 11.1), можно принимать

$$K_H = K_F \approx 1,1 \div 1,4. \quad (11.22)$$

Большие значения — для высокоскоростных передач и переменной нагрузки.

§ 8. МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

В связи с высокими скоростями скольжения и неблагоприятными условиями смазки материалы червячной пары должны обладать антифрикционными свойствами, износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию.

Червяки современных передач изготавливают из углеродистых или легированных сталей (см. табл. 10.12). Наибольшей нагрузочной способностью обладают пары, у которых витки червяка подвергают термообработке до высокой твердости (закалка, цементация и пр.) с последующим шлифованием или полированием.

Червячные колеса изготавливают преимущественно из бронзы, реже из латуни или чугуна. Оловянистые бронзы типа ОФ10-1, ОНФ и другие считаются лучшим материалом для червячных колес, однако они

дороги и дефицитны. Их применение ограничивают наиболее ответственными передачами с большими скоростями скольжения (v_s до 25 м/с).

Применяют заменители оловянистых бронз, например сурьмяно-никелевые и свинцовистые бронзы.

Безоловянистые бронзы, например алюминиево-железистые типа АЖ9-4 и другие, обладают повышенными механическими характеристиками ($HВ$, σ_B), но имеют пониженные противозадирные свойства. Их применяют в паре с твердыми червяками для передач, у которых $v_s \leq 10$ м/с.

Чугун серый или модифицированный допускают для применения при $v_s \leq 2$ м/с.

Допускаемые контактные напряжения для оловянистых бронз определяют из условий стойкости против износа и усталостного выкрашивания, для других материалов — из условий отсутствия заедания.

Приближенные величины допускаемых напряжений указаны в табл. 11.8.

Таблица 11.8

Допускаемые напряжения для червячных передач

Материал колеса	Способ отливки	Механические характери- стики		[σ_H], кгс/см ²							[σ_F], кгс/см ²
				Скорость скольжения v_s , м/с							
		σ_T , кгс/см ²	σ_B , кгс/см ²	> 0,5	1	2	3	4	6	8	
ОФ10-1	В землю	1400	2000				1300				500
ОФ10-1	В металличе- скую форму	2000	3000				1900				700
ОНФ	Центробежное литье	1700	2900				2100				700
АЖ94	В землю	2000	4000	2500	2300	2100	1800	1600	1200	900	800
СЧ15-32	—	$\sigma_{вн} =$	3200	1300	1150	865	—	—	—	—	380
СЧ18-36	—		3600	—	—	—	—	—	—	—	430
СЧ12-28	—		2800	1150	1000	725	—	—	—	—	340

Примечание. В МПа значения напряжений уменьшить в ≈ 10 раз.

Для проверки червячных передач на статическую прочность по изгибу при кратковременных перегрузках, которые не учитывают в основном расчете, предельные допускаемые напряжения можно принимать:

$[\sigma_F]_{\max} \approx 0,8 \sigma_T$ — для бронзы, $[\sigma_F]_{\max} \approx 0,6 \sigma_{вн}$ — для чугуна.

§ 9. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ, ОХЛАЖДЕНИЕ И СМАЗКА ПЕРЕДАЧ

Механическая энергия, потерянная в передаче, превращается в тепловую и нагревает передачу. Если отвод тепла недостаточный, передача перегревается и выходит из строя.

Количество тепла, выделяющегося в передаче, ккал/ч

$$Q = 860 (1 - \eta) N_1, \quad (11.23)$$

где N_1 — мощность на входном валу, кВт; η — к. п. д. передачи.

Через стенки корпуса редуктора тепло отдается окружающему воздуху — происходит естественное охлаждение. Количество тепла, отданного при этом,

$$Q_1 = K_r (t_1 - t_0) S, \quad (11.24)$$

где S — поверхность охлаждения, м^2 ; t_1 — внутренняя температура редуктора или температура масла, $^{\circ}\text{C}$; t_0 — температура окружающей среды (воздуха), $^{\circ}\text{C}$; K_r — коэффициент теплоотдачи, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

Под поверхностью охлаждения S понимают только ту часть наружной поверхности корпуса редуктора, которая изнутри омывается маслом или его брызгами, а снаружи — свободно циркулирующим воздухом. По последнему признаку обычно не учитывают поверхность днища корпуса. Если корпус снабжен охлаждающими ребрами, учитывают только 50% их поверхности.

Допускаемая величина t_1 зависит от сорта масла, его способности сохранять смазывающие свойства при повышении температуры. Для обычных редукторных масел допускают t_1 до $60\text{--}70^{\circ}\text{C}$ (наибольшая температура $85 \div 90^{\circ}\text{C}$). Авиационные масла допускают t_1 до $100\text{--}120^{\circ}\text{C}$.

Значение t_0 указывают в задании на проектирование (обычно $t_0 \approx 20^{\circ}\text{C}$).

В закрытых небольших помещениях при отсутствии вентиляции $K_r \approx 7 \div 9$ ($8 \div 10$), в помещениях с интенсивной вентиляцией $K_r \approx 12 \div 15$ $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$. Величина K_r может значительно снизиться при загрязнении корпуса редуктора.

Если в уравнениях (11.23) и (11.24)

$$Q \leq Q_1, \quad (11.25)$$

это означает, что естественного охлаждения достаточно.

В противном случае необходимо применять искусственное охлаждение или снижать мощность передачи.

Искусственное охлаждение осуществляют следующими способами:

1. Обдувают корпус воздухом с помощью вентилятора (рис. 11.10, а). При этом K_r повышается до $18 \div 24$ $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

Обдуваемая поверхность обычно снабжается ребрами.

2. Устраивают в корпусе водяные полости или змеевики с проточной водой (рис. 11.10, б). При этом K_r повышается до $80\text{--}180$ $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ при скорости воды в трубе до 1 м/с.

3. Применяют циркуляционные системы смазки со специальными холодильниками (рис. 11.10, в).

В первых двух случаях, а также при естественном охлаждении смазка осуществляется путем частичного погружения одного из колес пары (см. рис. 10.32) или червяка (рис. 11.10, а и б) в масляную ванну. Во избежание больших потерь на разбрызгивание и перемешивание масла, а также для того, чтобы масло не вспенивалось (при

этом снижаются смазывающие свойства), глубина погружения колес в масло не должна превышать высоты зуба или витка червяка для быстроходных колес и $1/3$ радиуса тихоходных колес. Рекомендуемое количество масла в ванне $\sim 0,35-0,7$ л на 1 кВт передаваемой мощности.

При циркуляционной смазке (рис. 11.10, в) масло подают насосом в места зацепления и к подшипникам. При этом оно прогоняется через фильтр и холодильник. Непрерывная очистка масла является большим преимуществом циркуляционной смазки, она применяется при окружных скоростях $v \geq 12-15$ м/с.

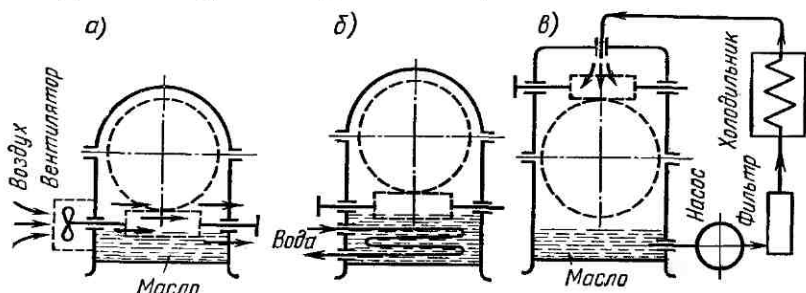


Рис. 11.10

Искусственное охлаждение применяют в некоторых случаях для червячных и всех глобоидных передач.

Для зубчатых, а также для червячных передач при сравнительно малой мощности и высоком к. п. д. (многозаходные червяки), как правило, достаточно естественного охлаждения.

Сорт масла выбирают в зависимости от окружной скорости и нагруженности передачи по табл. 11.9 и 11.10. В табл. 11.9 предполагается, что нагруженность передачи пропорциональна прочности материала σ_b . При известной вязкости сорт масла выбирают по соответствующим таблицам стандартов на масло.

Таблица 11.9

Рекомендуемые значения вязкости масла в градусах Энглера E_{50}° для зубчатых передач

Материал зубчатых колес	σ_b , кгс/мм ²	$E_{50}^\circ (E_{100}^\circ)$ при окружной скорости v , м/с						
		< 0,5	0,5 ÷ 1	1 ÷ 2,5	2,5 ÷ 5	5 ÷ 12,5	12,5 ÷ 25	> 25
Пластмасса . . .		24 (3)	16 (2)	11	8	6	4,5	—
Чугун, бронза	47 ÷ 100	36 (4,5)	24 (3)	16 (2)	11	8	6	4,5
Сталь	100 ÷ 125	36 (4,5)	36 (4,5)	24 (3)	16 (2)	11	8	6
Сталь цементированная или с поверхностной закалкой	125 ÷ 158	60 (7)	36 (4,5)	36 (4,5)	24 (3)	16 (2)	11	8

Примечание. В скобках E° при 100 °С.

**Рекомендуемые значения вязкости масла в градусах Энглера (E°)
для червячных передач**

Скорость скольжения, м/с	< 1 *	< 2,5 *	> 5 **	5 ÷ 10	10 ÷ 15	15 ÷ 15	> 25
$E_{50}^\circ (E_{100}^\circ)$	60 (7)	36 (4,5)	24 (3)	16 (2)	11	8	6
Способ смазки	Погружением в ванну					Струйная или в ванне	Под давлением

* Тяжелые условия работы.

** Средние условия работы.

В скобках показана вязкость масла при 100 °С.

§ 10. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ГЛОБОИДНЫХ ПЕРЕДАЧАХ*

У глобоидных передач витки червяка образуются на глобоиде (см. рис. 11.3). Эти передачи появились сравнительно недавно и получают все большее распространение благодаря повышенной нагрузочной способности (в 1,5—2 раза по сравнению с обычными червячными передачами).

Повышение нагрузочной способности глобоидных передач объясняется одновременным зацеплением большого числа зубьев и благоприятным расположением линий контакта.

В глобоидном зацеплении линии контакта располагаются почти перпендикулярно к направлению скоростей скольжения (рис. 11.11), что способствует образованию непрерывной масляной пленки на трущихся поверхностях (см. рис. 11.8). Благоприятные условия смазки способствуют устранению заедания и позволяют значительно повысить величину контактных напряжений.

Для определения нагрузочной способности глобоидных передач в настоящее время используют таблицы и графики, предусмотренные ГОСТ 9369—66, который охватывает передачи с межосевыми расстояниями от 50 до 630 мм. Все размеры червяков и червячных колес выбирают по рекомендациям, а допускаемую мощность определяют по опытной зависимости (см., например, [27]).

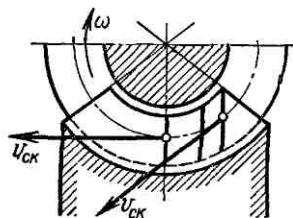


Рис. 11.11

* Подробнее см. [27].

Пример расчета

Зубчатый редуктор (см. пример 1, гл. 10) заменить червячным ($N_1 = 4,5$ кВт, $n_1 = 960$ об/мин, $i = 20$, нагрузка постоянная).

Решение. 1. Назначаем материалы и определяем допускаемые напряжения. Червяк выполняем из закаленной стали 40Х, витки шлифуем. Венец червячного колеса — из бронзы АЖ9-4, литье в землю. В первом приближении оцениваем скорость скольжения $v_s \approx 3$ м/с и по табл. 11.8 находим $[\sigma_H] = 1800$ кгс/см²; $[\sigma_F] = 800$ кгс/см².

2. Принимаем $z_1 = 2$; $z_2 = z_1 i = 2 \cdot 20 = 40 > z_{\min} = 28$ [см. формулу (11.4)].

3. Предварительно задаемся: $q = 10$ (см. табл. 11.1); $\eta = 0,8$ (см. табл. 11.6); $K_H = 1,1$ [см. рекомендацию (11.22)]. Находим

$$T_2 = \frac{97400 N_1 \eta i}{n_1} = \frac{97400 \cdot 4,5 \cdot 0,8 \cdot 20}{960} = 7300 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

4. По формуле (11.19)

$$a_w = \left(\frac{40}{10} + 1 \right)^3 \sqrt{\left(\frac{540}{1800 \frac{40}{10}} \right)^2 7300 \cdot 1,1} \approx 17,5 \text{ см} = 175 \text{ мм.}$$

По формуле (11.3)

$$m = \frac{a_w}{0,5(q + z_2)} = \frac{175}{0,5(10 + 40)} = 7 \text{ мм.}$$

По табл. 11.1 и формуле (11.3) подбираем m и q для наиболее близкого к расчетному по условию прочности значению a_w . Выбраны $m = 8$ и $q = 8$. При этом

$$a_w = 0,5 \cdot 8(8 + 40) = 192 \text{ мм.}$$

По формуле (11.18) проверяем условие прочности

$$\sigma_H = \frac{540}{40/8} \sqrt{\left(\frac{(40/8) + 1}{19,2} \right)^3 7300 \cdot 1,1} = 1700 < [\sigma_H] = 1800 \text{ кгс/см}^2$$

— условия прочности соблюдаются.

5. Проверяем предварительную оценку скорости скольжения. По формулам (11.2) и (11.1)

$$d_1 = 8 \cdot 8 = 64 \text{ мм; } \operatorname{tg} \gamma = \frac{2}{8} = 0,25; \gamma = 14^\circ 02' 10''.$$

По формулам (11.8)

$$v_1 = \frac{\pi \cdot 64 \cdot 960}{60 \cdot 1000} \approx 3,2 \text{ м/с; } v_s = \frac{3,2}{\cos 14^\circ 02' 10''} \approx 3,3 \text{ м/с.}$$

Ранее было принято $v_s \approx 3$ м/с. Считаем отклонение допустимым и не вводим поправки в расчет. Так как $v_s < 10$ м/с, материал колеса также был выбран правильно.

6. Определяем основные размеры червяка и колеса по формулам (11.2):

$$d_1 = 64 \text{ мм; } d_{a1} = 64 + 2 \cdot 8 = 80 \text{ мм; } d_{f1} = 64 - 2,4 \cdot 8 = 44,8 \text{ мм.}$$

По табл. 11.2

$$b_1 \geq (11 + 0,06 z_2) m = (11 + 0,06 \cdot 40) 8 = 107 \text{ мм.}$$

Учитывая примечание к табл. 11.2, принимаем $b_1 = 135$ мм. Для червячного колеса по формулам (11.3) и (11.6)

$$d_2 = 8 \cdot 40 = 320 \text{ мм; } d_{a2} = 320 + 2 \cdot 8 = 336 \text{ мм; } d_{f2} = 320 - 2,4 \cdot 8 = 300,8 \text{ мм.}$$

По табл. 11.3 $d_{aM2} \leq d_{a2} + 1,5 m = 336 + 1,5 \cdot 8 = 348$ мм;

$$b_2 \leq 0,75 d_{a1} = 0,75 \cdot 80 = 60 \text{ мм.}$$

7. Проверяем m по напряжениям изгиба по формуле (11.20).

Предварительно находим $F_{t2} = 2T_2/d_2 = 2 \cdot 7300/32 = 456$ кгс;

$$w_{Ft} = \frac{F_{t2}}{b_2} K_F = \frac{456}{6} 1,1 = 83,7 \text{ кгс/см; } m_n = m \cos \gamma = 8 \cdot 0,97 = 7,75 \text{ мм;}$$

по формуле (11.21) $z_v = z_2 / \cos^3 \gamma = \frac{40}{0,97^3} \approx 42$; по табл. 11.7 $Y_F \approx 1,5$. Подставляя в формулу (11.20), получаем

$$\sigma_F = 0,7 \cdot 1,5 \frac{83,7}{0,775} = 113 < [\sigma_F] = 800 \text{ кгс/см}^2.$$

8. Определяем к. п. д. по формуле (11.10). По табл. 11.5 $\rho \approx 1^\circ 50'$. При этом

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 14^\circ 02' 10''}{\operatorname{tg} (14^\circ 02' 10'' + 1^\circ 50')} = \frac{0,25}{0,28} = 0,875.$$

Ранее приближенно было принято $\eta \approx 0,8$.

Расхождение можно считать допустимым и не производить уточняющего расчета на прочность, так как запасы прочности были достаточно большими.

9. По табл. 11.10 назначаем смазку вязкостью $E_{50}^o = 24$. По табл. 11.4 назначаем 8-ю степень точности. Тепловой расчет выполняют после определения размеров корпуса при эскизном проектировании.

ГЛАВА 12 ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Использование цепей для передачи движения было известно еще в глубокой древности и не потеряло своего значения до настоящего времени.

Принцип действия и сравнительная оценка

Цепная передача схематически изображена на рис. 12.1, а. Она основана на зацеплении цепи 1 и звездочек 2. Принцип зацепления, а не трения, а также повышенная прочность стальной цепи по срав-

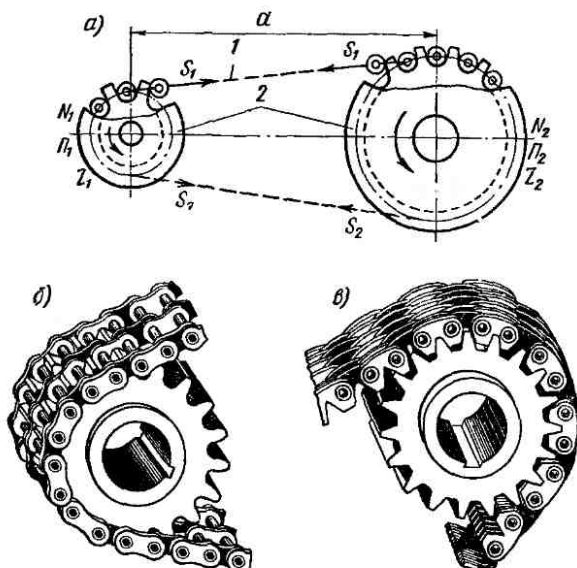


Рис. 12.1

нению с ремнем позволяют передавать цепью, при прочих равных условиях, значительно большие нагрузки (однако меньшие, чем зубчатыми колесами). Отсутствие скольжения и буксования обеспечивает постоянство передаточного отношения (среднего за оборот) и возможность работы при значительных кратковременных перегрузках.

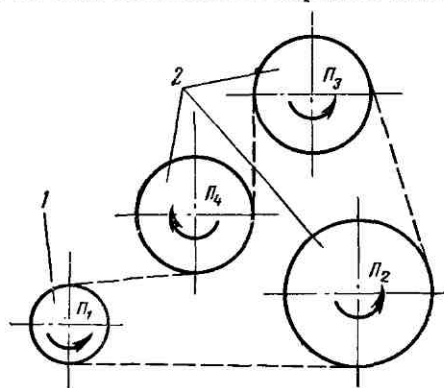


Рис. 12.2

Принцип зацепления не требует предварительного натяжения цепи, в связи с чем уменьшается нагрузка на валы и опоры.

Угол охвата звездочки цепью не имеет столь решающего значения, как угол обхвата шкива ремнем. Поэтому цепные передачи могут надежно работать при малых межосевых расстояниях и при больших передаточных отношениях, а также передавать мощ-

ность от одного ведущего вала 1 нескольким ведомым 2 (рис. 12.2).

Однако цепные передачи имеют и некоторые недостатки. Основной причиной этих недостатков является то, что цепь состоит из отдельных звеньев и располагается на звездочке не по окружности, а по многоугольнику. С этим связаны износ шарниров цепи, шум и дополнительные динамические нагрузки. Затрудненный подвод смазки к шарнирам сокращает срок службы передачи.

Область применения

Цепные передачи применяют при значительных межосевых расстояниях, а также для передачи движения от одного ведущего вала нескольким ведомым (см. рис. 12.2) в тех случаях, когда зубчатые передачи не применимы, а ременные недостаточно надежны. Наибольшее распространение цепные передачи получили в сельскохозяйственном, транспортном и химическом машиностроении, в станкостроении, горнорудном оборудовании и подъемно-транспортных устройствах.

§ 2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Мощность

$$N = F_t v / 102. \quad (12.1)$$

Современные цепные передачи применяют в диапазоне мощностей от долей до нескольких тысяч кВт. Наибольшее распространение получили передачи до 100 кВт, так как при больших мощностях прогрессивно возрастает стоимость цепной передачи по сравнению с зубчатой.

Скорость цепи и частота вращения звездочки

$$v = nzt / (60 \cdot 1000), \quad (12.2)$$

где z — число зубьев звездочки; t — шаг цепи, мм; n — частота вращения звездочки, об/мин; v — м/с.

Со скоростью цепи и частотой вращения звездочки связаны износ, шум и динамические нагрузки привода. Наибольшее распространение имеют тихоходные и среднескоростные передачи с v до 15 м/с и n до 500 об/мин. Однако встречаются передачи с n до 3000 об/мин. При быстроходных двигателях цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора.

Передаточное отношение

$$i = n_1/n_2 = z_2/z_1. \quad (12.3)$$

Распространенные значения i до 6 (10). При больших значениях i становится нецелесообразным выполнять одноступенчатую передачу из-за больших ее габаритов.

К. п. д. передачи

Потери в цепной передаче складываются из потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и опорах валов. При смазке погружением цепи в масляную ванну учитывают также потери на перемешивание масла. Среднее значение к. п. д.

$$\eta \approx 0,96 \div 0,98.$$

Межосевое расстояние и длина цепи

Минимальное межосевое расстояние ограничивается минимально допустимым зазором между звездочками ($30 \div 50$ мм):

$$a_{\min} = \frac{D_{\text{в1}} + D_{\text{в2}}}{2} + (30 \div 50). \quad (12.4)$$

По соображениям долговечности цепи (см. ниже) на практике рекомендуют принимать

$$a = (30 \div 50) t, \quad (12.5)$$

где t — шаг цепи.

Нижние значения для малых $i \approx 1 \div 2$ и верхние для больших $i \approx 6 \div 7$.

Длина цепи, выраженная в шагах, или число звеньев цепи

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}. \quad (12.6)$$

Эта формула выводится по аналогии с формулой для длины ремня и является приближенной.

Значение L_t округляется до целого числа, которое желательно брать четным, чтобы не применять специальных соединительных звеньев. Для принятого значения L_t уточняется значение a . Из формулы (12.6)

$$a = \frac{t}{4} \left[L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (12.7)$$

В целях получения нормального провисания холостой ветви цепи, необходимого для нормальной работы передачи, расчетное межосевое расстояние рекомендуют уменьшать примерно на $(0,002 \div 0,004) a$.

Длина цепи несколько увеличивается по мере износа шарниров (см. ниже), поэтому в конструкции должны быть предусмотрены специальные устройства для регулирования провисания цепи. Обычно это достигается перемещением опор одного из валов или установкой специальных натяжных звездочек.

§ 3. КОНСТРУКЦИЯ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Приводные цепи

Основными типами современных приводных цепей являются шарнирные роликовые, втулочные и зубчатые цепи. Они стандартизованы и изготавливаются специализированными заводами. Главными характеристиками цепи являются шаг, ширина и разрушающая нагрузка.

Роликовая цепь изображена на рис. 12.3 (см. также рис. 12.1, б). Здесь валик 3 запрессован в отверстие внешнего звена 2,

а втулка 4 запрессована в отверстие внутреннего звена 1. Втулка на валике и ролик 5 на втулке могут свободно поворачиваться. Зацепление цепи с зубом звездочки 6 происходит через ролик. Применение втулки позволяет распределить нагрузку по всей длине валика и этим уменьшить износ шарниров. Перекатывание ролика по зубу частично заменяет трение скольжения трением качения, что снижает износ зубьев. Кроме того, ролик выравнивает сосредоточенное давление зуба на втулку и тем самым уменьшает ее износ.

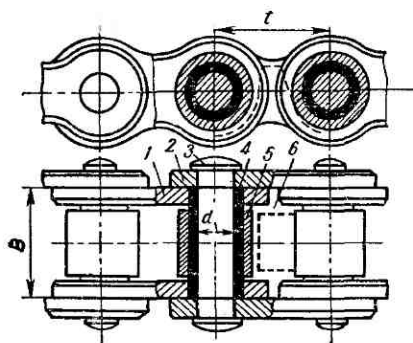


Рис. 12.3

Роликовые цепи применяют при окружных скоростях до 20 м/с. Наряду с однорядными изготавливают двух-, трех- и четырехрядные цепи (см. рис. 12.1, б). Их собирают из тех же элементов, только валик пронизывает все ряды. Многорядные цепи позволяют увеличивать нагрузку почти пропорционально числу рядов. Такие цепи применяют при больших нагрузках в сочетании с высокой скоростью.

В этих случаях нецелесообразно применять однорядные тяжелые цепи с большим шагом из-за больших динамических нагрузок.

Втулочные цепи по конструкции аналогичны роликовым, но у них нет ролика 5. Вследствие этого износ цепи и звездочек увеличивается, но снижается ее масса и стоимость.

Зубчатые цепи (рис. 12.4 и 12.1, а) состоят из набора пластин с двумя зубообразными выступами. Пластины цепи зацепляются с зубьями звездочки своими торцевыми плоскостями. Угол вклинивания β принят равным 60° .

Конструкция зубчатых цепей позволяет изготавливать их широкими и передавать ими большие нагрузки *. Зубчатые цепи работают плавно,

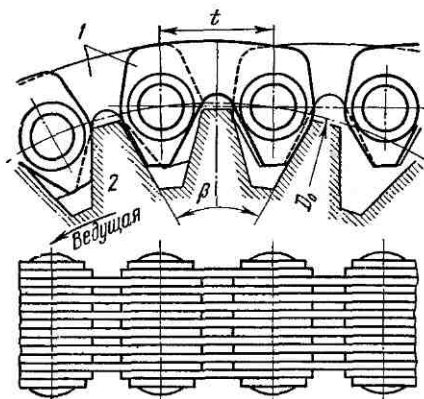


Рис. 12.4

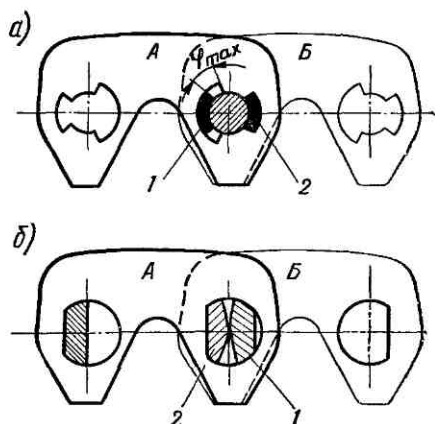


Рис. 12.5

с меньшим шумом. Их рекомендуют применять при сравнительно высоких скоростях — до 35 м/с.

Для устранения бокового сползания цепи со звездочки применяют направляющие пластины. Они подобны рабочим пластинам, только не имеют впадины для зуба и располагаются посередине цепи. При этом звездочку изготовляют с соответствующим направляющим пазом посередине зубьев.

Известные зубчатые цепи различают в основном по конструкции шарниров. Совершенствование шарниров направлено на уменьшение износа и потерь на трение. Применяют шарниры скольжения (рис. 12.5, а) и шарниры качения (рис. 12.5, б). В шарнирах скольжения вкладыши 1 и 2 пронизывают пластины по всей ширине цепи. При этом вкладыш 1 закреплен в пластинах Б, а вкладыш 2 — в пластинах А. Шарнир допускает поворот пластины в одну или в обе стороны на угол $\varphi_{\max}$. Обычно $\varphi_{\max} = 30^\circ$.

Величина угла $\varphi_{\max}$ ограничивает минимальное число зубьев звездочки по условию:

$$z_{\min} = 360/\varphi_{\max} = 12.$$

* Известны уникальные передачи с шириной цепи $b = 1,2$ м, $N = 5000$ л. с. [17].

Шарниры качения не имеют валика. Их изготавливают с двумя сегментными вкладышами 1 и 2. При повороте звеньев вкладыши не скользят, а перекатываются, что позволяет повысить к. п. д. передачи и долговечность цепи.

Шарниры качения разработаны сравнительно недавно. Они быстро завоевали признание. В СССР стандартизованы зубчатые цепи только с шарнирами качения (ГОСТ 13552—68).

Звездочки

Звездочки приводных цепей по конструкции во многом подобны зубчатым колесам (см. рис. 12.1). Длительная окружность звездочки проходит через центры шарниров цепи. Диаметр этой окружности определяется равенством (рис. 12.6).

$$D_0 = \frac{t}{\sin \pi/z}. \quad (12.8)$$

Формула (12.8) справедлива и для звездочек зубчатых цепей. Конструкция зубчатых цепей такова, что диаметр делительной окружности звездочки больше ее наружного диаметра (см. рис. 12.4).

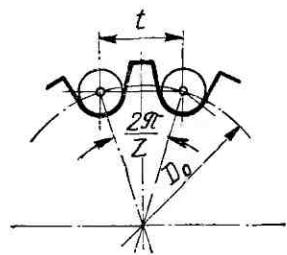


Рис. 12.6

Профиль и размеры зубьев звездочки зависят от типа и размеров цепи. Для стандартных цепей все размеры зубьев звездочек стандартизованы.

У звездочек зубчатых цепей форма рабочего участка профиля всегда прямолинейна (см. рис. 12.4).

Роликовые и втулочные цепи могут зацепляться с зубьями различного профиля: выпуклым, прямолинейным и вогнутым (рис. 12.7, а,

б, в). Вогнутым выполняют только основной нижний участок профиля. У вершины зуб имеет скругленную выпуклую форму, а в средней части — небольшой прямолинейный переходный участок. Такая форма зуба позволяет изготавливать его методом обкатки, что повышает производительность и точность.

Вогнутый профиль (рис. 12.7, в) в настоящее время принят за основной.

Зуб любого профиля должен обеспечивать свободный вход и выход шарниров из зацепления.

Качество профиля в значительной степени определяется величиной угла профиля γ (см. рис. 12.7) *. При увеличении γ уменьшается износ зубьев и шарниров, связанный с перемещениями шарниров по профилю зуба в процессе зацепления (см. ниже). С другой стороны, увеличение γ приводит к усилению удара шарниров при

* Для выпуклого и вогнутого профилей γ изменяется по высоте зуба,

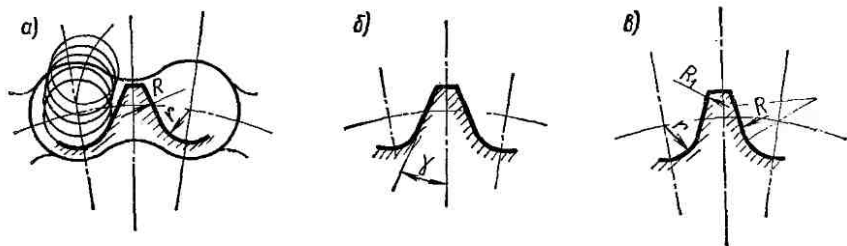


Рис. 12.7

входе в зацепление, а также к увеличению натяжения холостой ветви цепи.

Более благоприятным в этом отношении является также вогнутый профиль.

Материалы цепей и звездочек

Цепи и звездочки должны быть стойкими против износа и ударных нагрузок. По этим соображениям большинство цепей и звездочек изготавливают из углеродистых или легированных сталей с последующей термической обработкой (улучшение, закалка).

Рекомендации по выбору материалов и термообработки цепей и звездочек можно найти в соответствующих справочниках [1], [33]. Так, например, для звездочек рекомендуют применять стали 45, 40X и др.; для пластин цепей — стали 50, 60 и др.; для валиков, вкладышей и роликов — стали 15, 20, 20X и др. Детали шарниров цепей в большинстве случаев цементируют, что повышает их износостойкость при сохранении ударной прочности.

Перспективным является изготовление звездочек из пластмасс, позволяющих уменьшить динамические нагрузки и шум передачи.

§ 4. СИЛЫ В ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Силовая схема цепной передачи аналогична силовой схеме ременной передачи. Здесь также можно различать: S_1 и S_2 — натяжения ведущей и ведомой ветвей цепи; F_t — окружную силу; S_0 — силу предварительного натяжения; S_v — натяжения от центробежных сил.

По той же аналогии

$$S_1 - S_2 = F_t, \quad (12.9)$$

$$S_v = qv^2, \quad (12.10)$$

где q — масса единицы длины цепи (по каталогу), кг/м; v — окружная скорость, м/с; S_v — Н.

Для цепной передачи величину S_0 принято определять как натяжение от силы тяжести свободной ветви цепи

$$S_0 = K_a q g, \quad (12.11)$$

где a — длина свободной ветви цепи, м, приближенно равная межосевому расстоянию; g — ускорение силы тяжести, м/с^2 ; K_f — коэффициент провисания, зависящий от расположения привода и стрелы провисания цепи f .

Для рекомендуемых значений $f \approx (0,01 \div 0,02) a$ приближенно принимают: при горизонтальном расположении $K_f = 6$; под углом 40° к горизонту $K_f = 3$; при вертикальном расположении $K_f = 1$. Величина K_f уменьшается с увеличением f .

Натяжение ведомой ветви S_2 равно большему из натяжений S_0 и S_v .

Для цепной передачи, работающей по принципу зацепления, а не трения, величина S_0 не имеет такого решающего значения, как для ременной передачи. Обычно S_0 составляет всего несколько процентов от F_t . Для распространенных на практике тихоходных и среднескоростных передач ($v \leq 10 \text{ м/с}$) также не велико и натяжение S_v . В примере на стр. 297 S_v составляет $\sim 0,1\%$, а $S_0 \sim 4\%$ от F_t . При этом для практических расчетов можно принимать

$$\left. \begin{aligned} S_1 &\approx F_t, \\ S_2 &\approx 0. \end{aligned} \right\} \quad (12.12)$$

§ 5. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Неравномерность движения и колебания цепи

На рис. 12.8 показаны скорости шарниров цепи и зубьев звездочки. В данный момент шарнир A находится в зацеплении, а шарнир B приближается к зацеплению с зубом C . Скорость шарнира A равна окружной скорости звездочки v в точке, совпадающей с центром шарнира. Эту скорость можно разложить на составляющие: v_2 , направленную вдоль ветви цепи, и v_1 , перпендикулярную к цепи.

В зависимости от положения ведущего шарнира составляющие скорости изменяются:

$$\left. \begin{aligned} v_2 &= v \cos \theta, \\ v_1 &= v \sin \theta. \end{aligned} \right\} \quad (12.13)$$

Здесь величина угла θ изменяется в пределах:

$$-\varphi/2 \leq \theta \leq +\varphi/2.$$

Угол ($-\varphi/2$) соответствует моменту входа в зацепление шарнира A , а угол ($+\varphi/2$) — шарнира B .

На рис. 12.9 показаны графики изменения скоростей v_2 и v_1 . Графики показывают, что скорости v_2 и v_1 являются периодическими функциями времени, период которых равен φ/ω (ω — угловая скорость ведущей звездочки).

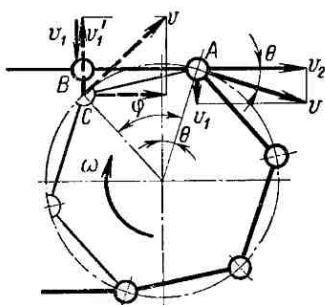


Рис. 12.8

Движение ведомой звездочки определяется скоростью v_2 . Периодическое изменение этой скорости сопровождается непостоянством передаточного отношения i и дополнительными динамическими нагрузками. Со скоростью v_1 связаны поперечные колебания ветвей цепи и удары шарниров цепи о зубья звездочки (см. ниже). Колебания и удары, в свою очередь, вызывают дополнительные динамические нагрузки.

Формула (12.13) позволяет отметить, что все перечисленные отрицательные кинематические и динамические свойства передачи проявляются тем сильнее, чем меньше число зубьев звездочки z_1 (так как угол $\varphi = 360^\circ/z_1$).

Исследованиями [35] установлено, что при отсутствии резонансных колебаний вредное влияние пульсации скоростей v_1 и v_2 в значительной степени снижается за счет упругости и провисания цепи. Для рекомендуемых значений параметров (z , t , a и пр.) непостоянство передаточного отношения не превышает $1 \div 2\%$, а динамические нагрузки составляют несколько процентов от окружной силы F_t .

Для большинства режимов работы цепных передач резонансные колебания не наблюдаются, так как частота возмущающих импульсов больше частоты собственных колебаний. Кроме того, амплитуды колебаний значительно уменьшаются вследствие демпфирующих свойств цепи.

Для приближенной оценки критической частоты вращения можно использовать формулу *

$$n_{1к} = \frac{30}{z_1 a} \sqrt{S_1/q}, \quad (12.14)$$

где a — межосевое расстояние, м; S_1 — натяжение ведущей ветви, Н; q — масса метра длины цепи, кг/м; $n_{1к}$ — об/мин.

Удар шарнира о зуб и ограничение шага цепи

В момент входа в зацепление шарнира B с зубом C (см. рис. 12.8) вертикальные составляющие их скоростей v_1 и v'_1 направлены навстречу друг другу — соприкосновение шарнира с зубом сопровождается ударом. Эффект удара можно оценить потерей кинетической энергии

$$G = \frac{m}{2} v_y^2.$$

Здесь $m = qt \cdot 10^3$ — масса цепи, кг, которая участвует в ударе (приближенно принимают равной массе одного звена); t — шаг, мм;

$v_y = \frac{\omega_1 t}{10^3} \sin\left(\frac{360^\circ}{z} + \gamma\right)$ — скорость удара (см. [33]).

* Эта формула основана на уравнении колебаний струны.

После подстановки с заменой ω_1 на n_1 получим G в Н·м:

$$G = \frac{qn_1^2 t^3}{2,2 \cdot 10^{11}} \sin^2 \left(\frac{360}{z} + \gamma \right) \leq [G]. \quad (12.15)$$

Последовательные удары сопровождаются шумом передачи и являются одной из причин разрушения шарниров цепи и зубьев звездочки. В некоторых случаях удары приводят к раскалыванию роликов. Для ограничения вредного влияния ударов, на основе зависимости (12.15), выработаны рекомендации [33] по выбору шага цепи в зависимости от быстроходности передачи — табл. 12.1.

Таблица 12.1

Наибольшие рекомендуемые значения шага цепи

Число зубьев z_1	Частота вращения n_1 , об/мин							
Роликовые цепи								
≥ 15	1250	1000	900	800	630	500	400	300
Зубчатые цепи								
≥ 17	3300	2650	2200	1650	1320	—	—	—
Наибольший рекомендуемый шаг цепи t , мм								
	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8

Примечания: 1. На практике всегда желательно принимать шаг меньше наибольшего рекомендуемого. 2. При увеличении частоты вращения за указанные пределы необходима повышенная точность и обильная смазка передачи.

§ 6. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА

Стандартные цепи конструируют примерно равнопрочными по напряжениям во всех деталях. Это достигается соответствующим сочетанием размеров деталей, их материалов и термообработки. Для большинства условий работы цепных передач основной причиной потери работоспособности является *износ шарниров цепи*.

В соответствии с этим в качестве основного расчета принят *расчет по износостойкости шарниров*, а за основной расчетный критерий

$$p = F_t / (dB) \leq [p], \quad (12.16)$$

где p — удельное давление в шарнире; F_t — окружная сила; d и B — диаметр валика и ширина цепи, равная длине втулки (см. рис. 12.3).

По расчету передач зубчатой цепью с шарнирами качения пока еще нет достаточного опыта. Поэтому расчет этих передач здесь не излагается (см. [35]).

Износ шарниров цепи и его связь с основными параметрами передачи

При работе цепного привода в шарнирах совершаются повороты на угол

$$\varphi = 2\pi/z. \quad (12.17)$$

За один пробег цепи в каждом шарнире совершается четыре поворота; два на ведущей и два на ведомой звездочках. Эти повороты вызывают износ втулок и роликов шарниров (рис. 12.10).

Срок службы цепи по износу зависит от величины межосевого расстояния a , числа зубьев малой звездочки z_1 , величины нагрузки или давления в шарнирах p , условий смазки или величины коэффициента трения f , износостойкости материала деталей шарниров, допускаемой величины относительного износа $(\Delta t/t)$.

Срок службы цепи увеличивается с увеличением межосевого расстояния a , так как при этом увеличивается длина цепи L и уменьшается число пробегов цепи в единицу времени, т. е. уменьшается число поворотов в каждом шарнире цепи.

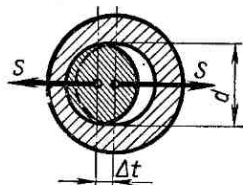


Рис. 12.10

С увеличением z_1 уменьшается угол поворота в шарнирах φ [см. формулу (12.17)], что благоприятно сказывается на уменьшении износа. Однако при этом уменьшается допускаемая величина износа $(\Delta t/t)$. Величины z_1 и $(\Delta t/t)$ взаимосвязаны. Рекомендации по выбору этих величин рассматриваются ниже.

Решающее влияние на долговечность цепи по износу шарниров оказывает *величина давления в шарнирах p* . Опытами установлено, что влияние p на долговечность цепи проявляется в степенной форме (во второй и даже в третьей степени в зависимости от условий смазки [35]) и значительно превышает влияние всех других факторов. Не менее существенно влияние смазки и загрязнения цепи (см. табл. 12.4 и 12.5).

Допускаемая величина износа цепи и рекомендации по выбору числа зубьев звездочек

Допустимая величина относительного износа $(\Delta t/t)$ ограничивается возможностью потери зацепления цепи со звездочкой, а также уменьшением прочности цепи. Шаг t новой цепи равен шагу звездочки по делительной окружности D_0 . При этом цепь располагается на звездочке так, как изображено на рис. 12.11, *a*. Шаг изношенной цепи, измеряемый как расстояние между центрами роликов,

$$t' = t + \Delta t. \quad (12.18)^*$$

* Для роликовых цепей под t' понимается средний шаг.

Изношенная цепь с увеличенным шагом располагается на новом диаметре звездочки D'_0 (рис. 12.11, б). Учитывая формулу (12.8) и малое значение угла π/z , запишем

$$D'_0 = \frac{t'}{\sin \pi/z} = \frac{t}{\sin \pi/z} + \frac{\Delta t}{\sin \pi/z} \approx D_0 + \frac{\Delta t z}{\pi}. \quad (12.19)$$

Нетрудно видеть (см. рис. 12.11, б), что зацепление возможно только при условии

$$D'_0 \leq D_n + d_p \sin \gamma = \text{const}. \quad (12.20)$$

Здесь учтено, что для стандартных цепей и звездочек заданного шага правая часть есть величина постоянная.

Анализируя совместно формулы (12.18), (12.19) и (12.20), можно отметить, что при данном износе Δt диаметр D'_0 , а следовательно,

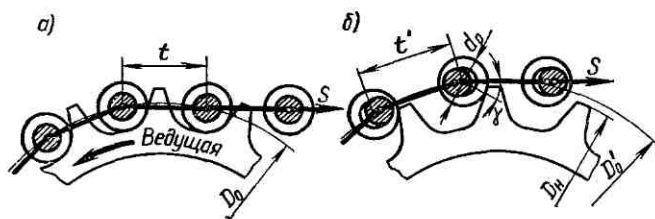


Рис. 12.11

и возможность спадания цепи со звездочки возрастает с увеличением z . Цепь теряет зацепление в первую очередь с большей звездочкой из пары, так как $z_2 > z_1$.

Применять звездочки с малым числом зубьев выгодно по условию сохранения зацепления с изношенной цепью. По условиям зацепления для малых z можно допускать большое значение относительного износа ($\Delta t/t$), которое при этих условиях будет ограничиваться только уменьшением прочности изношенной цепи и возможностью ее разрыва. Отметим также, что с уменьшением z уменьшаются габариты передачи.

В то же время, как было установлено выше, уменьшение z приводит к увеличению интенсивности износа цепи, к увеличению неравномерности хода, шума и динамических нагрузок.

Таким образом, при выборе числа зубьев звездочек мы встречаемся с двумя противоречивыми явлениями. С одной стороны, при большом числе зубьев цепь изнашивается медленнее, но зато мало изношенная, далеко не потерявшая своей прочности цепь теряет зацепление со звездочкой.

С другой стороны, при малом числе зубьев износ цепи происходит быстрее, но зато и при большом износе цепь не теряет способности зацепления со звездочкой. Она может работать до полной потери своей прочности (до разрыва). Очевидно, что существует такое оптимальное число зубьев звездочки, при котором цепь имеет максимальный срок службы с учетом ее прочности и способности к зацеплению.

Для выбора числа зубьев малой звездочки при проектировании передачи рекомендуют использовать табл. 12.2.

Таблица 12.2

Рекомендуемые числа зубьев малой звездочки z_1

Тип цепи	Передаточное отношение i					
	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	> 6
Роликовая	30—27	27—25	25—23	23—21	21—17	17—15

Примечания: 1. Большие значения z_1 для быстроходных передач. При $v > 25$ м/с рекомендуется принимать $z_1 > 35$. 2. Для тихоходных передач можно принимать z_1 меньше табличных значений, но не меньше $z_{\min}$, равного 7. 3. По условиям потери зацепления при износе цепи максимальное число зубьев большой звездочки $z_{2\max}$ желательно принимать не более $100 \div 120$.

Допускаемое давление в шарнирах цепи

На основе специальных испытаний и опыта эксплуатации рекомендуют принимать значения $[p_0]$ согласно табл. 12.3. Эти значения соответствуют типовой передаче, работающей в средних условиях эксплуатации: нагрузка постоянная и равномерная, расположение горизонтальное, натяжение поддерживается в пределах нормы, смазка и защита от загрязнения удовлетворительные, значения z , a , i , t , а также качество цепи в пределах рекомендуемых норм, долговечность цепи по износу не менее $3000 \div 5000$ ч.

Таблица 12.3

Допускаемые давления в шарнирах роликовых цепей $[p_0]$, кгс/мм²

Шаг t , мм	Частота вращения малой звездочки n_{01} , об/мин							
	< 50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7—15,875	3,5	3,15	2,85	2,6	2,4	2,25	2,1	1,85
19,05—25,4	3,5	3,0	2,6	2,35	2,1	1,9	1,75	1,5
31,75—38,1	3,5	2,9	2,4	2,1	1,85	1,65	1,5	—
44,45—50,8	3,5	2,6	2,1	1,75	1,5	—	—	—

Примечание. В МПа цифры увеличить в ≈ 10 раз.

Влияние различия в условиях работы рассчитываемой и типовой передачи принято учитывать введением коэффициента эксплуатации K_9 . При этом для рассчитываемой передачи

$$[p] = [p_0]/K_9. \quad (12.21)$$

В свою очередь,

$$K_9 = K_d K_a K_n K_{\text{пер}} K_c K_{\text{рек}}. \quad (12.22)$$

Здесь K_d — коэффициент динамичности нагрузки; K_a — коэффициент межосевого расстояния или длины цепи; K_n — коэффициент наклона

передачи к горизонту; $K_{\text{рег}}$ — коэффициент способа регулировки натяжения цепи; K_c — коэффициент смазки и загрязнения передачи; $K_{\text{реж}}$ — коэффициент режима или продолжительности работы передачи в течение суток. Значения коэффициентов приведены в табл. 12.4.

Т а б л и ц а 12.4

Значения коэффициентов K_d , K_a , K_n , $K_{\text{рег}}$, K_c , $K_{\text{реж}}$

Условия		Значения
Нагрузка равномерная или близкая к ней		$K_d \approx 1$
Нагрузка переменная		$K_d \approx 1,2 \div 1,5$
$a = (30 - 50) t$		$K_a = 1$
$a < 25 t$		$K_a = 1,25$
$a \geq (60 - 80) t$		$K_a = 0,8$
Линия центров звездочек наклонена до 60° к горизонту		$K_n \approx 1$
То же, больше 60°		$K_n \approx 1,25$
Регулируется положение оси одной из звездочек . .		$K_{\text{рег}} = 1$
Регулируется натяжными звездочками или нажимными роликами		$K_{\text{рег}} = 1,1$
Не регулируется		$K_{\text{рег}} = 1,25$
Производство	Смазка (см. табл. 12.5)	
Без пыли	I	$K_c \approx 0,8$
»	II	$K_c \approx 1$
Запыленное	II	$K_c \approx 1,3$
»	III	$K_c \approx 1,8$ до $v=4$,
Грязное	III	$K_c \approx 3$ до $v=7$
»	IV	$K_c \approx 3$ до $v=4$,
		$K_c \approx 6$ до $v=7$
		$K_c \approx 6$ до $v=4$ м/с
Односменное		$K_{\text{реж}} = 1$
Двухсменное		$K_{\text{реж}} = 1,25$
Трёхсменное		$K_{\text{реж}} = 1,45$

Рекомендации по выбору смазки цепных передач

Качество смазки	Окружная скорость v , м/с			
	< 4	< 7	< 12	> 12
I — хорошая	Капельная 4—10 кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционная под давлением В масляной ванне	Расбрызгиванием
II — удовлетворительная	Густая внутришарнирная Пропитка цепи через 120 ÷ 180 ч	Капельная ~ 20 кап/мин		Циркуляционная под давлением
III — недостаточная	Периодическая через 6—8 ч			
IV — работа без смазки	Допускается при v до 4 м/мин			

§ 7. ПРАКТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Практический расчет цепной передачи сводится к тому, чтобы по заданным N_1 , n_1 и i определить t , z и a . Рекомендации по выбору z и a приведены в табл. 12.2 и формуле (12.5).

Выбор шага цепи. Стандартные цепи построены так, что с увеличением шага цепи увеличивается ее статическая прочность и площадь опорной поверхности шарнира, а следовательно, и нагрузочная способность по давлению в шарнирах. Таким образом, величина шага цепи связана с нагрузкой передачи.

На основе формул (12.16) и (12.21) можно записать

$$F_t = [p] dB = \frac{[p_0]}{K_s} dB.$$

И далее, используя формулу (12.2), получим

$$N_1 = \frac{F_t v}{102} = \frac{[p_0] dB z_1 n_1 t}{K_s \cdot 60 \cdot 1000 \cdot 102}.$$

Обозначим

$$\left. \begin{aligned} K_z = \frac{z_{01}}{z_1} & \text{— коэффициент числа зубьев,} \\ K_n = \frac{n_{01}}{n_1} & \text{— коэффициент частоты вращения,} \end{aligned} \right\} \quad (12.23)$$

при этом

$$N_1 \approx \frac{[p_0] dB z_{01} n_{01} t}{K_s K_z K_n \cdot 6 \cdot 10^6}.$$

Произведение $N_1 K_s K_z K_n$ можно рассматривать как расчетную мощность N_p , эквивалентную по своему влиянию на долговечность

цепи мощности N_1 , приложенной в условиях работы базовой передачи

$$N_p = N_1 K_s K_z K_n = \frac{[p_0] dB z_{01} n_{01} t}{6 \cdot 10^6}. \quad (12.24)$$

Для удобства практических расчетов по формуле (12.24) составлена табл. 12.6 допускаемых значений расчетной мощности в зависимости от шага цепей. Здесь использована связь между $[p_0]$, n_{01} и t , определяемая табл. 12.3. Кроме того, принято $z_{01} = 25$, а за n_{01} принимается ближайшая к расчетной частота вращения из ряда в табл. 12.3: $n_{01} = 50, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1600$ об/мин.

После определения расчетной мощности для проектируемой передачи по условию

$$N_p = N_1 K_s K_z K_n \leq [N_p], \quad (12.26)$$

по табл. 12.6 назначают шаг цепи t , который должен быть меньше указанного в табл. 12.1.

Если однорядная цепь недостаточна или имеет слишком большой шаг, применяют многорядную цепь. При этом

$$N'_p = N_p / K_{\text{ряд}} \leq [N_p], \quad (12.27)$$

где $K_{\text{ряд}}$ — коэффициент числа рядов, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам цепи:

Число рядов . .	1	2	3	4
$K_{\text{ряд}}$	1	1,7	2,5	3

Таблица 12.6

Допускаемая расчетная мощность $[N_p]$, кВт, для цепных передач (при $z_{01} = 25$) — приводные роликовые цепи типа ПР из ГОСТ 10947—64

Обозначение цепей	Шаг t , мм	Диаметр валика d , мм	Длина втулки B , мм	Частота вращения малой звездочки n_{01} , об/мин							
				50	200	400	600	800	1000	1200	1600
ПР-12,7-900	12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,20
ПР-12,7-1800-1	12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
ПР-12,7-1800-2	12,7	4,45	11,30	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
ПР-15,875-2300-1	15,875	5,08	10,11	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
ПР-15,875-2300-2	15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
ПР-19,05-2500	19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3
ПР-25,4-5000	25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8
ПР-31,75-7000	31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	—
ПР-38,1-10000	38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	108	—
ПР-44,45-13000	44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	—	—	—
ПР-50,8-16000	50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157	—	—	—

Примечания: 1. В обозначениях цепи, кроме шага, указана статическая разрушающая нагрузка в кгс и габарит по ширине (1 или 2). 2. Многорядные цепи обозначают цифрой вперед марки: 2ПР — двух-, 3ПР — трех-, 4ПР — четырехрядная. 3. Кроме нормальных (ПР), изготовляют длиннозвенные облегченные (ПРД) и усиленные (ПРУ) цепи.

Пример расчета

Рассчитать цепную передачу в приводе цепного транспорта: $N_1 = 2,8$ кВт, $n_1 = 150$ об/мин, $i = 3$, расположение линии центров передачи под углом 30° к горизонту, передача открытая, работает в пыльном помещении в одну смену, регулируется передвижением оси малой звездочки, цепь роликовая.

Решение. 1. По табл. 12.2 назначаем $z_1 = 25$, $z_2 = 25 \cdot 3 = 75 < z_{2 \max} = 100 \div 120$.

2. Назначаем межосевое расстояние по рекомендации (12.5)

$$a = 40t.$$

3. По формуле (12.26) определяем расчетную мощность, принимая значения коэффициентов по табл. 12.4: $K_d = 1$ (нагрузка близка к равномерной), $K_a = 1$, $K_n = 1$, $K_{\text{рег}} = 1$, $K_c = 1,3$ (выбираем смазку II), $K_{\text{реж}} = 1$. По формулам (12.22) и (12.23) $K_9 = 1,3$;

$$K_z = 25/25 = 1; K_n = 200/150 = 1,33.$$

Принимаем $K_{\text{ряд}} = 1$.

$$N_p = 2,8 \cdot 1,3 \cdot 1,33 = 4,85 \text{ кВт.}$$

4. По табл. 12.6 для принятого $n_{01} = 200$ и $N_p = 4,85$ назначаем однорядную цепь с шагом $t = 19,05$ мм. При этом $a = 40 \cdot 19,05 \approx 760$ мм.

По табл. 12.1 убеждаемся, что найденное $t < t_{\max}$.

5. Определяем $v = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 1000} = \frac{25 \cdot 150 \cdot 19,05}{60 \cdot 1000} \approx 1,2$ м/с.

По табл. 12.5 назначаем густую внутришарнирную смазку.

6. Число звеньев цепи по формуле (12.6)

$$L_t = \frac{2 \cdot 760}{19,05} + \frac{25 + 75}{2} + \left(\frac{75 - 25}{2\pi} \right)^2 \frac{19,05}{760} = 131,6.$$

Округляя до целого четного, принимаем $L_t = 132$. Уточняем a по формуле (12.7)

$$a = \frac{19,05}{4} \left[132 - \frac{25 + 75}{2} + \sqrt{\left(132 - \frac{25 + 75}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{75 - 25}{2\pi} \right)^2} \right] = 765 \text{ мм.}$$

Учитывая рекомендации по уменьшению межосевого расстояния (см. стр. 284) на $\Delta a = 0,003 a \approx 2$ мм, окончательно назначаем $a = 763$ мм.

7. Диаметры звездочек определяем по формуле (12.8)

$$D_{01} = \frac{19,05}{\sin \pi/25} = 152 \text{ мм; } D_{02} = \frac{19,05}{\sin \pi/75} = 455 \text{ мм.}$$

На этом расчет передачи можно закончить. Ниже определены некоторые параметры для того, чтобы подтвердить правильность принятых ранее допущений. Окружающая сила

$$F_t = 102 \cdot N/v = 102 \cdot 2,8/1,2 = 238 \text{ кгс (2380 Н).}$$

Натяжение от центробежных сил по формуле (12.10)

$$S_v = 1,9 \cdot 1,2^2 = 2,8 \text{ Н} \approx 0,28 \text{ кгс.}$$

По таблице ГОСТа $q = 1,9$ кг/м.

Сила предварительного натяжения от веса цепи по формуле (12.11)

$$S_0 = 6 \cdot 0,763 \cdot 1,9 \cdot 9,81 = 87 \text{ Н} = 8,7 \text{ кгс.}$$

Обе эти силы малы по сравнению с F_t , что оправдывает принятые ранее допущения. Оценим возможность резонансных колебаний цепи по формуле (12.14) при $S_1 \approx F_t$

$$n_{1к} = \frac{30}{25 \cdot 0,736} \sqrt{\frac{2380}{1,9}} \approx 55 \text{ об/мин} < n_1 = 150 \text{ об/мин.}$$

Резонанса нет.

ПЕРЕДАЧИ ВИНТ — ГАЙКА

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Передача винт — гайка служит для преобразования вращательного движения в поступательное.

Основы теории винтовой пары (типы резьб, силовые и кинематические зависимости, к. п. д. и др.) были изложены в гл. I «Резьбовые соединения». Ниже излагаются только некоторые дополнительные сведения.

В винтовых механизмах вращение винта или гайки осуществляется обычно с помощью маховика, шестерни и т. п. При этом передаточное отношение условно можно выразить отношением перемещения маховичка S_m к перемещению гайки (винта) S_r

$$i = S_m/S_r = \pi D/S_1, \quad (13.1)$$

где D — диаметр маховичка (шестерни и т. п.); S_1 — ход винта.

При малом S_1 и сравнительно большом D можно получить очень большое i . Например, при $S_1 = 1$ мм, $D = 200$ мм $i = 628$.

Зависимость между окружной силой P_m на маховичке и осевой силой P_r на гайке (винте) запишем в виде

$$P_r = P_m i \eta, \quad (13.2)$$

где η — к. п. д. винтовой пары.

Для $i = 628$ и $\eta \approx 0,3$ получим $P_r \approx 190 P_m$.

Таким образом, при простой и компактной конструкции передача винт — гайка позволяет получить большой выигрыш в силе или осуществлять медленные и точные перемещения.

Основной недостаток передачи — низкий к. п. д. В соответствии с этим передачу винт — гайка применяют в механизмах, где необходимо создавать большие условия (домкраты, прессы и т. п.), а также в механизмах точных перемещений (механизмы подачи станков, измерительные, установочные и регулировочные механизмы).

К настоящему времени разработано много конструкций специальных винтовых пар, которые позволяют компенсировать ошибки изготовления, зазоров и износа; обеспечивают очень большие передаточные отношения (дифференциальная двойная резьба с разным шагом); повышают к. п. д. путем замены трения скольжения трением качения (шариковые винтовые пары) и т. п. (см. [10], [36]).

§ 2. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА РЕЗЬБЫ ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Основным критерием работоспособности этих резьб является износостойкость. В целях уменьшения износа применяют антифрикционные пары материалов (сталь — чугун, сталь — бронза и др.), смазку трущихся поверхностей, принимают малые допускаемые давления $[p]$. Величина давления на поверхности ходовой резьбы выра-

жается такой же формулой, как и напряжения смятия в крепежной резьбе [см. формулу (1.12)], а именно

$$p = P / (\pi d_2 h z) \leq [p]. \quad (13.3)$$

Для проектного расчета формулу (13.3) целесообразно преобразовать, заменив $z = H/S$ и обозначив:

$$\left. \begin{aligned} \psi_H &= H/d_2 - \text{коэффициент высоты гайки,} \\ \psi_h &= h/S - \text{коэффициент высоты резьбы.} \end{aligned} \right\} \quad (13.4)$$

При этом получим

$$d_2 = \sqrt{\frac{P}{\pi \psi_H \psi_h [p]}}. \quad (13.5)$$

Здесь $\psi_H = 0,5$ — трапецеидальная и прямоугольная резьбы (см. рис. 1.5, б и 1.5, а); $\psi_h = 0,75$ — упорная резьба (см. рис. 1.5, в).

Значение коэффициента высоты гайки выбирают по конструктивным соображениям в пределах $\psi_H = 1,2 - 2,5$.

Значения допускаемого давления в резьбе для пар: закаленная сталь — бронза $[p] = 110 \div 130$ кгс/см²; незакаленная сталь — бронза $[p] = 80 \div 100$ кгс/см²; незакаленная сталь — чугун $[p] = 40 \div 60$ кгс/см² (в МПа цифры уменьшить в ≈ 10 раз).

Давление в резьбе винтов в механизмах точных перемещений, например, в делительных цепях станков принимают в $2 \div 3$ раза меньше, чем винтов общего назначения.

После расчета по формуле (13.5) величина d_2 согласуется со стандарт.

В ходовых винтовых парах неравномерность распределения нагрузки по виткам гайки выравнивается за счет приработки резьбы. Поэтому здесь допускают значительно более высокие гайки, чем в крепежных изделиях. В то же время увеличение высоты гайки позволяет уменьшить диаметр винта.

После расчета резьбы сильно нагруженные винты, например винты домкратов, проверяют на прочность и устойчивость. Методика такого расчета изложена в примере.

Пример расчета

Рассчитать винт домкрата, нагруженный по схеме рис. 13.1, а также определить его к. п. д. Резьба самотормозящая, упорная. Грузоподъемность $P = 15\,000$ кгс, $l = 1000$ мм, винт — сталь 35, гайка — чугун СЧ-18-36, подпятник 1 шариковый.

Решение. 1. Определяем диаметр винта по условию износостойкости [формула (13.5)], приняв $[p] = 60$ кгс/см², $\psi_H = 1,8$, $\psi_h = 0,75$.

$$d_2 = \sqrt{\frac{15\,000}{\pi \cdot 1,8 \cdot 0,75 \cdot 60}} = 7,7 \text{ см.}$$

По таблицам стандарта [12] выбираем резьбу упорную 85×12 (см. рис. 13.1), $d = 85$ мм; $S = 12$ мм; $d_1 = 64,2$ мм; $d_2 = 76$ мм; $h = 9$ мм.

Стандартом предусмотрены три шага ($S = 20; 12; 5$) для данного диаметра резьбы. Выбор шага резьбы в данном

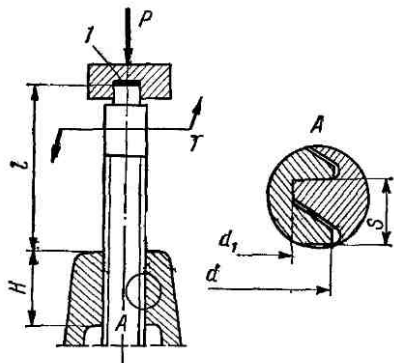


Рис. 13.1

случае зависит от соблюдения условия самоторможения $\rho > \beta$. Принимая для смазанного винта $f = 0,1$, получаем

$$\rho = \arctg f = 5^\circ 50';$$

$$\beta = \arctg \frac{S}{\pi d_2} = \arctg \frac{12}{\pi \cdot 76} \approx 2^\circ 50',$$

что обеспечивает достаточный запас самоторможения. При шаге $S = 20$ мм и $\beta = 5^\circ 10'$ запас самоторможения был бы недостаточным.

Из формулы (13.3)

$$z = \frac{P}{\pi d_2 h [p]} = \frac{15\,000}{\pi \cdot 7,6 \cdot 0,9 \cdot 60} \approx 12;$$

$$H = zS = 12 \cdot 12 = 144 \text{ мм.}$$

Коэффициент высоты гайки $\psi_H = H/d_2 = 144/76 = 1,9$ — находится в допустимых пределах.

Так как стержень винта работает на сжатие и имеет большую свободную длину, его необходимо проверить на прочность с учетом устойчивости по формуле

$$\sigma = \frac{P}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma].$$

Для материала винта (см. табл. 1.1), принимая запас прочности $n = 2$, получаем

$$[\sigma] = \sigma_T/n = 3200/2 = 1600 \text{ кгс/см}^2,$$

φ — коэффициент уменьшения допускаемых напряжений для сжатых стержней выбирается в зависимости от гибкости λ (табл. 13.1).

Таблица 13.1

Значение коэффициента φ уменьшения допускаемых напряжений для стальных сжатых стержней в зависимости от гибкости λ

λ	30	50	60	80	100	120	140	160
φ	0,91 0,91	0,86 0,83	0,82 0,79	0,70 0,65	0,51 0,43	0,37 0,30	0,29 0,23	0,24 0,19

Примечание. Нижние значения φ относятся к сталям повышенного качества.

$$\lambda = \mu l/i = 4l/d_1 = 4 \cdot 1000/64,2 = 62; \quad \varphi \approx 0,8.$$

Здесь, учитывая наличие зазоров в закреплении винта, принято $\mu = 1$ (шарнирное закрепление концов); для круглого сечения радиус инерции

$$i = \sqrt{J/F} = d_1/4.$$

При этом

$$\sigma = \frac{4 \cdot 15\,000}{\pi \cdot 6,42^2} = 465 < 0,8 \cdot 1600 = 1280 \text{ кгс/см}^2.$$

2. Определяем к. п. д. по формуле (1.11).

Потери в упорном шариковом подшипнике, ввиду их незначительности, не учитываем. При наличии слабой смазки в резьбе принимаем $f = 0,1$.

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 2^\circ 50'}{\operatorname{tg} (2^\circ 50' + 5^\circ 50')} = 0,32.$$

ГЛАВА 14

ВАЛЫ И ОСИ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

На валах и осях размещают вращающиеся детали: зубчатые колеса, шкивы, барабаны и т. д.

Вал отличается от оси тем, что передает вращающий момент от одной детали к другой, а ось не передает. Например, на рис. 14.1 момент от полумуфты 3 к шестерне 1 передается валом 2, а на рис. 14.2, где изображен барабан грузоподъемной машины, момент от зубчатого венца передается канату самим барабаном. Вал всегда вращается, а ось может быть вращающейся (рис. 14.2, а) или невращающейся (рис. 14.2, б).

Различают валы прямые, коленчатые и гибкие. Наибольшее распространение имеют прямые валы. Коленчатые валы применяют в поршневых машинах. Гибкие валы допускают передачу вращения при больших перегибах оси (например, в зубо-вращательных бормашинах). Коленчатые и гибкие валы относят к специальным деталям и не изучают в настоящем курсе.

По конструкции различают валы и оси: гладкие (см. рис. 14.2), фасонные, или ступенчатые (см. рис. 14.1), а также сплошные и полые. Образование ступеней на валу связано с закреплением деталей или самого вала в осевом направлении, а также с возможностью монтажа деталей при посадках с натягом. Полыми валы изготовляют для уменьшения веса или в тех случаях, когда через вал пропускают другую деталь.

Прямые валы изготовляют преимущественно из углеродистых и легированных сталей. Чаще других применяют сталь Ст 5 — для

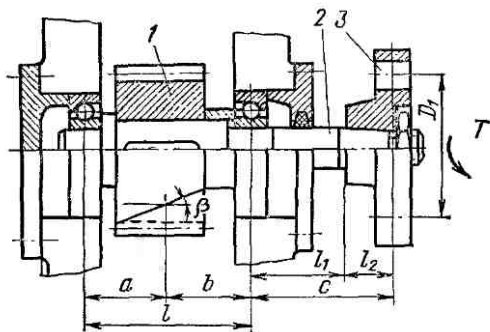


Рис. 14.1

валов без термообработки; сталь 45 или 40Х — для валов с термообработкой (улучшение); сталь 20 или 20Х — для быстроходных валов на подшипниках скольжения, у которых цапфы цементируют для повышения износостойкости.

Механические характеристики материалов см. в табл. 10.12.

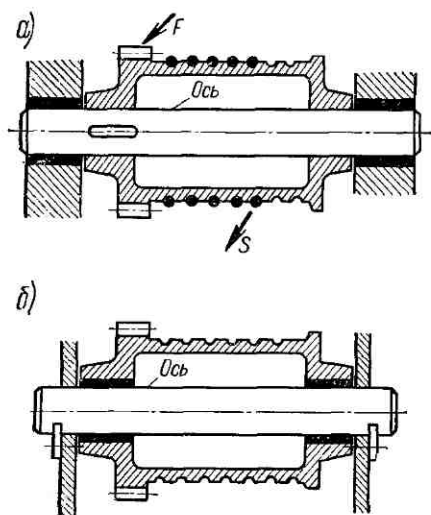


Рис. 14.2

§ 2. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

При проектном расчете обычно известны: крутящий момент T (или мощность N и частота вращения n), нагрузка и размеры основных деталей, расположенных на валу (например, зубчатых колес). Требуется определить размеры и материал вала.

Валы рассчитывают на прочность, жесткость и колебания. Основной расчетной нагрузкой являются моменты T и M , вызы-

вающие кручение и изгиб. Влияние сжимающих или растягивающих сил мало и, как правило, не учитывается.

Расчет осей является частным случаем расчета валов при $T = 0$.

Для выполнения расчета вала необходимо знать его конструкцию (места приложения нагрузки, расположение опор и т. п.). В то же время разработка конструкции вала невозможна без хотя бы приближенной оценки его диаметра.

На практике обычно используют следующий порядок проектного расчета вала:

1. Предварительно оценивают диаметр вала из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{97\,400N}{0,2 [\tau] n}} = C \sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \quad (14.1)$$

где N — кВт; n — об/мин; d — см;

$$C = \sqrt[3]{97\,400/(0,2 [\tau])}.$$

$[\tau]$, кгс/см ²	100	120	150	210	300	400	500
C	17	16	15	13,3	11,9	10,8	10

Обычно принимают:

$$\left. \begin{aligned} d &= (11 \div 13) \sqrt[3]{N/n} \text{ — для трансмиссионных и других аналогичных валов;} \\ d &= (15 \div 17) \sqrt[3]{N/n} \text{ — для редукторных и других аналогичных валов.} \end{aligned} \right\} \quad (14.2)$$

Предварительную оценку диаметра рассчитываемого вала можно также производить, ориентируясь на диаметр того вала, с которым он соединяется (валы передают одинаковый момент T). Например, если вал (см. рис. 14.1) соединяется с валом электродвигателя (или другой машины), то диаметр его входного конца можно принять равным диаметру выходного конца вала электродвигателя.

2. После оценки диаметра вала разрабатывают его конструкцию — см. пример на рис. 14.1.

3. Выполняют проверочный расчет выбранной конструкции по методике, изложенной ниже, и, если необходимо, вносят исправления.

Пример расчета см. стр. 313.

§ 3. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Составление расчетной схемы и определение расчетных нагрузок

Расчет валов базируют на тех разделах курса сопротивления материалов, в которых рассматривают неоднородное напряженное состояние и расчет при переменных напряжениях. При этом действительные условия работы вала заменяют условными и приводят к одной из известных расчетных схем. При переходе от конструкции к расчетной схеме производят схематизацию нагрузок, опор и формы вала. Вследствие такой схематизации расчет валов становится приближенным.

Напомним, что в расчетных схемах используют три основных типа опор: шарнирно-неподвижную, шарнирно-подвижную, защемление, или заделку. Защемление применяют иногда в опорах неподвижных осей. Для вращающихся осей и валов защемление не допускают.

Выбирая тип расчетной опоры, необходимо учитывать, что деформативные перемещения валов обычно весьма малы, и, если конструкция действительной опоры допускает хотя бы небольшой поворот или перемещение, этого достаточно, чтобы считать ее шарнирной или неподвижной.

При этих условиях подшипники, одновременно восприни-

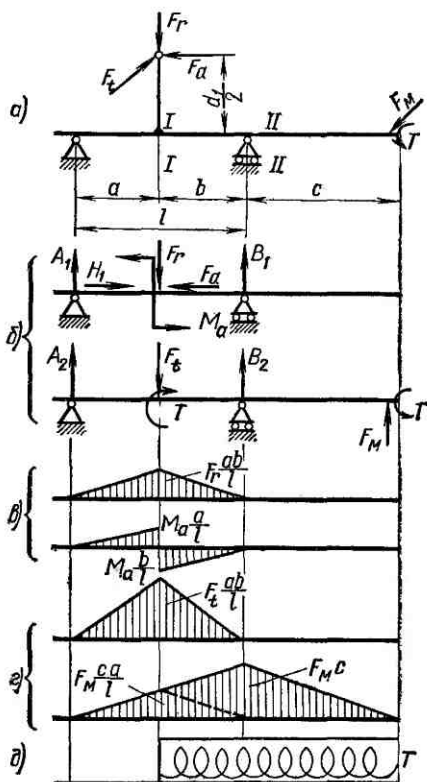


Рис. 14.3

мающие осевые и радиальные нагрузки, заменяют шарнирно-неподвижными опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальные нагрузки, — шарнирно-подвижными.

Условимся в дальнейшем все рассуждения иллюстрировать примером расчета вала, изображенного на рис. 14.1. Для этого вала, учитывая наклон зуба шестерни, левую опору заменяем шарнирно-неподвижной, а правую — шарнирно-подвижной опорами (рис. 14.3).

Действительные нагрузки не являются сосредоточенными, они распределены по длине ступицы, ширине подшипника и т. п. Расчетные нагрузки рассматривают обычно как сосредоточенные. В нашем примере (см. рис. 14.1) вал нагружен силами F_t , F_a и F_r (см. рис. 10.14), действующими в полюсе зацепления (см. рис. 14.3, а), и крутящим моментом T на полумуфте.

В гл. 16 будет показано, что большинство муфт, вследствие неизбежной несоосности соединяемых валов, нагружают вал дополнительно силой F_m . Примеры определения величины F_m для некоторых типов муфт даны в той же главе. При расчете валов приближенно можно принимать $F_m = (0,2 \div 0,5) F'_m$, где F'_m — окружная сила муфты. Направление силы F_m в отношении силы F_t может быть любым (зависит от случайных неточностей монтажа). В расчетной схеме (рис. 14.3, а) силу F_m направляем так, чтобы она увеличивала напряжения и деформации от силы F_t (худший случай).

На рис. 14.3, б силы F_t , F_r и F_a приведены к оси вала и изображены раздельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях. При этом возникли пары сил, равные $F_t (d_1/2) = T$ и $F_a (d_1/2) = M_a$. Здесь d_1 — диаметр делительной окружности шестерни.

Под расчетной схемой построены эпюры изгибающих и крутящих моментов от всех действующих нагрузок (рис. 14.3, в, г, д). По этим эпюрам легко определить суммарные изгибающие моменты в любом сечении вала. Например, для сечения I—I изгибающий момент

$$M = \sqrt{\left(F_r \frac{ab}{l} + M_a \frac{a}{l}\right)^2 + \left(F_t \frac{ab}{l} + F_m \frac{ca}{l}\right)^2}.$$

Расчет на прочность

На практике установлено, что для валов основным видом разрушения является усталостное. Статическое разрушение наблюдается значительно реже. Оно происходит под действием случайных кратковременных перегрузок. Поэтому для валов расчет на усталостную прочность является основным. Расчет на статическую прочность выполняют как проверочный. При расчете на усталость необходимо прежде всего установить характер цикла изменения напряжений.

Вследствие вращения вала напряжения изгиба в различных точках его поперечного сечения изменяются по симметричному циклу, даже при постоянной величине нагрузки *.

* Исключение составляют случаи, когда нагрузка вращается вместе с валом (центробежная сила).

Напряжения кручения изменяются пропорционально изменению нагрузки. В большинстве случаев трудно установить действительный цикл нагрузки машины в условиях эксплуатации. Тогда расчет выполняют условно по номинальной нагрузке, а цикл напряжений принимают симметричным для напряжений изгиба (рис. 14.4, а) и пульсационным для напряжений кручения (рис. 14.4, б). Выбор пульсационного цикла для напряжений кручения обосновывают тем, что большинство машин работает с переменным крутящим моментом, а знак момента изменяется только у реверсивных машин. Неточность такого приближенного расчета компенсируют при выборе запасов прочности.

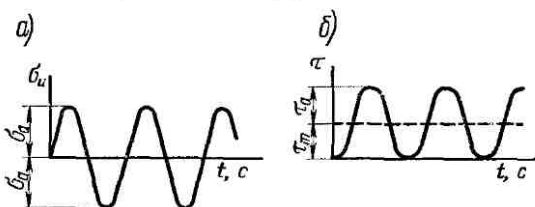


Рис. 14.4

Приступая к расчету, предположительно намечают опасные сечения вала, которые подлежат проверке (сечения I—I и II—II, рис. 14.3). При этом учитывают характер эпюр изгибающих и крутящих моментов (см. рис. 14.3), ступенчатую форму вала и места концентрации напряжений (см. рис. 14.1).

Для опасных сечений определяют запасы усталостной прочности и сравнивают их с допускаемыми.

При совместном действии напряжений кручения и изгиба запас усталостной прочности определяют по формуле

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] \approx 1,5, \quad (14.3)$$

$$\left. \begin{aligned} n_\sigma &= \frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \epsilon_\pi} \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} - \text{запас усталостной прочности} \\ &\quad \text{только по изгибу;} \\ n_\tau &= \frac{K_\tau}{\epsilon_\tau \epsilon_\pi} \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \psi_\tau \tau_m} - \text{запас усталостной прочности} \\ &\quad \text{только по кручению.} \end{aligned} \right\} \quad (14.4)$$

В этих формулах σ_a и τ_a — переменные составляющие циклов напряжений, а σ_m и τ_m — постоянные составляющие.

Согласно принятому выше условию (см. рис. 14.4) при расчете валов

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= 0; \quad \sigma_a = \sigma_u = \frac{M}{0,1 d^3}; \\ \tau_m &= \tau_a = \frac{1}{2} \tau = \frac{1}{2} \frac{T}{0,2 d^3}. \end{aligned} \right\} \quad (14.5)$$

ψ_σ и ψ_τ — коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на усталостную прочность.

Величины ψ_σ и ψ_τ зависят от механических характеристик материала. Обычно принимают:

$$\left. \begin{aligned} \psi_\sigma = 0,05; \psi_\tau = 0 & \text{ — углеродистые мягкие стали;} \\ \psi_\sigma = 0,1; \psi_\tau = 0,05 & \text{ — среднеуглеродистые стали;} \\ \psi_\sigma = 0,15; \psi_\tau = 0,1 & \text{ — легированные стали.} \end{aligned} \right\} \quad (14.6)$$

σ_{-1} и τ_{-1} — пределы усталости (определяют по таблицам или приближенным формулам)

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{-1} &\approx (0,4 \div 0,5) \sigma_B, \\ \tau_{-1} &\approx (0,2 \div 0,3) \sigma_B, \\ \tau_B &\approx (0,55 \div 0,65) \sigma_B. \end{aligned} \right\} \quad (14.7)$$

ϵ_M и ϵ_n — масштабный фактор и фактор качества поверхности (определяется по графикам рис. 14.5 и 14.6); K_σ и K_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (ориентировочно можно назначить по табл. 14.1) *.

График значений масштабного фактора ϵ_M (рис. 14.5, где 1 — углеродистая сталь при отсутствии концентрации напряжений; 2 — легированная сталь при отсутствии концентрации напряжений и углеродистая сталь при умеренной концентрации напряжений ($K_\sigma \leq 2$); 3 — легированная сталь при наличии концентрации напряжений)

и график значений фактора качества поверхности ϵ_n (рис. 14.6, где 1 — шлифование тонкое; 2 — обточка чистовая; 3 — обдирка; 4 — необработанная поверхность с окалиной и т. п.), а также табл. 14.1 позволяют отметить, что с увеличением предела прочности стали σ_B повышается ее чувствительность к резким изменениям формы, к влиянию качества поверхности и размеров детали. Это означает, что при разработке конструкции валов из высокопрочных сталей следует уделять особое внимание уменьшению концентрации напряжений и повышению качества поверхности.

Усталостную прочность детали можно значительно повысить, применив тот или иной метод поверхностного упрочнения: азотирование, поверхностную закалку т. в. ч., дробеструйный наклеп, обкатку роликами и т. д. При этом можно получить увеличение

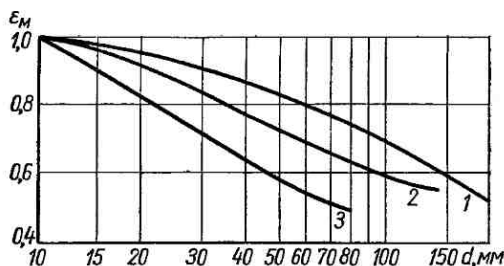


Рис. 14.5

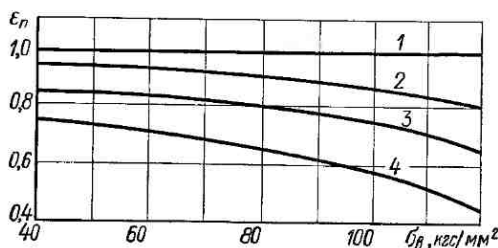


Рис. 14.6

* Подробнее см. в таблицах справочников [1].

предела выносливости до 50% и более. Чувствительность деталей к поверхностному упрочнению уменьшается с увеличением ее размеров [13].

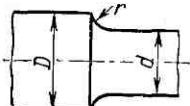
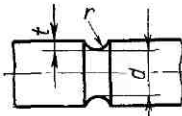
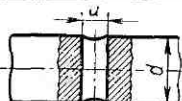
Формулы (14.4) относятся к расчету вала на весьма длительный срок службы, практически на срок амортизации. Если срок службы вала ограничен и число циклов перемены напряжений $N_{ц} < N_{ц0}$, расчетный предел усталости можно повысить (см. рис. 10.34); обозначив его через $(\sigma_{-1})_p$, запишем:

$$(\sigma_{-1})_p \approx \sigma_{-1} \sqrt[9]{10^7/N_{ц}} \quad (14.8)$$

Здесь показатель степени m в формуле (10.56) принят приближенно равным 9, а базовое число циклов $N_{ц0} \approx 10^7$ (случай знакопеременного изгиба).

Таблица 14.1

Значения коэффициентов K_σ и K_τ

Фактор концентрации напряжений		K_σ		K_τ	
		$\sigma_B, \text{ кгс/мм}^2$			
		≤ 70	≥ 100	≤ 70	≥ 100
Галтель при $r/d=0,02$ ($D/d=1,25 \div 2$) 0,06 0,10		2,5 1,85 1,6	3,5 2,0 1,64	1,8 1,4 1,25	2,1 1,53 1,35
Выточка при $t=r$ $r/d=0,02$ 0,06 0,10		1,9 1,8 1,7	2,35 2,0 1,85	1,4 1,35 1,25	1,7 1,65 1,5
Поперечное отверстие при $a/d=0,05-0,25$		1,9	2,0	1,75	2,0
Шпоночный паз		1,7	2,0	1,4	1,7
Шлицы		При расчете по внутреннему диаметру можно принимать $K_\sigma=K_\tau=1$			
Прессовая посадка при $p \geq 2 \text{ кгс/мм}^2$ (без конструктивных мер, уменьшающих концентрацию)		2,4	3,6	1,8	2,5
Резьба		1,8	2,4	1,2	1,5

Примечание. При наличии нескольких концентраторов напряжений в одном сечении в расчет принимается тот, у которого больше K_σ .

Число циклов $N_{ц}$ определяют по методике, которая была изложена в гл. 10, § 11,

$$N_{ц} = 60 nt, \quad (14.9)$$

где n — в об/мин; t — число часов работы при полной нагрузке или близкой к ней.

Проверку статической прочности производят в целях предупреждения пластических деформаций с учетом кратковременных перегрузок (например, пусковых и т. п.). При этом определяют эквивалентное напряжение по формуле

$$\sigma_{эк} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (14.10)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \sigma_n &= M_n / 0,1d^3; \\ \tau &= T_w / 0,2d^3. \end{aligned} \right\} \quad (14.11)$$

Здесь M_n — изгибающий момент в опасном сечении при перегрузке; T_w — крутящий момент в опасном сечении при перегрузке.

Предельное допускаемое напряжение $[\sigma]$ принимают близким к пределу текучести σ_T :

$$[\sigma] \approx 0,8\sigma_T. \quad (14.12)$$

Расчет на жесткость

Упругие перемещения вала отрицательно влияют на работу связанных с ним деталей: шипшпиков, зубчатых колес, катков фрикционных передач и т. д.

От прогиба вала (рис. 14.7) в зубчатом зацеплении возникает концентрация нагрузки по длине зуба (см. рис. 10.9). При больших углах поворота θ в подшипнике может произойти защемление вала (см. правую опору на рис. 14.7).

В металлорежущих станках упругие перемещения валов (в особенности шпинделей) снижают точность обработки и качество поверхности деталей. В делительных и отсчетных механизмах упругие перемещения снижают точность измерений и т. д.

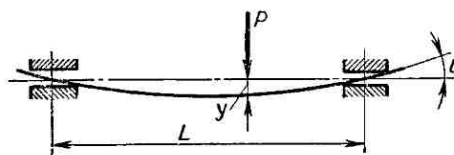


Рис. 14.7

Величина допускаемых упругих перемещений зависит от конкретных требований к конструкции и устанавливается в каждом отдельном случае. Введение общих норм едва ли возможно и целесообразно. Некоторые из приближенных рекомендаций указаны ниже.

Для валов зубчатых передач стрела прогиба под колесом

$[y] \approx 0,01 m$ — передачи цилиндрические;

$[y] \approx 0,005 m$ — конические, гипоидные, глобоидные передачи,

где m — модуль зацепления.

Угол взаимного наклона валов под шестернями $\leq 0,001$ рад.
В станкостроении для валов общего назначения (см. рис. 14.7),

$$[y] = (0,0002 \div 0,0003) L,$$

где L — расстояние между опорами.

Угол поворота вала в подшипнике скольжения $[\theta] = 0,001$ рад;
в радиальном шарикоподшипнике $[\theta] = 0,005$ рад.

Малая величина допускаемых перемещений иногда приводит к тому, что размеры вала определяются не прочностью, а жесткостью.

В этих случаях, очевидно, не целесообразно изготовлять вал из дорогих высокопрочных сталей (если это не диктуется какими-либо другими условиями, например износостойкостью цапф).

Перемещения при изгибе в общем случае целесообразно определять, используя интеграл Мора и способ Верещагина (см. курс «Сопротивление материалов»).

Определим, например, прогиб под шестерней и угол поворота свободного конца вала (см. рис. 14.1) в горизонтальной плоскости. При этом используем эпюры моментов (см. рис. 14.3). Вал считаем приближенно только двухступенчатым (рис. 14.8).

Для определения прогиба под силой F_t прикладываем здесь единичную силу. Эпюра изгибающих моментов от этой силы будет такой же, как и от силы F_t , только ее ординаты уменьшатся в F_t раз (рис. 14.8, а).

Умножая площади эпюр от сил F_t и F_m (см. рис. 14.3) на ординаты эпюры (см. рис. 14.8, а) под их центрами тяжести, найдем прогиб y_r . (На рис. 14.3, г штриховая линия позволяет упростить вычисление прогиба от нагрузки F_m .)

$$y_r = \frac{1}{EI_1} \left(\frac{1}{2} F_t \frac{ab}{l} l \frac{2}{3} \frac{ab}{l} + \frac{1}{2} F_m \frac{ac}{l} l \frac{2}{3} \frac{ab}{l} + \frac{1}{2} F_m cb \frac{1}{3} \frac{ab}{l} \right) =$$

$$= \frac{1}{EI_1} \left[F_t \frac{a^2 b^2}{3l} + F_m \frac{ac(l^2 - a^2)}{6l} \right], \quad (14.13)$$

где

$$I_1 = \pi d_1^4 / 64.$$

Аналогично найдем угол поворота свободного конца вала, приложив единичную пару к этому концу (рис. 14.8, б).

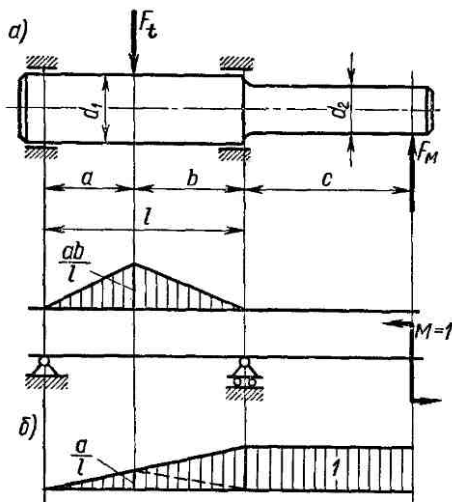


Рис. 14.8

Здесь рассматриваем два участка l и c (разные диаметры d_1 и d_2 , ломаная линия эпюры от единичной пары).

$$\theta_r = \frac{1}{EI_1} \left(\frac{1}{2} F_t \frac{ab}{l} l \frac{2}{3} \frac{a}{l} + \frac{1}{2} F_t \frac{ab}{l} b \frac{1}{3} + \frac{1}{2} F_m c l \frac{2}{3} \right) + \frac{1}{EI_2} \frac{1}{2} F_m c c \cdot 1 = \frac{1}{EI_1} \left[\frac{F_t ab (l+a)}{6l} + \frac{F_m c l}{3} \right] + \frac{F_m c^2}{2EI_2}.$$

Здесь

$$I_2 = \pi d_2^4 / 64.$$

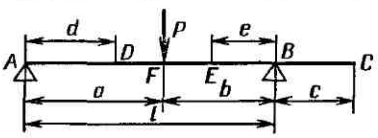
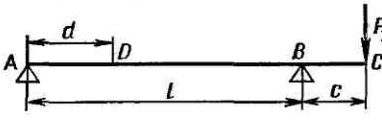
Таким же способом можно определить прогиб y_n и угол поворота θ_n в вертикальной плоскости, а затем найти суммарные значения перемещений:

$$y = \sqrt{y_r^2 + y_n^2}; \quad \theta = \sqrt{\theta_r^2 + \theta_n^2}.$$

Для простых расчетных случаев можно использовать готовые решения, приведенные в табл. 14.2. При этом вал рассматривают как имеющий постоянное сечение некоторого приведенного диаметра.

Таблица 14.2

Формулы для углов поворота и прогибов двухопорных валов

Углы поворота θ и прогибы y	 	
θ_A	$\frac{Pab(l+b)}{6EI l}$	$-\frac{P_1 c l}{6EI}$
θ_B	$-\frac{Pab(l+a)}{6EI l}$	$\frac{P_1 c l}{3EI}$
θ_C	θ_B	$\frac{P_1 c (2l+3c)}{6EI}$
θ_D	$\frac{Pb(l^2 - b^2 - 3d^2)}{6EI l}$	$\frac{P_1 c (3d^2 - l^2)}{6EI l}$
θ_E	$-\frac{Pa(l^2 - a^2 - 3e^2)}{6EI l}$	—
θ_F	$\frac{Pab(b-a)}{3EI l}$	—
y_D	$\frac{Pbd(l^2 - b^2 - d^2)}{6EI l}$	$-\frac{P_1 c d(l^2 - d^2)}{6EI l}$
y_E	$\frac{Pae(l^2 - a^2 - e^2)}{6EI l}$	—
y_F	$\frac{Pa^2 b^2}{3EI l}$	—
y_C	$\theta_B c$	$\frac{P_1 c^2 (l+c)}{3EI}$

Перемещение при кручении валов постоянного диаметра определяют по формуле

$$\varphi = TL/(GI_p),$$

где φ — угол закручивания вала, рад; T — крутящий момент; G — модуль упругости при сдвиге; L — длина закручиваемого участка вала; $I_p = \pi d^4/32$ — полярный момент инерции сечения вала.

Если вал ступенчатый и нагружен несколькими T , деформацию определяют по участкам и затем суммируют.

Величина допускаемых углов закручивания валов колеблется в широких пределах в зависимости от требований, предъявляемых к механизму. Например, в приводах следящих систем, делительных механизмах и пр. допускаемые углы закручивания ограничиваются секундами и минутами на 1 м длины, а в карданных валах автомобилей допускают несколько градусов на метр.

Расчет на колебания

При решении поставленной задачи полагаем, что читателю известны методы расчета колебаний элементарных систем.

Вынужденные колебания системы с одной степенью свободы описываются уравнением

$$y = \frac{P_0}{m(p^2 - \omega^2)} \sin \omega t, \quad (14.14)$$

где y — амплитуда вынужденных колебаний массы m ; P_0 — амплитуда возмущающей силы, $P(t) = P_0 \sin \omega t$; ω — круговая частота

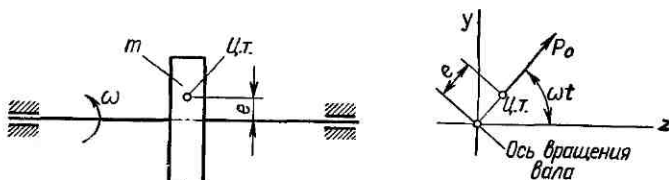


Рис. 14.9

возмущающей силы или частота вынужденных колебаний системы; p — круговая частота свободных колебаний системы.

В целях выяснения сущности вопроса рассмотрим уравнение (14.14) в приложении к колебаниям вала для простейшего случая (рис. 14.9). Здесь на валу, вращающемся с угловой скоростью ω , закреплен диск массой m с эксцентриситетом e . Собственную массу вала считаем малой по сравнению с m и в расчет не принимаем (упругая система с одной степенью свободы).

На вал действует центробежная сила

$$P_0 = m\omega^2 e, \quad (14.15)$$

вектор которой вращается с угловой скоростью ω .

Составляющими силы P_0 по осям y и z будут:

$$\left. \begin{aligned} P_y &= P_0 \sin \omega t, \\ P_z &= P_0 \cos \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (14.16)$$

Силы P_y и P_z являются гармоническими возмущающими силами, которые вызывают колебания изгиба вала в направлении осей y и z .

Колебания от силы P_y описываются уравнением (14.14), а от силы P_z — аналогичным ему уравнением: $z = \frac{P_0}{m(p^2 - \omega^2)} \cos \omega t$.

Частота собственных колебаний изгиба

$$p = \sqrt{1/m\delta} = \sqrt{g/y_{\text{ст}}}, \quad (14.17)$$

где $\delta = y_{\text{ст}}/(mg)$ — податливость вала или прогиб от единичной силы; $y_{\text{ст}}$ — статический прогиб вала от действия силы тяжести диска (mg).

Уравнение (14.14) позволяет отметить, что при $\omega \rightarrow p$, $y \rightarrow \infty$ и при $\omega = p$ наступает резонанс, при котором может произойти разрушение вала (машины).

Таким образом, *даже при ничтожно малой неуровновешенности в условиях резонанса можно ожидать разрушения машины* *.

Частоту вращения (об/мин), при которой наступает резонанс, называют критической **.

$$n_{\text{кр}} = \frac{30\omega_{\text{кр}}}{\pi} = \frac{30p}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{g/y_{\text{ст}}}. \quad (14.18)$$

Если угловая скорость ω будет больше $\omega_{\text{кр}} = p$, система при разгоне перейдет зону резонанса и снова стабилизируется. Во избежание поломок зону резонанса следует проходить быстро. Задержки в этой зоне не допускаются.

При $\omega > p$ амплитуда колебаний меняет свой знак [см. формулу (14.14)]. Установим, что практически это означает:

полная амплитуда

$$r = \sqrt{y^2 + z^2} = \frac{P_0}{m(p^2 - \omega^2)} = \frac{\omega^2}{p^2 - \omega^2} e. \quad (14.19)$$

Здесь учтено: $\sin^2 \omega t + \cos^2 \omega t = 1$; $P_0 = m\omega^2 e$.

При $\omega > p$ r будет направлена противоположно e и при $\omega \gg p$ $r \rightarrow (-e)$. Таким образом, *за критической зоной центр тяжести несбалансированной массы приближается к геометрической оси вращения*.

Это явление используют в высокоскоростных механизмах, когда для сохранения устойчивости устанавливают гибкий вал с низкой собственной частотой p .

* Уравнение (14.14) не учитывает затухания колебаний под действием различного рода сопротивлений (внутреннее трение в металле, сопротивление окружающей среды и сопряженных деталей и т. д.).

** Существует также другое объяснение $n_{\text{кр}}$, которое исходит из пропорциональности упругих и центробежных сил прогибу вала. При равенстве этих сил система теряет динамическую устойчивость [13]. Оба способа дают одинаковые результаты.

За предел вибрационной устойчивости обычно принимают: для жестких валов $n \leq 0,7 n_{кр}$, для гибких валов $n \geq 1,3 n_{кр}$.

При действии переменных крутящих моментов в системе возбуждаются крутильные колебания, которые можно проанализировать подобным же способом.

Сведения о крутильных колебаниях для элементарных систем даны в гл. 16, § 4.

Расчетные формулы для частот собственных колебаний и критических частот вращения более сложных, в том числе многомассовых, систем см. в справочниках, а также [13] и [16].

Пример расчета

Выполнить проектный расчет вала и его опор (см. рис. 14.1): $N = 13$ кВт, $n = 200$ об/мин, ширина шестерни — 100 мм, диаметр шестерни $d_1 = 200$ мм ($z = 40$; $m = 5$), $\beta = 8^\circ$; на выходном конце вала установлена упругая пальцевая муфта; материал вала — сталь 45 нормализованная, $\sigma_b = 65$ кгс/мм², $\sigma_T = 32$ кгс/мм².

Решение. 1. По формуле (14.2) приближенно оцениваем средний диаметр вала:

$$d = 16 \sqrt[3]{N/n} = 16 \sqrt[3]{13/200} = 6,4 \text{ см.}$$

2. Разрабатываем конструкцию вала и по чертежу оцениваем его размеры:

диаметр в месте посадки шестерни $d_{ш} = 65$ мм;

диаметр в месте посадки подшипников $d_n = d_1 - 5 = 60$ мм;

диаметр в месте посадки муфты $d_m = d_n - 5 = 55$ мм; $l = 160$ мм; $a = b = 80$ мм; $c = 170$ мм; $D_1 = 140$ мм.

3. Определяем дополнительную нагрузку от неуравновешенности окружной силы муфты. Приближенно принимаем (см. стр. 304)

$$F_m = 0,3 \frac{T}{D_1/2} = \frac{0,6 \cdot 97 \cdot 400 \cdot 13}{14 \cdot 200} = 275 \text{ кгс.}$$

4. Определяем силы F_t , F_r и F_a [см. формулы (10.9)]:

$$T = 97 \cdot 400 \frac{13}{200} = 6450 \text{ кгс} \cdot \text{см};$$

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \cdot 6450}{20} = 645 \text{ кгс};$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 645 \cdot 0,1405 = 90 \text{ кгс};$$

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 645 \frac{0,364}{0,9903} = 240 \text{ кгс.}$$

5. Определяем реакции в опорах и строим эпюры изгибающих и крутящих моментов (см. рис. 14.3). Рассмотрим реакции от сил F_r и F_a , действующих в вертикальной плоскости. Сумма проекций на направление F_r : $F_r = A_1 + B_1$. Сумма проекций на направление F_a : $F_a = H_1$. Сумма моментов относительно левой опоры:

$$B_1 l = F_t l/2 - F_a \frac{d_1}{2}; \quad B_1 = \frac{F_r}{2} - F_a \frac{d_1}{2l} = 120 - 45 \frac{200}{160} = 60 \text{ кгс};$$

$$A_1 = F_r - B_1 = 180 \text{ кгс.}$$

Реакции от сил F_t и F_m , действующих в горизонтальной плоскости (F_m прикладываем так, чтобы она увеличивала прогиб от F_t — худший случай):

$$A_2 + B_2 = F_t - F_m;$$

$$B_2 l = F_t l/2 - F_m (c + l);$$

$$B_2 = F_t/2 - F_m \left(\frac{c}{l} + 1 \right) = 323 - 275 \left(\frac{170}{160} + 1 \right) = -240 \text{ кгс};$$

$$A_2 = F_t - F_m - B_2 = 610 \text{ кгс.}$$

6. По формулам (14.3) определяем запасы прочности в опасных сечениях.

Просчитываем два предполагаемых опасных сечения (см. рис. 14.3, а): сечение I — I под шестерней, ослабленное шпоночным пазом, и сечение II — II рядом с подшипником, ослабленное галтелью. Для первого сечения изгибающий момент

$$M = \sqrt{\left(A_1 \frac{l}{2}\right)^2 + \left(A_2 \frac{l}{2}\right)^2} = \sqrt{(180 \cdot 8)^2 + (610 \cdot 8)^2} = 5100 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

Крутящий момент $T = 6450 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = M/W_{\text{и}} = 5100/(0,1 \cdot 6,5^3) = 185 \text{ кгс/см}^2.$$

Напряжение кручения

$$\tau = T/W_p = 6450/(0,2 \cdot 6,5^3) = 120 \text{ кгс/см}^2;$$

По формулам (14.7)

$$\sigma_{-I} = 0,4\sigma_{\text{в}} = 0,4 \cdot 6500 = 2600 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\tau_{-I} = 0,2\sigma_{\text{в}} = 0,2 \cdot 6500 = 1300 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\tau_{\text{в}} = 0,6 \cdot 6500 = 3900 \text{ кгс/см}^2.$$

По табл. 14.1 для шпоночного паза при $\sigma_{\text{в}} \leq 70 \text{ кгс/мм}^2$ $K_{\sigma} = 1,7$, $K_{\tau} = 1,4$.

По графику (см. рис. 14.5, кривая 2) $\epsilon_{\text{м}} = 0,72$.

По графику (см. рис. 14.6) для шлифованного вала $\epsilon_{\text{п}} = 1$.

По формулам (14.4) с учетом (14.5), принимая по (14.6) $\psi_{\sigma} = 0,01$, $\psi_{\tau} = 0,05$, находим:

$$n_{\sigma} = \frac{2600}{\frac{1,7}{0,72} \cdot 185} = 5,9,$$

$$n_{\tau} = \frac{1300}{\frac{1,4}{0,72} \cdot 60 + 0,05 \cdot 60} \approx 11.$$

По формуле (14.3)

$$n = \frac{5,9 \cdot 11}{\sqrt{5,9^2 + 11^2}} \approx 5,2 > [n] = 1,5.$$

Для второго сечения изгибающий момент

$$M \approx F_{\text{м}}c = 275 \cdot 17 = 4650 \text{ кгс} \cdot \text{см};$$

крутящий момент $T = 6450 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$

$$\sigma_{\text{и}} = 4650/(0,1 \cdot 5,5^3) = 280 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\tau = 6450/(0,2 \cdot 5,5^3) = 195 \text{ кгс/см}^2.$$

Принимаем r галтели равным 3 мм; $r/d \approx 0,06$ и находим $K_{\sigma} = 1,85$; $K_{\tau} = 1,4$;

$$n_{\sigma} = \frac{2600}{\frac{1,85}{0,72} \cdot 280} = 3,6; \quad n_{\tau} = \frac{1300}{\frac{1,4}{0,72} \cdot 97,5 + 0,05 \cdot 97,5} = 6,7,$$

$$n = \frac{3,6 \cdot 6,7}{\sqrt{3,6^2 + 6,7^2}} \approx 3 > [n] = 1,5.$$

7. Проверяем жесткость вала. По условиям работы зубчатого зацепления опасным является прогиб вала под шестерней. Для определения прогиба в направлении действия силы F_t используем схему рис. 14.8 и формулу прогиба (14.13).

Заменив в этой формуле a и b на $l/2$, получим

$$y_{\text{т}} = \frac{1}{EI_1} \left(F_t \frac{l^3}{48} + F_{\text{м}} \frac{cl^2}{16} \right) = \frac{1}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 87} \left(645 \frac{16^3}{48} + 275 \frac{17 \cdot 16^2}{16} \right) = 0,07 \text{ см} = 0,007 \text{ мм.}$$

Здесь $I_1 = \pi d_1^4/64 = \pi \cdot 6,5^4/64 = 87 \text{ см}^4$.

В вертикальной плоскости прогиб от момента M_a будет равен нулю, а от силы F_r

$$y_v = \frac{1}{EI_1} F_r \frac{l^3}{48} = \frac{240 \cdot 16^3}{2,1 \cdot 10^8 \cdot 87 \cdot 48} = 0,0001 \text{ см} = 0,0001 \text{ мм.}$$

Полный прогиб

$$y = \sqrt{y_r^2 + y_v^2} = \sqrt{0,007^2 + 0,001^2} \approx 0,007 \text{ мм.}$$

Допускаемая величина прогиба (см. стр. 308) составляет:

$$[y] \approx 0,01 \text{ м} = 0,01 \cdot 5 = 0,05 > 0,007 \text{ мм.}$$

Таким образом, вал имеет повышенные запасы прочности и жесткости. По этим условиям диаметр вала можно уменьшить. Однако этот вопрос нельзя окончательно решить без расчета подшипников (см. пример стр. 324).

Г Л А В А 15 ПОДШИПНИКИ

Назначение и классификация

Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и передают их на раму машины. При этом вал должен фиксироваться в определенном положении и вращаться вокруг заданной геометрической оси. Во избежание снижения к. п. д. механизма потери в подшипниках должны быть минимальными. От качества подшипников в значительной степени зависит работоспособность и долговечность машин.

Подшипники различают по виду трения и по воспринимаемой нагрузке. По первому признаку все подшипники делят на две основные группы:

1. *Подшипники скольжения*, у которых опорный участок вала (цапфа — шип, шейка, пята) скользит по поверхности подшипника.
2. *Подшипники качения*, у которых трение скольжения заменяют трением качения посредством установки шариков или роликов между опорными поверхностями подшипника и вала.

По второму признаку различают:

1. *Радиальные подшипники*, воспринимающие радиальные нагрузки.
2. *Упорные подшипники*, воспринимающие осевые нагрузки.
3. *Радиально-упорные подшипники*, воспринимающие радиальные и осевые нагрузки.

Все типы подшипников широко распространены.

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ПРИМЕНЕНИЕ

Форма рабочей поверхности подшипника скольжения так же, как и форма цапфы вала, может быть цилиндрической (рис. 15.1, а), плоской (рис. 15.1, б), конической (рис. 15.1, в) или шаровой (рис. 15.1, г).

Цапфу, передающую радиальную нагрузку, называют ш и п о м, если она расположена на конце вала, и ш е й к о й при расположении в середине вала. Цапфу, передающую осевую нагрузку, называют п я т о й, а опору (подшипник) — п о д п я т н и к о м.

Подпятники работают обычно в паре с радиальными подшипниками (рис. 15.1, б). Большинство радиальных подшипников (рис. 15.1, а)

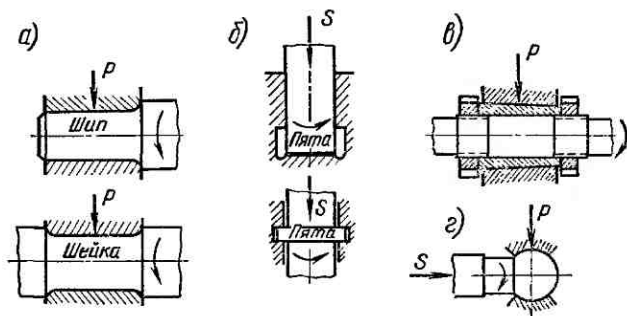


Рис. 15.1

может воспринимать также и небольшие осевые нагрузки (фиксируют вал в осевом направлении). Для этого вал изготавливают ступенчатым с галтелями, а кромки подшипника закругляют.

Подшипники с конической поверхностью (рис. 15.1, в) применяют редко. Их используют при небольших нагрузках в тех случаях, когда необходимо систематически устранять зазор от износа подшипника.

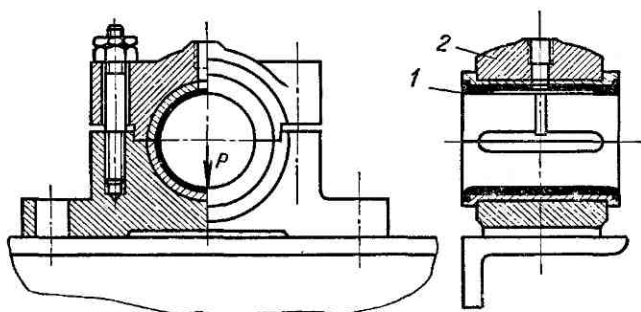


Рис. 15.2

Также редко применяют и шаровые подшипники. Эти подшипники допускают перекося оси вала, т. е. обладают свойством самоустановки.

Пример конструктивного оформления подшипника показан на рис. 15.2. Основным элементом подшипника является в к л а д ы ш 1. Вкладыши изготавливают из антифрикционных материалов. Их устанавливают в специальном корпусе подшипника 2 или непосредственно в корпусе машины (станине, раме и т. д.). Подробнее о конструкции подшипников см. § 5.

Область применения подшипников скольжения в современном машиностроении сократилась в связи с распространением подшипников качения. Однако значение подшипников скольжения в современной технике не уменьшилось. Их применяют очень широко и в целом ряде конструкций они незаменимы. К таким подшипникам относятся:

1. Разъемные подшипники, необходимые по условиям сборки, например, для коленчатых валов.

2. Высокоскоростные подшипники ($v > 30$ м/с), в условиях работы которых долговечность подшипников качения резко сокращается.

3. Подшипники прецизионных машин, от которых требуется особо точное направление валов и возможность регулировки зазоров.

4. Подшипники тяжелых валов (диаметром до 1 м и более), для которых не изготавливают стандартные подшипники качения.

5. Подшипники, работающие в особых условиях (воде, агрессивных средах и т. п.), в которых подшипники качения неработоспособны.

6. Подшипники, воспринимающие ударные и вибрационные нагрузки, в которых используется демпфирующее свойство масляного слоя.

7. Подшипники дешевых тихоходных механизмов и некоторые другие.

§ 2. УСЛОВИЯ РАБОТЫ И ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ

Вращению цапфы в подшипнике противодействует момент сил трения. Работа трения нагревает подшипник и цапфу. От поверхности трения тепло отводится через корпус подшипника и вал, а также уносится смазывающей жидкостью. Для любого установившегося режима работы подшипника существует тепловое равновесие: теплоотдача равна тепловыделению. При этом устанавливается определенная температура. Чем больше тепловыделение и хуже условия теплоотдачи, тем выше температура теплового равновесия. Эта температура не должна превышать некоторой предельной величины, допускаемой для данного материала подшипника и сорта смазки. С повышением температуры понижается вязкость масла и увеличивается вероятность заедания цапфы в подшипнике. В конечном результате заедание приводит к выплавлению вкладыша. *Перегрев подшипника является основной причиной его разрушения.*

Работа подшипника сопровождается износом вкладыша и цапфы, что нарушает правильную работу механизма и самого подшипника. Если износ превышает норму, подшипник бракуют. Интенсивность износа, связанная также с величиной работы трения, определяет долговечность подшипника.

При действии переменных нагрузок (например, в поршневых двигателях) поверхность вкладыша может выкрашиваться вследствие усталости. Усталостное выкрашивание свойственно подшипникам с малым износом и наблюдается сравнительно редко. В случае действия больших кратковременных перегрузок ударного характера вкладыши подшипников могут хрупко разрушаться. Хрупкому разрушению особенно подвержены малопрочные антифрикционные материалы, такие, как баббиты и некоторые пластмассы.

Режимы трения и критерии расчета

Выше было отмечено, что величина работы трения является основным показателем работоспособности подшипника. Трение определяет износ и нагрев подшипника, а также его к. п. д. Для уменьшения трения подшипники скольжения смазывают.

В зависимости от режима работы подшипника в нем может быть полужидкостное или жидкостное трение. Схематизированное представление об этих режимах дает рис. 15.3.

При жидкостном трении рабочие поверхности вала и вкладыша разделены слоем масла, толщина h которого больше суммы высот R_z неровностей поверхностей (на рис. 15.3 разделяющий слой масла изображен толстой черной линией)

$$h > R_{z1} + R_{z2}. \quad (15.1)$$

При этом условии масло воспринимает внешнюю нагрузку, предотвращая непосредственное соприкосновение рабочих поверхностей, т. е. их износ.

Сопротивление движению в этом случае определяется только внутренним трением в смазочной жидкости. Величина коэффициента жидкостного трения располагается в пределах $0,001 \div 0,005$ (эта величина может быть меньше коэффициента трения качения).

При полужидкостном трении условие (15.1) не соблюдается, в подшипнике будет смешанное трение — одновременно жидкостное и сухое. Величина коэффициента полужидкостного трения зависит не только от качества масла, но также и от материала трущихся поверхностей. Для распространенных антифрикционных материалов коэффициент полужидкостного трения колеблется от 0,008 до 0,1.

Полужидкостное трение сопровождается износом трущихся поверхностей.

Для работы подшипника самым благоприятным режимом является режим жидкостного трения. Образование режима жидкостного трения является основным критерием расчета подшипников скольжения. При этом одновременно обеспечиваются критерии работоспособности по износу и заеданию.

Основные условия образования режима жидкостного трения

Исследование режима жидкостного трения в подшипниках основано на гидродинамической теории смазки *. Эта теория базируется на решениях дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой

* Основоположением этой теории является Н. П. Петров (1883 г.). В дальнейшем эта теория получила развитие в трудах О. Рейнольдса, Н. Е. Жуковского, С. А. Чаплыгина, А. Зоммерфельда, А. Мичеля, а также ряда других ученых.

жидкости, которые связывают давление, скорость и сопротивление вязкому сдвигу. Теоретические решения довольно сложны и поэтому излагаются в специальной литературе (см. [38], [39]). В курсе «Детали машин» изучают принципиальные понятия о режиме жидкостного трения и методику практического расчета подшипников без вывода основных расчетных зависимостей.

На рис. 15.4 показаны две пластины A и B , залитые маслом и нагруженные силой P . Под действием силы Q пластина A движется относительно B со скоростью v . Если скорость v мала (рис. 15.4, а), пластина A выжимает смазку с пластины B . Поверхности пластин непосредственно соприкасаются. При этом образуется полужидкостное трение.

При достаточно большой скорости v (рис. 15.4, б) пластина A поднимается в масляном слое и принимает наклонное положение, подобно тому, как поднимается глиссер или водные лыжи, скользящие по воде.

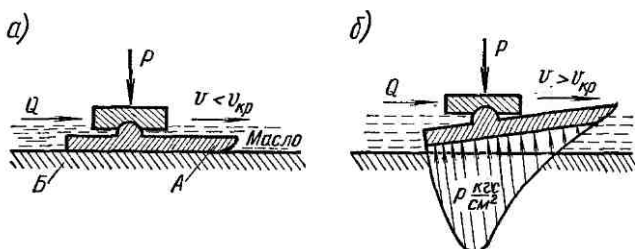


Рис. 15.4

Между пластинами образуется сужающийся зазор. Вязкое и липкое масло непрерывно нагнетается в этот зазор. Протекание масла через сужающийся зазор сопровождается образованием давления p (рис. 15.4, б), которое уравнивает внешнюю нагрузку. В этом случае движение продолжается в условиях жидкостного трения. Переход к режиму жидкостного трения происходит при некоторой скорости, называемой критической $v_{кр}$.

Гидродинамическая теория смазки доказывает, что гидродинамическое давление может развиваться только в сужающемся зазоре, который принято называть клиновым. В нашем примере начальный клиновидный зазор образуется с помощью скошенной кромки пластины A .

Если конструкция подшипника не имеет клинового зазора, в подшипнике не может образоваться жидкостное трение. Например, простой плоский подпятник (см. рис. 15.1, б) не имеет клинового зазора и не может работать при жидкостном трении.

Для образования клинового зазора, а следовательно, и условий жидкостного трения опорной поверхности подпятника придают специальную форму (см. рис. 15.11).

В радиальных подшипниках клиновидная форма зазора свойственна самой конструкции подшипника. Она образуется за счет смещения центров цапфы вала и вкладыша (рис. 15.5, а).

При угловой скорости $\omega > \omega_{кр}$ цапфа всплывает в масле и несколько смещается в сторону вращения по траектории, указанной на рис. 15.5, б *. С увеличением угловой скорости увеличивается толщина разделяющего масляного слоя h , а центр цапфы сближается с центром вкладыша. При $\omega \rightarrow \infty$ расстояние между центрами $e \rightarrow 0$. Полного совпадения центров быть не может, так как при этом нарушается клиновидная форма зазора, как одно из условий режима жидкостного трения.

Исследования показывают, что для подшипников с определенными геометрическими параметрами толщина масляного слоя h является некоторой функцией характеристики рабочего режима подшипника

$$h = \Phi(\mu\omega/p), \quad (15.2)$$

где $\mu\omega/p$ — характеристика рабочего режима подшипника; μ — абсолютная вязкость масла (сопротивление относительному сдвигу слоев жидкости); $\omega = \pi n/30$ — угловая скорость цапфы; $p = P/l$ — условная нагрузка подшипника.

Характер функциональной зависимости (15.2) будет рассмотрен позднее. Здесь отметим только, что толщина масляного слоя возрастает с увеличением вязкости масла и угловой скорости цапфы. С увеличением нагрузки толщина масляного слоя уменьшается.

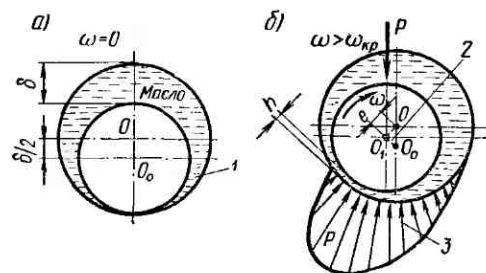


Рис. 15.5

Таким образом, для образования режима жидкостного трения необходимо соблюдать следующие основные условия:

1. Между скользящими поверхностями должен быть зазор клиновидной формы.

2. Масло соответствующей вязкости должно непрерывно заполнять зазор.

3. Скорость относительного движения поверхностей должна быть достаточной для того, чтобы в масляном слое создалось давление, способное уравновесить внешнюю нагрузку.

Известно, что все жидкости и газы обладают вязкостью. Это значит, что при определенных условиях в качестве смазывающей жидкости можно применять воду и даже воздух, что и используется на практике.

* На рис. 15.5, а, б: 1 — клиновидный зазор; 2 — путь центра цапфы при увеличении скорости вращения; 3 — эпюра давления в масляном слое.

§ 4. ПРАКТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Расчет подшипников, работающих при полужидкостном трении

К таким подшипникам относятся подшипники грубых тихоходных механизмов, машин с частыми пусками и остановками, неустановившимся режимом нагрузки, плохими условиями подвода смазки и т. п. Эти подшипники рассчитывают:

а) по допускаемому давлению в подшипнике

$$p = P/(ld) \leq [p]. \quad (15.3)^*$$

б) по допускаемому произведению давления на скорость

$$pv \leq [pv], \quad (15.4)$$

где P — радиальная нагрузка на подшипник; d — диаметр цапфы (вала); l — длина подшипника; v — окружная скорость цапфы.

Таблица 15.1

Допускаемые значения $[p]$ и $[pv]$ для подшипников скольжения

Материал вкладыша	$\leq v$, м/с	$[p]$, кгс/см ²	$[pv]$, кгс·м/см ² ·с
Чугун серый СЧ18-36	0,5	40	—
	1,0	20	—
Чугун антифрикционный АКЧ-1	5	5	25
АВЧ-2	1	120	120
Бронза ОФ10-1,	10	150	150
АЖ9-4	4	150	120
Латунь ЛКС 80-3-3	2	120	100
Баббит Б16,	12	150	100
Б6	6	50	50
Металлокерамика: бронзографит,	2	40	—
железографит	2	55	—
Полиамидные пластмассы — капрон АК-7	4	150	150
Пластифицированная древесина (смазка водой)	1	100	—
Резина (смазка водой)	—	20 ÷ 60	—

П р и м е ч а н и я. 1 Значения v , указанные в таблице, следует рассматривать как максимально допускаемые. 2. При расчете в МПа цифровые значения $[p]$ и $[pv]$ уменьшить в ≈ 10 раз.

* Истинные значения давления в подшипниках при отсутствии жидкостного трения определяют из решения задачи теории упругости для сжатия цилиндров с близкими радиусами при внутреннем контакте. Формулы Герца для подшипников скольжения неприменимы.

Расчет по $[pv]$ предусматривает, в приближенной форме, предупреждение интенсивного износа, перегрева и заедания. Допускаемые значения $[p]$ и $[pv]$ определяют из опыта эксплуатации подобных конструкций (см. справочники и специальную литературу, например [1, 39, 41]) — примеры см. табл. 15.1.

Расчет радиальных подшипников жидкостного трения *

Решение уравнений гидродинамики в приложении к радиальным подшипникам позволило получить зависимость для нагрузки подшипника

$$P = \frac{\mu \omega}{\psi^2} l d \Phi_p, \quad (15.5)$$

где ω — угловая скорость цапфы; $\psi = \delta/d$ — относительный зазор в подшипнике (см. рис. 15.5); Φ_p — безразмерный коэффициент нагруженности подшипника. Из формулы (15.5)

$$\Phi_p = \frac{P \psi^2}{\mu \omega l d} = \frac{p \psi^2}{\mu \omega}. \quad (15.6)$$

Значение Φ_p зависит от границ зоны гидродинамического давления в подшипнике (см. рис. 15.5, б), относительного эксцентриситета χ (см. ниже) и относительной длины подшипника l/d . Функциональная зависимость представлена графиком — рис. 15.6.

Относительный эксцентриситет $\chi = \frac{e}{\delta/2}$ (см. рис. 15.5, б) определяет положение цапфы в подшипнике при режиме жидкостного трения.

Нетрудно установить, что толщина масляного слоя связана с относительным эксцентриситетом следующей зависимостью:

$$h = \left(\frac{\delta}{2} - e \right) = \frac{\delta}{2} (1 - \chi). \quad (15.7)$$

При расчете подшипника обычно известны: диаметр цапфы d , нагрузка P и частота вращения n (или ω). Определяют длину подшипника l , зазор δ , сорт масла (μ).

Как правило, большинством из неизвестных параметров задаются, основываясь на рекомендациях, выработанных практикой, и затем проверяют запас надежности подшипника по режиму жидкостного

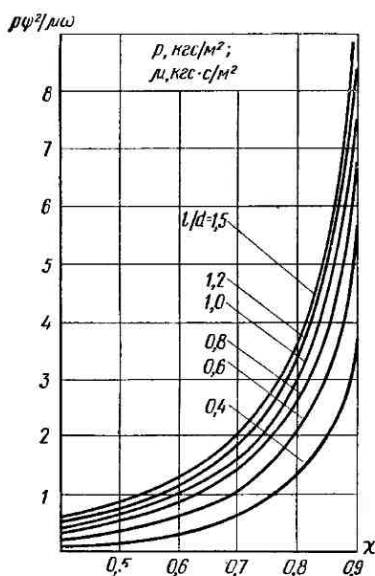


Рис. 15.6

* Расчет подпятников жидкостного трения см. [1, 41].

трения. В таком случае можно предложить следующий порядок расчета:

1. Задаются отношением l/d . Распространенные значения $l/d = 0,5 \div 1$. Короткие подшипники ($l/d < 0,4$) обладают малой грузоподъемностью (см. рис. 15.6). Длинные подшипники ($l/d > 1$) требуют повышенной точности и жесткости. В противном случае увеличение вредного влияния монтажных перекосов и деформаций не может компенсироваться уменьшением давления в подшипнике ($P/(l/d)$). При выборе l/d учитывают также и конструктивные особенности (габариты, массу и пр.).

Выбранную величину l/d проверяют по допускаемым $[p]$ и $[pv]$ — формулы (15.3) и (15.4). Эта проверка предупреждает возможность заедания и повышенного износа в случаях кратковременных нарушений жидкостного трения (пуски, перебои в нагрузке, подаче смазки и т. п.).

2. Выбирают относительный зазор:

$$\psi = \delta/d = 0,0005 \div 0,001$$

при $p > 100 \text{ кгс/см}^2$; $v \leq 10 \text{ м/с}$;

$$\psi = 0,001 \div 0,002 \quad \text{при } p < 100 \text{ кгс/см}^2; \\ v \leq 5 \text{ м/с};$$

$$\psi = 0,0015 \div 0,0025 \quad \text{при } p \leq 30 \text{ кгс/см}^2; \\ v > 10 \text{ м/с}.$$

Меньшие значения ψ для больших d .

Для валов сравнительно малых диаметров (до 250 мм) зазор желательно согласовать с одной из стандартных посадок

$$\left(\text{обычно } \frac{A}{X}, \frac{A_3}{X_3}, \frac{A}{J}, \frac{A_3}{J_3} \right).$$

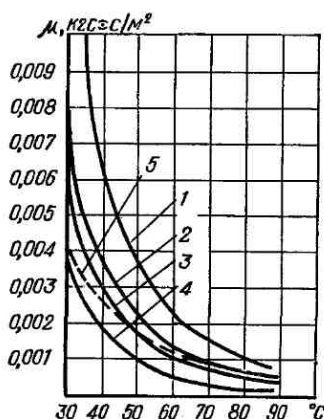


Рис. 15.7

По формулам (15.5) и (15.6) можно судить, что величина ψ имеет большое влияние на нагрузочную способность подшипника. Поэтому при больших нагрузках p и малых скоростях ω принимают меньшие значения ψ . Следует, однако, учитывать, что при малых зазорах требуется повышенная точность и жесткость конструкции, а также возможно защемление цапфы от температурных деформаций.

3. Выбирают сорт масла и его среднюю рабочую температуру. Вязкость масел и области их применения установлены ГОСТом. При этом учитывают практику эксплуатации подобных машин. График зависимости вязкости масла от температуры для наиболее распространенных сортов масел, применяемых в подшипниках скольжения, изображен на рис. 15.7 (1, 2, 3 и 4 — индустриальные масла марок 45, 30, 20 и 12; 5 — турбинное масло марки 22).

Среднюю рабочую температуру масла обычно выбирают в пределах $t_{cp} = 45 \div 75^\circ \text{C}$.

По t_{cp} и графику рис. 15.7 определяют среднюю расчетную вязкость масла μ .

4. Подсчитывают коэффициент нагруженности подшипника по формуле (15.6) и по графику (см. рис. 15.6) определяют χ . Затем по формуле (15.7) определяют h .

5. Определяют критическое значение толщины масляного слоя, при которой нарушается режим жидкостного трения [см. условие (15.1)],

$$h_{кр} = (1,5 \div 2) (R_{z1} + R_{z2}), \quad (15.8)$$

где $(1,5 \div 2)$ — поправка, учитывающая вредное влияние неточностей изготовления и деформаций.

Шероховатости поверхностей R_{z1} и R_{z2} [см. рис. 15.3 и условие (15.1)] принимают по ГОСТ 2789—73 в пределах от 6,3 до 0,2 мкм.

Рекомендуют цапфу обрабатывать не ниже $R_z = 3,2$, а вкладыши не ниже $R_z = 6,3$ мкм.

6. Определяют коэффициент запаса надежности подшипника по толщине масляного слоя

$$n_h = h/h_{кр} \geq [n_h] \approx 1,5 \div 2. \quad (15.9)$$

Коэффициент запаса надежности учитывает возможные отклонения расчетных условий от эксплуатационных (по точности изготовления, нагрузке, температурному режиму и т. д.).

На этом заканчивается приближенный расчет подшипника. В этом расчете температура масла была выбрана ориентировочно. Фактическая температура может быть другой, другой будет и вязкость масла, а следовательно, и грузоподъемность подшипника или толщина масляного слоя h [см. рис. 15.6 и формулу (15.7)]. Неточности приближенного расчета компенсируют повышенными значениями коэффициентов запаса, принятыми в формулах (15.8) и (15.9). В наиболее ответственных случаях приближенный расчет дополняют тепловым расчетом и расчетом режима смазки [1,41]. Для оценки режима работы подшипника и выбора способа смазки используют следующие опытные рекомендации:

при $\sqrt{pv^3} < 50$ достаточна кольцевая смазка без охлаждения подшипника; при $\sqrt{pv^3} \approx 50 \div 100$ допустима кольцевая смазка, но при условии охлаждения корпуса или масла в корпусе; при $\sqrt{pv^3} > 100$ необходима циркуляционная смазка под давлением. Здесь p в кгс/см²; v в м/с.

Пример расчета

Радиальный подшипник зубчатой передачи должен работать в режиме жидкостного трения при следующих данных: $d = 100$ мм, $P = 1000$ кгс, $n = 1000$ об/мин; материал вкладыша бронза АЖ9-4.

Решение. 1. Согласно рекомендациям (см. стр. 323) принимаем $l/d = 0,8$. Находим $l = 80$ мм; $p = P/l = 1000/8 \cdot 10 = 12,5$ кгс/см² $< [p]$ — см. табл. 15.1.

$$v = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 1000}{60 \cdot 1000} = 5,24 \text{ м/с};$$

$$pv = 12,5 \cdot 5,24 = 65 < [pv]$$

— см. табл. 15.1.

2. Предварительно принимаем (см. стр. 323) $\psi = 0,001$. Находим $\delta = \psi d = 0,1$ мм = 100 мкм.

Подбираем посадку $\frac{A_3}{X_3}$, для которой находим (см. справочники или [12]): $\delta_{\min} = 50$ мкм, $\delta_{\max} = 210$ мкм, $\delta_{\text{ср}} = 130$ мкм.

Расчет выполняем по $\delta_{\text{ср}}$ и, следовательно, $\psi = \delta_{\text{ср}}/d = 0,130/100 = 0,0013$ — в рекомендуемых пределах.

3. Назначаем масло индустриальное 30 и среднюю температуру $t_{\text{ср}} = 60^\circ \text{С}$. По графику рис. 15.7 находим вязкость

$$\mu = 0,0014 \text{ кгс} \cdot \text{с/м}^2.$$

4. Подсчитываем
$$\frac{p\psi^2}{\mu\omega} = \frac{12,5 \cdot 10^4 \cdot 0,0013^2}{0,0014 \cdot 105} = 1,44,$$

где $\omega = \pi n/30 = \pi \cdot 1000/30 = 105$ 1/с.

По графику рис. 15.6 находим $\chi \approx 0,7$.

По формуле (15.7) $h = 130/2 (1 - 0,7) = 19,5$ мкм. По формуле (15.8), принимая (см. стр. 324) для цапфы и вкладыша $R_{z1} = 3,2$ мкм и $R_{z2} = 3,2$ мкм, находим

$$h_{\text{кр}} = 1,5 (R_{z1} + R_{z2}) = 1,5 (3,2 + 3,2) = 9,6 \text{ мкм}.$$

5. По формуле (15.9) определяем запас надежности подшипника

$$n_h = 19,5/9,6 \approx 2 > [n_h].$$

Запас удовлетворительный.

6. Выбираем способ смазки (см. стр. 324)

$\sqrt{pv} = \sqrt{12,5 \cdot 5,24^3} = 42,5 < 50$ — достаточна кольцевая смазка без охлаждения подшипника.

§ 5. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУКЦИИ И МАТЕРИАЛАХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Конструкция подшипников скольжения весьма разнообразна. Во многом она зависит от конструкции машины, в которой устанавливается подшипник. В настоящей главе рассматриваются только принципиальные конструктивные различия подшипников скольжения.

Очень часто подшипники не имеют специального корпуса. При этом вкладыши размещают непосредственно в станине (рис. 15.8, а) или раме (рис. 15.8, б) машины. Таково, например, большинство подшипников двигателей, турбин, станков, редукторов и т. д.

Подшипники с отдельными корпусами (см. рис. 15.2 и рис. 15.9) устанавливают главным образом в таких устройствах, как конвейеры, грузоподъемные машины, трансмиссии и т. д. В этих случаях подшипники крепят на фермах, стенах, колоннах.

Корпус и вкладыш могут быть неразъемными (см. рис. 15.9) или разъемными (см. рис. 15.2). Разъемный подшипник позволяет легко укладывать вал и ремонтировать подшипник путем повторных рас-

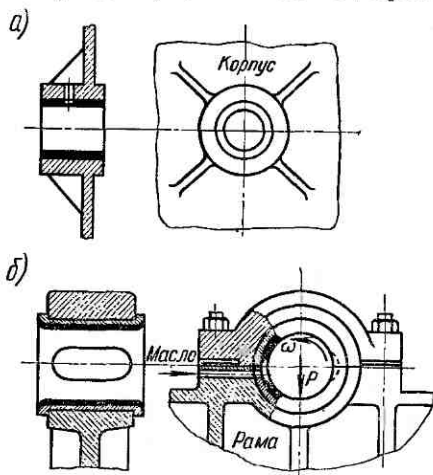


Рис. 15.8

точек вкладыша при его износе. Неразъемные подшипники дешевле. Вкладыши в этих подшипниках обычно запрессовывают в корпус.

Разъем вкладыша рекомендуют выполнять перпендикулярно к нагрузке P или близко к этому положению (рис. 15.10, а). При этом не нарушается непрерывность несущего масляного слоя (см. рис. 15.12).

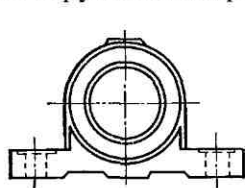


Рис. 15.9

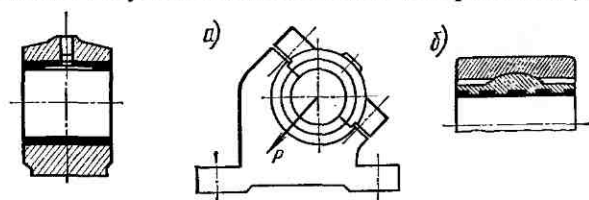


Рис. 15.10

В тех случаях, когда возможны большие деформации вала или монтаж выполняется неточно, рекомендуется применять самоустанавливающиеся подшипники (рис. 15.10, б). Сферическая поверхность этих подшипников позволяет им поворачиваться в направлении оси вала.

Как отмечалось выше, в подшипниках жидкостного трения необходимо создавать условия для образования клинового зазора. Практиче-

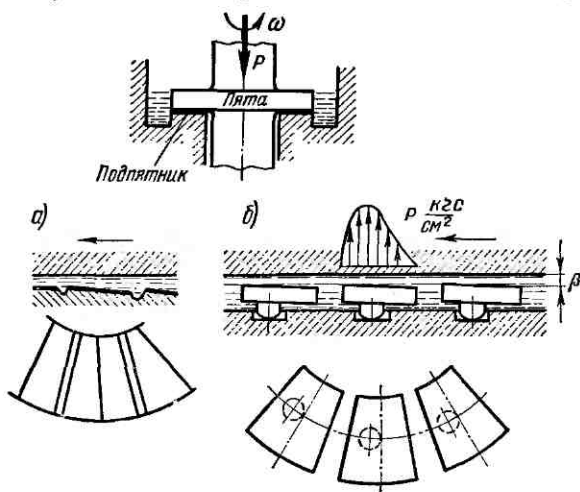


Рис. 15.11

ски это достигается, например, выполнением клиновых смазочных канавок в форме сегмента (рис. 15.11, а). Вторым примером подшипника с клиновым зазором является подшипник с качающимися сегментами (рис. 15.11, б). Подпятник имеет несколько сегментов, расположенных по окружности. Опорой сегмента служит сфера, смещенная с оси симметрии сегмента так, чтобы он находился в равновесии при неравномерном давлении масла в зазоре. Когда пята неподвижна, сегмент с ней полностью соприкасается. При вращении пята под сегмент

затягивается масло, и он отклоняется на некоторый угол β , который увеличивается по мере увеличения частоты вращения. Этим достигается автоматическая регулировка клинового зазора, способствующая сохранению режима жидкостного трения.

Смазка подводится в подшипник по ходу вращения цапфы в том месте, где отсутствует гидродинамическое давление p , чаще всего сверху (см. рис. 15.9) или сбоку (см. рис. 15.8). Подвод смазки в зону давления значительно уменьшает несущую способность подшипника — рис. 15.12. На этом рисунке эпюра давления разорвана в месте подвода смазки, так как давление в подводящем канале всегда мало по сравнению с давлением в зазоре подшипника.

По длине цапфы масло распределяют с помощью смазочных канавок, сообщающихся с подводящим каналом (см. рис. 15.8 и 15.9). Смазку подают в подшипник самотеком с помощью специальных устройств (фитильные и капельные масленки, смазочные кольца и т. д.) или под давлением с помощью насосов (плунжерных, шестеренчатых и т. д.).

На практике наблюдаются случаи, когда работа подшипника в режиме жидкостного трения становится неустойчивой и сопровождается вибрацией цапфы. Вибрация свойственна главным образом быстроходным и малонагруженным подшипникам. Одним из признаков возможности образования вибраций является малая величина χ (порядка $\leq 0,5$). Разработано несколько способов устранения вибраций: эллиптическая расточка вкладышей, применение сегментных подшипников, изменение места подвода смазки и т. д. [38, 41].

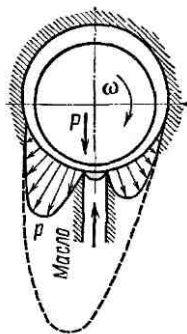


Рис. 15.12

Для тихоходных тяжелых валов, от которых требуется малое сопротивление вращению, а режим гидродинамического трения обеспечить не удастся, применяют гидростатические подшипники. В этих подшипниках несущий масляный слой образуют путем подвода масла под цапфу от насоса под давлением. Давление подбирают таким, чтобы цапфа всплывала в масле.

Гидростатические подшипники используют также для повышения точности центровки валов в прецизионных машинах, для уменьшения износа тяжело нагруженных подшипников в периоды разгона до режима гидродинамической смазки и в некоторых других случаях.

Подшипники с воздушной или газовой смазкой применяют для быстроходных валов ($n > 10000$ об/мин) при относительно малых нагрузках, а также при работе в условиях высоких температур.

Эти подшипники могут быть аэростатическими и аэродинамическими. В аэростатических подшипниках так же, как и в гидростатических, цапфа поддерживается воздушной подушкой в результате непрерывного поддува сжатого воздуха; в аэродинамических воздушная подушка образуется за счет самозатягивания воздуха в клиновой зазор так же, как и в гидродинамических [40].

Материал вкладыша (основной детали подшипника) должен иметь:

1. Малый коэффициент трения и высокую сопротивляемость заеданию в периоды отсутствия режима жидкостного трения (пуски, торможение и т. п.).

2. Достаточную износостойкость наряду со способностью к приработке. Износостойкость вкладыша должна быть ниже износостойкости цапфы, так как замена вала обходится значительно дороже, чем замена вкладыша.

3. Достаточно высокие механические характеристики и особенно высокую сопротивляемость хрупкому разрушению при действии ударных нагрузок.

Вкладыши изготавливают из самых разнообразных материалов (табл. 15.1).

Б р о н з ы оловянистые, свинцовистые, кремнистые, алюминиевые и прочие обладают достаточно высокими механическими характеристиками, но сравнительно плохо прирабатываются и способствуют окислению масла. Бронзы широко применяют в крупносерийном и массовом производствах.

Ч у г у н обладает хорошими антифрикционными свойствами благодаря включениям свободного графита, но прирабатывается хуже, чем бронзы. Его применяют в тихоходных и умеренно нагруженных подшипниках.

Б а б б и т на оловянистой, свинцовистой и других основах является одним из лучших материалов для подшипников скольжения. Он хорошо прирабатывается, не окисляет масло, мало изнашивает вал, стоек против заедания. Отрицательным свойством баббита является хрупкость и высокая стоимость. Баббитом заливают только рабочую поверхность вкладышей на толщину от 1 до 10 мм. При этом сам вкладыш изготавливают из бронзы, стали, алюминия и т. д.

В целях повышения прочности подшипников, в особенности при переменных и ударных нагрузках, применяют так называемые **б и м е т а л л и ч е с к и е** вкладыши, у которых на стальную основу наплавляют тонкий слой антифрикционного материала — бронзы, серебра, сплава алюминия и т. д. Биметаллические подшипники обладают высокой нагрузочной способностью и широко применяются.

П л а с т м а с с ы на древесной или хлопчатобумажной основе, а также дерево, резина и другие материалы могут работать при водяной смазке. Поэтому их применяют в гидротурбинах и насосах в химическом машиностроении и т. п. Благодаря высокой упругости пластмасс подшипники выдерживают ударные нагрузки и могут компенсировать перекос цапфы.

В последнее время стали применяться и хорошо себя зарекомендовали новые пластмассы типа капрона и др. Тонкий слой этих пластмасс наносят на рабочую поверхность металлического вкладыша. Как показывают исследования, такие вкладыши менее чувствительны к нарушению смазки и выдерживают значительные нагрузки.

М е т а л л о к е р а м и ч е с к и е вкладыши изготавливают прессованием при высоких температурах порошков бронзы или железа с добавлением графита, меди, олова или свинца. Большим преимущест-

вом таких вкладышей является высокая пористость. Поры занимают до 20—30 % объема вкладыша и используются как маслоподводящие каналы. Металлокерамический подшипник, пропитанный маслом, может в течение длительного времени работать без подвода смазки. Пополнение смазки производится периодической пропиткой или погружением вкладыша в масляный резервуар, образованный в корпусе подшипника. Расход смазки при этом уменьшается до 10 раз.

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

§ 6. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Применение подшипников качения позволило заменить трение скольжения трением качения. При этом коэффициент трения снижается до 0,0015—0,006 *. Конструкция подшипников качения позволяет изготавливать их в массовых количествах как стандартную продукцию, что значительно снижает стоимость производства. Расход смазки на подшипник также уменьшается. Габарит подшипников качения (по длине) меньше габарита подшипников скольжения. Отмеченные основные качества подшипников качения обеспечили им широкое распространение. Во многих отраслях машиностроения они почти полностью вытеснили подшипники скольжения.

Производство подшипников качения ведущими промышленными странами исчисляется сотнями миллионов штук в год. Отечественной промышленностью изготавливаются подшипники наружным диаметром от 1,5 до 2600 мм, массой от 0,5 г до 3,5 т.

К недостаткам подшипников качения следует отнести ограниченную быстроходность, связанную с кинематикой и динамикой тел качения (центробежные силы, гироскопические моменты и пр.).

На рис. 15.13 изображены основные типы подшипников качения. По форме тел качения они разделяются на шариковые и роликовые (цилиндрические, конические, игольчатые и т. д.), по направлению воспринимаемой нагрузки — на радиальные, упорные и радиально-упорные.

Радиальные шариковые подшипники (1, рис. 15.13) — наиболее простые и дешевые. Они допускают небольшие перекосы вала (до $1/4^\circ$) и могут воспринимать осевые нагрузки. Эти подшипники широко распространены в машиностроении.

Радиальные роликовые подшипники (4, рис. 15.13) благодаря увеличенной контактной поверхности допускают значительно большие нагрузки, чем шариковые (в среднем на 70—90%). Однако они совершенно не воспринимают осевые нагрузки и не допускают перекоса вала. При перекосе вала ролики начинают работать кромками и подшипник быстро разрушается. Аналогичное сравнение можно провести и между радиально-упорными шариковыми 3 и роликовыми 5 подшипниками.

* Это условная величина, которая учитывает все потери в подшипнике и относится к диаметру вала d .

Самоустанавливающиеся шариковые 2 и роликовые 6 подшипники применяют в тех случаях, когда допускают значительный перекос вала (до $2 \div 3^\circ$). Они имеют сферическую поверхность наружного кольца и ролики бочкообразной формы. Эти подшипники допускают небольшие осевые нагрузки.

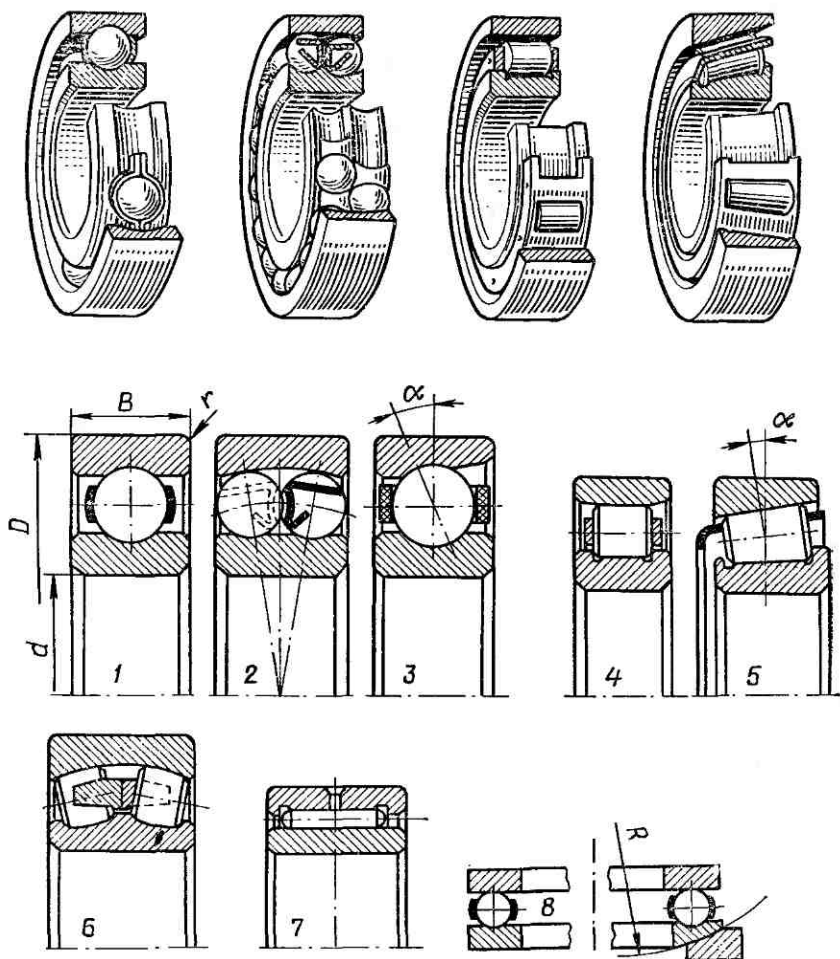


Рис. 15.13

Применение игольчатых 7 подшипников позволяет уменьшить габариты (по диаметру) при значительных нагрузках. Упорный подшипник 8 воспринимает только осевые нагрузки. На рисунке изображены два варианта конструкции упорного подшипника: простой — слева от оси (не допускает перекоса оси); самоустанавливающийся — справа от оси (допускает перекос оси).

По нагрузочной способности (или по габаритам) подшипники разделяют на пять серий диаметров и ширин: сверхлегкую, особо легкую,

легкую, среднюю и тяжелую; по классам точности: 0 (нормального класса); 6 (повышенного); 5 (высокого); 4 (особо высокого) и 2 (сверх-высокого). От точности изготовления в значительной степени зависит работоспособность подшипника, но одновременно возрастает его стоимость:

Класс точности	0	6	5	4	2
Относительная стоимость	1	1,3	2	4	10

Все подшипники качения изготавливают из высокопрочных специальных подшипниковых сталей (высокоуглеродистых хромистых) с термической обработкой, обеспечивающей высокую твердость.

Большое влияние на работоспособность подшипника оказывает качество сепаратора. Сепараторы разделяют и направляют тела качения. В подшипниках без сепаратора тела качения набегают друг на друга. При этом, кроме трения качения, возникает трение скольжения, увеличиваются потери и износ подшипника. Установка сепаратора значительно уменьшает потери на трение, так как сепаратор является свободно плавающим и вращающимся элементом. Большинство сепараторов выполняют штампованными из стальной ленты. При повышенных окружных скоростях (более $10 \div 15$ м/с) применяют массивные сепараторы из латуни, бронзы, дюралюминия или пластмассы (3, рис. 15.13).

§ 7. УСЛОВИЯ РАБОТЫ ПОДШИПНИКА, ВЛИЯЮЩИЕ НА ЕГО РАБОТОСПОСОБНОСТЬ

Распределение нагрузки между телами качения

По условию равновесия (рис. 15.14):

$$R = P_0 + 2P_1 \cos \gamma + 2P_2 \cos 2\gamma + \dots + 2P_n \cos n\gamma, \quad (15.10)$$

где $\gamma = 360^\circ/z$, z — число шариков.

В уравнение (15.10) входят только те члены, для которых угол $n\gamma$ меньше 90° , так как верхняя половина подшипника не нагружена.

Исследование зависимости между силами $P_0, P_1, P_2, \dots$ с учетом контактных деформаций при условии абсолютной точности размеров шариков и колец и при отсутствии радиального зазора позволило установить:

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= P_0 \cos^{3/2} \gamma, \\ &\dots \dots \dots \\ P_n &= P_0 \cos^{3/2} n\gamma. \end{aligned} \right\} \quad (15.11)$$

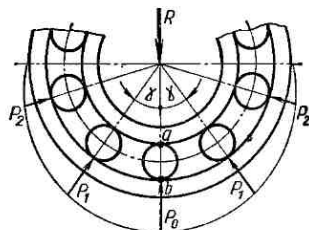


Рис. 15.14

Подставляя эти значения в формулу (15.10) и решая относительно P_0 , получаем:

$$P_0 = \frac{R}{1 + 2 \cos^{3/2} \gamma + 2 \cos^{3/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{3/2} n\gamma}. \quad (15.12)$$

Подсчитано, что отношение

$$\frac{z}{1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma} \approx 4,37$$

для любого числа шариков, встречающегося в подшипниках. При этом

$$P_0 = 4,37R/z.$$

Вводя поправку на влияние радиального зазора и неточности размеров деталей, практически принимают

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= 5R/z, \\ P_n &= \frac{5R}{z} \cos^{3/2} n\gamma. \end{aligned} \right\} \quad (15.13)$$

Нетрудно понять, что распределение нагрузки в значительной степени зависит от величины зазора в подшипнике и от точности геометрической формы его деталей. Поэтому к точности изготовления подшипников качения предъявляют весьма высокие требования. Зазоры увеличиваются от износа подшипника в эксплуатации. При этом прогрессивно ухудшаются условия работы вплоть до разрушения подшипника.

Контактные напряжения в деталях подшипников

При известных $P_0, P_1, \dots, P_n$ (см. рис. 15.14) можно определить величину контактных напряжений в подшипнике. Расчетные формулы для соответствующих случаев контакта можно найти в справочниках [11, 142]. Эти формулы здесь не рассматриваются, так как на практике расчет (подбор) подшипников выполняют не по истинным, а по условным напряжениям (см. § 9).

В каждой точке поверхности контакта колец или шариков контактные напряжения изменяются по прерывисто-пульсационному циклу (рис. 15.15). Период цикла напряжений в каждой точке беговых дорожек колец равен времени перемещения очередного шарика в данную точку. С переменными кон-

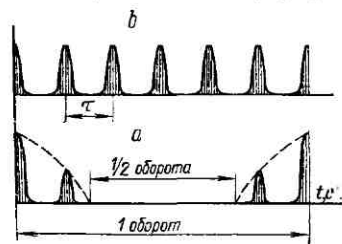


Рис. 15.15

тактными напряжениями связан усталостный характер разрушения рабочих поверхностей деталей подшипника (выкрашивание).

Следует отметить, что усталостная прочность подшипника зависит от того, какое из колец вращается — внутреннее или внешнее.

Благоприятным является случай вращения внутреннего кольца (при этом внешнее кольцо неподвижно) *. Действительно, при равной величине нагрузки P_0 напряжения в точке a кольца (см. рис. 15.14) больше, чем напряжения в точке b , так как в точке a шарик соприка-

* Этот случай наиболее распространен на практике (вал вращается при неподвижном корпусе).

сается с выпуклой, а в точке b — с вогнутой поверхностью. В этих условиях равное число циклов изменения напряжений вызовет усталостное разрушение прежде всего в точке a . Для того чтобы уравнивать условия работы колец, необходимо уменьшить число циклов изменения напряжений в точке a по сравнению с точкой b . Такое уменьшение и достигается при вращении внутреннего кольца, так как на половине оборота точка a разгружается совершенно, а в большей части другой половины нагружена не полностью (см. рис. 15.15).

Кинематика подшипника

На рис. 15.16 изображен план скоростей для случая вращения внутреннего кольца *.

Здесь

$$v_1 = \omega (D_1/2); \quad v_0 = v_1/2.$$

Угловая скорость шарика (ролика) вокруг своей оси

$$\omega_{\text{ш}} = \frac{v_1 - v_0}{d_{\text{ш}}} = \frac{\omega}{2} \cdot \frac{D_1}{d_{\text{ш}}}. \quad (15.14)$$

Угловая скорость шарика вокруг оси вала — она же угловая скорость сепаратора

$$\omega_c = \frac{2v_0}{D_0} = \frac{\omega}{2} \cdot \frac{D_1}{D_1 + d_{\text{ш}}} \approx \frac{\omega}{2}. \quad (15.15)$$

Итак, сепаратор вращается в ту же сторону, что и вал, с угловой скоростью, равной приблизительно половине угловой скорости вала.

Формула (15.15) позволяет отметить, что в точном выражении угловая скорость сепаратора зависит от размеров шарика. Чем больше $d_{\text{ш}}$ при постоянном D_1 , тем меньше ω_c , и наоборот. При неточном изготовлении шариков крупные из них будут тормозить, а мелкие ускорять сепаратор. Между сепаратором и шариками могут возникать значительные давления и силы трения. С этим связаны износ шариков и сепараторов, увеличение потерь в подшипнике и случаи поломки сепараторов. Это подчеркивает также высокие требования к точности изготовления деталей подшипника и ответственность сепаратора как одной из этих деталей.

Контакт шарика с кольцами осуществляется по некоторой дуге aba . Окружные скорости точек a и b при вращении шарика вокруг своей оси различны. Если допустить, что в точках a (aa — мгновенная

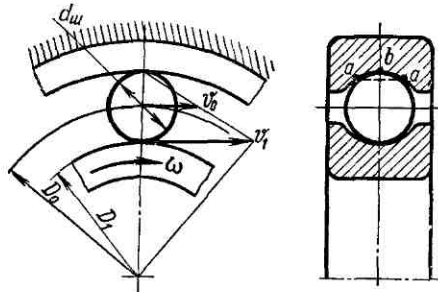


Рис. 15.16

* Случай вращения наружного кольца предлагается проанализировать студентам самостоятельно.

ось) нет скольжения, то оно будет в точке *b*. Таким образом, в шариковых подшипниках наряду с трением качения наблюдается трение скольжения. Это создает дополнительный износ и потери в шариковых подшипниках. В роликовых подшипниках все точки контакта равно удалены от оси роликов. Здесь наблюдается чистое качение. Потери и износ в роликовых подшипниках меньше, чем в шариковых.

Динамика подшипника

Каждый шарик или ролик подшипника (рис. 15.17, *a*) прижимается к наружному кольцу центробежной силой

$$P_{цб} = m\omega_c^2 D_0/2, \quad (15.16)$$

где m — масса шарика или ролика.

Ранее отмечалось, что контактные напряжения у внешнего кольца меньше, чем у внутреннего, поэтому дополнительная нагрузка центробежными силами практически не влияет на работоспособность подшипника. Это положение остается справедливым только до некоторых значений частот вращения, которые считаются нормальными для данного подшипника (указывается в каталогах — см. примеры в табл. 15.2).

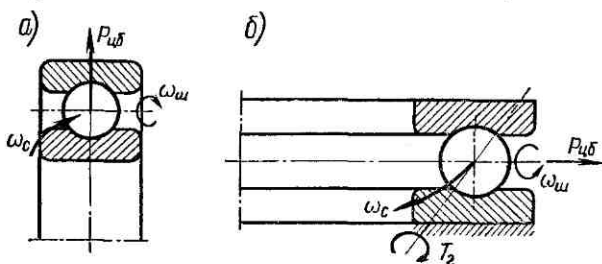


Рис. 15.17

У высокоскоростных подшипников влияние центробежных сил возрастает. Центробежные силы особенно неблагоприятны для упорных подшипников (рис. 15.17). Здесь они расклинивают кольца и могут давить на сепаратор — повышаются трение и износ.

Кроме центробежных сил, на шарики упорного подшипника действует гироскопический момент, связанный с изменением направления оси вращения шариков в пространстве (см. рис. 15.17, *b*),

$$T_r = I\omega_{ш}\omega_c, \quad (15.17)$$

где I — момент инерции шарика относительно своей оси.

Под действием гироскопического момента шарик стремится повернуться в направлении, перпендикулярном к направлению качения. Вращение будет возможно, если

$$T_r > T_\tau = Pfd_{ш}, \quad (15.18)$$

где T_τ — момент сил трения между шариком и кольцами; P — нагрузка на шарик.

Вращение шариков под действием T_r сопровождается дополнительными потерями и износом.

В радиальных подшипниках направление оси вращения шариков или роликов в пространстве не изменяется. Поэтому на них не действуют гироскопические моменты.

Радиально-упорные подшипники занимают промежуточное положение. Для них

$$T_r = I \omega_{\text{ш}} \omega_c \sin \alpha, \quad (15.19)$$

где α — угол давления (см. рис. 15.13).

Таким образом, вредное влияние динамических факторов больше всего проявляется в упорных подшипниках. Поэтому допускаемые частоты вращения (см. таблицы в [12]) для упорных подшипников значительно ниже, чем для радиальных и радиально-упорных. При высоких частотах вращения упорные подшипники рекомендуют заменять радиально-упорными.

Смазка подшипников

Смазка весьма существенно влияет на долговечность подшипников. Она уменьшает трение, снижает контактные напряжения, защищает от коррозии, способствует охлаждению подшипника.

Для смазки подшипников качения применяют пластичные (густые) мази и жидкие масла. Жидкая смазка более эффективна в смысле уменьшения потерь и охлаждения. Необходимое количество смазки для подшипников качения очень невелико. Излишнее количество смазки только ухудшает работу подшипника. Например, если сепаратор погрузить в масло, то оно будет препятствовать его свободному вращению; увеличиваются потери и нагрев подшипника.

Подшипниковые узлы необходимо тщательно защищать от попадания пыли и грязи. В противном случае долговечность подшипников резко снижается.

Для защиты подшипников разработаны специальные уплотнения (см. [1], [12], [42]).

§ 8. ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Для подшипников качения можно отметить следующие основные причины потери работоспособности.

Усталостное выкрашивание — наблюдается у подшипников после длительного времени их работы в нормальных условиях.

Износ наблюдается при недостаточной защите от абразивных частиц (пыли и грязи). Износ является основным видом разрушения подшипников автомобильных, тракторных, горных, строительных и многих подобных машин.

Разрушение сепараторов — дает значительный процент выхода из строя подшипников качения и особенно быстроходных.

Раскалывание колец и тел качения — связано с ударными и вибрационными перегрузками, неправильным монтажом, вызывающим перекосы колец, заклинивание и т. п. При нормальной эксплуатации этот вид разрушения не наблюдается.

Остаточные деформации — на беговых дорожках в виде лунок, вмятин и прочего наблюдаются у тяжело нагруженных тихоходных подшипников.

Современный расчет подшипников качения базируют только на двух критериях: 1) расчет на статическую грузоподъемность по остаточным деформациям; 2) расчет на ресурс (срок службы) по усталостному выкрашиванию.

Расчеты по другим критериям не разработаны, так как эти критерии связаны с целым рядом случайных факторов, трудно поддающихся учету.

§ 9. ПРАКТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ (ПОДБОР) ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Стандартом ограничены число типов и размеров подшипников. Это позволило рассчитать и экспериментально установить грузоподъемность (работоспособность) каждого типоразмера подшипников.

При проектировании машин подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных по условным формулам. Методика подбора стандартных подшипников также стандартизована — ГОСТ 18854—73 и ГОСТ 18855—73*.

Различают подбор подшипников:

1) по статической грузоподъемности, предупреждающей остаточные деформации;

2) по динамической грузоподъемности, предупреждающей усталостные разрушения (выкрашивание).

Подбор подшипников по статической грузоподъемности выполняют при частоте вращения $n \leq 1$ об/мин по условию

$$P_0 \leq C_0, \quad (15.20)$$

где P_0 — эквивалентная статическая нагрузка, кгс; C_0 — статическая грузоподъемность, кгс.

Под допускаемой статической грузоподъемностью понимается такая статическая нагрузка (радиальная для радиальных и радиально-упорных подшипников, центральная осевая — для упорных и упорно-радиальных подшипников), которой соответствует общая остаточная деформация тел качения и колец в наиболее нагруженной точке контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения.

Значения C_0 указаны в каталогах для каждого типоразмера подшипника (см. пример в табл. 15.2).

* В тех немногих случаях практики, когда применяют нестандартные подшипники, рекомендуется использовать специальную литературу [42].

Примеры стандартных характеристик подшипников
(шариковые радиальные однорядные, средняя серия 300 ГОСТ 8338—57)

Размеры, мм				Динамическая грузоподъем- ность C , кгс	Статическая грузоподъем- ность C_0 , кгс	Предельная частота вращения, об/мин	
d	D	B	r			Смазка	
						пластичная	жидкая
12	37	12	1,5	763	473	16 000	20 000
60	130	31	3,5	6 410	4 940	4 000	5 000
100	215	47	4	13 600	13 300	2 500	3 150

Примечание. d и D — внутренний и наружный диаметры; B — ширина; r — радиус скругления кромок колец (см. рис. 15.13).

Каталожные значения C_0 рассчитывают по формулам, которые учитывают конструкцию подшипника, число и размеры тел качения. Например, для шарикоподшипников

$$C_0 = f_0 i z D_w^3 \cos \alpha,$$

где i — число рядов шариков; z — число шариков в ряду; D_w — диаметр шарика, мм; α — угол контакта (см. рис. 15.13); f_0 — коэффициент, зависящий от типа подшипника ($f_0 = 1,25$ — радиальные и радиально-упорные; $f_0 = 0,34$ — самоустанавливающиеся).

Эквивалентная статическая нагрузка

$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$, но не меньше, чем $P_0 = F_r$, (15.21)
 где F_r и F_a — радиальная и осевая нагрузки, кгс; X_0 и Y_0 — коэффициенты радиальной и осевой статической нагрузок — см. каталог.

Например:

- 1) $X_0 = 0,6$ и $Y_0 = 0,5$ — радиальные шарикоподшипники однорядные и двухрядные;
- 2) $X_0 = 0,5$ и $Y_0 = 0,43 \div 0,26$ (при $\alpha = 18 \div 40^\circ$ соответственно) — радиально-упорные однорядные шарикоподшипники;
- 3) $X_0 = 0,5$ и $Y_0 = 0,22 \operatorname{ctg} \alpha$ — конические роликовые и самоустанавливающиеся однорядные шарико- и роликоподшипники.

Для двухрядных подшипников по пунктам 2 и 3 величины X_0 и Y_0 удваиваются.

Подбор подшипников по динамической грузоподъемности (по заданному ресурсу или сроку службы) выполняют при $n > 1$ об/мин. Условие подбора:

$$C \text{ (расчетная)} \leq C \text{ (номинальная-каталожная)}. \quad (15.22)$$

Номинальная динамическая грузоподъемность C для радиальных и радиально-упорных подшипников есть такая постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник (с невращающимся наружным кольцом) может выдержать в течение номинального срока службы, исчисляемого в один миллион оборотов внутреннего кольца без появления признаков усталости материала любого кольца или тела качения не менее чем у 90% из определенного числа подшипников, подвергающихся испытаниям.

Для упорных и упорно-радиальных подшипников соответственно будет — постоянная центральная, осевая нагрузка при вращении одного из колец подшипника.

Значения номинальной (каталожной динамической грузоподъемности) рассчитывают по формулам в зависимости от конструктивных, технологических и прочностных характеристик [37]. Например, для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} D_w^{1,8},$$

где f_c — коэффициент, зависящий от типа подшипника (другие параметры см. стр. 337).

Номинальная динамическая грузоподъемность и номинальный срок службы связаны эмпирической зависимостью

$$L = (C/P)^p \text{ или } C = P \sqrt[p]{L}, \quad (15.23)$$

где L — номинальная долговечность, млн. оборотов; C — номинальная динамическая грузоподъемность, кгс; дается в каталогах, см. также [12] и примеры в табл. 15.2; P — эквивалентная нагрузка, кгс (см. ниже); $p = 3$ для шариковых и $p = 10/3 = 3,33$ для роликовых подшипников (для определения L при таких значениях p в каталогах предусмотрены таблицы).

Номинальная долговечность в часах

$$L_h = 10^6 L / 60n, \quad (15.24)$$

где n — частота вращения, об/мин.

Формулы (15.23) и (15.24) справедливы при $n \geq 10$ об/мин; при n от 1 до 10 расчет выполняют, как для $n = 10$ об/мин. Расчетное значение динамической грузоподъемности [в формуле (15.22)] определяют по формулам (15.23) и (15.24) в соответствии с заданной долговечностью L_h .

Примеры рекомендуемых значений:

$L_h \geq 8000$ ч — механизмы, работающие с перерывами (например, лифты); $L_h \geq 12\,000$ ч — механизмы для односменной работы при переменном режиме нагрузки (например, по графику — рис. 10.37);

L_h около 20 000 ч — механизмы, работающие с полной нагрузкой в одну смену;

$L_h \geq 40\,000$ ч — механизмы при круглосуточной работе и среднем режиме нагрузки.

Эквивалентная нагрузка P для радиальных и радиально-упорных подшипников есть такая условная постоянная радиальная нагрузка, которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным наружным обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник будет иметь при действительных условиях нагружения и вращения. Для упорных и упорно-радиальных подшипников соответственно будет — постоянная центральная, осевая нагрузка при вращающемся кольце, закрепленном на валу, и неподвижном кольце в корпусе.

$$P = (XVF_r + YF_a) K_6 K_T, \quad (15.25)$$

Коэффициенты X и Y радиальной и осевой нагрузки

Подшипники шариковые радиальные и радиально-упорные однорядные							
Тип подшипника	α°	F_a/C_0	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$		e
			X	Y	X	Y	
Радиальный шариковый	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	0,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
Радиально-упорный шариковый		0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
	12	0,11	1	0	0,45	1,22	0,45
		0,17				1,13	0,48
		0,29				1,14	0,52
		0,43				1,01	0,54
		0,57				1,00	0,54
	24, 26	—	1	0	0,41	0,87	0,68
	35, 36	—	1	0	0,37	0,66	0,95
Подшипники роликовые конические однорядные							
—	—	—	1	0	0,4	$\sim 0,4 \operatorname{ctg} \alpha$	$\sim 1,5 \operatorname{tg} \alpha$

Примечание. Для роликоподшипников с короткими роликами $F_a = 0$, $X = 1$; для упорных шарико- и роликоподшипников $F_r = 0$, $Y = 1$.

где F_r , F_a — радиальная и осевая нагрузки, кгс; X , Y — коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (указываются в каталоге, см. также примеры в табл. 15.3); V — коэффициент вращения, зависящий от того, какое кольцо подшипника вращается (при вращении внутреннего кольца $V = 1$, наружного $V = 1,2$); K_6 — коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (спокойная нагрузка $K_6 = 1$, с умеренными толчками $K_6 = 1,3 \div 1,8$, ударная $K_6 = 2 \div 3$); K_t — температурный коэффициент (для стали ШХ15 при t до 125°C $K_t = 1$, при $t = 125 \div 250^\circ \text{C}$ $K_t = 1,05 \div 1,4$ соответственно).

При переменном режиме нагрузки, когда нагрузка и частота вращения изменяются ступенчато (см., например, рис. 10.37), расчет ведут по условной эквивалентной нагрузке

$$P = \sqrt[3]{\sum_1^n P_i^3 L_i / \sum_1^n L_i}, \quad (15.26)$$

где P_i — эквивалентные нагрузки, действующие в течение L_i млн. оборотов соответственно.

Предельная быстроходность подшипника ограничивается указанной в каталоге предельной частотой вращения $n_{пр}$. Это наибольшая частота вращения, за пределами которой расчетная долговечность не гарантируется. Исследованиями установлено, что интенсивность износа и потери на трение в подшипниках качения связаны с окружной скоростью приблизительно линейной зависимостью.

По этим соображениям для оценки предельной быстроходности принят условный скоростной параметр (пропорциональный окружной скорости)

$$[d_m n] = \text{const}, \quad (15.27)$$

где $d_m = (D + d)/2$; D и d — наружный и внутренний диаметры подшипника, мм; n — частота вращения, об/мин.

Допускаемое значение $[d_m n]$ определяется значительным числом конструктивных и эксплуатационных параметров — тип подшипника, тип сепаратора, класс точности и др. Например, $[d_m n] = 500\,000$ — шариковый радиальный однорядный со стальным штампованным сепаратором, нормального класса точности; $[d_m n] = 150\,000$ — шариковый упорный однорядный при тех же параметрах.

При известном $[d_m n]$ определяют $n_{пр}$ для каждого типоразмера подшипника, которое и указано в каталогах.

Особенности расчета радиально-упорных подшипников — при определении расчетной осевой нагрузки F_a учитывают дополнительные нагрузки S , которые возникают от радиальной нагрузки F_r при угле контакта α (рис. 15.18). Нагрузки F_r и S приложены в точке пересечения нормали с осью подшипника.

$S = e F_r$ — шариковые радиально-упорные; $S = 0,83 e F_r$ — роликовые конические; где e — параметр осевого нагружения.

Для радиально-упорных шарикоподшипников с углом $\alpha \geq 18^\circ$ и конических роликоподшипников значение e берется по табл. 15.3. Для шарикоподшипников при $\alpha = 12^\circ$ значение e определяется из уравнения

$$\lg e = \frac{F_r/C_0 - 1,144}{4,729}.$$

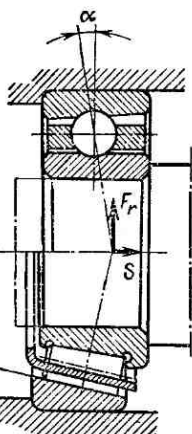


Рис. 15.18

Примеры определения F_a для различных вариантов установки вала на радиально-упорных подшипниках — см. каталоги [12], [37]. Методика подбора подшипников иллюстрируется примерами.

Примеры расчета

Пример 1. Подобрать подшипники для вала из примера гл. 14, стр. 313, рис. 14.1. и 14.3. Частота вращения $n = 200$ об/мин, нагрузка с умеренными толчками, температура подшипника $t < 125^\circ \text{C}$, срок службы $L_h \approx 10\,000$ ч.

Решение 1. Анализируем схему нагрузок (см. рис. 14.3) и определяем наиболее нагруженный подшипник. Нетрудно установить, что наиболее нагруженным будет правый подшипник в том случае, если силы в зацеплении F_t и F_a изменят свое направление на обратное показанному на рис. 14.3.

Направление сил F_t и F_a зависит от направления момента T . Рассматривая общий случай реверсивного вращения вала, считаем изменение направления F_t и F_a возможным.

Направление силы F_M связано с направлением несоосности валов (рис. 16.5), которое случайно. Поэтому принимаем направление F_M таким, чтобы оно совпадало с направлением F_t (худший случай). Для принятого направления сил, по аналогии с решением на стр. 313, получим: $B_1 = 180$ кгс, $A_1 = 60$ кгс, $B_2 = 890$ кгс, $A_2 = 30$ кгс. Наиболее нагруженным является правый подшипник. Его радиальная нагрузка

$$F_r' = \sqrt{B_1^2 + B_2^2} = \sqrt{180^2 + 890^2} = 910 \text{ кгс.}$$

Осевая нагрузка $F_a' = F_a = 90$ кгс.

2. Учитывая сравнительно небольшую величину осевой нагрузки, принимаем решение установить шариковый радиальный подшипник.

3. По рекомендации на стр. 339 $V = 1$, $K_6 = 1,4$, $K_T = 1$. Коэффициенты X и Y по табл. 15.3 при $\frac{F_a'}{VF_r'} = \frac{90}{910} \approx 0,1$ — меньше любого из значений e для радиальных шариковых подшипников ($\alpha = 0^\circ$). При этом $X = 1$, $Y = 0$. В противном случае для определения e и Y подсчитывают F_a'/C_0 — см. пример 2.

Эквивалентная нагрузка по формуле (15.25)

$$P = 910 \cdot 1,4 \approx 1270 \text{ кгс.}$$

Из формулы (15.24)

$$L = \frac{60nL_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 200 \cdot 10^4}{10^6} = 120 \text{ млн. оборотов.}$$

Расчетная динамическая грузоподъемность из формулы (15.23) при $p = 3$.

$$C = P \sqrt[3]{L} = 1270 \sqrt[3]{120} = 6250 \text{ кгс.}$$

4. В соответствии с условием (15.22) по табл. 15.2 (или по каталогу, см. также [12]) назначаем шариковый подшипник средней серии, который при $d = 60$ мм имеет $C = 6410$.

Таким образом, по сроку службы подшипника нецелесообразно уменьшать принятые размеры вала (см. пример на стр. 313).

Пример 2. Подобрать подшипник для условий из примера 1, но с увеличенной осевой нагрузкой до $F_a' = 300$ кгс.

Решение 1. $F_a'/(VF_r') = 300/910 = 0,33$ — в пределах значений e в табл. 15.3. Однако мы еще не можем определить коэффициенты X и Y , так как нам не известно конкретное значение e , соответствующее значению F_a'/C_0 для искомого подшипника, который мы еще не знаем (не знаем C_0).

Поэтому задача решается методом подбора.

2. Полагаем, что $F_a'/(VF_r') > e$ и в первом приближении принимаем $Y = 1,55$, $X = 0,56$.

По формуле (15.25)

$$P = (0,56 \cdot 910 + 1,55 \cdot 300) 1,4 = 1365 \text{ кгс.}$$

Из примера 1 $L = 120$ млн. оборотов.

3. По формуле (15.23) $C = 1365^3 / 120 \approx 6700$ кгс. По табл. 15.2 подшипнику при $d = 60$ мм соответствует $C = 6410$ кгс, что примерно на 10% меньше расчетного. По каталогу или [12] ближайший подшипник при $d = 65$ мм имеет $C = 7270$ кгс $> C_p$ (расчетного) примерно на 20%.

Полагаем, что при расчете мы завысили значение Y и проверяем подшипник $d = 60$ мм. По табл. 15.2 $C_0 = 4940$ кгс, при этом $F'_a / C_0 = 300 / 4940 = 0,061$. По табл. 15.3 $e \approx 0,27$, при этом $Y \approx 1,63$ — больше ранее принятого $Y = 1,55$. Следовательно, подшипник при $d = 60$ мм не подходит.

Проверяем подшипник $d = 65$ мм. Для него $C_0 = 5670$ кгс; $F'_a / C_0 = 300 / 5670 = 0,053$, $e \approx 0,26$ и $Y \approx 1,71$.

Далее

$$P (0,56 \cdot 910 + 1,71 \cdot 300) 1,4 = 1430 \text{ кгс,}$$

$C = 1430^3 / 120 \approx 7000$ кгс $< C_k$ (каталожного) $= 7270$ кгс. Подшипник $d = 65$ мм подходит.

ГЛАВА 16

МУФТЫ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ, НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Муфтами в технике называют устройства, которые служат для соединения концов валов, стержней, труб, электрических проводов и т. д.

В настоящей главе рассматриваются только муфты для соединения валов*.

Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин komponуют из ряда отдельных частей (узлов) с входными и

выходными валами. Такими частями являются, например, двигатель, редуктор и рабочая машина. Непосредственная кинематическая и силовая связь отдельных частей машины выполняется с помощью муфт (рис. 16.1).

Соединение валов является общим, но не единственным назначением муфт. Так, например,

муфты используют для включения и выключения исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе (управляемые муфты); для предохранения машины от перегрузки (предохранительные муфты); для компенсации вредного влияния несоосности валов,

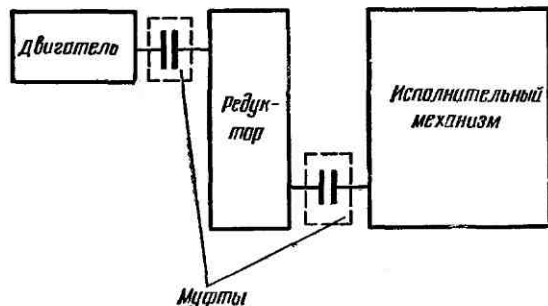
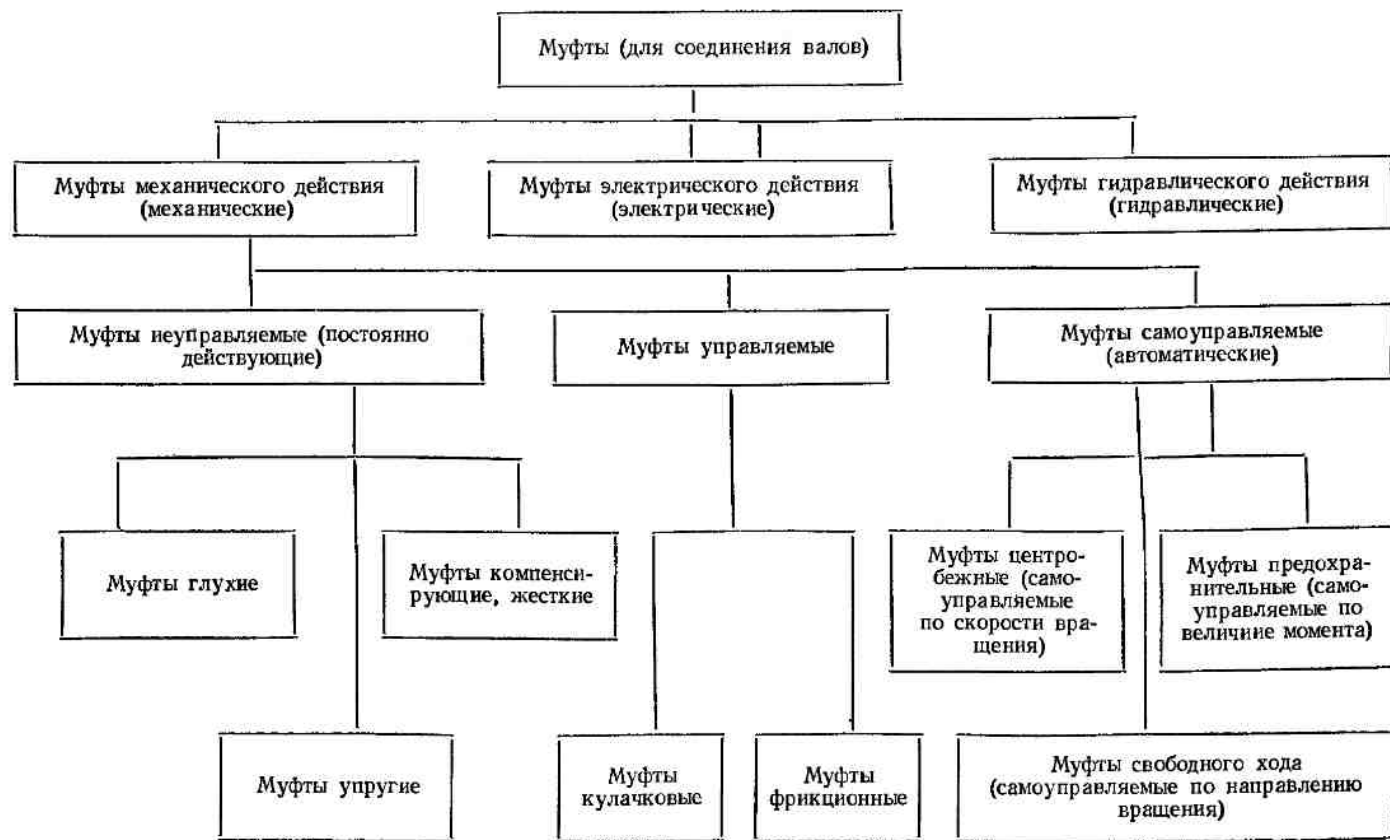


Рис. 16.1

* Подобные муфты используют также и для соединения валов с расположенными на них деталями (зубчатые колеса, звездочки и т. д.).

Схема классификации муфт



связанной с неточностью монтажа (компенсирующие муфты); для уменьшения динамических нагрузок (упругие муфты) и т. д.

В современном машиностроении применяют большое количество муфт, различающихся по принципу действия и управления, назначению и конструкции. Краткая классификация муфт по этим признакам представлена в виде схемы на стр. 343.

В электрических и гидравлических муфтах, указанных на этой схеме, используют принципы сцепления за счет электромагнитных и гидродинамических сил. Эти муфты изучают в специальных курсах. В курсе «Детали машин» изучают только механические муфты. При этом рассматривают наиболее распространенные и типичные конструкции.

Широко применяемые муфты стандартизованы. Основной паспортной характеристикой каждой муфты является величина крутящего момента, на передачу которого она рассчитана.

§ 2. МУФТЫ ГЛУХИЕ

Глухие муфты образуют жесткое и неподвижное соединение валов (глухое соединение).

Муфта втулочная

Втулочная муфта является простейшим представителем глухих муфт. Скрепление втулки с валами выполняют с помощью штифтов (рис. 16.2), шпонок (рис. 16.3) или шлиц.

Втулочные муфты нашли широкое применение в легких машинах при диаметрах валов не более 60—70 мм. Они отличаются простотой конструкции и малыми габаритами.

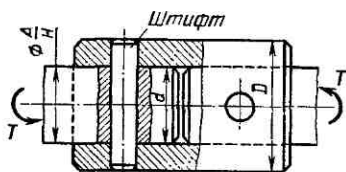


Рис. 16.2

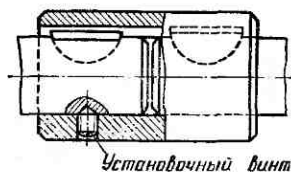


Рис. 16.3

Применение втулочных муфт в тяжелых машинах затруднено тем, что при монтаже и демонтаже требуется смещать валы в осевом направлении.

Прочность муфты определяется прочностью штифтового, шпоночного или шлицевого соединения, а также прочностью втулки. Методика соответствующих расчетов изложена в гл. 1, § 6 и гл. 6, § 1 и 2.

Муфта фланцевая

На рис. 16.4 сверху и снизу от осевой линии изображены различные варианты конструкции фланцевой муфты: полумуфты 1, 2 соединяют болтами, поставленными с зазором (I вариант) или без зазора (II вариант).

В первом случае крутящий момент передается за счет сил трения, возникающих в стыке полумуфт от затяжки болтов, во втором случае — непосредственно болтами, которые работают на срез и смятие.

Болты, поставленные без зазора, могут одновременно выполнять функцию центровки валов. При постановке болтов с зазором центровка производится выступом 3, который воспринимает также все поперечные (перерезывающие) нагрузки. Центрирующий выступ затрудняет монтаж и демонтаж соединения, так как при этом необходимо осевое смещение валов.

В целях соблюдения правил техники безопасности выступающие части болтов закрывают бортами 4 (I вариант). В тех случаях, когда муфта имеет общее ограждение, буртики не делают (II вариант).

Расчет на прочность выполняют для шпоночных или шлицевых соединений и болтов. Методика этих расчетов изложена в гл. 1 и 6.

Установка болтов без зазора позволяет получить муфты меньших габаритов и поэтому более распространена.

Для уменьшения габаритов муфты болты, устанавливаемые без зазора, изготавливают обычно из высокопрочных сталей типа Ст 5. При этом, учитывая нагрузку от затяжки, допускают напряжения среза около 400 кгс/см^2 . Полумуфты изготавливают из чугуна, стального литья, стальной поковки или проката.

Фланцевые муфты широко распространены в машиностроении. Их применяют для соединения валов диаметром до 200 мм и более. Достоинством таких муфт является простота конструкции и сравнительно небольшие габариты.

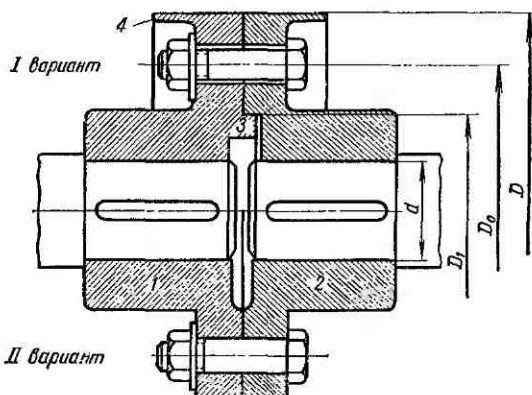


Рис. 16.4

§ 3. МУФТЫ КОМПЕНСИРУЮЩИЕ ЖЕСТКИЕ

Виды несоосности валов

Вследствие погрешностей изготовления и монтажа всегда имеется некоторая неточность взаимного расположения геометрических осей соединяемых валов.

Различают три вида отклонений от правильного взаимного расположения валов (рис. 16.5):

1. Продольное смещение Δ_1 , которое может быть вызвано, например, ошибками монтажа или температурным удлинением валов.

2. Радиальное смещение Δ_r или эксцентриситет, вызванный неточностью монтажа или биением конца вала (неточность обработки).

3. Угловое смещение Δ_α или перекося, обусловленный теми же причинами, что и Δ_r .

На практике чаще всего встречается комбинация указанных отклонений, которую в дальнейшем будем называть общим термином «несоосность валов».

При соединении глухими муфтами оси несоосных валов в месте установки муфты приводят к одной общей оси за счет деформации валов и опор. При этом опоры и валы дополнительно нагружаются. Чем больше несоосность, тем больше дополнительная вредная нагрузка. Поэтому при соединении глухими муфтами требуется высокая точность расположения валов.

Для понижения этих требований и уменьшения вредных нагрузок на валы и опоры применяют компенсирующие муфты. Компенсация вредного влияния несоосности валов достигается: за счет подвижности практически жестких деталей — компенсирующие жесткие муфты; за счет деформации упругих деталей — упругие муфты.

Вследствие того что упругие муфты выполняют еще и другие функции, их выделяют в особую группу и рассматривают отдельно (§ 4).

Наибольшее распространение из группы компенсирующих жестких муфт получили: кулачково-дисковая, со скользящим вкладышем и зубчатая*.

Муфта кулачково-дисковая

Кулачково-дисковая муфта (рис. 16.6) состоит из двух полумуфт 1 и 2 и промежуточного диска 3. На внутреннем торце каждой полумуфты образовано по одному диаметрально расположенному пазу. На обоих торцах диска выполнено по одному выступу, которые расположены по взаимно перпендикулярным диаметрам. У собранной муфты выступы диска располагаются в пазах полумуфт. Таким образом, диск соединяет полумуфты.

Перпендикулярное расположение пазов позволяет муфте компенсировать эксцентриситет и перекося валов. При этом выступы скользят в пазах, а центр диска описывает окружность радиусом, равным эксцен-

* Широкое распространение имеют также крестово-шарнирные муфты (шарнир Гука). В отличие от муфт, компенсирующих ошибки монтажа, крестово-шарнирные муфты используют для соединения валов с большой угловой несоосностью (до 35—40°), предусмотренной конструкцией машины. Крестово-шарнирные муфты обладают своеобразной кинематикой, которую изучают в курсе теории механизмов и машин. Методика расчета прочности этих муфт сводится в основном к частным приложениям методик расчета валов, подшипников и кривых брусьев.

триситету Δ_r . Зазоры δ между диском и полумуфтами позволяют компенсировать также и продольные смещения валов. Вследствие того что перекося валов вызывает неблагоприятное распределение давления в пазах, кулачково-дисковую муфту рекомендуют применять в основном для компенсации эксцентриситета: Δ_r до $0,04d$; Δ_a до $0^\circ 30'$.

Скольжение выступов в пазах сопровождается их износом. Интенсивность износа возрастает с увеличением несоосности и частоты вращения муфты. Для уменьшения износа поверхности трения муфты периодически смазывают (отверстие 4 на рис. 16.6) и не допускают на них больших напряжений смятия (давлений). Последнее является основным условием расчета всех жестких муфт со скользящими деталями.

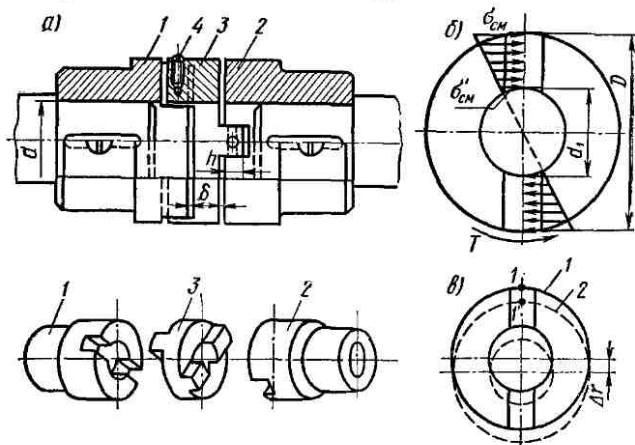


Рис. 16.6

При расчете кулачково-дисковых муфт полагают, что натяг и зазор посадки выступов в пазы равны нулю*. В этом случае деформации и напряжения в различных точках поверхности соприкосновения пропорциональны расстояниям этих точек до оси муфты (см. рис. 16.6, б); здесь эпюра напряжений смятия условно перенесена с боковых сторон паза на диаметр.

Условия равновесия полумуфты можно записать в виде

$$T = \frac{\sigma_{cm}}{2} \frac{D}{2} h \frac{2}{3} D - \frac{\sigma'_{cm}}{2} \frac{d_1}{2} h \frac{2}{3} d_1. \quad (16.1)$$

Учитывая, что

$$\sigma_{cm}/\sigma'_{cm} = D/d_1, \quad (16.2)$$

после преобразования получаем:

$$\sigma_{cm} = \frac{6KDT}{h(D^3 - d_1^3)} \leq [\sigma_{cm}], \quad (16.3)$$

* На практике применяют посадки А/С, А/Х, гарантирующие небольшой зазор, а поэтому действительные напряжения у муфт с неприработавшимися деталями будут несколько выше расчетных. Приработка деталей снижает максимальные напряжения и приближает их к расчетным.

где K — коэффициент динамичности режима нагрузки [см. формулу (0.4) и табл. 0.2]; h — рабочая высота выступов (рис. 16.6, а).

В практике принимают $D/d_1 \approx 2,5 \div 3$.

Обычно детали кулачково-дисковых муфт изготавливают из сталей Ст 5 (поковка) или 25Л (литье). Для тяжело нагруженных муфт применяют легированные стали типа 15Х, 20Х, с цементацией рабочих поверхностей. При этом допускают

$$[\sigma_{\text{см}}] = 150 \div 200 \text{ кгс/см}^2 \text{ (15} \div 20 \text{ МПа)}.$$

Работа муфты с эксцентриситетом сопровождается потерями на трение и дополнительной нагрузкой валов. Дополнительная нагрузка валов от муфты F_m равна силе трения в пазах

$$F_m = \frac{\sigma_{\text{см}} + \sigma'_{\text{см}}}{2} (D - d_1) hf$$

или после преобразования с учетом формул (16.2) и (16.3)

$$F_m = \frac{3KT(D^2 + d_1^2)f}{D^3 - d_1^3} \approx F_t f. \quad (16.4)$$

В этой формуле отношение $\frac{D^3 - d_1^3}{3(D^2 - d_1^2)}$ принято за радиус приложения некоторой фиктивной окружной силы муфты $F_t = KT/R_{\text{ср}}$.

Приближенно

$$\frac{D^3 - d_1^3}{3(D^2 - d_1^2)} \approx R_{\text{ср}} = \frac{D + d_1}{4}.$$

Таким образом, применение компенсирующих муфт значительно уменьшает, но не устраняет полностью вредных нагрузок на валы и опоры, связанные с несоосностью.

Для определения потерь на трение в муфте воспользуемся рис. 16.6, в. С его помощью нетрудно установить, что при повороте полумуфты на каждые 90° кулачки перемещаются в пазах на величину эксцентриситета Δ_r . Например, после поворота на первые 90° центры полумуфты и диска совмещаются, так как паз полумуфты 1 займет горизонтальное положение, а полумуфты 2 — вертикальное (см. также рис. 16.6, а). Таким образом, в пазах каждой полумуфты силы трения совершают работу на пути, равном $4\Delta_r$, а в двух полумуфтах — $8\Delta_r$ за каждый оборот вала.

Работа, потерянная на трение за один оборот, $A_{\text{тр}} = 8\Delta_r F_m$.

Полезная работа за то же время $A_n = 2\pi T$, а коэффициент полезного действия муфты $\eta_m = 1 - (A_{\text{тр}}/A_n)$.

Принимая приближенно $F_m = \frac{Tf}{(D + d_1)/4}$, получаем

$$\eta_m = 1 - \frac{8\Delta_r T f^4}{(D + d_1) 2\pi T} \approx 1 - \frac{5,3\Delta_r f}{D + d_1}. \quad (16.5)$$

Практически при расчетах приводов можно принимать

$$\eta_m \approx 0,985 \div 0,995.$$

условия соприкосновения, а зубья, расположенные в перпендикулярной плоскости, наклонены друг к другу под углом, равным углу перекося, и соприкасаются только кромкой. Остальные зубья также располагаются под углом, но угол их наклона меньше.

Для ослабления вредного влияния кромочного контакта зубьям придают иногда бочкообразную форму (рис. 16.7, б, вид В).

Приработка зубьев выравнивает распределение нагрузки и улучшает условия контакта.

Отмеченное выше позволяет предложить лишь условный метод расчета зубчатых муфт, неточности которого могут быть частично компенсированы выбором допускаемых напряжений на основе практики эксплуатации. В условном расчете допускаем, что нагрузка распределяется равномерно между всеми зубьями, а зубья соприкасаются по всей длине и высоте. При этом получаем

$$KT = \sigma_{\text{см}} Sz (D_0/2), \quad (16.6)$$

где z — число зубьев полумуфты; $D_0 = zm$ — диаметр делительной окружности зубьев; m — модуль зацепления; $S = bh$ — проекция рабочей поверхности зуба на его среднюю диаметральною плоскость; b — длина зуба; h — рабочая высота зуба.

Для наиболее распространенного в практике зацепления (см. рис. 16.7, б) можно принять $h \approx 1,8m$.

После подстановки в формулу (16.6) и преобразования найдем:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{KT}{D_0^2 b \cdot 0,9} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (16.7)$$

Поверочные расчеты по формуле (16.7) показывают, что для стандартных муфт допускают $[\sigma_{\text{см}}] = 120 \div 150 \text{ кгс/см}^2$ ($12 \div 15 \text{ МПа}$).

При этом достигается удовлетворительная износостойкость муфт.

Детали зубчатых муфт изготавливают из углеродистых сталей типа 45, 40Х, 45Л коваными или литыми.

Для повышения износостойкости зубья полумуфт подвергают термической обработке до твердости не ниже 40 HRC, а зубья обойм — не ниже 35 HRC. Тихоходные муфты ($v < 5 \text{ м/с}$) можно изготавливать с твердостью зубьев $HRC < 35$.

Для проектного расчета формулу (16.7) можно преобразовать, обозначив $\psi = b/D_0$, тогда

$$D_0 = \sqrt[3]{KT/(0,9 [\sigma_{\text{см}}] \psi)}. \quad (16.8)$$

Значения коэффициента ширины зубчатого венца ψ в существующих конструкциях муфт выполняют в пределах $\psi = 0,12 \div 0,16$.

Нижние значения принимают для тяжелых муфт, верхние — для легких.

Увеличение ширины зубчатого венца b затрудняет приработку зубьев и увеличивает неравномерность распределения нагрузки между ними.

По диаметру муфты, задавшись числом зубьев, можно определить модуль, который округляют до стандартных значений. Практически выполняют $z = 30 \div 80$ (большие значения — для тяжело нагружен-

ных и меньшие — для легко нагруженных муфт). При этом обеспечивается достаточный запас прочности зубьев по напряжениям изгиба. При увеличении z уменьшается m и, следовательно, уменьшается прочность зубьев по напряжениям изгиба (см. гл. 10, § 6 «Зубчатые передачи»).

Зубчатые муфты обладают компактностью и хорошими компенсирующими свойствами. Их широко применяют в машиностроении, особенно для передачи больших крутящих моментов.

Аналитическое определение сил, действующих на валы, и потерь в зубчатой муфте при наличии несоосности значительно сложнее, чем в описанном выше случае. На основе опытов приближенно принимают

$$\eta_m = 0,985 \div 0,995; \quad F_m \approx (0,15 \div 0,2) F_t,$$

где F_t определяют по диаметру делительной окружности зубьев муфты.

§ 4. МУФТЫ УПРУГИЕ

Назначение упругих муфт и их динамические свойства

Конструкция одной из упругих муфт изображена на рис. 16.8. Эту конструкцию можно рассматривать как принципиальную схему, общую для всех упругих муфт. Здесь полумуфты 1 и 2 связаны с упругим элементом 3 (например, склеены или привулканизированы).

Упругая связь полумуфт позволяет: компенсировать несоосность валов; изменить жесткость системы в целях устранения резонансных колебаний при периодически изменяющейся нагрузке; снизить величину кратковременных перегрузок узлов машины.

Одной из основных характеристик упругой муфты является ее жесткость

$$C_\varphi = dT/d\varphi, \quad (16.9)$$

где T — крутящий момент, передаваемый муфтой; φ — угол закручивания муфты моментом T (угол относительного поворота полумуфт в плоскости вращения валов).

В зависимости от характеристики C_φ (рис. 16.9) различают упругие муфты постоянной 1 и переменной 2 жесткости.

Для муфт постоянной жесткости

$$C_\varphi = T/\varphi = \text{const.}$$

Переменной жесткостью обладают муфты с неметаллическими упругими элементами, материалы которых (резина, кожа и т. д.) не подчи-

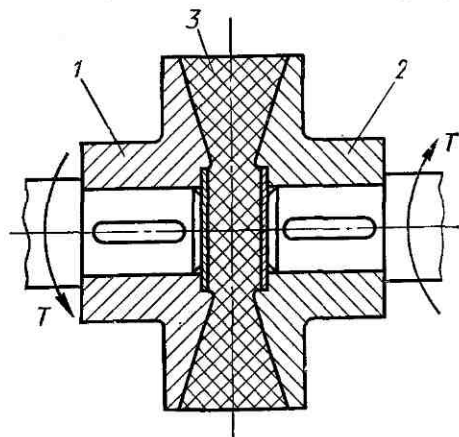


Рис. 16.8

падают под закон Гука, а также муфты с металлическими упругими элементами, условия деформирования которых ограничиваются конструкцией.

От характеристики жесткости упругой муфты в значительной степени зависит способность машины переносить резкие изменения нагрузки (удары) и работать без резонанса колебаний.

Важным свойством упругой муфты является ее демпфирующая способность, которая характеризуется величиной энергии, необра-

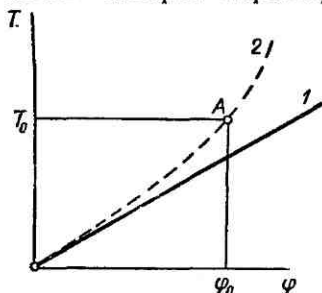


Рис. 16.9

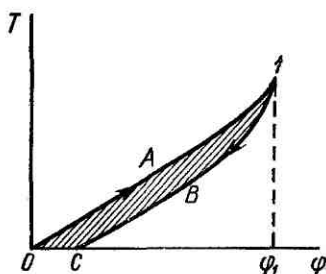


Рис. 16.10

тимо поглощаемой муфтой за один цикл (рис. 16.10): нагрузка (OA) и разгрузка (BC). Как известно, эта энергия измеряется площадью петли гистерезиса $OABC$.

Энергия в муфтах расходуется на внутреннее и внешнее трение при деформировании упругих элементов.

Демпфирующая способность упругих муфт способствует снижению динамических нагрузок и затуханию колебаний.

Каждая машина является обычно сложной многомассовой системой. Методы расчета колебаний таких систем изучают в специальных курсах.

Для того чтобы выяснить, каким образом упругие муфты влияют на динамические свойства машины, и решить эту задачу по возможности просто, рассмотрим машину, схема которой показана на рис. 16.11, и ограничим решение задачи дополнительными условиями, перечисленными ниже.

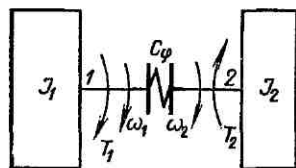


Рис. 16.11

На рисунке приняты обозначения: J_1 — приведенный к валу 1 момент инерции масс привода (двигателя, передачи и т. д.); J_2 — приведенный к валу 2 момент инерции вращающихся масс исполнительного механизма; ω_1 и T_1 — угловая скорость и крутящий момент на валу 1; ω_2 и T_2 — угловая скорость и крутящий момент на валу 2; C_φ — жесткость муфты.

Дополнительные условия:

1. Муфта имеет линейную характеристику ($C_\varphi = \text{const}$), а жесткость всех других деталей машины велика по сравнению с C_φ . Поэтому в расчете колебаний учитываем только C_φ .

2. Муфта обладает малой демпфирующей способностью, что позволяет не учитывать потери при составлении уравнений движения.

3. Машина оборудована двигателем, способным изменять крутящий момент (T_1) в широких пределах без существенного изменения угловой скорости. Поэтому в расчете ω_1 принимаем постоянной ($\omega_1 = \text{const}$) *.

* Практически последнее условие может быть применимо, например, для машин, оборудованных асинхронными электродвигателями. Частота вращения этих двига-

Перечисленные условия позволяют рассматривать систему, показанную на рис. 16.11, как простейшую с одной степенью свободы. Действительно, размещая центр полярных координат на оси вала 1 и полагая, что эти оси координат вращаются с постоянной угловой скоростью ω_1 , можно описать движение системы с помощью только одной переменной. Этой переменной будет угол закручивания муфты φ_2 , а уравнение движения массы J_2 запишется в виде

$$J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + C_{\varphi} \varphi_2 = T_2. \quad (16.10)$$

В дальнейшем рассмотрим решения уравнения (16.10) для двух характерных случаев изменения нагрузки T_2 :

1. Нагрузка изменяется периодически в течение длительного времени.
2. Изменения нагрузки имеют ударный характер.

Работа упругой муфты при периодически изменяющейся нагрузке

Периодическое изменение нагрузки является распространенным на практике. Такая нагрузка свойственна, например, поршневым машинам.

Для краткости изложения допустим, что в частном случае с достаточной степенью точности нагрузка выражается с помощью гармонической функции в виде

$$T_2 = T_0 + T_{a2} \sin \omega t. \quad (16.11)^*$$

График такой нагрузки показан на рис. 16.12. Здесь T_{a2} и ω — амплитуда и круговая частота переменной составляющей нагрузки; T_0 — постоянная составляющая нагрузки (обычно $T_0 \approx T_B$). Далее обозначим $\varphi_2 = \varphi_0 + \varphi$, тогда

$$d^2 \varphi_2 / dt^2 = d^2 \varphi / dt^2,$$

где φ_0 — угол закручивания муфты, соответствующий постоянной составляющей нагрузки.

Учитывая уравнение (16.11), после несложных преобразований из уравнения (16.10) получаем:

$$\left. \begin{aligned} J_2 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + C_{\varphi} \varphi &= T_{a2} \sin \omega t \\ \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + p^2 \varphi &= q \sin \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (16.12)$$

или

$$\text{где } p = \sqrt{C_{\varphi}/J_2}, \quad q = T_{a2}/J_2. \quad (16.13)$$

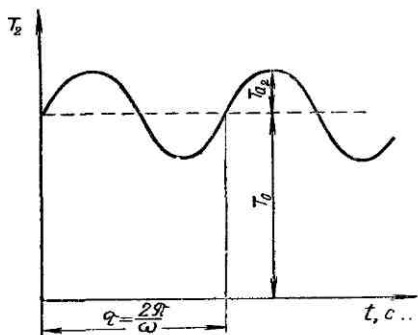


Рис. 16.12

Как известно, уравнение (16.12) является уравнением простейших вынужденных гармонических колебаний. Общее решение этого уравнения имеет вид

$$\varphi = A \sin pt + B \cos pt + \frac{q}{p^2 - \omega^2} \sin \omega t, \quad (16.14)^{**}$$

где A и B — постоянные коэффициенты; p — круговая частота свободных колебаний.

тепей меняется незначительно при изменении момента в 2 и более раз. Условие $\omega_1 = \text{const}$ равнозначно условию $J_1 \approx \infty$, т. е. приведению системы к одномассовой. Решения для многомассовых систем см. в специальной литературе [13], [45], [46].

* В общем случае периодическую нагрузку разлагают в ряд Фурье по гармоническим составляющим.

** Справедливость этого решения нетрудно проверить подстановкой в уравнение (16.12).

В последнем уравнении первые два члена представляют собой свободные, а третий член — вынужденные колебания системы.

В исследованиях длительных периодических колебаний свободные колебания обычно не учитываются, так как они быстро затухают даже при малом демпфировании.

В этом случае

$$\varphi = \frac{q}{p^2 - \omega^2} \sin \omega t. \quad (16.15)$$

Решение (16.15) с учетом обозначений (16.13) преобразуем к виду

$$\varphi C_\varphi = \frac{T_{a2}}{1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2} \sin \omega t. \quad (16.16)$$

В этом уравнении φC_2 можно рассматривать как динамическую составляющую нагрузки механизмов машины, возникающую от изменения внешней нагрузки.

Обозначив амплитуду динамической нагрузки механизмов через T_{a1} , запишем

$$T_{a1} = \frac{T_{a2}}{1 - (\omega/p)^2}. \quad (16.17)$$

Зависимость T_{a1} от отношения ω/p выражается известной резонансной кривой (сплошная линия на рис. 16.13). Анализируя эту кривую, можно отметить:

1. $T_{a1} = T_{a2}$ (по абсолютной величине) только в двух точках при $\omega/p = 0$ и при $\omega/p = \sqrt{2}$. Первая точка соответствует статической нагрузке ($\omega = 0$) или абсолютно жесткой муфте ($p = \infty$).

2. В промежутке $0 < \omega/p < \sqrt{2}$ всегда будет $T_{a1} > T_{a2}$ и при $\omega/p = 1$

наступает резонанс (T_{a1} стремится к ∞), сопровождающийся, как правило, поломкой машины.

3. При $\omega/p > \sqrt{2}$, $T_{a1} < T_{a2}$ и при больших значениях ω/p можно получить весьма малые значения T_{a1} . Например, при $\omega/p = 10$ $T_{a1} = T_{a2}/99$.

Преобразуя неравенство $\omega/p > \sqrt{2}$ для жесткости муфты, получаем [см. формулу (16.13)]:

$$C_\varphi < I_2 \omega^2 / 2. \quad (16.18)$$

Это значит, что при периодической нагрузке упругая муфта только тогда обеспечит более плавную работу механизмов машины по сравнению с соединением жесткой муфтой, когда ее жесткость будет удовлетворять условию (16.18).

При этом в период разгона и остановки машина будет проходить через критическую частоту вращения (резонанс).

Максимальные амплитуды в зоне резонанса устанавливаются не сразу, а нарастают постепенно, поэтому разгон машины, имеющей критическую частоту вращения, должен производиться быстро. Для машин с критической частотой вращения целесообразно также применять демпфирующие упругие муфты. В этом случае резонансные амплитуды резко снижаются. Кривые амплитуд демпфирующих муфт показаны на рис. 16.13 штриховыми линиями. Здесь кривая 2 соответствует муфте с большим, а кривая 1 — с меньшим демпфированием.

Весьма эффективным средством устранения вредных последствий резонанса является применение упругих муфт с переменной жесткостью (см. рис. 16.9).

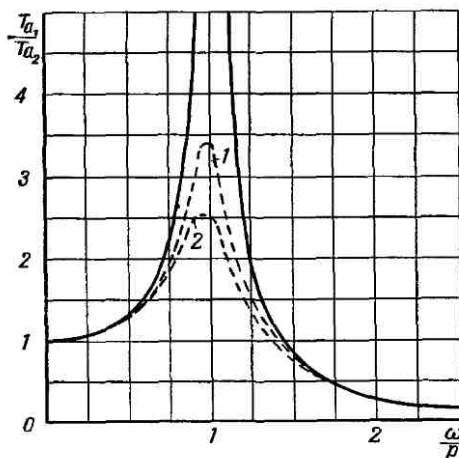


Рис. 16.13

Исследования показали *, что для систем с такими муфтами вообще не существует состояния, называемого резонансом, и амплитуда колебаний всегда имеет конечную величину. Это объясняется тем, что жесткость муфты изменяется с ростом амплитуды колебаний. Допустим, что система приближается к резонансу в точке А (см. рис. 16.9). При этом должны возрастать амплитуды колебаний. С ростом амплитуд изменяется жесткость муфты, т. е. частота свободных колебаний системы. Система автоматически выходит из резонанса.

Применять муфты переменной жесткости особенно целесообразно в тех случаях, когда частота вращения машины изменяется в широких пределах. При этом муфта постоянной жесткости не всегда способна обеспечить устойчивость машины во всем рабочем диапазоне частоты вращения.

Работа упругой муфты при ударных нагрузках

Приложение нагрузки к системе будем называть быстро нарастающим или условно ударным в тех случаях, когда нагрузка нарастает за промежуток времени, меньший полупериода свободных колебаний системы.

Для решения поставленной задачи целесообразно различать два основных случая ударного приложения нагрузки (рис. 16.14):

1. Величина нагрузки после резкого увеличения остается неизменной в течение длительного времени.

2. Величина нагрузки резко нарастает и сохраняется только в течение малого времени t_1 (см. ниже).

Нарастание нагрузки и ее снижение может происходить по-разному (см. примеры на рис. 16.14). В целях простоты и краткости изложения в дальнейшем рассматриваются только случаи с мгновенным возрастанием и снижением нагрузки (см. графики 1 и 2 на рис. 16.14). Полученные при этом общие выводы о влиянии упругих муфт на динамику работы машин будут приблизительно справедливы и для других случаев ударного приложения нагрузки.

Первый случай. Нагрузка мгновенно нарастает и остается постоянной длительное время (график 1, рис. 16.14).

Этот случай характерен для машин, включаемых на полную нагрузку после холостого хода — прокатных станов, металлорежущих станков, толкателей нагревательных печей и т. д.

Уравнение движения массы с моментом инерции J_2 (см. рис. 16.11) будет аналогично уравнению (16.12), в котором правую часть следует заменить постоянным приращением нагрузки T_2 .

Сохраняя прежние обозначения (16.13), получаем

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + p^2\varphi = q, \quad (16.19)$$

где

$$q = T_2/J_2.$$

Общим решением уравнения (16.19) является

$$\varphi = A \sin pt + B \cos pt + \frac{q}{p^2}. \quad (16.20)$$

Последний член правой части этого решения равен углу закручивания муфты при статическом действии приращения нагрузки T_2 . В этом легко убедиться, приняв во внимание зависимости (16.13).

* Исследование колебаний при переменной жесткости значительно усложняется (см. [45], [46]).

Первые два члена решения представляют свободные колебания системы, вызванные ударным приложением нагрузки.

Вследствие различного рода сопротивлений системы свободные колебания через некоторое время затухают, и в уравнении остается только один третий член.

Однако на начальном участке колебаний после удара свободные колебания имеют существенное значение и поэтому не могут быть исключены из анализа, как это было сделано при изучении установившихся колебаний, вызванных действием периодической нагрузки.

Произвольные постоянные A и B в уравнении (16.20) определяют по начальным условиям. Эти условия состоят в том, что перед ударом дополнительный угол закручивания муфты φ и скорость этого закручивания $d\varphi/dt$ были равны нулю.

Итак, при $t = 0$ $\varphi = 0$; $d\varphi/dt = 0$.

Выполняя первое начальное условие подстановкой в уравнение (16.20), получаем $B = -q/p^2$. Продифференцировав уравнение (16.20) и выполнив второе начальное условие, находим $A = 0$. При этом уравнение (16.20) принимает вид

$$\varphi = \frac{q}{p^2} (1 - \cos pt). \quad (16.21)$$

Учитывая зависимости (16.13) и переходя к моментам, получаем:

$$T_1 = \varphi C_\varphi = T_2 (1 - \cos pt). \quad (16.22)$$

График решения (16.22) показан на рис. 16.15, где обозначены: 1 — линия нагрузки до

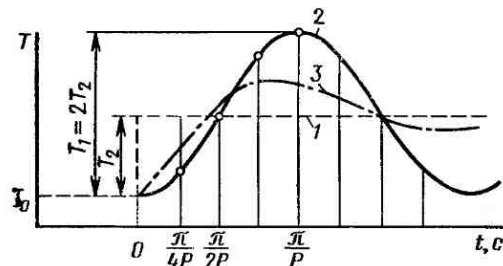


Рис. 16.15

муфты; 2 — после упругой муфты без демпфирования; 3 — после упругой муфты с демпфированием.

Из решения следует, что при ударном приложении внешней нагрузки T_2 максимальная нагрузка механизмов машины равняется $2T_2$ при $t = \pi/p$.

$$T_{1\max} = 2T_2.$$

При этом максимальное значение нагрузки механизмов не зависит от частоты свободных колебаний системы p или от жесткости муфты.

Максимальная нагрузка остается постоянной как при жесткой, так и при упругой муфтах, изменяется лишь плавность передачи этой нагрузки *.

Второй случай. Ударная нагрузка действует в течение малого времени t_1 (см. график 2 на рис. 16.14). В этом случае решение (16.22) будет справедливым только на отрезке времени от $t = 0$ до $t = t_1$. Анализируя это решение и график на рис. 16.15, можно отметить:

1. При $t_1 \geq \pi/p$ остается справедливым равенство

$$T_{1\max} \geq 2T_2.$$

2. При $\pi/2p < t_1 < \pi/p$ будет $2T_2 > T_{1\max} > T_2$.

3. Только при $t_1 < \pi/2p$ можно ожидать $T_{1\max} < T_2$.

Таким образом, постоянную нагрузку, приложенную ударно, можно отнести к разряду длительных, если продолжительность ее действия больше или равна полупериоду свободных колебаний системы (период $\tau = 2\pi/p$).

* Этот вывод основывается на решении, которое не учитывает потерь в упругих муфтах и практически является справедливым только для муфт с малым демпфированием. Исследование решения с учетом потерь устанавливает, что с увеличением демпфирующей способности упругой муфты нагрузка механизмов несколько снижается. При большом демпфировании можно получить $T_{1\max} = (1,4 \div 1,6) T_2$ (см. рис. 16.15).

Нагрузки, продолжительность действия которых меньше полупериода свободных колебаний, будем относить к разряду кратковременных. При кратковременных нагрузках после $t = t_1$ система будет свободна от дополнительной нагрузки T_2 . Для исследования дальнейшего движения системы (при $t > t_1$) используем уравнение (16.20), учитывая, что в этом случае

$$q = T/J_2 = 0.$$

При этом получаем:

$$\varphi = A \sin pt_2 + B \cos pt_2. \quad (16.23)$$

В уравнении (16.23) время t_2 отсчитывается от момента окончания действия нагрузки. Произвольные постоянные A и B определяют из начальных условий.

При $t_2 = 0$ угол закручивания муфты φ и скорость этого закручивания $d\varphi/dt$ определяют из уравнения (16.21), в котором следует принять $t = t_1$. Тогда получим

$$1) \varphi_{t_2=0} = \frac{q}{p^2} (1 - \cos pt_1),$$

$$2) \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)_{t_2=0} = \frac{q}{p} \sin pt_1.$$

По первому условию из уравнения (16.23) находим

$$B = \frac{q}{p^2} (1 - \cos pt_1),$$

а по второму условию

$$A = \frac{q}{p^2} \sin pt_1.$$

При этом уравнение (16.23) представится в виде

$$\varphi = \frac{q}{p^2} [\sin pt_1 \sin pt_2 + (1 - \cos pt_1) \cos pt_2],$$

или

$$T_1 = T_2 [\sin pt_1 \sin pt_2 + (1 - \cos pt_1) \cos pt_2]. \quad (16.24)$$

Уравнение (16.24) позволяет аналитически или графически определить максимальные значения T_1 в зависимости от соотношения t_1 и p . Два таких графика даны на рис. 16.16: график a для $t_1 = \pi/4p$, график b для $t_1 = \pi/2p$.

Графики позволяют отметить, что T_1 заметно уменьшается по сравнению с T_2 , если t_1 меньше чем $1/8$ периода свободных колебаний системы

$$(t_1 < \tau/8 = \pi/4p).$$

Таким образом, правильным подбором жесткости муфты можно уменьшить вредное действие ударов на механизмы машины.

Третий случай. Рабочая машина (см. рис. 16.11) мгновенно останавливается вследствие чрезмерной перегрузки. Угловая скорость валов 1 и 2 до момента перегрузки была постоянной и равной ω_1 .

После остановки (до выключения электродвигателя) система будет нагружена пусковым моментом электродвигателя $T_{\text{пуск}}$. В целях простоты решения полагаем, что пусковой момент двигателя равен его рабочему моменту T_n . При этом постоянную составляющую угла закручивания муфты φ_0 исключаем из рассмотрения, а движение массы J_1 будет описываться уравнением свободных колебаний (16.23) с начальными условиями: при $t = 0$ $\varphi = 0$; $d\varphi/dt = \omega_1$.

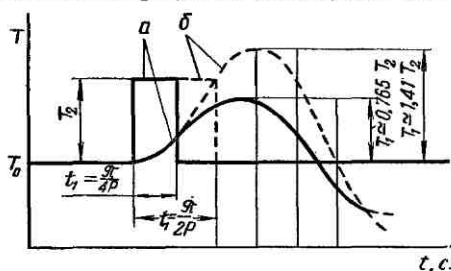


Рис. 16.16

Определив A и B для этих условий, получим:

$$B=0; \quad A=\frac{\omega_1}{p}$$

и

$$\varphi = \frac{\omega_1}{p} \sin pt. \quad (16.25)$$

Учитывая, что $p = \sqrt{C_\varphi/J_1}$, получаем дополнительный момент, действующий на систему:

$$T = C_\varphi \varphi = \frac{C_\varphi \omega_1 p}{p^2} \sin pt = I_1 \omega_1 p \sin pt; \quad (16.26)$$

$$\text{при } t = \frac{\pi}{2p}$$

$$T_{\max} = J_1 \omega_1 p. \quad (16.27)$$

Уравнение (16.27) позволяет отметить, что величина дополнительного момента, действующего на систему в результате ее внезапного торможения, прямо пропорциональна частоте свободных колебаний системы p .

Чем меньше жесткость муфты C_φ при прочих равных условиях, тем меньше перегрузка механизмов машины. При жестких муфтах перегрузки могут достигать очень больших величин и вызывать поломку машины.

Рассмотренные выше характерные случаи работы упругих муфт позволяют сделать вывод о том, что выбор жесткости этих муфт следует производить в соответствии с характером ожидаемой динамической нагрузки машины. При этом в большинстве случаев практики можно значительно уменьшить перегрузку механизмов.

§ 5. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ УПРУГИХ МУФТ

В машиностроении применяют большое количество разнообразных по конструкции упругих муфт. По материалу упругих элементов эти муфты делят на две группы: муфты с металлическими и неметаллическими упругими элементами. В методике расчета муфт каждой из этих групп много общего, что позволяет ограничиться подробным изучением только некоторых типичных конструкций.

Металлические упругие элементы муфт

Основные типы металлических (стальных) упругих элементов муфт изображены на рис. 16.17: a — витые цилиндрические пружины; b — стержни, пластины или пакеты пластин, расположенные по образующей или по радиусу; $в$ — пакеты разрезных гильзовых пружин; $г$ — змеевидные пластинчатые пружины. Эти элементы работают на кручение (рис. 16.17, a) или на изгиб (рис. 16.17, b , $в$, $г$).

По сравнению с неметаллическими металлические упругие элементы более долговечны и позволяют изготавливать малогабаритные муфты с большой нагрузочной способностью. Поэтому их применяют преимущественно для передачи больших крутящих моментов.

Пакетные упругие элементы вследствие трения между пластинами обладают высокой демпфирующей способностью.

Муфты с металлическими упругими элементами могут быть выполнены с постоянной или переменной жесткостью в зависимости от условий деформации элемента.

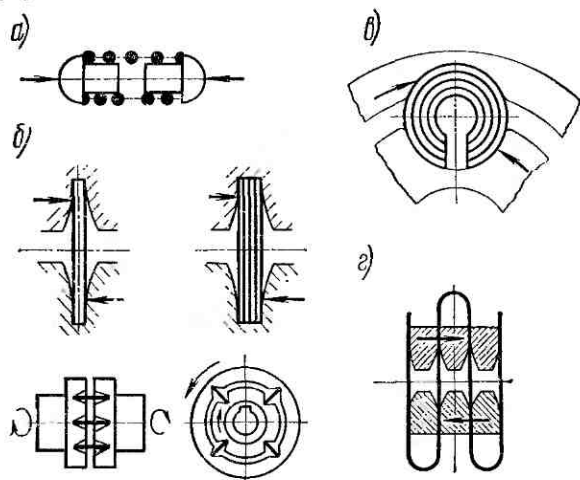


Рис. 16.17

Муфта с цилиндрическими пружинами

Конструкция одной из муфт с цилиндрическими пружинами показана на рис. 16.18.

Муфта состоит из обода 1 с ребром 2 и ступицы 3 с диском 4. Ребро обода размещается в кольцевой канавке диска так, что воз-

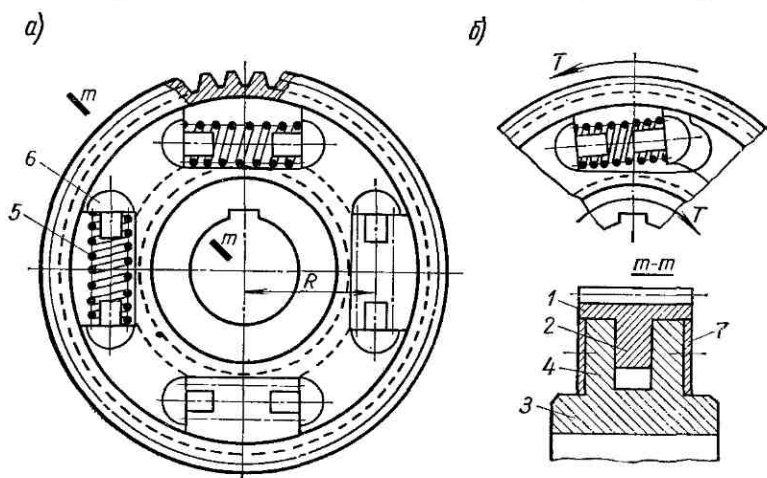


Рис. 16.18

можен относительный поворот этих двух деталей. Ребро и диск имеют одинаковые фасонные вырезы, в которые закладывают пружины 5 с ограничителями 6. С торцов муфту закрывают дисками 7, которые прикрепляют к ступице или ободу для предохранения пружины и ограничителей от выпадения и загрязнения.

В разгруженной муфте (рис. 16.18, а) каждый из ограничителей соприкасается своей цилиндрической поверхностью и с диском, и с ребром, а пружины предварительно сжаты.

Под нагрузкой (рис. 16.18, б) ребро перемещается в пазу между дисками, а пружины дополнительно сжимаются. При этом один из ограничителей соприкасается только с ребром, а другой — только с диском.

Такие муфты целесообразно применять как упругие звенья в системе соединения валов с зубчатыми колесами или цепными звездочками. В этом случае обод является зубчатым венцом, а муфта как бы встраивается в конструкцию зубчатого колеса. Для уменьшения износа деталей необходимо предусматривать смазку трущихся поверхностей муфты.

Муфты с цилиндрическими пружинами применяют также для соединения валов. В этом случае их конструкция несколько изменяется. Характеристика муфты с цилиндрическими пружинами

показана на рис. 16.19. Вследствие предварительного сжатия пружин с силой P_1 муфта работает как жесткая до нагрузки моментом T_1 . При этом

$$T_1 = P_1 R z, \quad (16.28)$$

где R — радиус расположения пружин (см. рис. 16.18); z — число пружин.

При $T > T_1$ муфта работает как упругая с постоянной жесткостью.

Деформацию пружины λ и напряжение τ в ее витках определяют по формулам (см. гл. 17):

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= 8PD^3i/(Gd^4), \\ \tau &= k_b \frac{8PD}{\pi d^3}, \end{aligned} \right\} \quad (16.29)$$

где P — осевая сила, сжимающая пружину; D — средний диаметр пружины; d — диаметр проволоки; i — число рабочих витков пружины; G — модуль сдвига; k_b — коэффициент, учитывающий влияние кривизны витков (см. табл. 17.1).

Угол закручивания муфты при $T > T_1$

$$\varphi = \frac{\lambda - \lambda_0}{R} = \frac{8D^3i(P - P_1)}{Gd^4R} = \frac{8D^3i(T - T_1)}{Gd^4R^2z} \quad (16.30)$$

и жесткость муфты

$$C_\varphi = dT/d\varphi = Gd^4R^2z/(8D^3i). \quad (16.31)$$

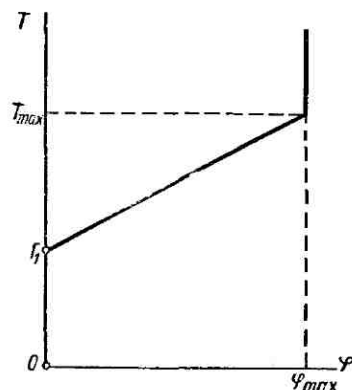


Рис. 16.19

Угол $\varphi_{\max}$ на характеристике (см. рис. 16.19) соответствует упору ограничителей, после чего муфта снова становится жесткой. Упор ограничителей должен происходить до соприкосновения витков пружины (минимальный зазор между витками около $0,1d$).

Величины C_{φ} , $\varphi_{\max}$ и T_1 определяют при исследовании работы муфты в зависимости от ожидаемых изменений нагрузки (см. § 4). При этом величина угла закручивания при колебаниях располагается в пределах $0 < \varphi < \varphi_{\max}$.

Несоблюдение этого условия приводит к ударам ограничителей в обеих крайних точках или в одной из них.

Размеры пружины (D , d , i), соответствующие данной характеристике, определяют обычно методом подбора по формулам (16.30), (16.29) и (16.32) с учетом конструктивных размеров муфты.

Условием прочности пружины является

$$\tau = k_b \frac{8DT_{\max}}{\pi d^3 R_z} \leq [\tau], \quad (16.32)$$

где $T_{\max}$ — момент, соответствующий упору ограничителей.

Для изготовления пружин применяют специальные стали (пружинные, см. табл. 17.3).

Пример расчета см. стр. 384.

Муфта зубчато-пружинная, или муфта со змеевидными пружинами

Полумуфты 1 и 2 (рис. 16.20) имеют зубья 3 специального профиля, между которыми размещается змеевидная пружина 4. Кожух 5 удерживает пружину в рабочем положении, защищает муфту от пыли и служит резервуаром для смазки.

На практике используют две формы сечения зуба по образующему цилиндру (рис. 16.21, *а* и *б*). Первая форма зуба применяется в муфтах с постоянной жесткостью. Здесь расстояние $2a$ между точками упора зубьев в пружину постоянно и не зависит от нагрузки муфты.

Вторая форма зуба (круговая) применяется в муфтах с переменной жесткостью. В этих муфтах при увеличении нагрузки пружина, изгибаясь, вступает в контакт с зубом на все возрастающей длине. При этом уменьшается длина активной части пружины $2a$, а ее жесткость увеличивается (см. рис. 16.21, *б*).

Основная область применения зубчато-пружинных муфт — тяжелое машиностроение (прокатные станы, турбины, поршневые двигатели и т. п.).

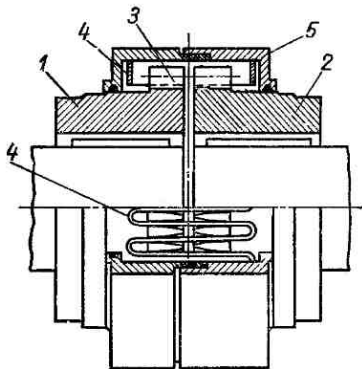


Рис. 16.20

Число зубьев обычно принимают в пределах 50—100.

Муфты могут компенсировать несоосность валов. В зависимости от размеров муфты допускают Δl до 4—20 мм, Δr до 0,5—3 мм, $\Delta \alpha$ до $1^\circ 15'$ (см. рис. 16.5). Рекомендации по выбору геометрических параметров и расчет муфты см. [11].

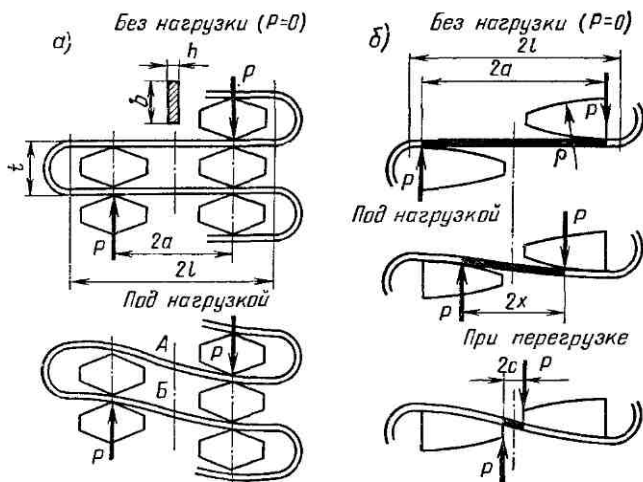


Рис. 16.21

Неметаллические упругие элементы муфт

Основным метариалом неметаллических упругих элементов в настоящее время является резина. Она обладает следующими положительными качествами:

1. Высокой эластичностью. В пределах упругости резина допускает относительные деформации $\epsilon \approx 0,7 \div 0,8$, а сталь только $\epsilon \approx 0,001 \div 0,002$. При таких деформациях единица массы резины может аккумулировать большое количество энергии (в 10 раз больше, чем сталь).

2. Высокой демпфирующей способностью вследствие внутреннего трения. Относительное рассеяние энергии в муфтах с резиновыми элементами достигает 0,3—0,5.

3. Электроизоляционной способностью.

4. Муфты с резиновыми упругими элементами проще и дешевле, чем со стальными.

Недостатками резиновых элементов являются:

1. Меньшая долговечность, чем стальных; вследствие структурных изменений, ускоряемых внешними воздействиями и нагреванием при переменных деформациях, резина постепенно теряет свою прочность и упругие свойства.

2. Меньшая прочность, которая приводит к увеличению габаритов муфт; для передачи больших крутящих моментов такие муфты становятся нерациональными.

Муфты с резиновыми упругими элементами широко распространены во всех областях машиностроения для передачи малых и средних крутящих моментов.

Основные типы резиновых упругих элементов муфт и схемы их нагружения изображены на рис. 16.22.

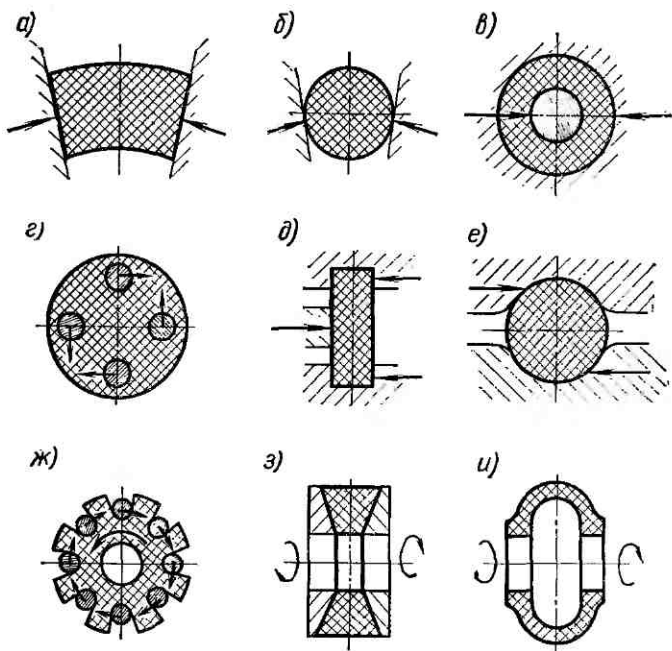


Рис. 16.22

При выборе типа упругого элемента учитывают следующее:

а) упругие элементы с равномерным напряженным состоянием по объему обладают большей энергоемкостью;

б) кручение и сдвиг дают большую энергоемкость, чем сжатие;

в) выгодно, чтобы упругий элемент занимал большую долю объема муфты.

Этим условиям в большей степени удовлетворяют типы упругих элементов, показанные на рис. 16.22, ж, з и и.

Типичные конструкции муфт рассмотрены ниже.

Муфта с резиновой звездочкой

Муфта (рис. 16.23) состоит из двух полумуфт с торцевыми выступами и резиновой звездочки, зубья которой расположены между выступами. Зубья звездочки работают на сжатие. При передаче момента в каждую сторону работает половина зубьев.

Муфта стандартизована и широко применяется для соединения быстроходных валов (n до 6000 ÷ 3000 об/мин при T до 0,3 ÷ 12 кгс · м

и диаметрах валов d до $12 \div 45$ мм соответственно). Муфта компактна и надежна в эксплуатации, допускает радиальное смещение осей $\Delta_r \leq 0,2$ мм; перекос осей $\Delta_a \leq 1^\circ 31'$. Соотношение основных размеров: $D \approx 2,5d$; $d_1 \approx (0,55 \div 0,5) D$; $h = (0,3 \div 0,22) D$; $L \approx 3d$.

Работоспособность резиновой звездочки определяется величиной напряжений смятия и может быть рассчитана по формуле

$$\sigma_{см} \approx \frac{24DKT}{zh(D^3 - d^3)} \leq [\sigma_{см}], \quad (16.33)^*$$

где z — число зубьев звездочки.

Принимают $[\sigma_{см}] = 20 \div 25$ кгс/см² ($2 \div 2,5$ МПа).

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП)

Благодаря легкости изготовления и замены резиновых элементов эта муфта

(рис. 16.24) получила распространение, особенно в приводах от электродвигателей с малыми и средними крутящими моментами.

Муфты нормализованы для диаметров валов до 150 мм и соответственно крутящих моментов до 1500 кгс·м.

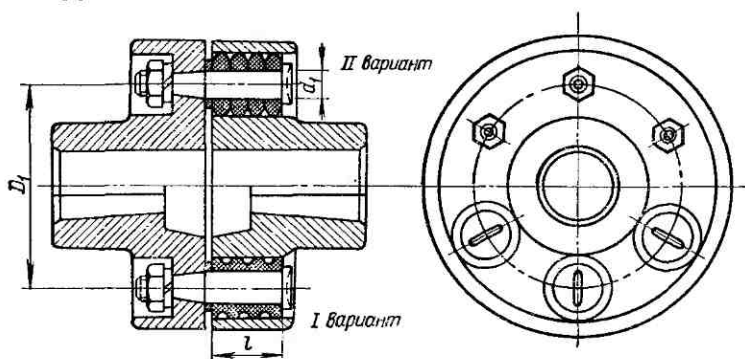


Рис. 16.24

Упругими элементами здесь служат гофрированные резиновые втулки (I вариант) или кольца трапециевидального сечения (II вариант).

Вследствие сравнительно небольшой толщины втулок муфты обладают малой податливостью и применяются в основном для компен-

* Вывод формулы (16.33) аналогичен выводу формулы (16.3). Студентам рекомендуется выполнить его самостоятельно.

сацин несоосности валов в небольших пределах ($\Delta_r \approx 1 \div 5$ мм; $\Delta_r \approx 0,3 \div 0,6$ мм; Δ_α до 1°).

Для проверки прочности рекомендуют рассчитывать пальцы на изгиб, а резину — по напряжениям смятия на поверхности соприкосновения втулок с пальцами. При этом полагают, что все пальцы нагружены одинаково, а напряжения смятия распределены равномерно по длине втулки

$$\sigma_{cm} = 2TK / (d_1 l z D_1) \leq [\sigma_{cm}], \quad (16.34)$$

где z — число пальцев.

$[\sigma_{cm}]$ рекомендуют принимать равным $18 \div 20$ кгс/см² ($1,8 \div 2$ МПа).

Муфта с упругой оболочкой

Упругий элемент муфты (рис. 16.25), напоминающий автомобильную шину, работает на кручение. Это придает муфте большую энергоемкость, высокие упругие и компенсирующие свойства ($\Delta_r \approx 2 \div 6$ мм, $\Delta_\alpha \approx 2 \div 6^\circ$, угол закручивания до $5 \div 30^\circ$).

Муфта сравнительно новая, она получила широкое распространение и в настоящее время стандартизована.

Достаточно обоснованного расчета муфты пока не разработано. Первые исследования [49] показывают, что нагрузочная способность муфты ограничивается потерей устойчивости резиновой оболочки. В первом приближении можно рекомендовать расчет прочности оболочки по напряжениям сдвига в сечении около зажима (по D_1)

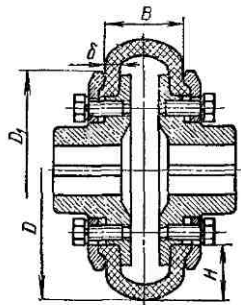


Рис. 16.25.

$$\tau = 2TK / (\pi D_1^2 \delta) \leq [\tau]. \quad (16.35)$$

По экспериментальным данным [49], [50], $[\tau] \approx 4$ кгс/см² (0,4 МПа).

§ 6. МУФТЫ УПРАВЛЯЕМЫЕ ИЛИ СЦЕПНЫЕ

Управляемые муфты позволяют соединять или разъединять валы при помощи механизма управления. По принципу работы все эти муфты можно разделить на две группы: муфты, основанные на зацеплении (кулачковые и зубчатые); муфты, основанные на трении (фрикционные).

Муфты кулачковые

На торцах полумуфт 1 и 2 (рис. 16.26) имеются выступы (кулачки) 3. В рабочем положении выступы одной полумуфты входят во впадины другой. Для включения и выключения муфты одну из полумуфт 2 устанавливают на валу подвижно в осевом направлении (чаще всего скользящая посадка при шпоночном или шлицевом соединении).

Подвижную полумуфту перемещают с помощью специального устройства — отводки. Вилку отводки располагают в пазу 4. На чертеже пунктиром показано выключенное положение полумуфты 2. Кольцо 5 служит для центровки валов. Перекос валов резко снижает работоспособность кулачковых муфт. Поэтому валы требуют надежной центровки. Чаще всего кулачковые и зубчатые (см. рис. 16.28

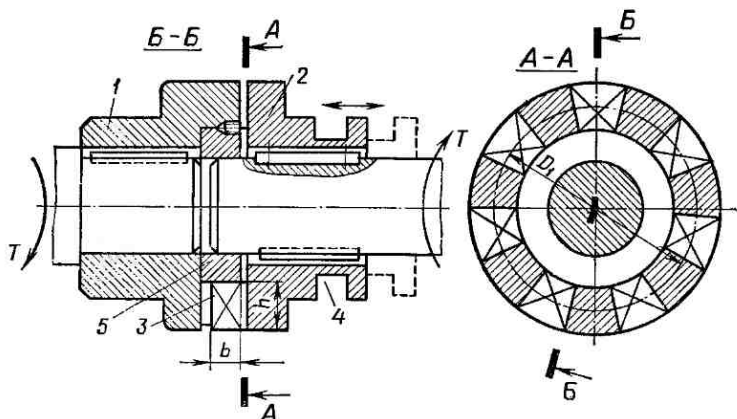


Рис. 16.26

и 16.29) сцепные муфты располагают на одном валу и используют для переключения скоростей (например, на рис. 16.29).

Распространенные формы кулачков изображены на рис. 16.27 (сечение цилиндрической поверхностью).

Прямоугольный профиль (рис. 16.27, а) требует точного взаимного расположения полумуфт в момент включения. Кроме того, в таких муфтах неизбежны технологические боковые зазоры и связанные с этим удары при изменении направления вращения. Зазоры увеличиваются при износе кулачков.

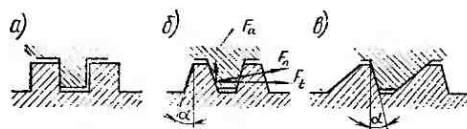


Рис. 16.27

Трапецидальный профиль (рис. 16.27, б, в) не требует точного взаимного расположения полумуфт в момент включения,

а боковые зазоры компенсируются здесь автоматически изменением глубины посадки кулачков. Симметричные профили кулачков — реверсивные, несимметричные — неревверсивные.

В муфтах с трапецидальными кулачками возникают осевые силы F_a (см. рис. 16.27, б), которые стремятся раздвинуть полумуфты и затрудняют включение; в этом отношении муфты с прямоугольными кулачками обладают преимуществом.

Величину угла α трапецидального профиля выбирают такой (обычно $2-5^\circ$), чтобы обеспечивалось самоторможение или не требовалось большого постоянного усилия на отводке.

Включение кулачковых муфт при вращении валов всегда сопровождается ударами, которые могут вызвать разрушение кулачков. Поэтому такие муфты не рекомендуют применять для включения механизма под нагрузкой и при больших скоростях относительного вращения валов ($v \leq 1$ м/с).

Работоспособность кулачковых муфт определяется в основном износом кулачков, который зависит от величины напряжений смятия на поверхности их соприкосновения.

Эти напряжения рассчитывают приближенно в предположении, что нагрузка распределяется равномерно — между всеми кулачками (см. рис. 16.26):

$$\sigma_{cm} = 2KT/(zD_1bh) \leq [\sigma_{cm}], \quad (16.36)$$

где z — число кулачков полумуфты.

Кроме того, кулачки проверяют на прочность по напряжениям изгиба у их оснований. При этом используют обычно также упрощенные условные формулы:

$$\sigma_n = Fb/2W_n = K Tb/(zD_1W_n) \leq [\sigma_n]. \quad (16.37)$$

Для уменьшения износа поверхность кулачков должна быть твердой. Этого достигают с помощью закалки или цементации. Применение цементации предпочтительнее, так как при этом сохраняется вязкость сердцевины, что повышает сопротивление кулачка хрупким разрушениям от ударов.

Муфты с цементированными кулачками изготавливают из сталей типа 15X, 20X, с закаленными — из сталей 40X, 30XH и т. п.

При этом допускают:

$$\begin{aligned} [\sigma]_{cm} &= 900 \div 1200 \text{ кгс/см}^2 \text{ (} 90 \div 120 \text{ МПа)} \text{ — включение в покое;} \\ [\sigma]_{cm} &= 500 \div 700 \text{ кгс/см}^2 \text{ (} 50 \div 70 \text{ МПа)} \text{ — включение на тихом ходу;} \\ [\sigma]_{cm} &= 350 \div 450 \text{ кгс/см}^2 \text{ (} 35 \div 45 \text{ МПа)} \text{ — включение на повышенных скоростях.} \end{aligned}$$

Муфты зубчатые сщепные

По своему устройству и методике расчета эта муфта (рис. 16.28) подобна зубчатой компенсирующей муфте (см. рис. 16.7) с той разницей, что здесь обойма 1 изготавливается подвижной и управляется с помощью отводки. На рис. 16.28 обойма расположена в положении «включено». Диски 2 и 3 являются ограничителями, а втулка 4 центрирует валы и одновременно выполняет функцию подшипника при их относительном вращении (когда муфта выключена).

Применяют также зубчатые муфты без обоймы 1, у которых одна полумуфта имеет внутренние, а другая внешние зубья.

Допускаемые напряжения смятия при расчетах прочности зубьев принимают такими же, как и для кулачковых муфт.

Для устранения ударов при включении в зубчатых муфтах широко применяют синхронизаторы (например, в коробках скоростей автомобилей). Синхронизаторы выравнивают скорости валов перед их соединением.

Принцип работы синхронизатора можно уяснить с помощью рис. 16.29. Конструкция зубчатой муфты, предназначенной для переключения скоростей в коробке передач, здесь дополнена двусторонней конической фрикционной муфтой 2, которая и является синхронизатором.

При перемещении обоймы 1 с внутренними зубьями вправо или влево она через шарик передает осевую силу конусной полумуфте синхронизатора и сцепляет ее с конусной полумуфтой одной из шестерен (рис. 16.29, а). Ниже (см. фрикционные муфты) будет показано, что проскальзывание, которое наблюдается при включении фрикционных муфт, позволяет плавно разгонять ведомые элементы. Также

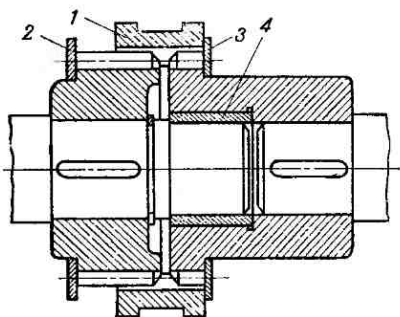


Рис. 16.28

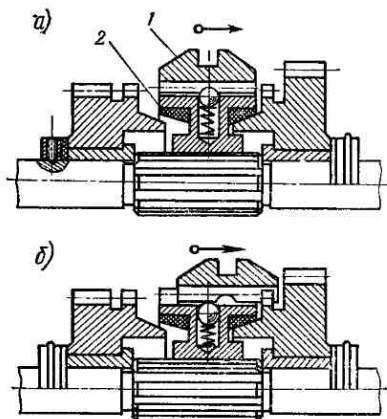


Рис. 16.29

и здесь при включении синхронизатора происходит выравнивание угловых скоростей ведущего вала и ведомой шестерни.

Дальнейшим перемещением обоймы включается зубчатая муфта (рис. 16.29, б). Разгон ведомых элементов происходит, как правило, на холостом ходу. Поэтому фрикционные муфты синхронизаторов рассчитывают на передачу момента, необходимого только для преодоления инерционных нагрузок, возникающих при разгоне. Эти нагрузки обычно значительно меньше рабочих.

Для того чтобы скорости успели выровняться в процессе непрерывного перемещения обоймы, это перемещение следует производить медленно.

Муфты фрикционные

При включении фрикционных муфт крутящий момент возрастает постепенно по мере увеличения силы нажатия на поверхности трения. Это позволяет соединять валы под нагрузкой и с большой разностью начальных угловых скоростей. В процессе включения муфта пробуксовывает, а разгон ведомого вала происходит плавно, без удара.

Будучи отрегулированной на передачу предельного крутящего момента, безопасного для прочности машины, фрикционная муфта выполняет одновременно функции предохранительного устройства.

Все фрикционные муфты в зависимости от формы их рабочей поверхности можно разделить на три группы: муфты дисковые (плоская поверхность); муфты конические (коническая поверхность); муфты колодочные, ленточные и другие (цилиндрическая поверхность).

Муфты фрикционные так же, как и кулачковые, не допускают несоосности. Центровка полумуфт достигается расположением их на одном валу (см. рис. 16.29) или с помощью специальных центрирующих колец (см. рис. 16.28). В целях простоты изображения ниже (см. рис. 16.30, 16.31, 16.32) приводятся схемы фрикционных муфт без указания способа центровки.

Муфты дисковые

Схема простейшей дисковой муфты с одной парой поверхностей трения изображена на рис. 16.30. Здесь полумуфта 1 укреплена на валу неподвижно, а полумуфта 2 подвижна в осевом направлении. Для соединения валов к подвижной полумуфте прикладывают силу Q . Величину момента трения T_τ определяют по формуле

$$KT = T_\tau = QfR_{cp}, \quad (16.38)$$

где $R_{cp} = (D_1 + D_2)/4$ — средний радиус рабочих поверхностей дисков, который приблизительно принимают за приведенный радиус сил трения на этих поверхностях.

Такое приближение практически допустимо, так как ширина дисков, равная $(D_1 - D_2)/2$, как правило, меньше R_{cp} .*

Чтобы ограничить условия неравномерного износа, обычно принимают $D_1/D_2 = 2 \div 1,5$.

Для уменьшения силы Q и габаритов муфты применяют конструкции не с одной,

а со многими парами поверхностей трения — многодисковые муфты (рис. 16.31). В этих муфтах имеются две группы дисков: наружные 3 и внутренние 2 (на рис. 16.31 изображено четыре наружных и пять внутренних дисков). Наружные диски соединены с полумуфтой 1, а внутренние — с полумуфтой 7 с помощью подвижного шлицевого соединения. Правый крайний внутренний диск опирается на регулировочные гайки 4; на левый крайний диск действуют силы нажатия

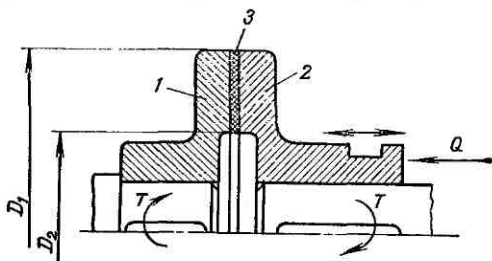


Рис. 16.30

* Для случая равномерного распределения давления на поверхности трения точное значение приведенного радиуса трения равно $\frac{1}{3} \cdot \frac{D_1^3 - D_2^3}{D_1^2 - D_2^2}$. В дисковых муфтах вследствие неравномерного износа давление распределяется неравномерно. Оно больше на малых радиусах, где скорости скольжения меньше, и меньше на больших радиусах, где скольжение больше. При этом расчет по R_{cp} дает более близкие результаты.

от механизма управления. При этом сила нажатия передается на все поверхности трения, а формула (16.38) принимает вид

$$KT = QfR_{cp}z, \quad (16.39)$$

где z — число пар трущихся поверхностей; $z = n - 1$; n — число дисков (для муфты, изображенной на рис. 16.31, $n = 9$, а для муфты на рис. 16.30 — $n = 2$).

Таким образом, применение многодисковых муфт позволяет увеличить передаваемый крутящий момент в z раз по сравнению с двухдисковой муфтой (см. рис. 16.30), сохраняя при этом величину силы нажатия Q и диаметры дисков.

Из формул (16.38) и (16.39) нетрудно установить, что T_t можно увеличить, кроме того, путем увеличения Q , f и диаметров дисков

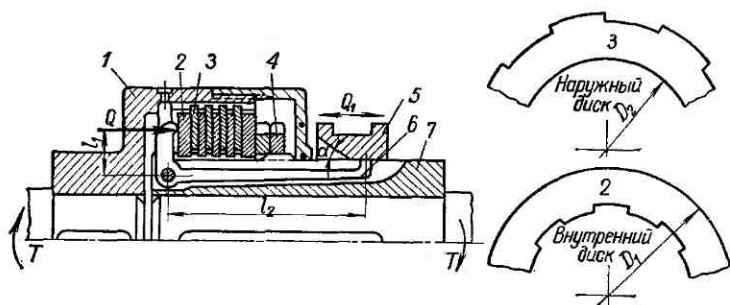


Рис. 16.31

(среднего радиуса трения). Увеличение диаметров приводит к повышению габаритов муфты, а поэтому на практике используется в последнюю очередь. Увеличение Q ограничено величиной допускаемого среднего удельного давления $[p]$ на трущихся поверхностях

$$[p] = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2)} \leq [p]. \quad (16.40)$$

Коэффициент трения f можно увеличить, снабжая диски накладками 3 (см. рис. 16.30) из специальных материалов. При этом следует учитывать, что применение накладок увеличивает осевую габарит муфты при одном и том же числе дисков, а величина $[p]$, как правило, уменьшается. Данные о величинах $[p]$ и f приводятся в табл. 16.1.

Механизмы управления фрикционными муфтами, применяемые на практике, весьма разнообразны не только по конструкции, но и по принципу действия. В зависимости от последнего различают муфты с электромагнитным, гидравлическим, пневматическим и механическим управлением. Подробное изучение этих механизмов не входит в задачи настоящего курса.

В качестве примера на рис. 16.31 изображена основная часть одного из простейших механизмов управления. Устройство и работа механизма ясны из чертежа.

Максимальное значение осевой силы Q_1 , которую необходимо приложить к кольцу отводки $Б$, при включении муфты определяют по формуле

$$Q_1 = Q \frac{l_1}{l_2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho), \quad (16.41)^*$$

где α — угол конуса кольца; ρ — угол трения.

При выборе формы (а также при расчете) нажимного рычага $б$ следует учитывать его упругие деформации. Желательно, чтобы рычаг обладал пружинящей способностью. В этом случае износ дисков не будет приводить к резкому снижению силы нажатия Q . Срок очередной регулировки муфт увеличится. Регулировку выполняют с помощью гаек 4.

Муфты конические

Схема простейшей конической муфты изображена на рис. 16.32. От действия силы Q на конической поверхности соприкосновения полумуфт возникает удельное давление p и удельные силы трения pf . Силы трения, направленные по касательной к окружности конуса, используются для передачи крутящего момента.

Рассматривая равновесие правой полумуфты, получаем:

$$Q = p b \pi D_{\text{ср}} \sin \alpha, \quad (16.42)$$

$$KT = T_r = p f b \pi \frac{D_{\text{ср}}^2}{2}. \quad (16.43)$$

Решая эти уравнения совместно, находим

$$KT = T_r = \frac{Q D_{\text{ср}}}{2} \cdot \frac{f}{\sin \alpha} = Q \frac{D_{\text{ср}}}{2} f', \quad (16.44)$$

где $f' = f / \sin \alpha$ — приведенный коэффициент трения.

Нетрудно установить, что величина f' непрерывно возрастает с уменьшением α . Увеличение f' позволяет во столько же раз уменьшить силу Q . В этом и заключается положительная особенность конических муфт по сравнению с простыми дисковыми (в многодисковых муфтах Q может быть меньше, чем в конических). Однако применять очень малые углы α на практике не рекомендуют, так как при этом происходит самозаклинивание полумуфт, затрудняющее их расцепление. Для устранения самозаклинивания необходимо иметь

$$\alpha > \rho = \operatorname{arc} \operatorname{tg} f.$$

Обычно выполняют $\alpha \approx 15^\circ$.

Условие износостойкости рабочих поверхностей

$$p = \frac{Q}{b \pi D_{\text{ср}} \sin \alpha} < [p]. \quad (16.45)$$

* В этом уравнении не учтены силы трения в шпоночном или шлицевом соединении полумуфты с валом. Как показывают расчеты, они увеличивают силу Q примерно на 10—15%.

Конические муфты в сравнении с многодисковыми имеют большие габариты. Они сложнее в изготовлении и при их применении необходима повышенная точность центровки валов. По этим причинам конические муфты применяют реже, чем дисковые.

Муфты цилиндрические шинопневматические

Между полумуфтами 1 и 2 (рис. 16.33) расположена резиновая шина 4 с воздушной камерой. Шина прикрепляется к полумуфте 1, а ее внутренняя поверхность покрывается набором колодок 3 из антифрикционного материала. С помощью штуцера 5 камера шины присоединяется к воздушной магистрали управления.

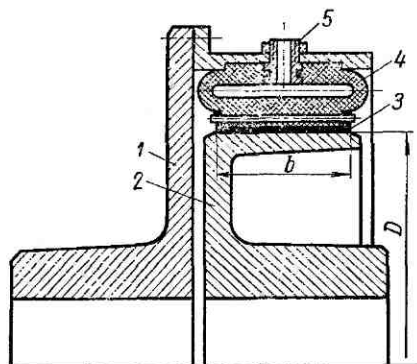


Рис. 16.33

При подаче воздуха в камеру колодки прижимаются к полумуфте 2 с силой, необходимой для передачи крутящего момента*.

Шинопневматическая муфта относится к сравнительно новым конструкциям. За последнее время она получила широкое распространение, в особенности в тяжелом машиностроении (буровые лебедки, экскаваторы и пр.). Основными преимуществами этих муфт являются: сочетание свойств сцепной, предохранительной и упругокомпенсирующей муфт; простота управления и широкие возможности регулирования; самокомпенсация износа колодок.

Недостатки муфт: старение резины в особенности при попадании масла, кислот, щелочи и т. п.; затруднения с подводом воздуха; относительно высокая стоимость шины**.

Момент, который может передавать муфта по условиям износостойкости колодок (см. рис. 16.33 и табл. 16.1):

$$KT = [p] f b \pi \frac{D^2}{2}. \quad (16.46)$$

Для расчета необходимого давления в камере можно использовать условия:

$$KT = (Q + P_d) f \frac{D}{2};$$

$$Q = (q - \Delta q) S. \quad (16.47)$$

* На практике встречаются варианты конструкции с закреплением шины на полумуфте 2. При этом увеличивается рабочая поверхность и улучшаются условия теплоотвода, но затрудняется расцепление муфты из-за центробежных сил. Подробности конструктивного оформления муфт см. в [4].

** Шина передает окружную силу, поэтому она должна быть достаточно прочной. По конструкции шина подобна автомобильной с несущими обкладками из прорезиненной ткани (кордом).

Здесь Q — сила, прижимающая колодки в результате действия давления воздуха в камере; $P_{ц}$ — центробежная сила, действующая на колодки и деформируемую часть шины; $S = \pi D_{к} b_{к}$ — активная площадь воздушной камеры; q — давление воздуха в камере, обычно 6–8 кгс/см²; Δq — давление, расходуемое на деформацию шины (по данным УЗТМ, $\Delta q \approx 0,5$ кгс/см²).

Критерии работоспособности фрикционных муфт, материалы, рекомендуемые величины $[p]$ и f

Работоспособность фрикционных муфт определяется в основном износом трущихся поверхностей. Интенсивность износа зависит от величины удельной мощности трения (работа сил трения на единице площади за одну секунду)

$$a_{\tau} = p f v_{ск} \leq [a_{\tau}], \quad (16.48)$$

где $v_{ск}$ — средняя скорость скольжения.

В управляемых муфтах скольжение происходит во время включения и выключения, т. е. износ зависит и от числа переключений в час.

Практическое использование формулы (16.48) затруднено тем, что к настоящему времени мало изучена связь износа с величиной a_{τ} , не установлены нормы для $[a_{\tau}]$, мало практических сведений о режимах работы муфт и т. п.

Большое влияние на работоспособность муфты оказывает ее тепловой режим. Перегрев муфт приводит к увеличению износа, а в некоторых случаях к обугливанию неметаллических накладок или к задиру металлических поверхностей.

Нагрев муфт связан также со скольжением при переключениях. Количество тепла, выделяемого при этом, пропорционально работе трения. Это тепло нагревает детали муфты и уходит в окружающую среду. Вследствие того что тепло выделяется интенсивно за малое время, муфты не имеют установившегося теплового режима. За этот короткий промежуток времени поверхности трения могут нагреться до высокой температуры, в то время как средняя температура муфты в целом будет оставаться низкой. Отсутствие установившегося режима значительно усложняет тепловой расчет муфт. Поэтому до сего времени чаще всего ограничиваются расчетом только по удельному давлению на поверхностях трения p . Величина допускаемых значений $[p]$ устанавливается на основе опыта эксплуатации (см. табл. 16.1).

Данные этой таблицы справедливы при средней скорости v до 2,5 м/с и числе переключений в час не более 100. При больших значениях вводятся поправки (см. примечания к табл. 16.1). Скорость определяется по среднему радиусу

$$v = \pi R_{ср} n / (30 \cdot 1000).$$

Материалы фрикционных муфт должны в основном удовлетворять тем же требованиям, что и материалы фрикционных передач (см. гл. 9). Наибольшее распространение на практике получили

**Допускаемые удельные давления $[p]$ и коэффициент трения f
для фрикционных муфт**

Материал	$[p]$, кгс/см ² (МПа)	f
<i>При смазке</i>		
Закаленная сталь по закаленной стали	6—8 (0,6÷0,8)	0,06
Чугун по чугуну или закаленной стали	6—8 (0,6÷0,8)	0,08
Текстолит по стали	4—6 (0,4÷0,6)	0,12
Металлокерамика по закаленной стали	8 (0,8)	0,10
<i>Без смазки</i>		
Прессованный асбест или феродо по стали или чугуну	2—3 (0,2÷0,3)	0,30
Металлокерамика по закаленной стали	3 (0,3)	0,40
Чугун по чугуну или закаленной стали	2—3 (0,2÷0,3)	0,15

Примечания: 1. Нижние значения при большом числе дисков, верхние — при малом.
2. При $v > 2,5$ м/с давления $[p]$ рекомендуется понижать: при $v \approx 5$ м/с на 15%; при $v \approx 10$ м/с на 30%; при $v \approx 15$ м/с на 35%. 3. При числе переключений в час, большем 100, давление снижается на 1% на каждые дополнительные пять включений, но не более чем на 50%.

следующие комбинации материалов: закаленная сталь по закаленной стали или сталь по чугуну при хорошей смазке; асбестовые или порошковые обкладки по стали или чугуну без смазки.

§ 7. МУФТЫ АВТОМАТИЧЕСКИЕ, ИЛИ САМОУПРАВЛЯЕМЫЕ

Эти муфты предназначены для автоматического разъединения валов в тех случаях, когда параметры работы машины становятся недопустимыми по тем или иным показателям. Классификация автоматических муфт представлена схемой на стр. 343.

Вышеизложенные требования (см. сцепные муфты) к строгой соосности полумуфт (валов) в полной мере относятся ко всем самоуправляемым муфтам.

Муфты предохранительные

Эти муфты служат для защиты машины от перегрузки. Любая фрикционная муфта, отрегулированная на передачу предельного момента, выполняет функции предохранительной. Специальные предохранительные фрикционные муфты не имеют механизма управления, а силы нажатия в них обычно обеспечивают постоянно действующими пружинами. Расчет таких муфт аналогичен расчету фрикционных управляемых муфт.

Другим представителем предохранительных муфт является муфта со специальным разрушающимся элементом. Схема одного из многочисленных вариантов конструкции таких муфт изображена на рис. 16.34.

Здесь крутящий момент между полумуфтами 1 и 4 передается через штифт 3, который срезается при перегрузке. Для восстановления работы муфты штифт заменяют. Закаленные втулки 2 предотвращают смятие более слабого материала полумуфт штифтом и тем самым приближают действительные условия среза штифта к расчетным

$$KT = \frac{zD_1\pi d^2}{K_z 2 \cdot 4} [\tau], \quad (16.49)$$

где z — число штифтов; K_z — коэффициент неравномерности распределения нагрузки.

Практически z принимают равным 1 или 2; $K_z = 1$ при $z = 1$; $K_z = 1,2$ при $z = 2$.

Жесткое соединение полумуфт штифтом не может компенсировать вредного влияния их несоосности на штифт, условия работы которого становятся неопределенными. По этим соображениям необходима строгая центровка полумуфт.

Допускаемое напряжение $[\tau]$ принимают равным пределу прочности материала на срез. Например, для закаленных штифтов из стали Ст5 допускают $[\tau] = 4200 \text{ кгс/см}^2$.

На рис. 16.35 изображена кулачковая предохранительная муфта. Здесь полумуфты 1 и 3 зацепляются кулачками 2, имеющими трапециевидальный профиль с углом α .

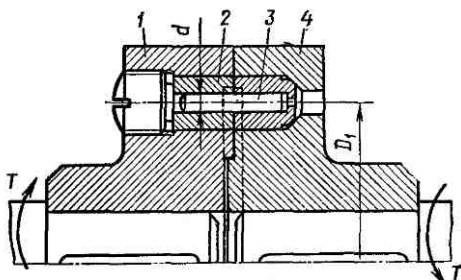


Рис. 16.34

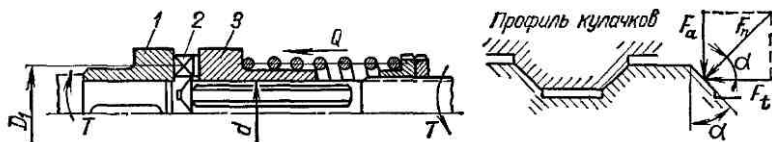


Рис. 16.35

От действия окружной силы F_t в зацеплении возникает осевая сила $F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha$, которая стремится раздвинуть полумуфты и вывести их из зацепления. Этому противодействует сила пружины Q и силы трения на кулачках и в шлицевом (шпоночном) соединении. С учетом этих сил трения условия равновесия полумуфты 2 можно записать в виде:

$$Q = \frac{2KT}{D_1} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D_1}{d} f_2 \right], \quad (16.50)^*$$

где α — угол заострения кулачка; ρ — угол трения в зацеплении кулачков ($6-8^\circ$); f_2 — коэффициент трения в шлицевом соединении (около 0,15).

* Эта формула справедлива при кратковременных перегрузках. При длительных перегрузках силы трения не учитываются, так как они ослабляются вибрациями ($\rho = 0$ и $f_2 = 0$).

В соответствии с величиной силы Q подбирают пружину. Прочность кулачков рассчитывают так же, как и в обычных кулачковых муфтах (см. § 6).

Недостатком предохранительных кулачковых муфт являются удары кулачков при перегрузках, сопровождающиеся большим шумом. Поэтому такие муфты не рекомендуют применять при высоких числах оборотов.

Муфты центробежные

Эти муфты автоматически соединяют валы только тогда, когда угловая скорость превысит некоторую заданную величину. Таким образом, эти муфты являются самоуправляемыми по угловой скорости.

Центробежные муфты используют: для автоматического включения и выключения исполнительного механизма с помощью регулировки угловой скорости двигателя; для разгона машин с большими маховыми массами при двигателе с малым пусковым моментом; для повышения плавности пуска и т. п.

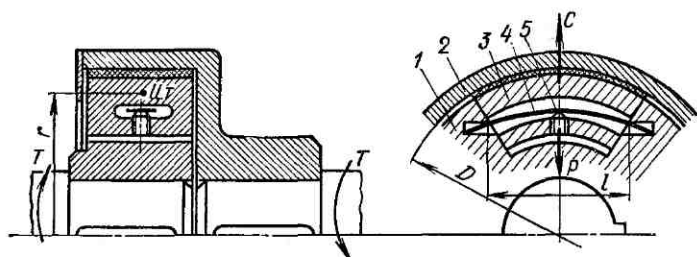


Рис. 16.36

Схема одной из центробежных муфт изображена на рис. 16.36.

Центробежная сила C прижимает колодку 3 к барабану полумуфты 2. Этому препятствует сила P , возникающая от прогиба пружины 4. Величину силы P регулируют винтом 5. Соприкосновение между колодкой и барабаном возможно при условии

$$P \leq C = m\omega^2 r = mr (\pi n/30)^2, \quad (16.51)$$

где m — масса колодки; r — расстояние центра тяжести колодки от оси вращения; n — частота вращения ведущей полумуфты 1, об/мин.

Формула (16.51) позволяет определить необходимую силу пружины по заданной частоте вращения n_0 , до которой полумуфта 1 вращается свободно.

Для передачи крутящего момента необходима частота вращения n_1 , которая определяется по условию

$$KT \leq (C - F) f z \frac{D}{2} = \frac{mrDzf}{180} (n_1^2 - n_0^2), \quad (16.52)$$

где z — число колодок; f — коэффициент трения.

В диапазоне между n_1 и n_0 муфта пробуксовывает и постепенно разгоняет ведомый вал. Сила пружины в данном случае (рис. 16.36)

$$P = 48EJy/l^3, \quad (16.53)$$

где y — стрела прогиба; $J = bh^3/12$ — момент инерции сечения пружины.

Работоспособность колодок рассчитывают по давлению $[p]$ на поверхности трения так же, как и в других фрикционных муфтах.

Муфты свободного хода

Эти муфты передают крутящий момент только в одном заданном направлении. Их применяют в станках, автомобилях, мотоциклах, велосипедах и т. д. В велосипедах, например, они передают крутящий момент от педалей на колесо и в то же время позволяют колесу свободно катиться при неподвижных педалях.

Простейшим представителем муфт свободного хода является устройство с храповиком.

Вследствие шума на холостом ходу и резкого ударного включения муфты с храповиком применяют сравнительно мало и только при низких скоростях.

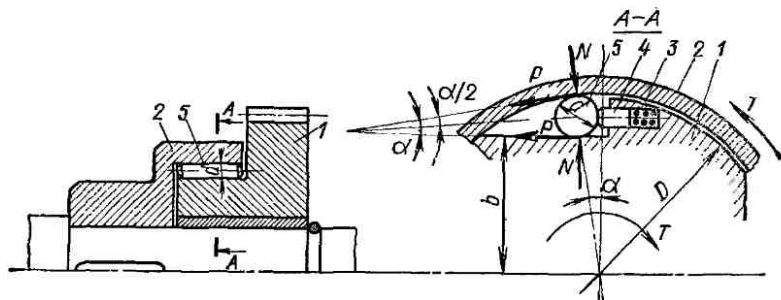


Рис. 16.37

Бесшумную работу обеспечивают фрикционные роликовые или шариковые муфты. Схема одной из конструкций таких муфт, встроенных в соединение шестерни с валом, изображена на рис. 16.37.

Если шестерня 1 вращается по часовой стрелке, то под действием сил трения ролик 5 заклинивается в узкой части паза. Образуется жесткое соединение шестерни с валом через ролик. При вращении шестерни в противоположном направлении ролик выходит в широкую часть паза, и шестерня оказывается разъединенной с валом. В этом направлении она может вращаться свободно.

Толкатель 4, имеющий слабую пружину 3, выполняет вспомогательную роль. Он удерживает ролик в постоянном соприкосновении с обоймой.

При передаче крутящего момента T на ролик действуют нормальные силы N и силы трения P (по условию симметрии силы P и P , N и N равны между собой). Силы N стремятся вытолкнуть ролик

из паза в направлении биссектрисы угла α . Этому препятствуют силы трения $P = Nf$.

Для того чтобы ролик не выскальзывал из паза, должно быть

$$2P \cos \alpha/2 \geq 2N \sin \alpha/2$$

или

$$2Nf \cos \alpha/2 \geq 2N \sin \alpha/2.$$

После преобразования получим:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha/2 &\leq f = \operatorname{tg} \rho, \\ \alpha &\leq 2\rho. \end{aligned} \right\} \quad (16.54)$$

Геометрически

$$\cos \alpha = \frac{b + \frac{d}{2}}{\frac{D}{2} - \frac{d}{2}} = \frac{2b + d}{D - d}. \quad (16.55)$$

По уравнениям (16.54) и 16.55) рассчитывают диаметр ролика d . По условиям равновесия обоймы 2

$$KT = P \frac{D}{2} z = N \frac{D}{2} z \operatorname{tg} \alpha/2, \quad (16.56)$$

где z — число роликов; коэффициент трения выражен через $\operatorname{tg} \alpha/2$.

Прочность ролика и рабочих поверхностей деталей 1 и 2 рассчитывают по контактным напряжениям (при $\nu = 0,3$)

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{NE_{\text{пр}}/(l\rho_{\text{пр}})} \leq [\sigma_k],$$

где l — длина ролика.

Для деталей, изготовленных из материалов с одинаковым модулем упругости ($E_{\text{пр}} = E$), а в случае плоской поверхности детали 1 $\rho_{\text{пр}} = d/2$.

При этом, учитывая равенство (16.56) и принимая по малости угла $\operatorname{tg} \alpha/2 \approx \alpha/2$, получаем:

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{8KTE}{Ddlz\alpha}} \leq [\sigma_k]. \quad (16.57)$$

В муфтах обычно применяют стандартные ролики шарикоподшипников ($HRC \approx 45 \div 50$), а рабочие поверхности деталей цементируют ($HRC \approx 60$; стали типа ШХ15, ШХ12). При этом допускают

$$[\sigma_k] = 12\,000 \div 15\,000 \text{ кгс/см}^2 (\approx 1200 \div 1500 \text{ МПа}).$$

Формула (16.57) позволяет отметить, что уменьшение угла приводит к увеличению напряжений σ_k . Это следует учитывать при выполнении условия (16.54).

На практике установлено, что определение угла α при ρ , вычисленном по обычным значениям коэффициента трения, приводит к завышенным результатам. Это можно объяснить тем, что в условиях эксплуатации муфты всегда возможны удары и вибрации, понижающие фактический коэффициент трения.

Для указанных материалов практически принимают $\alpha \approx 7 \div 8^\circ$.

§ 8. МУФТЫ КОМБИНИРОВАННЫЕ

Эти муфты применяют в тех случаях, когда ни одна из рассмотренных выше муфт не может полностью удовлетворить всем требованиям, предъявляемым к соединению валов.

На практике чаще всего используют комбинации упругих муфт с предохранительными или управляемыми [12].

Г Л А В А 17

ПРУЖИНЫ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ, НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Пружины являются одной из широко распространенных деталей современных машин, станков и приборов. В конструкции многих механизмов имеются десятки и сотни пружин, выполняющих ответственные и сложные функции.

Упругие свойства пружин позволяют использовать их в следующих случаях: чтобы обеспечить силы натяжения или нажатия в муфтах, тормозах, фрикционных передачах и т. п.; для аккумуляции энергии с последующим использованием пружины как двигателя (часовые пружины, ударные и падающие механизмы и пр.); для виброизоляции и амортизации ударов (рессоры, амортизаторы, буферы и т. п.); для возвратных перемещений клапанов, кулачковых механизмов и т. п.; для измерения сил в динамометрах и других приборах.

Во многих случаях пружины относятся к таким деталям, для которых требуется высокая точность расчета и изготовления. Ошибки могут служить причиной серьезных аварий, парализовать работу механизма, нарушить точность прибора и пр.

Пружины разделяются: 1) по виду воспринимаемой нагрузки (растяжения, сжатия, кручения, изгиба); 2) по форме и конструкции (витые цилиндрические и фасонные, тарельчатые, листовые, плоские, спиральные и др.); 3) по характеристике (постоянной и переменной жесткости).

Наиболее распространены витые цилиндрические пружины растяжения и сжатия. Поэтому в курсе деталей машин им уделяют основное внимание. Вопросы конструкции и расчета пружин, которые здесь не рассматривают, см. в специальной литературе и справочниках [1], [13], [51].

§ 2. ВИТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПРУЖИНЫ РАСТЯЖЕНИЯ И СЖАТИЯ

Конструкция и основные геометрические параметры

Пружины навивают из проволоки круглого или прямоугольного сечения (рис. 17.1, а). Наибольшее применение имеет круглая проволока в связи с меньшей стоимостью, а также благодаря тому, что круглое сечение лучше работает на кручение. Проволоку прямоуголь-

ного сечения применяют, как правило, для навивки мощных и жестких пружин сжатия — при тех же нагрузках, что и для круглых, они имеют меньшие габариты. Своеобразной конструкцией являются

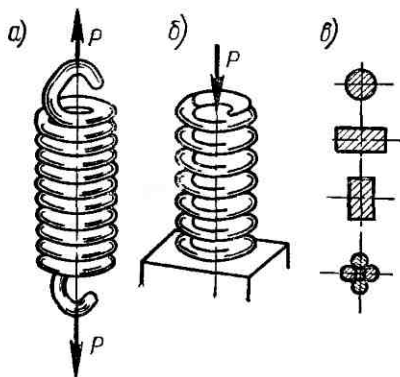


Рис. 17.1

многожильные пружины, которые изготавливают из тросов, свитых из небольшого числа (2—6) тонких проволок. Эти пружины обладают повышенной эластичностью, большой статической прочностью и хорошей амортизирующей способностью. Отрицательным свойством многожильных пружин является сравнительно высокая стоимость и повышенный износ при переменных нагрузках, связанный с трением между проволочками.

В конструкции пружин сжатия и растяжения можно отметить следующие особенности.

Пружины сжатия (рис. 17.1, б) навивают с просветом между витками. Для образования опорной плоскости их крайние витки поджимают и сошлифовывают.

Пружины растяжения (рис. 17.1, а) обычно навивают без просвета между витками и даже с предварительным натяжением витков, равным $1/4 \div 1/3$ от предельной нагрузки. Для соединения с другими деталями на концах пружины образуют прицепы в виде изогнутых витков, конических переходов с крючками, ввертных пробок с крючками и т. п. Отгибание витков является простым, но менее совершенным способом, так как при этом появляется концентрация напряжений и уменьшается прочность.

Пружины характеризуются следующими основными геометрическими параметрами (рис. 17.2): d — диаметр проволоки; D — средний диаметр пружины; $C = D/d$ — индекс пружины; t — шаг витков; H_0 — полная высота пружины; i — число рабочих витков; i_0 — полное число витков.

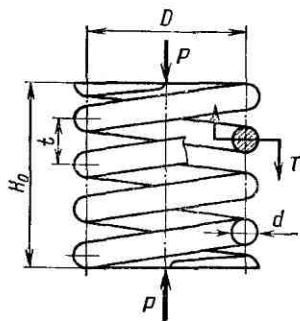


Рис. 17.2

Основные расчетные зависимости

Рассматривая равновесие любой отсеченной части пружины (см. рис. 17.2), можно установить, что в любом сечении витка действует крутящий момент $T = P \frac{D}{2}$. При этом напряжение кручения для круглой проволоки

$$\tau = k_n \frac{T}{W_p} = k_n \frac{8PD}{\pi d^3} \leq [\tau], \quad (17.1)$$

где k_8 — поправочный коэффициент, учитывающий кривизну витков (см. табл. 17.1).

Таблица 17.1

$c = D/d$	4	5	6	8	10	12
k_8	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

Осевая деформация пружины (сжатия или растяжения) определяется с помощью интеграла Мора [15].

$$\lambda = \int_0^l \frac{TT_1}{GI_p} dz,$$

где T_1 — крутящий момент в сечении витка от приложения единичной силы в направлении силы P ; $l \approx \pi Di$ — длина проволоки рабочих витков; $I_p = \pi d^4/32$ — полярный момент сечения круглой проволоки.

После подстановки и интегрирования получаем

$$\lambda = 8PD^3i/(Gd^4). \quad (17.2)$$

Практический расчет пружин

Для правильного расчета или подбора пружины необходимо знать ее рабочую характеристику (рис. 17.3).

На рис. 17.3 обозначено: $\lambda_{\min}$, $\lambda_{\max}$, λ_p — минимальная (предварительная), максимальная и рабочая деформации пружины; $P_{\min}$,

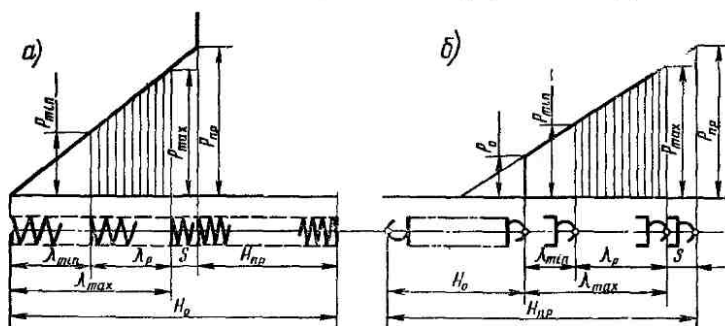


Рис. 17.3

$P_{\max}$, $P_{\text{пр}}$ — минимальная (предварительная), максимальная рабочая и предельная (по посадке витков в пружинах сжатия и по прочности в пружинах растяжения) нагрузки пружины; P_0 — сила предварительного натяжения при навивке пружин растяжения, равная $(1/4 \div 1/3) P_{\text{пр}}$; H_0 — полная длина ненагруженной пружины; $H_{\text{пр}}$ —

предельная длина пружины по посадке витков у пружин сжатия и по прочности у пружин растяжения; $S \approx (0,1 \div 0,2) \lambda_{\max}$ — разность между предельной и максимально допускаемой деформациями.

Для пружин сжатия (рис. 17.3, а и рис. 17.1, б)

$$\left. \begin{aligned} H_0 &= H_{\text{пр}} + i(t - d); \\ H_{\text{пр}} &= (i_0 - 0,5)d; \\ i &= i_0 - (1,5 \div 2); \\ t &= d + \frac{(1,1 \div 1,2) \lambda_{\max}}{i}; \\ P_{\text{пр}} &= (1,1 \div 1,2) P_{\max}. \end{aligned} \right\} \quad (17.3)$$

При определении рабочего числа витков i для пружин сжатия не учитывают поджатые и сошлифованные витки, что составляет примерно $0,75 \div 1$ витка с каждого торца или $1,5 \div 2$ витка всей пружины.

Для пружин растяжения (рис. 17.3, б и 17.1, а):

$$\left. \begin{aligned} H_0 &= id + 2h; \\ h &= (0,5 \div 1)D - \text{высота прицепа}; \\ H_{\text{пр}} &= H_0 + (1,1 \div 1,2) \lambda_{\max}. \end{aligned} \right\} \quad (17.4)$$

Практически для построения рабочей характеристики необходимо знать $P_{\max}$, $P_{\min}$, λ_p или $P_{\max}$, λ_p и жесткость P/λ . При расчете пружины эти величины задаются исходя из тех требований, которые предъявляет к ней конструкция механизма.

Большое влияние на характеристику пружины имеет индекс $c = D/d$. Чем больше c , тем больше податливость пружины при одном и том же числе витков. Величину c рекомендуют выбирать в зависимости от диаметра проволоки (табл. 17.2).

Таблица 17.2

d , мм	До 2,5	3—5	6—12
$c = D/d$	5—12	4—10	4—9

Диаметр проволоки определяют по формуле [см. формулу (17.1)]

$$d = 1,6 \sqrt{k_B P_{\max} c / [\tau]}. \quad (17.5)$$

Затем определяют рабочее число витков [см. формулу (17.2)]

$$i = Gd \lambda_{\max} / (8c^3 P_{\max}). \quad (17.6)$$

Остальные параметры определяются по рекомендациям и формулам (17.3) и (17.4)*.

* Для предварительных расчетов удобно пользоваться вспомогательными таблицами, в которых указаны параметры в зависимости от c , $P_{\max}$ и жесткости [1], [2], [51].

При большом числе витков i высокая пружина сжатия может потерять устойчивость. Поэтому рекомендуют при $H_0/D \geq 3$ устанавливать пружины сжатия на оправках или в стаканах.

Порядок расчета дан в примере (см. ниже).

Материалы и допускаемые напряжения

Материал пружины должен обладать высокими и стабильными во времени упругими свойствами и прочностью. Влияние прочности материала на размеры в пружинах проявляется больше, чем в других деталях. Материал пружин обязательно подвергают термообработке, а в более ответственных случаях дополнительному упрочнению — наклепу, заневоливанию и т. п. (см., например, [51]). Упрочнение повышает несущую способность на 20% и более.

Наиболее распространенным материалом для пружин является высокоуглеродистая и легированная сталь, а из цветных металлов — бронза.

Рекомендации по выбору материала приведены в табл. 17.3. Там же указаны допускаемые напряжения в зависимости от характера нагрузки и ответственности пружины:

Таблица 17.3

Материалы, их применение для цилиндрических витых пружин и предельные допускаемые напряжения

Марка	d , мм	[τ] _{пр} , кгс/мм ² (МПа), по группам			Примеры применения
		I	II	III	
П	0,3—8	0,3 σ_B	0,5 σ_B	0,6 σ_B	Защелки, запорные клапаны, амортизаторы, буферы и т. п. Предохранительные клапаны, автоматы, приборы с тарированием нагрузки
В	0,3—8	0,3 σ_B	0,5 σ_B	—	
60С2 и 60С2Н2А	5—42	40 (400)	75 (750)	75 (750)	Предохранительные, редукционные, запорные клапаны, регуляторы скорости
50ХФА	5—42	40 (400)	75 (750)	—	При вибрационных нагрузках и высоких температурах (до 400 °С), клапаны дизелей т. п.
4Х13	1—42	30 (300)	45 (450)	—	При агрессивной среде (пар, вода, слабые кислоты, соли, щелочи и т. п.)
Бр. КМц 3—1	0,3—100	0,3 σ_B	0,5 σ_B	—	При работе в магнитном поле, паре, воде и т. п.
Бр. ОЦ4—3	0,3—10	0,2 σ_B	0,4 σ_B	—	То же (могут работать в морской воде)

Примечание. Значения σ_B см. в табл. 17.4 и 17.5.

Группа I — нагрузка динамическая, циклически изменяющаяся длительное время; замена пружины затруднена, а ее поломка может привести к аварии (пружины клапанные, тормозные и т. п.).

Группа II — нагрузка статическая или плавно и редко изменяющаяся (пружины предохранительных и редуционных клапанов и т. п.).

Группа III — пружины неответственного назначения (дверные, мебельные и т. п.).

Пример расчета

Рассчитать пружину упругой муфты (см. рис. 16.18) по данным: $P_{\max} = 250$ кгс; $P_{\min} = 60$ кгс; $\lambda_p = 5$ мм; нагрузка переменная.

Решение. 1. По рекомендациям табл. 17.3 назначаем сталь 60С2 и $[\tau]_{\text{пр}} = 40$ кгс/мм².

2. Принимаем $P_{\text{пр}} = 1,2P_{\max} = 300$ кгс, при этом

$$[\tau] = [\tau]_{\text{пр}}/1,2 = 40/1,2 = 33,4 \text{ кгс/мм}^2$$

3. Задаемся $c = D/d = 5$, по табл. 17.1 $k_B = 1,29$.

4. По формуле (17.5) $d = 1,6 \sqrt{\frac{1,29 \cdot 250 \cdot 5}{33,4}} \approx 11$ мм, $D = 11 \cdot 5 = 55$ мм.

5. Определяем $\lambda_{\max}$ (см. рис. 17.3)

$$\lambda_{\max} = \lambda_p \frac{P_{\max}}{P_{\max} - P_{\min}} = 5 \frac{250}{250 - 60} = 6,56 \text{ мм.}$$

6. По формуле (17.6), принимая $G = 8 \cdot 10^3$ кгс/мм², находим

$$i = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 11 \cdot 6,56}{8 \cdot 5^3 \cdot 250} = 2,3.$$

7. По формулам (17.3)

$$i_0 = i + 1,7 = 4; \quad t = 11 + \frac{1,2 \cdot 6,56}{2,3} = 14,4 \text{ мм; } H_{\text{пр}} = (4 - 0,5) 11 = 38,5 \text{ мм;}$$

$$H_0 = 38,5 + 2,3 (14,4 - 11) = 46,3 \text{ мм.}$$

8. Проверяем $H_0/D = 46,3/55 = 0,85 < 3$ — опасности потери устойчивости нет.

Полученные параметры проверяют по размещению в муфте и, если необходимо, делают перерасчет по другому индексу c , материалу и т. п.

Таблица 17.4

Механические свойства стальной углеродистой пружинной проволоки (из ГОСТ 9389—60)

d , мм	σ_B , кгс/мм ² , для классов прочности		
	III	II	I
0,32; 0,36; 0,40; 0,45; 0,50; 0,56; 0,6	170—220	220—265	265—305
0,63; 0,70; 0,75; 0,8; 0,85; 0,9; 1,0	165—210	210—250	250—285
1,1; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5	150—190	190—230	230—260
1,6; 1,7; 1,8; 2,0	140—180	180—210	210—240
2,2; 2,3; 2,5; 2,8; 3,0	130—165	165—195	175—200
3,2; 3,4; 3,5; 3,6; 4,0	120—155	155—180	165—190
4,5; 5,0	110—140	140—165	150—175
5,6; 6,0; 6,3; 7,0; 8,0	100—125	125—145	—

Примечание. В МПа данные увеличить в ≈ 10 раз.

Механические свойства пружинной бронзовой проволоки

Марка	d , мм	σ_B , кгс/мм ² (МПа)
Бр КМц3-1	0,1—2,6	90 (900)
	2,8—4,2	85 (850)
	4,5—8,0	83 (830)
	8,5—10	78 (780)
Бр ОЦ4-3	0,1—2,5	90 (900)
	2,8—4,0	85 (850)
	4,5—8,0	83 (830)
	8,5—12	78 (780)

§ 3. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О СПЕЦИАЛЬНЫХ ПРУЖИНАХ

Составные пружины (рис. 17.4, а) применяют с целью уменьшения габаритов при больших нагрузках. Для компенсации момента закручивания на торцах их выполняют с правой и левой навивкой.

Фасонные пружины (конические, параболоидные и др.) применяют в тех случаях, когда необходимо иметь переменную характеристику жесткости (рис. 17.4, б).

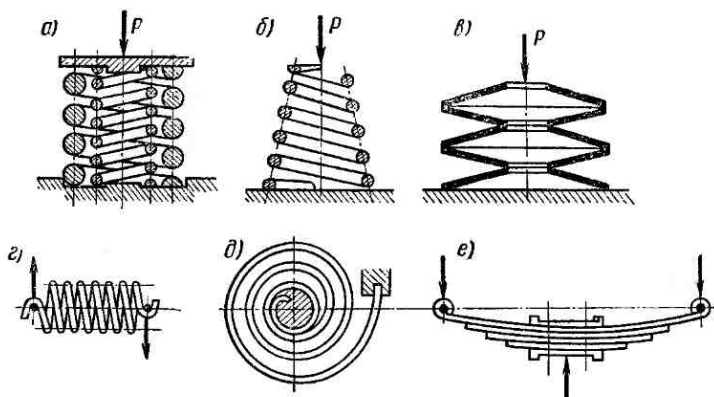


Рис. 17.4

Здесь нижние витки входят в соприкосновение раньше, чем верхние. Поэтому длина рабочей части пружины постепенно сокращается, а ее жесткость возрастает.

Тарельчатые пружины (рис. 17.4, в) применяют при стесненных габаритах в случаях больших нагрузок и высокой потребной жесткости.

Пружины кручения (рис. 17.4, г) применяют для образования закручивающих моментов. Здесь проволока работает на изгиб.

Плоские спиральные пружины (рис. 17.4, д) применяют как аккумуляторы энергии завода с дальнейшим использованием в качестве двигателя в часовых, лентонатяжных и других механизмах.

Листовые рессоры (рис. 17.4, е) используют для виброизоляции и демпфирования колебаний экипажей и других машин. Листы выполняют различной длины так, что форма рессоры приближается к форме балки равного сопротивления.

Ниже приводятся единицы Международной системы (СИ) и перевод единиц других систем в единицы СИ тех величин, которые используют в курсе деталей машин.

1. Некоторые основные и производные единицы СИ

Наименование величины	Единицы измерения	Сокращенное обозначение единицы измерения	Размер единицы измерения
Длина	метр	м	(1 м)
Масса	килограмм	кг	(1 кг)
Время	секунда	с	(1 с)
Температура	градус Кельвина	К	(1 К)
Плоский угол	радиан	рад	(1 рад)
Площадь	квадратный метр	м ²	(1 м ²)
Объем	кубический метр	м ³	(1 м ³)
Статический момент и момент сопротивления сечения	кубический метр	м ³	(1 м ³)
Осевой момент инерции сечения	метр в четвертой степени	м ⁴	(1 м ⁴)
Скорость	метр в секунду	м/с	(1 м) : (1 с)
Угловая скорость	радиан в секунду	рад/с	(1 рад) : (1 с)
Ускорение	метр на секунду в квадрате	м/с ²	(1 м) : (1 с) ²
Угловое ускорение	радиан на секунду в квадрате	рад/с ²	(1 рад) : (1 с) ²
Сила	ньютон	Н	(1 кг) · (1 м) : (1 с) ²
Момент силы, пары сил	ньютон-метр	Н · м	(1 Н) · (1 м)
Удельный вес (удельная сила тяжести)	ньютон на кубический метр	Н/м ³	(1 Н) : (1 м) ³
Плотность	килограмм на кубический метр	кг/м ³	(1 кг) : (1 м) ³
Давление, напряжение, модуль упругости	паскаль	Па	(1 Н) : (1 м) ²
Динамическая вязкость	паскаль-секунда	Па · с	(1 Н) · (1 с) : (1 м) ²
Работа, энергия, количество теплоты	джоуль	Дж	(1 Н) · (1 м)
Мощность	ватт	Вт	(1 Дж) : (1 с)
Удельная массовая теплоемкость	джоуль на килограмм-кельвин	Дж/(кг · К)	(1 Дж) : [(1 кг) × (1 К)]
Коэффициент теплопередачи	ватт на квадратный метр-кельвин	Вт/(м ² · К)	(1 Вт) : [(1 м ²) × (1 К)]

Допускается применение кратных и дольных единиц в тех случаях, когда основные и производные единицы оказываются неудобными для практического использования.

2. Некоторые приставки для образования кратных и дольных единиц

Приставка	Числовое значение	Сокращенное обозначение	Примеры кратных и дольных единиц	
			Наименование	Сокращенное обозначение
Мега	10^6	М	меганьютон	МН
Кило	10^3	к	киловатт	кВт
Сантим	10^{-2}	с	сантиметр	см
Милли	10^{-3}	м	миллиметр	мм
Микро	10^{-6}	мк	микрометр	мкм

3. Перевод некоторых единиц измерения в единицы СИ

Наименование величин	Единица измерения	Сокращенное обозначение	Перевод в единицы СИ
Частота вращения	оборот в минуту	об/мин	$1 \text{ об/мин} = \frac{\pi}{30} \text{ рад/с}$
Сила	килограмм-сила	кгс	$1 \text{ кгс} = 9,80665 \text{ Н} \approx 9,81 \text{ Н}$
Момент силы, пары сил	килограмм-сила-метр килограмм-сила-сантиметр	кгс · м кгс · см	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} \approx 9,81 \text{ Н} \cdot \text{м}$ $1 \text{ кгс} \cdot \text{см} \approx 9,81 \times 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \approx 0,1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 0,1 \text{ кН} \cdot \text{мм}$
Удельный вес (удельная сила тяжести)	килограмм-сила на кубический метр грамм-сила на кубический сантиметр	кгс/м ³ гс/см ³	$1 \text{ кгс/м}^3 \approx 9,81 \text{ Н/м}^3$ $1 \text{ гс/см}^3 \approx 9,81 \times 10^3 \text{ Н/м}^3$
Напряжение (давление)	килограмм-сила на квадратный сантиметр килограмм-сила на квадратный миллиметр	кгс/см ² кгс/мм ²	$1 \text{ кгс/см}^2 \approx 9,81 \times 10^4 \text{ Па} \approx 0,1 \text{ МПа}$ $1 \text{ кгс/мм}^2 \approx 9,81 \times 10^6 \text{ Па} \approx 10 \text{ МПа}$
Динамическая вязкость	пуаз	пз	$1 \text{ пз} = 0,1 \text{ Н} \cdot \text{с/м}^2$
Работа, энергия	килограмм-сила-метр	кгс · м	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} \approx 9,81 \text{ Дж}$
Мощность	килограмм-сила-метр в секунду	кгс · м/с	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м/с} \approx 9,81 \text{ Вт}$
Количество теплоты	лошадиная сила	л. с.	$1 \text{ л. с.} \approx 736 \text{ Вт}$
	калория	кал	$1 \text{ кал} \approx 4,187 \text{ Дж}$
	килокалория	ккал	$1 \text{ ккал} \approx 4,187 \text{ кДж}$
Удельная массовая теплоемкость	килокалория на килограмм-масса-градус	ккал/кг × град	$1 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град} = 4,187 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$
Коэффициент теплопередачи	килокалория на квадратный метр-час-градус	ккал/м ² × ч · град	$1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} = 1,163 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$

4. Резьба метрическая (см. рис. 1.2)

(Из ГОСТ 9150—59)

Диаметр наруж- ный	Шаг	Диаметры		Диаметр наруж- ный	Шаг	Диаметры	
		средний	внутренний			средний	внутренний
<i>d</i>	<i>S</i>	<i>d₂</i>	<i>d₁</i>	<i>d</i>	<i>S</i>	<i>d₂</i>	<i>d₁</i>
6	1 0,75 0,5	5,350 5,513 5,675	4,918 5,188 5,459	18 *	1 0,75 0,5	17,350 17,513 17,675	16,918 17,188 17,459
8	1,25 1 0,75 0,5	7,188 7,350 7,513 7,675	6,647 6,918 7,188 7,459	20	2,5 2 1,5 1 0,75 0,5	18,376 18,701 19,026 19,350 19,513 19,675	17,294 17,835 18,376 18,918 19,188 19,459
10	1,5 1,25 1 0,75 0,5	9,026 9,188 9,350 9,513 9,675	8,376 8,647 8,918 9,188 9,459	24	3 2 1,5 1 0,75	22,051 22,701 23,026 23,350 23,513	20,752 21,835 22,376 22,918 23,188
12	1,75 1,5 1,25 1 0,75 0,5	10,863 11,026 11,180 11,350 11,513 11,675	10,106 10,376 10,647 10,918 11,188 11,459	27 *	3 2 1,5 1 0,75	25,051 25,701 26,026 26,350 26,513	23,752 24,835 25,376 25,918 26,188
14 *	2 1,5 1 0,75 0,5	12,701 13,026 13,350 13,513 13,675	11,835 12,376 12,918 13,188 13,459	30	3,5 (3) 2 1,5 1 0,75	27,727 28,051 28,701 29,026 29,350 29,513	26,211 26,752 27,835 28,376 28,918 29,188
16	2 1,5 1 0,75 0,5	14,701 15,026 15,350 15,513 15,675	13,835 14,376 14,918 15,188 15,459	33 *	3,5 (3) 2 1,5 1 0,75	30,727 31,051 31,701 32,026 32,350 32,613	29,211 29,752 30,835 31,376 31,918 32,188
18 *	2,5 2 1,5	16,376 16,701 17,026	15,294 15,835 16,376				

Диаметр наруж- ный	Шаг	Диаметры		Диаметр наруж- ный	Шаг	Диаметры	
		средний	внутренний			средний	внутренний
<i>d</i>	<i>S</i>	<i>d</i> ₂	<i>d</i> ₁	<i>d</i>	<i>S</i>	<i>d</i> ₂	<i>d</i> ₁
36 *	4	33,402	31,670	42	1,5	41,026	40,376
	3	34,051	32,752		1	41,350	40,918
	2	34,701	33,835				
	1,5	35,026	34,376				
	1	35,350	34,918				
39 *	4	36,402	34,670	45 *	4,5	42,077	40,129
	3	37,051	35,752		(4)	42,402	40,670
	2	37,701	36,835		3	43,051	41,752
	1,5	38,026	37,376		2	43,701	42,835
	1	38,350	37,918		1,5	44,028	43,376
42	4	39,077	37,129	48	1	44,350	43,918
	(4)	39,402	37,670		5	44,752	42,587
	3	40,051	38,752		(4)	45,402	43,670
	2	40,701	39,835		3	46,051	44,752
					2	46,701	44,835
					1,5	47,026	46,376
					1	47,350	46,918

Примечание. Диаметры без звездочки — предпочтительны.

5. Шпонки призматические (см. рис. 6.4) (Из ГОСТ 8788—68)

Размеры, мм

Диаметр вала	Сечение и длина шпонки			Глубина и радиус закругления пазов			
				вал	втулка	<i>r</i>	
<i>d</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>l</i>	<i>t</i>	<i>t</i> ₁	наим.	наиб.
Св. 10 до 12	4	4	8—45	2,5	1,8	0,08	0,16
» 12 » 17	5	5	10—56	3,0	2,3		
» 17 » 22	6	6	14—70	3,5	2,8	0,16	0,25
» 22 » 30	8	7	18—90	4,0	3,3		
» 30 » 38	10	8	22—110	5,0	3,3		
» 38 » 44	12	8	28—140	5,0	3,3		
» 44 » 50	14	9	36—160	5,5	3,8	0,25	0,4
» 50 » 58	16	10	45—226	6,0	4,3		
» 58 » 65	18	11	50—180	7,0	4,4		
» 65 » 75	20	12	56—180	7,5	4,9		
» 75 » 85	22	14	63—180	9,0	5,4	0,4	0,6
» 85 » 95	25	14	70—180	9,0	5,4		

Примечание. Длины шпонок выбирают из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180.

ЛИТЕРАТУРА

Общая

1. Детали машин. Справочник. Т. I, II и III. Под ред. А чер к а н а Н. С. М., «Машиностроение», 1968.
2. А н у рьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя. Т. I и II. М., «Машиностроение», 1973.
3. О р л о в П. И. Основы конструирования. Т. I и II. М., «Машиностроение», 1972.
4. Детали машин. Атлас. Под ред. Р е ш е т о в а Д. Н. М., «Машиностроение», 1968.
5. Д а ш к е в и ч Б. П., Дьяченко С. К., Столбовой С. З. Атлас деталей машин. Передачи. Киев, ГИТЛ УССР, 1959.
6. К о в а н В. М., К о р с а н о в В. С. и др. Основы технологии машиностроения. М., «Машиностроение», 1965.
7. Д о б р о в о л ь с к и й В. А., З а б л о н с к и й К. И. и др. Детали машин. М., «Машиностроение», 1972.
8. Д м и т р и е в В. А. Детали машин. М., «Судостроение», 1970.
9. Г у з е н к о в П. Г. Детали машин. М., «Высшая школа», 1975.
10. Р е ш е т о в Д. Н. Детали машин. М., Машгиз, 1974.
11. И в а н о в М. Н., К о м а р о в М. С. Детали машин и подъемно-транспортные машины. Л., Изд-во ЛГУ, 1961.
12. И в а н о в М. Н., И в а н о в В. Н. Детали машин. Курсовое проектирование. М., «Высшая школа», 1975.
13. П о н о м а р е в С. Д., Б и д е р м а н В. Л., Л и х а р е в К. К., М а к у ш и н В. М., М а л и н и н Н. Н., Ф е о д о сь е в В. И. Расчеты на прочность в машиностроении. Т. I, II и III. М., Машгиз, 1959.
14. С п и ц и н Н. А., К а п к а и н И. И. Детали машин и подъемно-транспортные машины. М., «Высшая школа», 1961.
15. Ф е о д о сь е в В. И. Сопротивление материалов. М., Физматгиз, 1963.
16. Б и р г е р И. А., Ш о р р Б. Ф., Ш н е й д е р о в и ч Р. М. Расчет на прочность деталей машин. М., «Машиностроение», 1966.
17. Я к у ш е в А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М., «Машиностроение», 1974.

Соединения

18. Б и р г е р И. А., И о с и л е в и ч Г. Б. Резьбовые соединения. М., «Машиностроение», 1973.
19. П е т р у н и н Н. Е., Л о ц м а н о в С. Н., Н и к о л а е в Г. А. Пайка металлов. М., «Металлургия», 1973.
20. Н и к о л а е в Г. А., К у р к и н С. А., В и н о к у р о в В. А. Расчет, проектирование и изготовление сварных конструкций. М., «Высшая школа», 1971.
21. И о с и л е в и ч Г. Б., Ш а р л о в с к и й Ю. В. Затяжка и стопорение резьбовых соединений. М., «Машиностроение», 1971.

Передачи

2. П р о н и н Б. А. Клиноременные и фрикционные передачи и вариаторы. М., Машгиз, 1960.
23. К у д р я в ц е в В. Н. Зубчатые передачи. М., Машгиз, 1957.
24. К у д р я в ц е в В. Н., Д е р ж а в е ц Ю. А., Г л у х а р е в В. Г. Конструкции и расчет зубчатых редукторов. М., «Машиностроение», 1971.
25. К у д р я в ц е в В. Н. Планетарные передачи. М., Машгиз, 1960.
26. В о р о б ь е в И. И. Передачи с гибкой связью в приводах станков. М., «Машиностроение», 1971.

27. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением. М., «Машиностроение», 1969.
28. Баранов Г. Г. Курс теории механизмов и машин. М., Машгиз, 1958.
29. Андожский Л. А. Расчет зубчатых передач. М., «Машиностроение», 1969.
30. Гавриленко В. А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М., «Машиностроение», 1969.
31. Гинзбург Е. Г. Волновые зубчатые передачи. М., «Машиностроение», 1969.
32. Устиненко В. Л. Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес. М., «Машиностроение», 1972.
33. Воробьев Н. В. Цепные передачи. М., «Машиностроение», 1968.
34. Ивашков И. И. Пластинчатые цепи. М., Машгиз, 1960.
35. Готовцев А. А., Столбин Г. Б., Котенок И. П. Проектирование цепных передач. М., «Машиностроение», 1973.
36. Ачеркан Н. С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. М., Машгиз, 1952.

Подшипники

37. Спицын Н. А., Яхин Б. А., Перегудов В. Н., Забулинов И. М. Расчет и выбор подшипников качения. Справочник. М., «Машиностроение», 1974.
38. Дьячков А. К. Подшипники скольжения жидкостного трения. М., Машгиз, 1955.
39. Коровчинский М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. М., Машгиз, 1959.
40. Шейнберг С. И. Газовая смазка подшипников скольжения. Сб. VIII. М., Изд-во АН СССР, 1953.
41. Чернавский С. А. Подшипники скольжения. М., Машгиз, 1963.
42. Подшипники качения. Под ред. Спицына Н. А., Спришевского А. И. М., Машгиз, 1961.

Муфты

43. Иванов Е. А. Муфты приводов. М., Машгиз, 1959.
44. Поликов В. С. и Барбаш И. Д. Муфты. М., Машгиз, 1960.
45. Тимошенко С. П. Теория колебаний в инженерном деле. М., Машгиз, 1934.
46. Терских В. П. Расчет крутильных колебаний силовых установок. Т. 1 и 2. М., Машгиз, 1953.
47. Заварцев С. М. и Лихарев К. К. Механические характеристики резины при сжатии. Труды МВТУ, № 11, 1950.
48. Макридин И. П. и Хохлов О. В. Исследование зубчатых муфт. Труды ВНИИПТМАШ, вып. 4, 1961.
49. Котельников Б. Н. К вопросу расчета на прочность оболочки упругой соединительной муфты. Труды ВНИИПТМАШ, вып. 4, 1961.
50. R a t t e l. Kupplungen. Berlin, 1958.

Пружины

51. Пономарев С. Д. Пружины, их расчет и конструирование. М., Машгиз, 1954.
52. Попов Е. П. Теория и расчет гибких упругих деталей. ЛКВВИА, 1947.
53. Феодосьев В. И. Упругие элементы точного приборостроения. М., Оборонгиз, 1959.

Надежность

54. Базовский И. Надежность — теория и практика. М., «Мир», 1965.
55. Сорин Я. М., Лебедев А. В. Беседы о надежности. М., «Знание», 1964.
56. Шухгалтер Л. Я. Экономика, долговечность и надежность машин. М., Экономиздат, 1963.
57. Проников А. С., Дальский А. М. Надежность металлорежущих станков. М., «Московский рабочий», 1962.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	<i>Стр.</i>
Предисловие	3
Задачи курса деталей машин	4
Введение	6
Основные требования, предъявляемые к конструкции деталей машин	6
Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин	6
О выборе материалов для изготовления деталей машин	12
Замечания по вопросам расчета деталей машин	15
Об определении расчетных нагрузок	15
О надежности машин	17

Часть первая

Соединения деталей машин

<i>Глава 1. Резьбовые соединения</i>	24
§ 1. Резьба	24
Основные определения и классификация по геометрической форме	24
Методы изготовления резьбы	25
Геометрические параметры, характеризующие резьбу	25
Основные типы резьб, их классификация и обоснование выбора профиля резьбы	26
§ 2. Основные типы крепежных деталей	30
§ 3. Способы стопорения резьбовых соединений	30
§ 4. Теория винтовой пары	32
Зависимость между моментом, приложенным к гайке, и осевой силой винта	32
Самоторможение и к. п. д. винтовой пары	34
Распределение осевой нагрузки винта по виткам резьбы	35
§ 5. Расчет резьбы на прочность	37
§ 6. Расчет на прочность стержня винта (болта) при различных случаях нагружения	39
На стержень винта действует только внешняя растягивающая нагрузка	39
Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует	39
Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке	40
Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей	42
Анализ полученных решений и выбор величины затяжки соединений	44
Определение податливости болта и деталей	45
Прочность болта при статических нагрузках	47
Прочность болта при переменных нагрузках	47
Практический (приближенный) расчет затянутых болтов при растягивающей внешней нагрузке	48
Прочность болтов при высоких температурах	48
§ 7. Эффект эксцентричного нагружения болта	49
§ 8. Расчет соединений, включающих группу болтов	50
Равнодействующая нагрузка соединения перпендикулярна плоскости стыка и проходит через его центр тяжести	50
Нагрузка соединения сдвигает детали в стыке	50
Нагрузка соединения раскрывает стык деталей	52
Комбинированная нагрузка соединения	56
§ 9. Материалы резьбовых изделий и допускаемые напряжения	56
Примеры расчета	59

	<i>Стр.</i>
Глава 2. Заклепочные соединения	63
§ 1. Основные сведения о конструкции и технологии заклепочных соединений, классификация, области применения	63
§ 2. Расчет на прочность элементов заклепочного шва	65
§ 3. Материалы заклепок и допускаемые напряжения	67
Глава 3. Сварные соединения	68
§ 1. Общие сведения и применение	68
§ 2. Конструкция сварных соединений и расчет их на прочность	71
Соединение встык	71
Соединение внахлестку	72
Соединение втавр	77
Соединение контактной сваркой	78
§ 3. Прочность сварных соединений и допускаемые напряжения	79
Примеры расчета	82
Глава 4. Соединения пайкой и склеиванием.	84
§ 1. Общие сведения, оценка и применение	84
§ 2. Соединения пайкой	85
§ 3. Соединения склеиванием	87
Глава 5. Клеммовые соединения	89
§ 1. Конструкция и применение	89
§ 2. Расчет на прочность	90
Глава 6. Шпоночные, зубчатые (шлицевые) и профильные соединения	92
§ 1. Шпоночные соединения	92
Соединения клиновыми шпонками	92
Соединения призматическими шпонками	94
Материал шпонок и допускаемые напряжения	96
Оценка соединений призматическими шпонками и их применение	97
Общие замечания по расчету шпоночных соединений	97
§ 2. Зубчатые (шлицевые) соединения	98
Конструкция и классификация	98
Расчет зубчатых соединений	99
Оценка и применение зубчатых соединений	100
§ 3. Профильное (бесшпоночное) соединение	100
Пример расчета	101
Глава 7. Соединения деталей посредством посадок с гарантированным натягом (прессовые соединения)	102
§ 1. Общие сведения	102
§ 2. Прочность прессового соединения	104
Расчет прочности соединения	104
Расчет прочности и деформаций деталей	107
Дополнительные указания к расчетам	108
§ 3. Оценка и область применения прессового соединения	109
§ 4. Разновидность соединений посредством натяга — соединение посадкой на конус	110
Примеры расчета	111

Часть вторая

Механические передачи

Глава 8. Ременные передачи	116
§ 1. Общие сведения	116
Принцип действия и классификация	116
Оценка и применение	116

	Стр.
§ 2. Основы расчета ременных передач	117
Критерии работоспособности и расчета	117
Кинематика передачи	118
Геометрия передачи	118
Силы и силовые зависимости	119
Напряжения в ремне	123
Влияние отдельных составляющих суммарного напряжения на тяговую способность передачи и долговечность ремня. Рекомендации по выбору основных параметров передачи	124
Скольжение в передаче	126
Потери в передаче и к. п. д.	128
Кривые скольжения и к. п. д.	128
Допускаемые полезные напряжения в ремне $[\sigma_F]$	130
Способы натяжения ремней	132
Нагрузка на валы и опоры	134
§ 3. Плоскоременная передача	134
Разновидности плоскоремennых передач	134
Основные типы плоских ремней	135
Методика расчета плоскоременной передачи	136
§ 4. Клиноременная передача	139
Принципиальные основы конструкции	139
Методика расчета клиноремennых передач	141
Пример расчета	143
§ 5. Передача зубчатыми ремнями	145
Глава 9. Фрикционные передачи и вариаторы	145
§ 1. Общие сведения	145
Принцип действия и классификация	145
Применение	146
Способы прижатия катков	147
§ 2. Основные типы фрикционных передач и вариаторов	148
Фрикционные передачи	148
Вариаторы	149
§ 3. Основные факторы, определяющие качество фрикционной передачи	153
Скольжение	153
Непостоянство передаточного отношения	155
Коэффициент полезного действия	155
§ 4. Основы расчета прочности фрикционных пар	156
Критерии расчета	156
Расчет по контактным напряжениям	156
Глава 10. Зубчатые передачи	157
§ 1. Общие сведения	157
Принцип действия и классификация	157
Оценка и применение	158
§ 2. Краткие сведения о геометрии и кинематике	159
Основные параметры	159
Особенности геометрии косозубых цилиндрических колес	161
Коэффициент торцевого перекрытия ε_α и распределение нагрузки по рабочей поверхности зуба	163
Расчет коэффициента торцевого перекрытия ε_α	166
Скольжение и трение в зацеплении	166
Влияние числа зубьев на форму и прочность зубьев	167
Смещение инструмента при нарезании зубьев и его влияние на проч- ность	167
Точность изготовления и ее влияние на качество передачи	170
§ 3. Силы в зацеплении	172
§ 4. Критерии работоспособности и расчета зубчатых передач	173
Условия работы зуба в зацеплении	173
Поломка зубьев	174

	Стр.
Повреждение поверхности зубьев	175
§ 5. Расчетная нагрузка	177
Коэффициент неравномерности нагрузки K_F	178
Коэффициент динамической нагрузки K_v	181
§ 6. Расчет цилиндрических передач на прочность	183
Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям	183
Выбор модуля и числа зубьев	187
Расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба	188
Порядок проектного расчета передачи	191
§ 7. Конические зубчатые передачи	191
Общие сведения и характеристика	191
Передаточное отношение	192
Силы в зацеплении прямозубой конической передачи	192
Приведение прямозубого конического колеса к эквивалентному прямо- зубому цилиндрическому	193
Расчет зубьев прямозубой конической передачи по напряжениям изгиба	193
Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактным напря- жениям	194
Конические передачи с непрямыми зубьями	196
§ 8. Передаточное отношение одноступенчатых и многоступенчатых зубча- тых передач	198
§ 9. К. п. д., охлаждение и смазка	199
§ 10. Материалы и термообработка	201
§ 11. Допускаемые напряжения	206
Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость	206
Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость	210
Допускаемые напряжения для проверки прочности зубьев при перегрузках	211
Примеры расчета	212
§ 12. Особенности расчета планетарных передач	219
Характеристика и применение	219
Кинематика	220
Силы в зацеплении	221
Потери и к. п. д.	222
Указания к выбору типа планетарной передачи	224
Расчет на прочность	225
Выбор числа зубьев	226
Пример расчета	226
§ 13. Передачи с зацеплением Новикова	228
Особенности зацепления	229
Оценка передачи	232
Основные геометрические параметры	232
Критерии работоспособности и расчета	232
Способы повышения прочности	233
Материалы	234
Расчет на прочность	234
§ 14. Волновые механические передачи	238
Преобразование движения по принципу деформирования гибкого звена механизма	239
Передаточное отношение фрикционной передачи	243
Передаточное отношение и число зубьев зубчатой передачи	245
Особенности преобразования движения в зубчатой передаче	247
Относительное движение зубьев, выбор профиля и размеров зубьев	249
Форма и величина деформирования гибкого колеса	253
К. п. д. передачи	255
Критерии работоспособности и расчета	256
Расчет гибкого колеса	256
Разновидности передач	259
Оценка и применение	260
§ 15. Краткие сведения о зубчатых передачах между валами с перекрещиваю- щимися осями (винтовых и гипоидных)	261

	<i>Стр.</i>
<i>Глава 11. Червячные передачи</i>	<i>262</i>
§ 1. Краткие сведения о геометрии и способах изготовления червячных зацеплений	263
Червяки	263
Червячные колеса	266
Червячные передачи со смещением	266
Точность изготовления	267
§ 2. Кинематика червячной передачи	268
Передаточное отношение	268
Скольжение в зацеплении	268
§ 3. К. п. д. червячной передачи	269
§ 4. Силы, действующие в зацеплении	270
§ 5. Оценка и применение	271
§ 6. Расчет прочности зубьев	272
Основные критерии работоспособности и расчета	272
Расчет на прочность по контактным напряжениям	273
Расчет на прочность по напряжениям изгиба	274
§ 7. Расчетная нагрузка	275
§ 8. Материалы и допускаемые напряжения	275
§ 9. Тепловой расчет, охлаждение и смазка передач	276
§ 10. Краткие сведения о глобоидных передачах	279
Пример расчета	280
<i>Глава 12. Цепные передачи</i>	<i>281</i>
§ 1. Общие сведения	281
Принцип действия и сравнительная оценка	281
Область применения	282
§ 2. Основные характеристики	282
Мощность	282
Скорость цепи и частота вращения звездочки	283
Передаточное отношение	283
К. п. д. передач	283
Межосевое расстояние и длина цепи	283
§ 3. Конструкция основных элементов	284
Приводные цепи	284
Звездочки	286
Материалы цепей и звездочек	287
§ 4. Силы в цепной передаче	287
§ 5. Кинематика и динамика цепной передачи	288
Неравномерность движения и колебания цепи	288
Удар шарнира о зуб и ограничение шага цепи	289
§ 6. Критерии работоспособности и расчета	290
Износ шарниров цепи и его связь с основными параметрами передачи	291
Допускаемая величина износа цепи и рекомендации по выбору числа зубьев звездочек	291
Допускаемое давление в шарнирах цепи	293
§ 7. Практический расчет цепной передачи	295
Пример расчета	297
<i>Глава 13. Передачи винт — гайка</i>	<i>298</i>
§ 1. Общие сведения	298
§ 2. Особенности расчета резьбы винтовых механизмов	298
Пример расчета	299

Часть третья

Валы, подшипники, муфты, пружины

<i>Глава 14. Валы и оси</i>	<i>301</i>
§ 1. Общие сведения	301
§ 2. Проектный расчет валов	302

	<i>Стр.</i>
§ 3. Проверочный расчет валов	303
Составление расчетной схемы и определение расчетных нагрузок	303
Расчет на прочность	304
Расчет на жесткость	308
Расчет на колебания	311
Пример расчета	313
Глава 15. Подшипники	315
Назначение и классификация	315
Подшипники скольжения	315
§ 1. Общие сведения и применение	315
§ 2. Условия работы и виды разрушения	317
§ 3. Трение и смазка	318
Режимы трения и критерии расчета	318
Основные условия образования режима жидкостного трения	318
§ 4. Практический расчет подшипников скольжения	321
Расчет подшипников, работающих при полужидкостном трении	321
Расчет радиальных подшипников жидкостного трения	322
Пример расчета	324
§ 5. Краткие сведения о конструкции и материалах подшипников скольжения	325
Подшипники качения	329
§ 6. Общие сведения и классификация	329
§ 7. Условия работы подшипника, влияющие на его работоспособность	331
Распределение нагрузки между телами качения	331
Контактные напряжения в деталях подшипников	332
Кинематика подшипника	333
Динамика подшипника	334
Смазка подшипников	335
§ 8. Основные критерии работоспособности и расчета подшипников качения	335
§ 9. Практический расчет (подбор) подшипников качения	336
Примеры расчета	341
Глава 16. Муфты	342
§ 1. Общие сведения, назначение и классификация	342
§ 2. Муфты глухие	344
Муфта втулочная	344
Муфта фланцевая	344
§ 3. Муфты компенсирующие жесткие	345
Виды несоосности валов	345
Муфта кулачково-дисковая	346
Муфта зубчатая	349
§ 4. Муфты упругие	351
Назначение упругих муфт и их динамические свойства	351
Работа упругой муфты при периодически изменяющейся нагрузке	353
Работа упругой муфты при ударных нагрузках	355
§ 5. Конструкция и расчет упругих муфт	358
Металлические упругие элементы муфт	358
Муфта с цилиндрическими пружинами	359
Муфта зубчато-пружинная, или муфта со змеевидными пружинами	361
Неметаллические упругие элементы муфт	362
Муфта с резиновой звездочкой	363
Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП)	364
Муфта с упругой оболочкой	365
§ 6. Муфты управляемые или сцепные	365
Муфты кулачковые	365
Муфты зубчатые сцепные	367
Муфты фрикционные	368
Муфты дисковые	369

	<i>Стр.</i>
Муфты конические	371
Муфты цилиндрические шинопневматические	372
Критерии работоспособности фрикционных муфт, материалы, рекомендуемые величины $[p]$ и f	373
§ 7. Муфты автоматические, или самоуправляемые	374
Муфты предохранительные	374
Муфты центробежные	376
Муфты свободного хода	377
§ 8. Муфты комбинированные	379
<i>Глава 17. Пружины</i>	<i>379</i>
§ 1. Общие сведения, назначение и классификация	379
§ 2. Витые цилиндрические пружины растяжения и сжатия	379
Конструкция и основные геометрические параметры	379
Основные расчетные зависимости	380
Практический расчет пружин	381
Материалы и допускаемые напряжения	383
Пример расчета	384
§ 3. Краткие сведения о специальных пружинах	385
Приложения	387
Литература	391

Михаил Николаевич Иванов

ДЕТАЛИ МАШИН

Редактор Н. Н. Ещенко
Художник О. В. Камаев
Художественный редактор Н. К. Гуторов
Технический редактор Е. И. Герасимова
Корректор Р. К. Косинова

Сдано в набор 10/XI-75 г. Подп. к печати 10/II-76 г. Формат 60×90¹/₁₆. Бум.
тип. № 1. Объем 25 печ. л. Усл. п. л. 25. Уч.-изд. л. 25,66. Изд. № ОТ—218.
Тираж 100 000 экз. Зак. № 233. Цена 88 коп.

План выпуска литературы издательства
«Высшая школа» (вузы и техникумы) на 1976 г. Позиция № 98
Москва, К-51, Неглинная ул., 29/14,
Издательство «Высшая школа»

Ордена Трудового Красного Знамени Ленинградское производственно-техниче-
ское объединение «Печатный Двор» имени А. М. Горького Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств,
полиграфии и книжной торговли. 197136, Ленинград, П-136, Гатчинская ул., 26.