

Н. Г. КУКЛИН, Г. С. КУКЛИНА

ДЕТАЛИ МАШИН

Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР в качестве учебника
для учащихся заочных машиностроительных
техникумов



Москва

«ВЫСШАЯ ШКОЛА» 1973

6П5.3
К88
УДК 621.81 (075)

Куклин Н. Г., Куклина Г. С.

К88 Детали машин. Учебник для учащихся машиностроительных техникумов. М., «Высшая школа»

384 с. с ил

Учебник охватывает все вопросы общей части программы, утвержденной Министерством высшего и среднего специального образования СССР для машиностроительных специальностей техникумов

В нем рассмотрены методы расчета и конструирования деталей и сборочных единиц (узлов) машин общего назначения. Методы расчета иллюстрированы достаточным количеством примеров. Кроме того даны задачи для самостоятельного решения

По всем темам курса имеются вопросы для самопроверки. Учебный материал разбит на отдельные занятия

К 3133-353
001(01)=73 235-73

6П5.3

Рецензенты:

докт техн. наук, проф. С. А. Чернавский;

Б Б Панич

Научный редактор доц. Г. М. Ицкович

Настоящая книга соответствует третьему разделу программы по технической механике для машиностроительных специальностей и предназначена для учащихся заочных техникумов.

При составлении учебника авторы стремились помочь учащемуся-заочнику в организации учебного процесса. Для этого весь учебный материал разбит на «дозы» — занятия. Каждое занятие состоит из основной и заключительной частей и является законченной частью темы.

Занятие рассчитано на полтора-два часа самостоятельной работы учащегося с книгой.

Авторы стремились в сжатой и ясной форме изложить учебный материал, знание которого необходимо технику в его работе на производстве.

Выводы расчетных формул подробные, без сокращения промежуточных действий. Понятия и термины, впервые упоминаемые в тексте, сразу же поясняются.

Для зрительной фиксации основных положений и формулировок применяются шрифтовые выделения. Итоговые расчетные формулы заключены в рамки и пронумерованы по главам: первое число указывает номер главы, второе (после точки) — порядковый номер формулы в данной главе. Так же пронумерованы таблицы и рисунки.

Все таблицы, относящиеся к излагаемому вопросу, помещены по ходу изложения учебного материала.

Назначение и объем учебника обусловили включение справочного материала в строго ограниченном количестве, необходимом для иллюстрации теоретических расчетов и решения примеров.

В отдельных случаях, для большей наглядности, рисунки выполнены в аксонометрии, а особо сложные разбиты на серии возрастающей сложности.

В книге дано 53 типовых примера с подробными решениями и методическими указаниями. Все примеры расположены по ходу изложения теоретического материала.

Для подготовки учащихся к выполнению курсового проекта по деталям машин большинство приведенных примеров является составной частью одного комплексного примера расчета привода ленточного транспортера, включающего зубчатый редуктор, клиноременную и цепную передачи.

В конце каждого занятия приводятся задачи с ответами, контрольные вопросы и указывается список дополнительной литературы.

Числовые результаты решения задач соответствуют точности вычислений с помощью 25-сантиметровой логарифмической линейки, в отдельных случаях ответы округлены согласно стандартам или нормалам.

Авторы выражают глубокую благодарность профессору, доктору технических наук С. А. Чернавскому и Б. Б. Паничу за ценные замечания, сделанные при рецензировании рукописи. Одновременно авторы приносят искреннюю признательность доценту Г. М. Ицковичу за ряд указаний и советов при научном редактировании книги.

Все замечания и пожелания по учебнику авторы примут с благодарностью; направлять их следует в адрес издательства: Москва, 103051, Неглинная ул., 29/14.

ЗАНЯТИЕ 1

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Третий раздел предмета «Техническая механика» — «Детали машин» посвящен рассмотрению основ расчета и конструирования деталей и узлов общего назначения, встречающихся в различных механизмах и машинах*.

Механизмом называют устройство, служащее для передачи механического движения. Как правило, работа механизма связана с изменением угловых скоростей (зубчатая, ременная и другие передачи), или с преобразованием одного вида механического движения в другой (кривошипно-ползунный, кулачковый и другие механизмы).

Машиной называют механизм, или сочетание механизмов, которые служат для преобразования одного вида энергии в другой или для выполнения полезной механической работы.

В зависимости от характера рабочего процесса бывают:

1. **Машины-двигатели**, преобразующие какой-либо вид энергии в механическую энергию (электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания и др.).

2. **Машины-генераторы**, преобразующие механическую энергию в другой вид энергии (компрессоры, динамомашинны и др.).

3. **Машины-орудия**, производящие работу, связанную с транспортировкой или с изменением формы и размеров тел (транспортеры, краны, различные станки, прессы и др.).

Сочетания машины-двигателя, передаточных механизмов и машины-орудия образуют **машинный агрегат**.

Все машины состоят из деталей, которые объединены в узлы. **Деталью** называют простейшую часть машины, изготовленную без применения сборочных операций (шпонка, болт, зубчатое колесо и др.).

Узлом называют комплекс совместно работающих деталей, представляющий законченную сборочную единицу (подшипники качения, муфты и др.).

* В Единой системе конструкторской документации (ЕСКД) термин «узел» заменен термином «сборочная единица». В учебной практике сохранен термин «узел».

В машиностроении различают детали и узлы общего и специального назначения. Детальями и узлами общего назначения называют такие, которые встречаются почти во всех машинах (болты, валы, зубчатые колеса, подшипники, муфты и др.). Они составляют подавляющее большинство и изучаются в курсе «Детали машин». Детальями и узлами специального назначения называют такие, которые встречаются только в одном или нескольких типах машин (шпиндели станков, поршни, шатуны, коленчатые валы и др.). Они изучаются в соответствующих специальных курсах («Металлорежущие станки», «Компрессоры» и др.).

Все детали и узлы общего назначения делятся на три основные группы:

1. Соединительные детали и соединения, которые могут быть неразъемными (заклепочные, сварные и др.) и разъемными (шпоночные, резьбовые и др.).
2. Детали, передающие вращательное движение (зубчатые колеса, шкивы и др.).
3. Детали и узлы, обслуживающие передачи (валы, подшипники, муфты и др.).

ЦЕЛЬ КУРСА

Целью курса является изучение основ расчета и конструирования деталей и узлов общего назначения с учетом режима работы и срока службы машин. При этом рассматриваются выбор материала и его термообработка, рациональные формы деталей, их технологичность и точность изготовления. Детали машин зачастую имеют сложную конфигурацию, они работают в разнообразных условиях и далеко не всегда можно получить точную формулу для их расчета на прочность или жесткость. При расчетах деталей машин широко применяют различные приближенные и эмпирические формулы, в которые вводят поправочные коэффициенты, устанавливаемые опытным путем и подтверждаемые практикой конструирования и эксплуатации машин.

Детали и узлы общего назначения изготавливают ежегодно в очень больших количествах (в одном автомобиле более пяти тысяч деталей), поэтому всякое усовершенствование методов, правил и норм проектирования дает большой экономический эффект.

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В РАЗВИТИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Машиностроение служит основной технической базой развития всех отраслей народного хозяйства.

Современными тенденциями в развитии машиностроения являются:

увеличение мощности, а следовательно, и производительности машины;
быстроходность и равномерность хода;
повышение коэффициента полезного действия;
автоматизация рабочих циклов машин;
точность работы машины;
стандартизация и взаимозаменяемость деталей и узлов;
удобство и безопасность обслуживания;
компактность;
эстетичность внешнего вида машины.

ТРЕБОВАНИЯ К МАШИНАМ И ИХ ДЕТАЛЯМ

В соответствии с современными тенденциями к большинству проектируемых машин предъявляют следующие общие требования:

высокая производительность;
экономичность;
гарантированный срок службы;
прочность и безопасность обслуживания;
небольшие габариты и масса;
транспортабельность;
красота формы и отделки.

Применение в машине стандартных деталей и узлов уменьшает количество типоразмеров, обеспечивает взаимозаменяемость, позволяет быстро и дешево изготавливать новые машины, а в период эксплуатации облегчает ремонт. Изготовление стандартных деталей и узлов машины производится в специализированных цехах и заводах, что повышает их качество и снижает стоимость.

Одним из главных требований, предъявляемых к машинам и их деталям, является технологичность конструкции, которая значительно влияет на стоимость машины. Технологичной называют такую конструкцию, которая изготавливается с минимальными затратами труда и средств в условиях данного завода.

Технологичность конструкции характеризуется:

1. Применением в новой машине деталей простейшей конфигурации с минимальной механической обработкой. При этом широко используются штамповка, точное литье, фасонный прокат, свирка.

2. Унификацией данной конструкции, т. е. применением одинаковых деталей в различных узлах машины.

3. Максимальным применением стандартных конструктивных элементов деталей (резьб, канавок, фасок и др.), а также стандартных классов точности и посадок.

4. Применением в новой машине деталей и узлов, ранее основных в производстве.

ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Работоспособность деталей оценивается рядом условий или критериев, которые диктуются режимом их работы. К ним относятся: прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость. Выбрав материал деталей, по одному или нескольким критериям расчетом определяют их размеры.

Прочность. *Основным критерием работоспособности всех деталей является прочность*, т. е. способность детали сопротивляться разрушению или возникновению пластических деформаций под действием приложенных к ней нагрузок. Методы расчетов на прочность изучаются в курсе сопротивления материалов. В расчетах на прочность первостепенное значение имеет правильное определение допускаемых напряжений $[a]$ или $[T]$, которые зависят от многих факторов. К ним относятся:

- а) выбранный материал и способ получения заготовки (литье, поковка и др.);
- б) степень ответственности детали и ее режим работы;
- в) конфигурация детали и ее размеры;
- г) термообработка и шероховатость поверхностей и т. д.

В настоящем курсе конкретные указания о выборе допускаемых напряжений будут рассмотрены в расчетах соответствующих деталей.

Жесткость. Жесткостью называют способность детали сопротивляться изменению формы и размеров под нагрузкой. Для некоторых деталей жесткость является основным критерием при определении их размеров. Например, размеры валов точных зубчатых передач определяются расчетом на жесткость, так как значительный их прогиб во время работы изменит межосевое расстояние передачи и нарушит правильность зацепления.

Нормы жесткости устанавливают на основе обобщения опыта эксплуатации машин. Эти нормы приводятся в справочной литературе.

Износостойкость. Способность детали сохранять необходимые размеры трущихся поверхностей в течение заданного срока службы называют износостойкостью. Она зависит от свойств выбранного материала, термообработки и чистоты поверхностей, от величины давлений или контактных напряжений, от скорости скольжения и условий смазки, от режима работы и т. д. *Износ уменьшает прочность деталей, изменяет характер соединения* (при работе появляется шум). В большинстве случаев расчеты деталей на износостойкость ведутся по допускаемым давлениям $[p]$, установленным практикой (расчеты подшипников скольжения и др.). Применение в конструкциях уплотняющих устройств защищает детали от попадания пыли, увеличивая их износостойкость.

Теплостойкость. Теплостойкостью называют способность конструкции работать в пределах заданных температур в течение

заданного срока службы. Перегрев деталей во время работы — явление вредное и опасное, так как при этом снижаются их прочность и жесткость, ухудшаются свойства смазки, а уменьшение зазоров в подвижных соединениях приводит к заклиниванию и поломке. Для обеспечения нормального теплового режима работы конструкции производят тепловые расчеты (расчеты червячных передач, подшипников скольжения и др.) и при необходимости вносят конструктивные изменения.

Виброустойчивость. Виброустойчивостью называют способность конструкции работать в нужном диапазоне режимов, достаточно далеких от области резонансов. Вибрации снижают качество работы машин, вызывают переменные напряжения в деталях, что может привести к их усталостному разрушению. Особенно опасны резонансные колебания. Расчеты на виброустойчивость рассматривают в курсе «Теория колебаний» и производят не только для отдельных деталей, но и для всей машины в целом.

Соблюдение указанных критериев работоспособности обеспечивает надежность конструкции в течение заданного срока службы. Развитие современного машиностроения связано с применением множества взаимодействующих узлов и автоматических устройств, поэтому отказ в работе хотя бы одной детали или соединения приводит к нарушению работы всей конструкции. *Надежность зависит от качества изготовления конструкции и от соблюдения норм эксплуатации.* Она монотонно снижается в течение срока службы.

ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ для ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Для изготовления деталей применяют металлические и неметаллические материалы.

К металлическим материалам относятся черные металлы (чугуны и стали), сплавы цветных металлов (бронзы, латуни, баббиты), легкие сплавы (алюминиевые и магниевые), биметаллы. *Черные металлы являются основными машиностроительными материалами.* Они сравнительно дешевы, обладают высокой прочностью. Сплавы цветных металлов дороги, но имеют высокие антифрикционные свойства, хорошо обрабатываются резанием. Легкие сплавы (силумин, дюралюминий и др.) имеют малую плотность. Обладая хорошими литейными свойствами, легкие сплавы позволяют получать точные отливки под давлением.

К неметаллическим материалам относятся пластмассы (текстолит, волокнит, древеснослоистые пластики и др.), минералокерамические материалы, резина, графит и др. Все большее распространение в машиностроении получают пластмассы.

Пластмассы имеют небольшую плотность, антикоррозионны. Из пластмасс литьем под давлением, прессованием, экструзией и т. д. получают детали сложной конфигурации с достаточно точным соблюдением размеров. Некоторые виды пластмасс имеют хорошие

антифрикционные свойства, обладают высокой виброустойчивостью. Применение пластмасс в машиностроении экономит цветные сплавы, снижает массу машины и ее стоимость.

Свойства, применение и способы производства машиностроительных материалов рассматриваются в курсе «Технология металлов и конструкционные материалы».

При выборе материала и назначении термообработки детали необходимо учитывать:

- а) габаритные размеры, конфигурацию и массу детали;
- б) стоимость и дефицитность материала;
- в) соответствие свойств материала главному критерию работоспособности детали;
- г) соответствие свойств материала технологическому процессу обработки (свариваемость, обрабатываемость резанием и др.).

В настоящем курсе конкретные указания по выбору материалов приводятся в соответствующих главах с учетом условий работы тех или иных деталей.

ПРОЕКТНЫЙ И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТЫ

Проектным расчетом называют определение размеров детали по формулам, соответствующим главному критерию работоспособности (прочности, жесткости, износостойкости и др.). *Этот расчет применяется в тех случаях, когда габариты конструкции заранее не предписаны.*

Проектные расчеты основаны на ряде допущений и выполняются как предварительные.

Проверочным расчетом называется определение фактических характеристик главного критерия работоспособности детали и сравнение их с допускаемыми величинами.

При проверочном расчете определяют фактические (расчетные) напряжения и коэффициенты запаса прочности, действительные прогибы и углы наклона сечений, температуру и т. д.

Проверочный расчет является уточненным и производится, когда форма и размеры детали известны из проектного расчета или были приняты конструктивно. Расчет и конструирование органически связаны.

Конструированием называется процесс создания механизма или машины в чертежах на основе проектных и проверочных расчетов. При разработке конструкции машины рассматривают различные варианты для получения оптимальной конструкции, обеспечивающей требуемые характеристики машины при наименьшей стоимости ее изготовления.

Проектированием называется процесс, состоящий из следующих этапов:

- а) техническое задание с разработкой принципиальной схемы конструкции машины;

- б) выполнение кинематических, прочностных, тепловых и других расчетов как проектных, так и проверочных;

- в) разработка конструкций узлов, выполнения рабочих чертежей деталей и общих видов машины;

- г) разработка технологического процесса изготовления деталей и узлов, сборки и контроля;

- д) определение стоимости и технико-экономических показателей машины.

Документация, полученная в результате проектирования, называется проектом.

Проектирование требует всестороннего анализа статистической материала, отражающего опыт конструирования и эксплуатации машин данного типа, учета специфических факторов и параметров проектируемой машины, а также всех требований современного машиностроения.

Проектирование механизмов сводится к следующему:

1. Согласно заданию выявляют назначение, принцип действия и режим работы проектируемого механизма, ориентируясь на существующие конструкции, и составляют кинематическую схему.

2. Определяют необходимую мощность и выбирают двигатель.

3. Производят кинематический расчет, определяя передаточные числа i механизма, линейные v и угловые ω скорости деталей.

4. Определяют расчетом вращающие моменты M на валах и усилия, действующие на детали в процессе их работы.

5. В упрощенном виде составляют расчетные схемы деталей (например, при расчете на изгиб валы рассматривают как балки, лежащие на двух опорах).

6. Производят проектные расчеты деталей, т. е. выбирают материал и его термообработку, задаются расчетными коэффициентами и другими необходимыми величинами, а затем расчетом по главному критерию работоспособности определяют размеры, согласуя их с ГОСТами.

7. По полученным размерам деталей разрабатывают конструкцию механизма.

8. Производят проверочные расчеты деталей и, если требуется, вносят необходимые изменения в их конструкцию и размеры.

9. Выполняют рабочие чертежи деталей.

Контрольные вопросы

1. В чем заключается принципиальное отличие машины от механизма? Механизмом или машиной следует назвать коробку передач станка?

2. К какому виду машин следует отнести гидравлические насосы?

3. Какую конструкцию следует считать технологичной?

4. Какие факторы влияют на выбор материала детали?

5. В чем заключается отличие проверочного расчета от проектного?
6. Обоснуйте необходимость делового сотрудничества конструктора и технолога при проектировании машин,

Дополнительная литература

- [11], стр. 5—29.
[18], стр. 18, пример 1.9.

ГЛАВА 1
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ЗАНЯТИЕ 2

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СОЕДИНЕНИЯХ

В процессе изготовления машины некоторые ее детали соединяют между собой, при этом образуются неразъемные или разъемные соединения.

Неразъемными называют соединения, которые невозможно разобрать без разрушения или повреждения деталей. К ним относятся заклепочные, сварные и клеевые соединения. Разъемными называют соединения, которые можно разобрать и вновь собирать без повреждения деталей. К разъемным соединениям относятся резьбовые, шпоночные, зубчатые (шлицевые) и др.

В настоящем курсе шпоночные и зубчатые соединения рассматриваются в гл. 11 после расчета валов и осей.

ОБРАЗОВАНИЕ ЗАКЛЕПОЧНОГО ШВА

Заклепочный шов образуют заклепки и склепываемые детали, выполненные в большинстве случаев из листового материала или профилей проката (рис. 1.1).

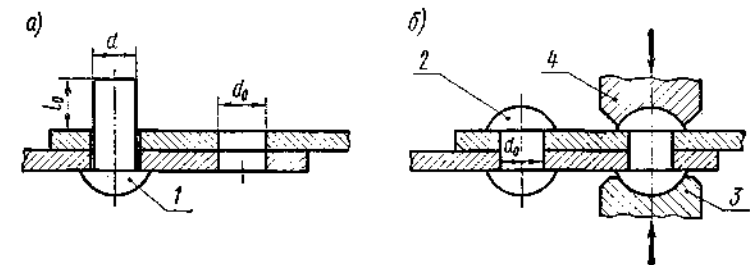


Рис. 1.1. Образование заклепочного шва:
а — закладка заклепки; б — клепка; 1 — закладная головка; 2 — замыкающая головка; 3 — поддержка; 4 — обжимка

Отверстия под заклепки в деталях продавливают или сверлят. При продавливании образуются мелкие трещины по периферии отверстий, которые могут быть причиной разрушения заклепочного шва во время работы. Продавленные отверстия применяют в малоответственных конструкциях.

Сверление — процесс малопроизводительный и дорогой. Сверленные отверстия применяют в конструкциях, где требуется высокая надежность. При больших диаметрах отверстий практикуют продавливание с последующим рассверливанием. Диаметры отверстий d_0 под заклепки принимают в зависимости от диаметра заклепки d (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Диаметр заклепки d , мм (ГОСТ 10299-68)	Диаметр отверстия d_0 , мм		Диаметр заклепки d , мм (ГОСТ 10299-68)	Диаметр отверстия d_0 , мм	
	Машино- и станкостроение	Грубая сборка		Машино- и станкостроение	Грубая сборка
6	6,5	6,7	12	13,0	13,0
8	8,5	8,7	16	16,5	17,0
10	10,5	11,0	20	21,0	21,0

Для образования замыкающей головки выступающий конец заклепки (рис. 1.1, а) должен выходить из отверстия детали на длину $l_0 \approx 1,5d_0$.

Клепку производят на клепальных машинах (прессах) или вручную (пневматическими молотками). Сначала происходит осадка стержня, зазор между заклепкой и отверстием заполняется, после чего образуется замыкающая головка (рис. 1.1, б). Стальные заклепки диаметром до 12 мм можно ставить холодным способом, то же относится к заклепкам из цветных металлов и сплавов. При горячем способе стальные заклепки нагревают до светло-красного каления. Этот способ обеспечивает более высокое качество заклепочного шва, так как заклепки укорачиваются при остывании и стягивают детали, создавая на стыке их поверхностей большие силы трения, препятствующие относительному сдвигу деталей при действии нагрузки.

ДОСТОИНСТВА, НЕДОСТАТКИ И ПРИМЕНЕНИЕ ЗАКЛЕПОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Достоинства:

1. Высокая надежность соединения.
2. Удобство и надежность контроля качества шва.
3. Хорошая сопротивляемость вибрационным и ударным нагрузкам.

Недостатки:

1. Высокая стоимость, так как процесс получения заклепочного шва состоит из большого числа операций (разметка, продавливание или сверление отверстий, нагрев заклепок, их закладка, клепка) и требует применения дорогостоящего оборудования (станки, прессы, клепальные машины).

2. Большой расход материала, так как из-за ослабления деталей отверстиями под заклепки требуется увеличение площади сечений. Кроме того, необходимость применения накладок и прочих дополнительных элементов также приводит к увеличению расхода материала.

Применение. В настоящее время заклепочные соединения применяют:

1. В конструкциях, воспринимающих значительные *вибрационные* и *ударные нагрузки* при высоких требованиях к надежности соединения.

2. При изготовлении конструкций из *несвариваемых материалов* (дюралюминий, текстолит и др.).

3. В соединениях *окончательно обработанных деталей*, в которых применение сварки недопустимо из-за их коробления при нагреве.

В современном машиностроении область применения заклепочных соединений все более сокращается по мере совершенствования методов сварки.

ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ЗАКЛЕПОК

Форма головки *выбирается* в зависимости от назначения заклепочного шва и *определяет* тип заклепки. Наибольшее применение имеют заклепки с полукруглыми головками (рис. 1.2, а). Заклепки с потайными головками (рис. 1.2, б) применяют

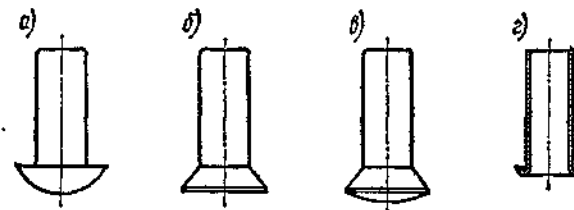


Рис. 1.2. Основные типы заклепок: а — с полукруглой головкой; б — с потайной головкой; в — с полупотайной головкой; г — трубчатая

тогда, когда конструктивно недопустимы выступы головок. Трубчатые заклепки (рис. 1.2, г) применяют в слабонагруженных металлических соединениях, а также в соединениях неметаллических материалов (фибра, текстолит и др.). Замыкающая головка

трубчатой заклепки получается развальцовкой свободного конца. Все заклепки стандартизированы (см. справочную литературу [7] и др.).

КЛАССИФИКАЦИЯ ЗАКЛЕПОЧНЫХ ШВОВ

В зависимости от назначения заклепочные швы бывают: прочные, обеспечивающие основной критерий работоспособности — прочность. Применяются в металлоконструкциях (фермы, рамы и др.);

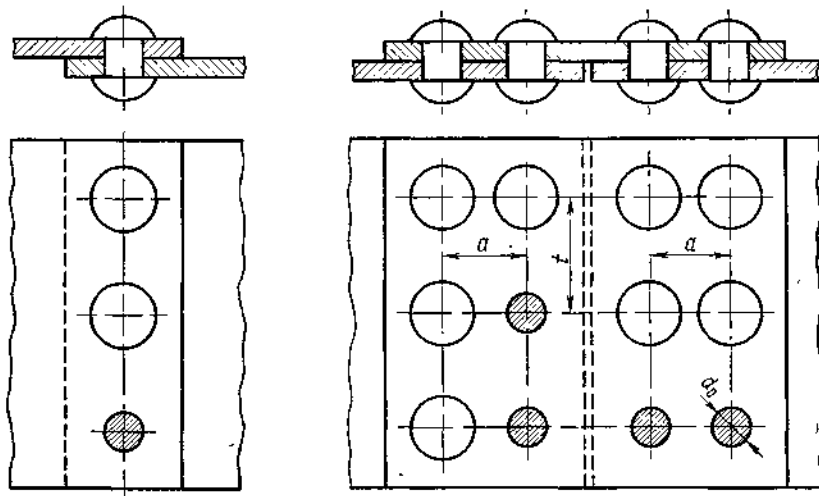


Рис. 1.3. Однорядный односрезный заклепочный шов внахлестку

Рис. 1.4. Двухрядный односрезный параллельный заклепочный шов с одной накладкой

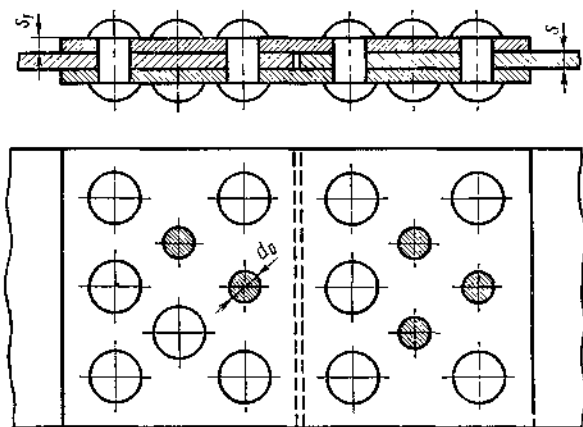


Рис. 1.5. Многорядный двухсрезный шахматный заклепочный шов с двумя накладками

плотные, обеспечивающие прочность и герметичность. Применяются в различных резервуарах. В настоящее время плотные заклепочные швы заменяют сварными соединениями.

В зависимости от взаимного расположения склепываемых деталей различают заклепочные швы внахлестку (рис. 1.3) и встык (рис. 1.4) или с двумя (рис. 1.5) накладками.

В зависимости от числа рядов заклепок швы бывают однорядные (см. рис. 1.3) и многорядные (см. рис. 1.4 и 1.5). Для швов встык число рядов учитывается по одну сторону стыка.

В зависимости от расположения заклепок в рядах различают швы параллельные (см. рис. 1.4) и шахматные (см. рис. 1.5).

В зависимости от числа плоскостей среза одной заклепки швы делят на односрезные (см. рис. 1.3 и рис. 1.4) и двухсрезные (см. рис. 1.5).

КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О МАТЕРИАЛАХ ЗАКЛЕПОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Основными материалами склепываемых деталей являются малоуглеродистые стали Ст. 0, Ст. 2, Ст. 3, цветные металлы и их сплавы.

К материалу заклепки предъявляются требования:

1. Высокая пластичность для облегчения процесса клепки.
2. Одинаковый коэффициент температурного расширения с материалом деталей во избежание дополнительных температурных напряжений в соединении при колебаниях температуры.
3. Однородность с материалом склепываемых деталей для предотвращения появления гальванических токов, сильно разрушающих соединения. Для стальных деталей применяются только стальные заклепки, для дюралюминиевых — алюминиевые, для медных — медные.

Заклепки изготовляют на высадочных автоматах из прутков малоуглеродистых сталей Ст.2, Ст.3, 10кп, 20кп, из сплавов цветных металлов Л62, МЗ, АД1 и др.

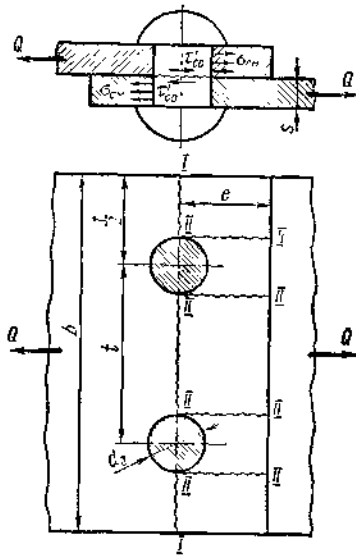
РАСЧЕТ ПРОЧНЫХ ЗАКЛЕПОЧНЫХ ШВОВ ПРИ ОСЕВОМ НАГРУЖЕНИИ СОЕДИНЯЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ

Расчет на прочность — основной критерий работоспособности прочных заклепочных швов — основан на следующих допущениях:

1. Силы трения на стыке деталей не учитывают, считая, что вся нагрузка передается только заклепками.
2. Расчетный диаметр заклепки равен диаметру отверстия d_0 .
3. Нагрузка между заклепками распределяется равномерно.

Рассмотрим простейший заклепочный шов — однорядный односрезный внахлестку (рис. 1.6).

При нагружении шва осевой силой Q детали (листы) стремятся сдвинуться относительно друг друга. При этом условия прочности элементов шва имеют следующий вид:



а) На смятие поверхностей заклепок и стенок отверстий

$$\sigma'_{см} = \frac{Q}{s d_0 z} \leq [\sigma]_{см}, \quad (1.1)$$

где s — меньшая из толщин склепываемых деталей в мм;
 d_0 — диаметр отверстия под заклепку в мм;
 z — число заклепок;
 $\sigma'_{см}$ и $[\sigma]_{см}$ — расчетное и допускаемое напряжения на смятие в н/мм² для менее прочного из контактирующих материалов, т. е. для деталей или для заклепок (см. ниже табл. 1.2),

б) На срез заклепок

$$\tau'_{ср} = \frac{Q}{i \frac{\pi d_0^2}{4} z} \leq [\tau]_{ср}, \quad (1.2)$$

где i — число плоскостей среза одной заклепки (на рис. 1.6 $i = 1$);
 $\tau'_{ср}$ и $[\tau]_{ср}$ — расчетное и допускаемое напряжения на срез в н/мм² для заклепок (табл. 1.2).

в) На растяжение в деталях (см. сечение I—I/ на рис. 1.6)

$$\sigma_p = \frac{N}{s(t-d_0)m} \leq [\sigma]_p, \quad (1.3)$$

где N — продольная сила, возникающая в том сечении, где определяется σ_p (на рис. 1.6 в сечении I—I $N = Q$);
 t — шаг шва в мм;
 m — число отверстий в сечении, в котором определяется σ_p (на рис. 1.6 $m = 2$);

σ_p и $[\sigma]_p$ — расчетное и допускаемое напряжения на растяжение в н/мм² для соединяемых деталей (табл. 1.2).

г) На срез края детали одновременно по двум сечениям II—II (см. рис. 1.6). Поскольку распределение напряжений среза в указанных сечениях весьма сложно, то для надежности расчета принимают, что срез может произойти по длине $(e - \frac{d_0}{2})$:

$$\tau_{ср} = \frac{Q_0}{2s(e - \frac{d_0}{2})} \leq [\tau]_{ср}, \quad (1.4)$$

где $Q_0 = \frac{Q}{z}$ — усилие, приходящееся на одну заклепку;

$\tau_{ср}$ и $[\tau]_{ср}$ — расчетное и допускаемое напряжения на срез в н/мм² для соединяемых деталей (табл. 1.2).

На практике при расчете прочных заклепочных швов пользуются следующими соотношениями, полученными совместным решением приведенных выше уравнений при условии равнопрочности всех элементов шва*:

1. Диаметр отверстий под заклепки для швов внахлестку (см. рис. 1.6) или с одной накладкой (см. рис. 1.4)

$$d_0 \approx 2s. \quad (1.5)$$

2. Шаг заклепочного шва (см. рис. 1.6)

$$t = (3 \div 6) d_0. \quad (1.6)$$

3. Расстояние от края детали до оси заклепки (см. рис. 1.6) при продавленных отверстиях

$$e = 2d_0, \quad (1.7)$$

при сверленных отверстиях

$$e = 1,65d_0. \quad (1.8)$$

4. Расстояние между рядами заклепок (см. рис. 1.4)

$$a \geq 0,6t. \quad (1.9)$$

* Например, решая совместно уравнения (1.1) и (1.2) при $[\sigma]_{см} \approx 2 [\tau]_{ср}$ и $i = 1$, т. е. предъявляя требование равнопрочности поверхностей отверстий на смятие и заклепок на срез, получаем $d_0 = 2,5s$; практически принимают $d_0 \approx 2s$.

5. Толщина накладок (см. рис. 1.5)

$$s_1 = 0,8s \quad (1.10)$$

Необходимое число заклепок z определяют расчетом из условий прочности на смятие и срез по формулам (1.1) и (1.2).

ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ДЛЯ ЗАКЛЕПОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Допускаемые напряжения для прочных и плотных швов различны.

В табл. 1.2 приводятся допускаемые напряжения для прочных стальных заклепочных швов в зависимости от марки стали, характера нагрузки и способа изготовления отверстий под заклепки.

Таблица 1.2

Допускаемые напряжения для прочных стальных заклепочных швов при статической нагрузке

Элемент шва	Вид деформации и напряжения	Способ изготовления отверстия	Допускаемые напряжения, н/мм ²	
			Ст 2	Ст 3
Склепываемые детали	Растяжение $[\sigma]_p$	—	140	160
	Срез $[\tau]_{ср}$	—	90	100
Заклепки	Срез $[\tau]_{ср}'$	Продавливание Сверление	100 140	100 140
	Смятие $[\sigma]_{см}'$	Продавливание Сверление	240 280	280 320

Примечание. При действии переменных нагрузок допускаемые напряжения уменьшают на $10 \div 25\%$

КОЭФФИЦИЕНТ ПРОЧНОСТИ ШВА

Отверстия под заклепки снижают прочность соединяемых деталей на растяжение. Число, показывающее, во сколько раз прочность на растяжение детали с отверстиями под заклепки меньше прочности на растяжение той же детали без отверстий, называют коэффициентом прочности шва и обозначают буквой ϕ .

Сечение детали на длине одного шага t ослаблено отверстием диаметра d_0 (см. рис. 1.6), следовательно,

$$\phi = \frac{t - d_0}{t} \quad (1.11)$$

Чем больше значение ϕ , тем лучше использован материал склепываемых деталей.

Значения коэффициента ϕ зависят от конструкции шва. Ориентировочные значения коэффициента ϕ для прочных швов приведены ниже:

Тип шва	ϕ
Однорядный внахлестку	0,67
Двухрядный »	0,75
Однорядный с двумя накладками	0,11
Двухрядный » » »	0,84

Для повышения значения ϕ уменьшают d_0 и увеличивают t , т. е. применяют многорядные двухсрезные швы.

Контрольные вопросы

1. Изложите последовательность образования заклепочного шва.
2. Дайте классификацию заклепочных швов по назначению и конструктивным признакам.
3. Сколько рядов заклепок следует учитывать при расчете заклепочного шва, изображенного на рис. 1.5?
4. Почему за расчетный диаметр заклепки принимают диаметр отверстия d_0 ?
5. Из каких соображений устанавливают соотношения размеров элементов заклепочного шва?

Дополнительная литература

[7], Т. 1, стр. 55 — 57, стр. 668 — 686.
[11], стр. 30 — 35.
[18], стр. 34, пример 3.2.

ЗАНЯТИЕ 3

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ПРОЧНЫХ ЗАКЛЕПОЧНЫХ ШВОВ ПРИ ОСЕВОМ НАГРУЖЕНИИ

(см. решение примера 1)

Исходные данные:

1. Величина осевой нагрузки Q и характер ее действия (статическая, динамическая).
2. Материал соединяемых деталей.
3. Способ изготовления отверстий под заклепки.

Последовательность расчета:

1. Задаются типом шва и соответственно коэффициентом ϕ (см. выше).
2. Из условия прочности на растяжение определяют необходимую площадь сечения соединяемых деталей с учетом ослабления

их отверстиями под заклепки

$$F \geq \frac{Q}{\varphi [\sigma]_p} \quad (1.12)$$

3. По рекомендуемым соотношениям (1.5) ÷ (1.10) определяют размеры элементов шва.

4. Из условий прочности на срез и смятие (1.1) и (1.2) определяют необходимое количество заклепок z , принимая большее из двух полученных значений.

5. Разрабатывают конструкцию заклепочного шва, уточняя при этом размеры элементов соединения.

6. Проверяют заклепочный шов:

а) на растяжение деталей по формуле (1.3);

б) на срез деталей заклепками по формуле (1.4).

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ЗАКЛЕПОЧНЫХ ШВОВ

1. Заклепки в шве располагают так, чтобы *ослабление* соединяемых *деталей отверстиями* было *наименьшим*.

2. Во избежание возникновения изгиба соединяемых деталей заклепки располагают на оси, проходящей через центр тяжести склепываемых деталей или симметрично относительно этой оси (рис. 1.7).

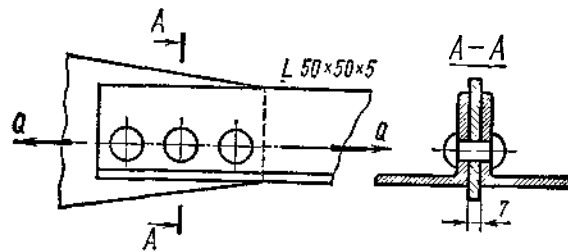


Рис. 1.7. Пример клепаной конструкции

3. Не рекомендуется в одном шве применять заклепки разных диаметров.

4. Для предотвращения поворота соединяемых деталей относительно друг друга, *число заклепок в шве принимают не менее двух*, т. е. $z \geq 2$.

Пример 1. Рассчитать заклепочное соединение (рис. 1.8, а), нагруженное статической осевой растягивающей силой $Q = 74 \cdot 10^3$ н.

Материал полосы и проушины — сталь Ст. 3. Отверстия под заклепки сверленные. Ширина проушины $b \geq 100$ мм, толщина полосы $s = 6$ мм.

Решение. 1. Принимаем для соединения полосы с проушиной двухрядный заклепочный шов внахлестку. Назначаем $\varphi = 0,75$ (стр. 21).

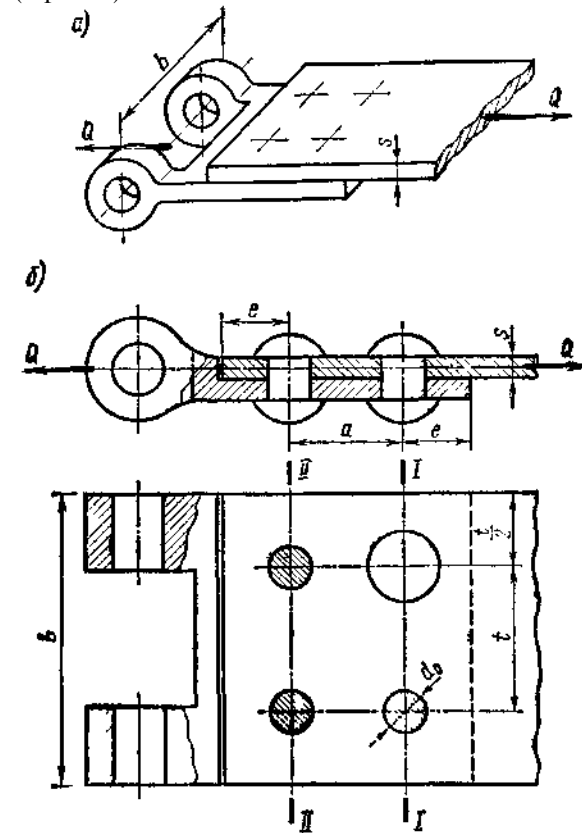


Рис. 1.8. Пример соединения полосы с проушиной

2. Определяем размеры сечения проушины с учетом ослабления ее отверстиями под заклепки. По табл. 1.2 для стали Ст. 3

$$[\sigma]_p = 160 \text{ н/мм}^2.$$

По формуле (1.12) необходимая площадь сечения проушины

$$F \geq \frac{Q}{\varphi [\sigma]_p} = \frac{74 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 160} = 617 \text{ мм}^2.$$

Принимаем толщину проушины равной толщине полосы, тогда ширина проушины

$$b = \frac{F}{s} = \frac{617}{6} = 102,8 \text{ мм.}$$

3. Определяем размеры элементов шва.

а) По формуле (1.5) диаметр отверстий под заклепки

$$d_0 \approx 2s = 2 \cdot 6 = 12 \text{ мм.}$$

Принимаем заклепки с полукруглой головкой, изготовленные из стали Ст. 3. По табл. 1.1 назначаем: диаметр заклепок $d = 12 \text{ мм}$, диаметр отверстий $d_0 = 13 \text{ мм}$.

б) По формуле (1.6) шаг шва

$t = (3 \div 6) d_0 = (3 \div 6) \cdot 13 = 39 \div 78 \text{ мм}$. Чтобы разместить по ширине проушины целое число шагов (см. рис. 1.8), принимаем $t = 55 \text{ мм}$.

в) По формуле (1.8) расстояние от края полосы до оси заклепки

$$e = 1,65d_0 = 1,65 \cdot 13 = 21,4 \text{ мм,}$$

принимаем $e = 22 \text{ мм}$.

г) По формуле (1.9) расстояние между рядами заклепок

$$a \geq 0,6t = 0,6 \cdot 55 = 33 \text{ мм,}$$

принимаем $a = 35 \text{ мм}$.

4. Из условий прочности на срез и смятие определяем число заклепок z . Из табл. 1.2 для заклепок из стали Ст. 3

$$[\tau]_{\text{ср}}' = 140 \text{ н/мм}^2, \quad [\sigma]_{\text{см}}' = 320 \text{ н/мм}^2.$$

По формуле (1.1)

$$z = \frac{Q}{s d_0 [\sigma]_{\text{см}}'} = \frac{74 \cdot 10^3}{6 \cdot 13 \cdot 320} = 2,96.$$

По формуле (1.2)

$$z = \frac{4Q}{i \pi d_0^2 [\tau]_{\text{ср}}} = \frac{4 \cdot 74 \cdot 10^3}{1 \cdot \pi \cdot 13^2 \cdot 140} = 3,98,$$

принимаем $z = 4$.

5. Разрабатываем конструкцию заклепочного шва (см. рис. 1.8, б). Окончательно принимаем ширину проушины и полосы

$$b = 2t = 2 \cdot 55 = 110 \text{ мм.}$$

6. Заклепочное соединение проверяем:

а) на растяжение проушины и полосы. Для полосы опасным является сечение $I-I$, ослабленное двумя отверстиями ($\tau = 2$), в этом сечении возникает продольная сила $N_I = Q^*$. По формуле (1.3) расчетное напряжение растяжения в сечении $I-I$

$$\sigma_p = \frac{N_I}{s(t - d_0)n} = \frac{74 \cdot 10^3}{6(55 - 13) \cdot 2} = 147 \text{ н/мм}^2,$$

что удовлетворяет условию $\sigma_p < [\sigma]_p = 160 \text{ н/мм}^2$;

* В сечении $II-II$ полоса также ослаблена двумя отверстиями, но в этом сечении $N_{II} = 0,5Q$.

б) на срез заклепками краев полосы или проушины. По табл. 1.2 для стали Ст.3 $[\tau]_{\text{ср}} = 100 \text{ н/мм}^2$.

Усилие, приходящееся на одну заклепку, $Q_0 = \frac{Q}{z} = \frac{74 \cdot 10^3}{4} = 18,5 \cdot 10^3 \ll$.

По формуле (1.4) расчетное напряжение среза

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q_0}{2s \left(e - \frac{d_0}{2} \right)} = \frac{18,5 \cdot 10^3}{2 \cdot 6 \left(22 - \frac{13}{2} \right)} = 99,5 \text{ н/мм}^2,$$

что удовлетворяет условию $\tau_{\text{ср}} < [\tau]_{\text{ср}}$.

Задача 1. Из условий прочности на срез и смятие заклепок определить допускаемую осевую статическую нагрузку $[Q]$ для соединения двух равнобоких уголков $50 \times 50 \times 5$ с косынкой (см. рис. 1.7). Материал уголков, косынки и заклепок сталь Ст. 3. Диаметр заклепок $d = 10 \text{ мм}$, отверстия продавленные. Толщина косынки $s = 7 \text{ мм}$. Число заклепок $z = 3$.

Ответ. $[Q] = 55,2 \cdot 10^3 \text{ н}$ при $d_0 = 11 \text{ мм}$.

Контрольные вопросы

1. Изложите последовательность проектного расчета прочных заклепочных швов.

2. Какие рекомендации должен учитывать конструктор при разработке конструкции заклепочного шва?

3. На рис. 1.8 укажите опасное сечение на растяжение проушины.

Дополнительная литература

[10], стр. 32, пример 3.1.

ГЛАВА 2

СВАРНЫЕ И КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ЗАНЯТИЕ 4

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Сварные соединения в настоящее время представляют собой основной тип неразъемных соединений. Они образуются путем местного нагрева деталей в зоне их соединения. В современном машиностроении применяют различные способы сварки, из которых наибольшее распространение получила электрическая*.

* Технологические процессы различных способов сварки и области их применения рассматриваются в курсе «Технология металлов и конструкционные материалы».

Основные виды электросварки — дуговая и контактная. Различают три разновидности дуговой сварки:

1. Автоматическая сварка под слоем флюса. Этот метод сварки высокопроизводителен и экономичен, дает хорошее качество шва. Применяется в крупносерийном и массовом производстве для конструкций с длинными швами.

2. Полуавтоматическая сварка под слоем флюса. Применяется для конструкций с короткими прерывистыми швами.

3. Ручная сварка. Применяется в тех случаях, когда другие способы дуговой сварки неэкономичны. Этот метод сварки малопродуктивен. Качество шва зависит от квалификации сварщика.

Для дуговой сварки применяют электроды с различной обмазкой, которые маркируют по ГОСТ 9467—60. Для сварки конструкционных сталей рекомендуются электроды: Э34, Э42, Э42А, Э46, Э46А, Э50, Э50А, Э55 и др. Число после буквы Э обозначает минимальный гарантируемый предел прочности металла шва в $кг/мм^2$. Буква А обозначает гарантируемое получение повышенных пластических свойств металла шва.

Контактная сварка применяется в серийном и массовом производстве при соединении внахлестку тонкого листового металла (точечная, роликовая сварки) или при соединении встык круглого и полосового металла (стыковая сварка).

В дальнейшем рассматриваются соединения, выполненные электродуговой сваркой.

ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПО СРАВНЕНИЮ С ЗАКЛЕПЧНЫМИ

Достоинства:

1. Невысокая стоимость соединения благодаря малой трудоемкости процесса сварки и простоты конструкции сварного шва.

2. Сравнительно небольшая масса конструкции (на 20 ÷ 25% меньше массы клепаной), так как:

а) поскольку отсутствуют отверстия под заклепки, требуется меньшая площадь сечений свариваемых деталей;

б) соединение деталей может выполняться встык без накладок (рис 2.1, б);

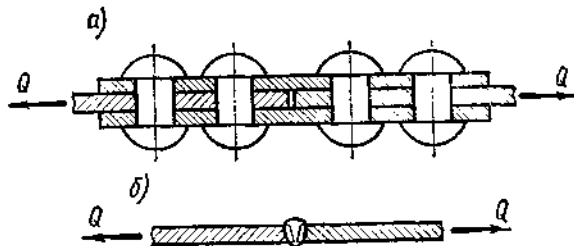


Рис. 2.1. Конструктивное оформление клепаного и сварного соединений

в) отсутствуют выступающие массивные головки заклепок (ср. рис. 2.1, а и 2.1, б).

3. Герметичность и плотность соединения.

4. Возможность автоматизации процесса сварки.

5. Возможность сварки толстых профилей.

Недостатки:

1. Прочность сварного соединения зависит от квалификации сварщика. Применение автоматической сварки устраняет этот недостаток.

2. Коробление деталей из-за неравномерности нагрева в процессе сварки.

3. Недостаточная надежность при значительных вибрационных и ударных нагрузках. По мере совершенствования процесса сварки этот недостаток проявляется в меньшей степени,

ПРИМЕНЕНИЕ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В современном машиностроении, в строительных конструкциях и в других отраслях промышленности сварные соединения вытеснили заклепочные, за исключением особых случаев, оговоренных выше. В настоящее время сварку широко применяют как способ получения заготовок деталей из проката в мелкосерийном и единичном производстве, а также в ремонтном деле. Сварными выполняют станины, рамы, корпуса редукторов, шкивы, зубчатые колеса (рис. 2.2), коленчатые валы и другие детали.

В массовом производстве применяют штампованные детали, полученные дуговой автоматической или контактной сваркой.

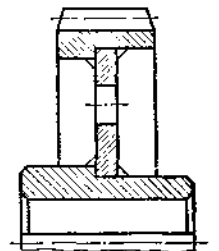


Рис. 2.2. Пример сварного зубчатого колеса

КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗНОВИДНОСТИ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ И ТИПЫ ШВОВ

В зависимости от взаимного расположения соединяемых элементов применяют следующие конструктивные разновидности сварных соединений*:

1. Стыковые соединения. Эти соединения просты и наиболее совершенны. На рис. 2.3 показаны различные варианты стыковых швов, выполняемых ручной электродуговой сваркой при различной толщине соединяемых элементов.

При автоматической сварке происходит более глубокое проплавление металла, поэтому толщину свариваемых деталей без обработки кромок увеличивают примерно в два раза по сравнению с ручной, а при обработке кромок угол их скоса уменьшают.

* См. работу [7], ГОСТ 8713—70, ГОСТ 5264—69.

Выпуклость стыкового шва увеличивает концентрацию напряжений, поэтому в ответственных соединениях ее удаляют механическим способом.

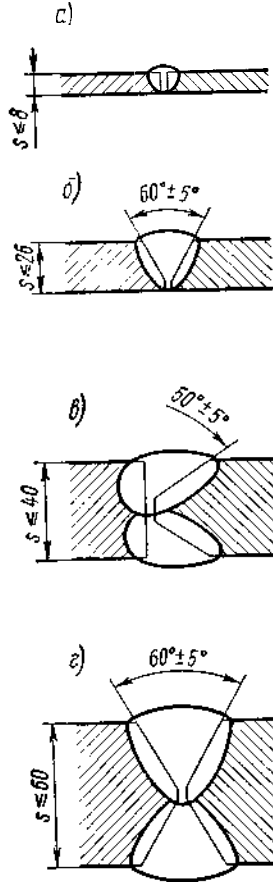


Рис. 2.3. Стыковые швы: а — односторонний без скоса кромок; б — односторонний со скосом кромок; в — двусторонний с двумя симметричными скосами одной кромки; г — двусторонний с двумя симметричными скосами двух кромок

Соединения встык наиболее надежные из всех сварных соединений, их рекомендуют в конструкциях, подверженных вибрационным нагрузкам.

2. Соединения внахлестку. Эти соединения выполняют угловыми швами, которые могут иметь различную форму сечения:

а) *нормальные* (рис. 2.4, а); их профиль представляет собой равнобедренный треугольник;

б) *вогнутые* (рис. 2.4, б); их применяют в особо ответственных конструкциях при переменных нагрузках, так как вогнутость обеспечивает плавный переход шва в основной металл детали, благодаря чему снижается концентрация напряжений. Вогнутый шов повышает стоимость соединения, так как требует глубокого провара и последующей механической обработки для получения вогнутости;

в) *выпуклые* (рис. 2.4, в); они не рациональны, так как вызывают повышенную концентрацию напряжений;

г) *специальные* (рис. 2.4, г); их профиль представляет собой неравнобедренный прямоугольный треугольник. Применяются при переменных нагрузках, так как значительно снижают концентрацию напряжений.

За катет шва k принимают меньшую сторону вписанного в сечение шва равнобедренного треугольника (см. рис. 2.4, г). В большинстве случаев величину k принимают равной толщине s свариваемых деталей, но не менее 3 мм.

В зависимости от расположения относительно нагрузки угловые швы бывают:

а) *лобовые*, расположенные перпендикулярно к линии действия нагрузки Q (рис. 2.5, а);

б) *фланговые*, расположенные параллельно линии действия нагрузки Q (рис. 2.5, б);

в) *комбинированные*, состоящие из сочетания лобовых и фланговых швов (рис. 2.5, в).

При соединении внахлестку возникает изгибающий момент

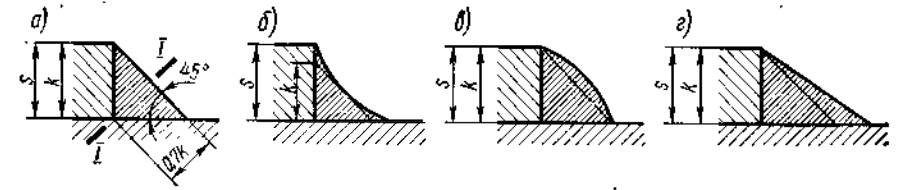


Рис. 2.4. Угловые швы

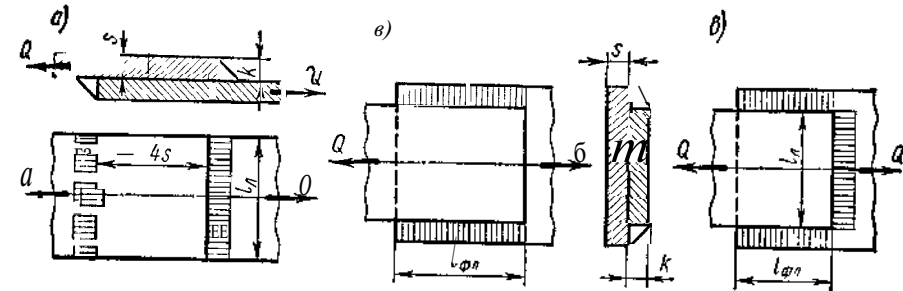


Рис. 2.5. Угловые швы соединений внахлестку

$M_n = Qs$ (см. рис. 2.5, а) от внецентренного действия растягивающих или сжимающих сил, что является существенным недостатком этих соединений.

3. Тавровые соединения. Свариваемые элементы располагаются во взаимно перпендикулярных плоскостях. Соединение может выполняться угловыми (рис. 2.6, а) или стыковыми (рис. 2.6, б) швами.

4. Угловые соединения (рис. 2.6, в, г). Применяются для изготовления тары из листовой стали, ограждений и др. Выполняются угловыми швами. Эти соединения передают малые нагрузки и поэтому не рассчитываются на прочность.

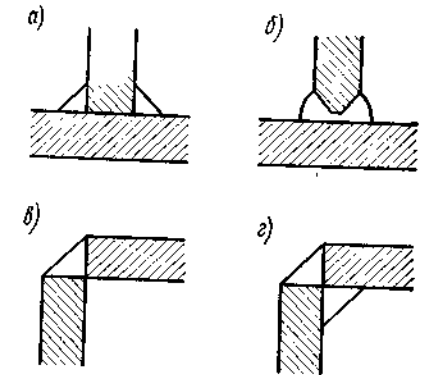


Рис. 2.6. Тавровые и угловые соединения

Контрольные вопросы

1. Объясните, почему масса сварной конструкции значительно меньше массы клепаной?

2. Почему в отдельных случаях сварные соединения заменяют заклепочными?

3. Перечислите основные разновидности стыковых швов. Когда применяются стыковые швы без скоса кромок?

4. Объясните, почему вогнутые и специальные угловые швы рекомендуются применять при переменных нагрузках?

Дополнительная литература

- [7], т. 1 стр. 60—91.
 [12], листы 1—7.
 [18], стр. 42, пример 4.3.

ЗАНЯТИЕ 5

РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ ОСЕВОМ НАГРУЖЕНИИ СОЕДИНЯЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ

Основным критерием работоспособности сварных швов является прочность. Расчет на прочность основан на допущении, что напряжения в шве распределяются равномерно как по длине, так и по сечению.

Соединения встык. Расчет стыковых швов (рис. 2.7) производят на растяжение или сжатие по сечению соединяемых деталей без учета утолщения шва. Условие прочности шва на растяжение

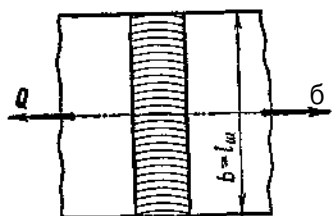


Рис. 2.7. Соединение встык

$$\sigma'_p = \frac{Q}{s l_{ш}} \leq [\sigma]'_p, \quad (2.1)$$

где Q — осевая растягивающая нагрузка;
 s — толщина шва (принимается равной толщине детали);
 $l_{ш}$ — длина шва;

σ'_p и $[\sigma]'_p$ — расчетное и допускаемое напряжения на растяжение для шва (см. табл. 2.1).

Соединения внахлестку угловыми швами. Расчет угловых швов производят на срез по опасному сечению I—I (см. рис. 2.4, а), совпадающему с биссектрисой прямого угла.

Расчетная высота опасного сечения шва равна $k \sin 45^\circ \approx 0,7k$. Условие прочности шва на срез

$$\tau'_{ср} = \frac{Q}{0,7k l_{ш}} \leq [\tau]'_{ср}, \quad (2.2)$$

где $\tau'_{ср}$ и $[\tau]'_{ср}$ — расчетное и допускаемое напряжения среза для шва (табл. 2.1);

$l_{ш}$ — длина шва.

В соединении лобовыми швами $l_{ш} = 2l_{л}$ (см. рис. 2.5, а), фланговыми швами $l_{ш} = 2l_{фл}$ (см. рис. 2.5, б). В комбинированном сварном соединении (см. рис. 2.5, в) $l_{ш}$ равна сумме длин всех лобовых и фланговых швов.

ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ДЛЯ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Температурные деформации при сварке создают остаточные напряжения в зоне шва. Эти напряжения будут незначительны, если свариваемые металлы обладают хорошей пластичностью. К таким металлам относятся мало- и среднеуглеродистые стали. Сварка легированных сталей несколько затруднена из-за склонности к закалке околошовной зоны. Допускаемые напряжения для сварных соединений выбирают по табл. 2.1.

Таблица 2.1

Допускаемые напряжения для сварных соединений деталей из мало- и среднеуглеродистых сталей при статической нагрузке

Вид деформации и напряжения	Автоматическая и полуавтоматическая сварка в инертном газе	Ручная дуговая электродами	
		150 А, 42 А	Э50, Э42
Растяжение $[\sigma]'_p$	$[a]_p$	$[\sigma]_p$	$0,9 [\sigma]_p$
Сжатие $[\sigma]'_{сж}$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$
Срез $[\tau]'_{ср}$	$0,65 [\sigma]_p$	$0,65 [\sigma]_p$	$0,6 [\sigma]_p$

Примечания 1. В таблице $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей (см. табл. 1.2).

2. При переменных нагрузках допускаемое напряжение снижают умножением на коэффициент γ

а) для стыковых швов при нагрузке, переменной по величине, $\gamma = 1$; при знакопеременной нагрузке $\gamma = \frac{1}{1 - \frac{1}{3} \frac{Q_{мин}}{Q_{макс}}}$;

б) для угловых швов при переменных по величине и направлению нагрузках $\gamma = \frac{1}{4 - \frac{1}{3} \frac{Q_{мин}}{Q_{макс}}}$;

где $Q_{макс}$ и $Q_{мин}$ — максимальное и минимальное усилия со своими знаками.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ ОСЕВОМ НАГРУЖЕНИИ

(см. решение примеров 2 и 3)

Исходные данные:

1. Величина осевой нагрузки Q и характер ее действия.
2. Материал соединяемых деталей.
3. Вид электросварки и марка электродов.

Последовательность расчета:

1. Задаются типом шва и формой его сечения в зависимости от конструкции свариваемых деталей.
2. Определяют допускаемые напряжения для сварного соединения.
3. Определяют общую расчетную длину швов $l_{\text{ш}}$.
4. При соединении комбинированными швами определяют длину лобовых и фланговых швов.
5. Вычерчивают сварное соединение и уточняют размеры соединяемых деталей.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ВСТЫК И ВНАХЛЕСТКУ

1. Из-за дефектов сварки на концах шва принимают *минимальную длину шва* не менее 30 мм.
2. В соединениях внахлестку (см. рис. 2.5, а) *длину перекрытия* принимают $\geq 4s$, где s —минимальная толщина свариваемых деталей.
3. Длина *лобовых швов* $l_{\text{л}}$ не ограничивается. Длина *фланговых швов* ограничивается, так как с увеличением их длины возрастает неравномерность распределения напряжений по длине шва (см. рис. 2.5, б) $l_{\text{ф1}} \leq 60k$.

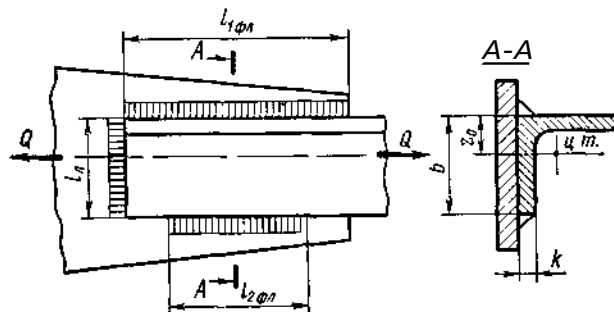


Рис. 2.8 Пример сварной конструкции

4. Сварные швы располагают так, чтобы они в соединении были нагружены *равномерно*. При проектировании соединения уголков с косынками (рис. 2.8) длины фланговых швов принимают обратно пропорциональными расстояниям до центра тяжести уголка:

$$\frac{l_{1\text{фл}}}{b - z_0} = \frac{l_{2\text{фл}}}{z_0}.$$

Суммарная длина фланговых швов

$$l_{\text{фл}} = l_{1\text{фл}} + l_{2\text{фл}}. \quad (2.3)$$

Следовательно, длина флангового шва у пера уголка

$$l_{2\text{фл}} = l_{\text{фл}} \frac{z_0}{b}. \quad (2.4)$$

5. В конструкциях, подверженных действию вибрационных знакопеременных нагрузок, соединения внахлестку не рекомендуются, так как они создают значительную концентрацию напряжений. По этой же причине не разрешается применять всевозможные «усиливающие» накладки и другие элементы.

Пример 2. Рассчитать сварное соединение встык (см. рис. 2.7), нагруженное статической осевой растягивающей силой $Q = 400 \cdot 10^3 \text{ н}$. Толщина полос $s = 16 \text{ мм}$, материал — сталь Ст. 2. Сварка полуавтоматическая под слоем флюса.

Решение. 1. По табл. 2.1 и 1.2 выбираем допускаемое напряжение для сварного соединения:

$$[\sigma]'_p = [\sigma]_p = 140 \text{ н/мм}^2.$$

2. По формуле (2.1) определяем необходимую длину шва

$$l_{\text{ш}} \cdot \frac{Q}{s \text{ Ир}'} = \frac{400 \cdot 10^3}{16 \cdot 160} = 179 \text{ мм}.$$

Принимаем ширину полосы $B = 180 \text{ мм}$.

Пример 3. Рассчитать сварное соединение внахлестку равнобокого уголка $75 \times 75 \times 8$, $z_0 = 21,5 \text{ мм}$ (ГОСТ 8509—57) с косынкой (см. рис. 2.8), нагрузка осевая растягивающая переменная: $Q_{\text{max}} = 138 \cdot 10^3 \text{ н}$, $Q_{\text{min}} = 46 \cdot 10^3 \text{ н}$. Сварка ручная дуговая электродом Э50А. Материал уголка и косынки — сталь Ст. 3.

Решение. 1. Для уменьшения длины перекрытия уголка с косынкой принимаем комбинированный угловой шов с нормальным сечением. Высоту катета шва принимаем равной толщине полки уголка, т. е. $k = 8 \text{ мм}$.

2. Определяем допускаемое напряжение среза для сварного соединения.

По табл. 2.1 для угловых швов при переменной нагрузке (СМ, примечание 2б)

$$[\tau]'_{\text{ср}} = \gamma \cdot 0,65 [\sigma]_p,$$

где

$$\gamma = \frac{1}{\frac{4}{3} - \frac{1}{3} \frac{Q_{\text{min}}}{Q_{\text{max}}}} = \frac{1}{\frac{4}{3} - \frac{1}{3} \frac{46 \cdot 10^3}{138 \cdot 10^3}} = 0,82,$$

По табл. 1.2 для стали Ст.3 $[\sigma]_p = 160 \text{ н/мм}^2$. Следовательно,

$$[\tau]'_{\text{ср}} = \gamma \cdot 0,65 [\sigma]_p = 0,82 \cdot 0,65 \cdot 160 = 85 \text{ н/мм}^2.$$

3. По формуле (2.2) определяем общую расчетную длину всех швов

$$l_{\text{ш}} = \frac{Q}{0,7k[\tau]_{\text{ср}}} = \frac{138 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 8 \cdot 85} = 290 \text{ мм.}$$

4. Определяем размеры лобового и фланговых швов:

а) принимаем длину лобового шва равной ширине полки уголка

$$l_{\text{л}} = b = 75 \text{ мм.}$$

б) суммарная длина фланговых швов

$$l_{\text{фл}} = l_{\text{ш}} - l_{\text{л}} = 290 - 75 = 215 \text{ мм.}$$

в) по формуле (2.4) длина флангового шва у пера уголка

$$l_{2\text{фл}} = l_{\text{фл}} \frac{z_n}{b} = 215 \cdot \frac{21,5}{75} = 62 \text{ мм.}$$

По формуле (2.3)

$$l_{1\text{фл}} = l_{\text{фл}} - l_{2\text{фл}} = 215 - 62 = 153 \text{ мм.}$$

Задача 2. Из условия прочности сварного соединения внахлестку фланговыми швами (см. рис. 2.5, б) определить допускаемую осевую статическую нагрузку $[Q]$. Толщина полос $s = 10 \text{ мм}$, материал — сталь Ст. 2. Высота катетов швов равна толщине полос. Длина каждого флангового шва — 150 мм . Сварка электродуговая ручная электродом Э42.

Ответ. $Q] = 191 \cdot 10^3 \text{ н.}$

КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Клеевые соединения применяют для соединения деталей из металла и неметаллических материалов. Достоинствами этих соединений являются: возможность соединения разнородных материалов, герметичность, стойкость против коррозии, возможность соединения очень тонких листовых деталей, весьма малая концентрация напряжений. Недостатки: сравнительно невысокая прочность, низкая теплостойкость.

На прочность клеевых соединений влияют характер нагрузок, конструкция соединения, марка клея, технология склеивания и время (с течением времени прочность некоторых клеев уменьшается). Для склеивания различных материалов применяются большое количество марок клеев, отличающихся физико-механическими и технологическими свойствами (клеи БФ, ВК-1, ВК-2, МПФ-1 и др.). В настоящее время наибольшее применение в машиностроении получили клеевые соединения внахлестку, работающие на сдвиг.

Расчет на прочность клеевых соединений производят на сдвиг методами сопротивления материалов. Для соединений, полученных клеями основных марок, принимают допускаемое напряжение на сдвиг $[\tau]_c = 15 \div 20 \text{ н/мм}^2$.

Контрольные вопросы

1. Какие допущения приняты в расчетах сварных соединений?
2. Напишите условия прочности при расчете сварных соединений встык и внахлестку и дайте пояснения буквенных обозначений.
3. От чего зависят допускаемые напряжения для сварных соединений?
4. Какие рекомендации должен учитывать конструктор при разработке конструкции сварного соединения?

Дополнительная литература

[11], стр. 39-48.
[18], стр. 47, пример 4.9.

ГЛАВА 3 РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ЗАНЯТИЕ 6

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Резьбовые соединения являются наиболее распространенными видами соединений. Их создают болты, винты, шпильки, гайки и другие детали, снабженные резьбой. Основным элементом

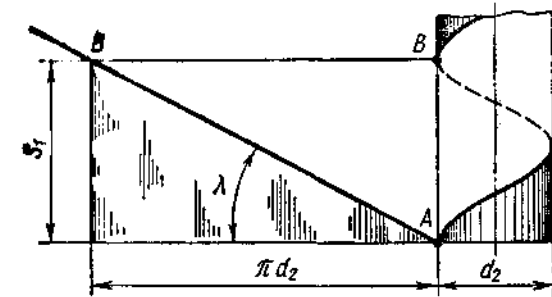


Рис. 3.1. Образование винтовой линии

резьбового соединения является резьба, которая получается путем прорезания на поверхности деталей канавок по винтовой линии. Винтовую линию образует гипотенуза прямоугольного треугольника при наворачивании на прямой круговой цилиндр (рис. 3.1).

Если плоскую фигуру (треугольник, трапецию и т. п.) перемещать по винтовой линии так, чтобы ее плоскость при движении всегда проходила через ось винта, то эта фигура образует резьбу соответствующего профиля (рис. 3.2).

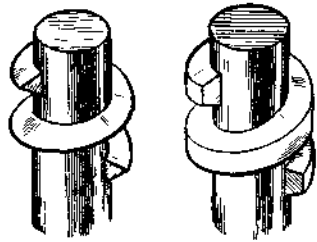


Рис. 3.2. Образование резьбы

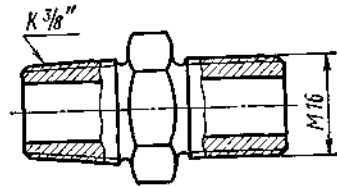


Рис. 3.3. Пример цилиндрической и конической резьбы

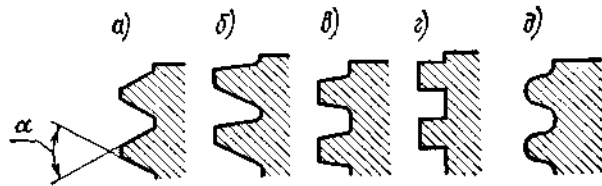


Рис. 3.4. Профили резьб

КЛАССИФИКАЦИЯ РЕЗЬБ

В зависимости от формы поверхности, на которой образуется резьба, различают цилиндрические и конические резьбы (рис. 3.3).

В зависимости от формы профиля резьбы делятся на пять основных типов: **треугольные** (рис. 3.4, а), **упорные** (рис. 3.4, б), **трапециевидные** (рис. 3.4, в), **прямоугольные** (рис. 3.4, г) и **круглые** (рис. 3.4, д).

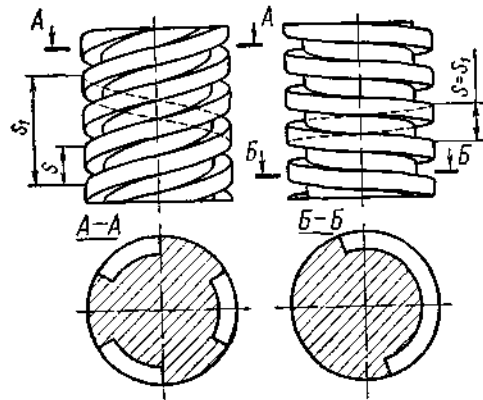


Рис. 3.5. Примеры правой трехзаходной и левой однозаходной резьб

В зависимости от направления винтовой линии резьбы бывают **правые** и **левые** (рис. 3.5). У правой резьбы винтовая линия поднимается слева вверх направо. Левая резьба имеет ограниченное применение.

В зависимости от числа заходов резьбы делятся на **однозаходные** (рис.

3.5, б) и **многозаходные** (рис. 3.5, а). Многозаходные резьбы получаются при перемещении по винтовым линиям нескольких рядом расположенных профилей. Заходность резьбы легко определить с торца винта по числу сбегающих витков. Как правило, *все крепежные резьбовые детали имеют однозаходную резьбу.*

В зависимости от назначения резьбы делятся на **крепежные** и для передачи движения. Крепежные резьбы применяют в резьбовых соединениях; они имеют треугольный профиль, который характеризуется:

а) большим трением, предохраняющим резьбу от самоотвинчивания; б) высокой прочностью; в) технологичностью.

Резьбы для передачи движения применяются в винтовых механизмах и имеют трапецеидальный (реже прямоугольный) профиль, который характеризуется меньшим трением.

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ РЕЗЬБЫ

Основными геометрическими параметрами цилиндрической резьбы являются (рис. 3.6):

d — наружный диаметр — номинальный диаметр резьбы;

d_1 — внутренний диаметр резьбы;

d_2 — средний диаметр резьбы, т. е. диаметр воображаемого цилиндра, на котором ширина витка равна ширине впадины;

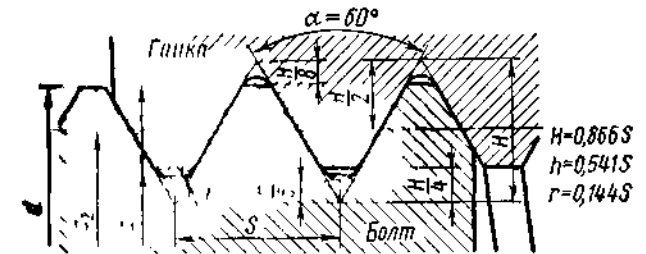


Рис. 3.6. Метрическая резьба

S — шаг резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков в осевом направлении;

S_1 — ход резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении (см. рис. 3.5);

для однозаходной резьбы $S_1 = S$, для многозаходных резьб $S_1 = zS$, где z — число заходов;

α — угол подъема резьбы (см. рис. 3.4);

λ — угол подъема резьбы (см. рис. 3.1), т. е. угол, образованный винтовой линией по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной к оси винта;

$$\boxed{\operatorname{tg} \lambda = \frac{S_1}{\pi d_2}} \quad (3.1)$$

Метрическая резьба (см. рис. 3.6). Это наиболее распространенная из крепежных резьб. Имеет профиль в виде равностороннего треугольника, следовательно, $\alpha = 60^\circ$. Вершины витков и впадин притупляются по прямой или дуге, что уменьшает концентрацию напряжений, предохраняет резьбу от повреждений, а также удовлетворяет нормам техники безопасности. Радиальный зазор в резьбе делает ее *негерметичной*.

По ГОСТ 9150—59 метрические резьбы делятся на резьбы с крупным и мелким шагом (см. табл. 3.1) *В качестве основной крепежной применяют резьбу с крупным шагом*, так как она менее чувствительна к износу и неточностям изготовления. Резьбы с мелким шагом различаются между собой коэффициентом измельчения, т. е. отношением крупного шага к соответствующему мелкому шагу (рис. 3.7). Резьбы с мелким шагом *меньше*

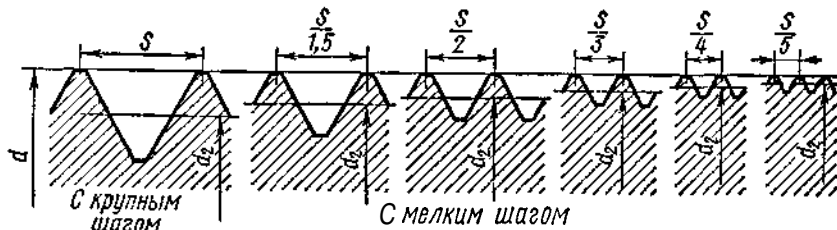


Рис. 3.7. Изменение среднего диаметра метрической резьбы в зависимости от коэффициента измельчения шага

ослабляют деталь и характеризуются повышенным самоторможением, так как при малом шаге угол подъема винтовой линии K мал (см. формулу 3.1). Мелкие резьбы применяются в резьбовых соединениях, подверженных переменным и знакопеременным нагрузкам, а также в тонкостенных деталях*.

Дюймовая резьба** (рис. 3.8). Имеет профиль в виде равнобедренного треугольника с углом при вершине $\alpha = 55^\circ$. Применяется только *при* ремонте деталей импортных машин. Изготавливается по ОСТ НКТП 1260.

Трубная резьба. Трубная цилиндрическая резьба (рис. 3.9) является мелкой дюймовой резьбой, но с закругленными выступами и впадинами. Отсутствие радиальных зазоров делает резьбовое соединение *герметичным*. Применяется для соединения труб. Изготавливается по ГОСТ 6357—52.

Высокую плотность соединения дает трубная коническая резьба (ГОСТ 6211—69).

*) На деталях из пластмасс метрическая резьба изготавливается по ГОСТ 11709-66.

** 1 дюйм равен 25,4 мм,

Резьба метрическая по ГОСТ 9150—59 (извлечение)

Размеры в мм по рис. 3.6

Номинальный диаметр резьбы d	Резьбы с крупным шагом			Резьбы с мелким шагом		
	Шаг резьбы S	Внутренний диаметр d_1	Средний диаметр d_2	Шаг резьбы S	Внутренний диаметр d_1	Средний диаметр d_2
10	1,5	8,376	9,026	1,25	8,647	9,188
12	1,75	10,106	10,863	1,25	10,647	11,188
16	2	13,835	14,701	1,5	14,376	15,026
20	2,5	17,294	18,376	1,5	18,376	19,026
24	3	20,752	22,051	2	21,835	22,701
30	3,5	26,211	27,727	2	27,835	28,701
36	4	31,670	33,402	3	32,752	34,051

Тrapeцидальная резьба (рис. 3.10). Это основная резьба в передаче винт — гайка (см. ниже). Ее профиль — равнобочная трапеция с углом $\alpha = 30^\circ$. Характеризуется небольшими потерями

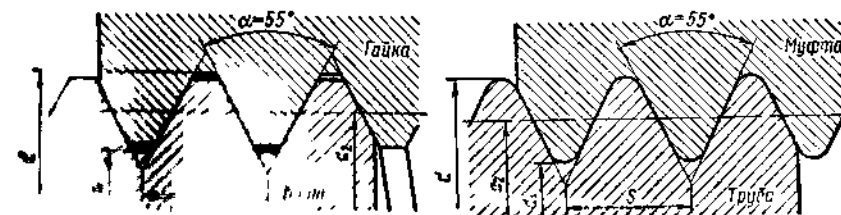


Рис. 3.8. Дюймовая резьба

Рис. 3.9. Трубная резьба

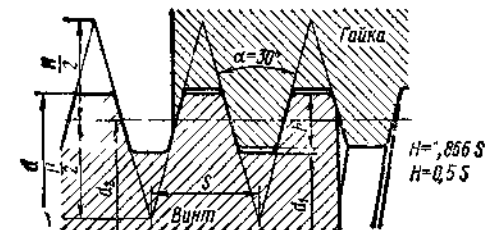


Рис. 3.10. Трапецидальная резьба

на трение, технологична. К.п.д. выше, чем для резьб с треугольным профилем. Применяется для передачи реверсивного движения под нагрузкой (ходовые винты станков и т. п.) Размеры резьбы приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Резьба трапецеидальная по ГОСТ 9484—60 (извлечение)

Размеры в мм по рис. 3.10

Наружный диаметр d	Шаг резьбы S	Средний диаметр d_2	Внутренний диаметр d_1
32	3	30,5	28,5
	6	29	25
	10	27	21
40	3	38,5	36,5
	6	37	33
	10	35	29
50	3	48,5	46,5
	8	46	41
	12	44	37
60	3	58,5	56,5
	8	56	51
	12	54	47

Упорная резьба (рис. 3.11). Имеет профиль в виде неравнобочной трапеции с углом 27° . Для возможности изготовления резьбы фрезерованием рабочая сторона профиля имеет угол наклона 3° . К.п.д. выше, чем у трапецеидальной резьбы. Закругление впадин повышает усталостную прочность винта. Применяется в передаче винт—гайка при больших односторонних осевых нагрузках (грузовые винты прессов, домкратов и т. д.). Изготавливается по ГОСТ 10177—62.

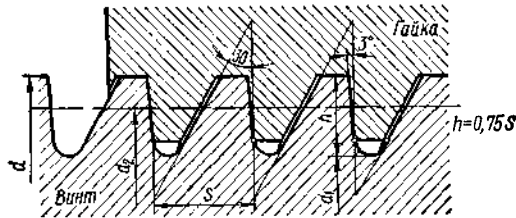


Рис. 3.11. Упорная резьба

Прямоугольная резьба (рис. 3.12). Профиль резьбы — квадрат. Из всех резьб имеет самый высокий к.п.д., так как угол профиля резьбы $\alpha = 0$. Обладает пониженной прочностью. При износе образуются осевые зазоры, которые трудно устранить. Стандарта

нет. Имеет ограниченное применение в малонагруженных передачах винт—гайка.

Круглая резьба (рис. 3.13). Профиль резьбы состоит из дуг, сопряженных короткими прямыми линиями. Угол профиля $\alpha = 30^\circ$. Резьба характеризуется высокой динамической прочностью. Стандарта нет. Имеет ограниченное применение при тяжелых условиях

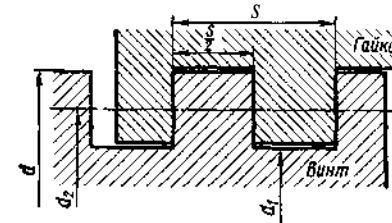


Рис. 3.12 Прямоугольная резьба

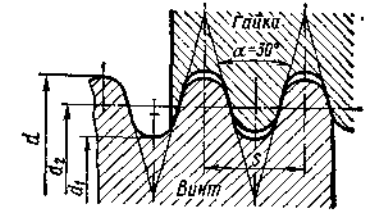


Рис. 3.13 Круглая резьба

эксплуатации в загрязненной среде. Технологична при изготовлении отливкой, накаткой и выдавливанием на тонкостенных изделиях.

СПОСОБЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РЕЗЬБ. КОНСТРУКТИВНЫЕ ФОРМЫ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Способы изготовления резьб. Существует два основных способа изготовления резьб: нарезанием и накатыванием. Нарезание резьб осуществляется резцами, гребенками, плашками, метчиками, резьбовыми головками, фрезами. Накатывание резьб осуществляется гребенками или роликами на резьбонакатных автоматах путем пластической деформации заготовки. Этот способ высокопроизводителен, применяется в массовом производстве при изготовлении стандартных крепежных деталей. Накатанные резьбы имеют повышенную прочность.

Конструктивные формы резьбовых соединений. Основными резьбовыми соединениями являются соединения болтами, винтами и шпильками.

Болтовые соединения (рис. 3.14) наиболее простые и дешевые, так как не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях. Применяются для скрепления деталей небольшой толщины, а также деталей, материал которых не обеспечивает достаточной прочности резьбы.

Соединения винтами (рис. 3.15) применяются для скрепления деталей, одна из которых имеет большую толщину. В отличие от болта винт ввинчивается в резьбовое отверстие детали, гайка отсутствует.

Соединения шпильками (рис. 3.16) применяются тогда, когда по условиям эксплуатации требуется частая разборка соединения деталей, одна из которых имеет большую толщину.

Применение винтов в данном случае привело бы к преждевременному износу резьбы детали при многократном отвинчивании и завинчивании. Шпильку ввинчивают в деталь при помощи гайки, навинченной поверх другой гайки или при помощи шпильковерта.

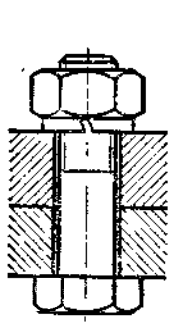


Рис. 3.14. Болтовое соединение

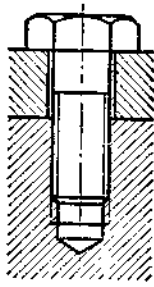


Рис. 3.15. Соединение винтом

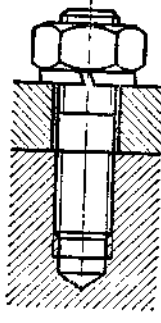


Рис. 3.16. Соединение шпилькой

СТАНДАРТНЫЕ КРЕПЕЖНЫЕ ДЕТАЛИ

Многочисленными стандартами предусмотрены различные геометрические формы и размеры болтов, винтов, шпилек, гаек и шайб.

Болты и крепежные винты. Различают следующие основные типы болтов и винтов.

В зависимости от формы головки болты и винты бывают с шестигранными (рис. 3.17, а), полукруглыми (рис. 3.17, б), цилиндрическими (рис. 3.17, в), потайными

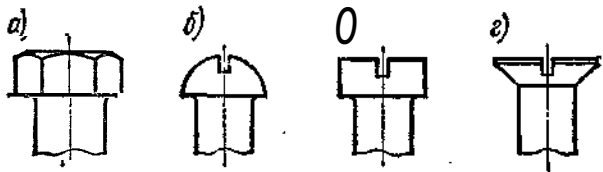


Рис. 3.17. Формы головок болтов и винтов

(рис. 3.17, г) и другими головками. Форму головки выбирают в зависимости от необходимого усилия затяжки, пространства для поворота ключа, внешнего вида и т. д.

Болты и винты с шестигранными головками применяют чаще других, так как они допускают большое усилие затяжки и требуют небольшого поворота ключа ($1/6$ оборота) до перехвата.

В зависимости от формы стержня болты и винты бывают с нормальным стержнем (рис. 3.18, а); с подголовком

(рис. 3.18, б); с утолщенным точно обработанным стержнем для постановки без зазора в отверстие из-под развертки (рис. 3.18, в); со стержнем уменьшенного диаметра ненарезанной части для повышения упругой податливости и выносливости при динамических нагрузках (рис. 3.18, г).

В зависимости от точности изготовления болты и винты бывают нормальной и повышенной точности.

В зависимости от назначения болты и винты бывают общего назначения, установочные и специальные. Установочные винты применяют для фиксации положения деталей (см. рис. 11.12, стр. 297). По форме головок и концов они разделяются на большое число типов (рис. 3.19). К специальным болтам относятся фундаментные (рис. 3.20, а), болты конусные для отверстий из-под развертки (рис. 3.20, б), грузовые винты (рым-болты, рис. 3.20, в) и многие другие.

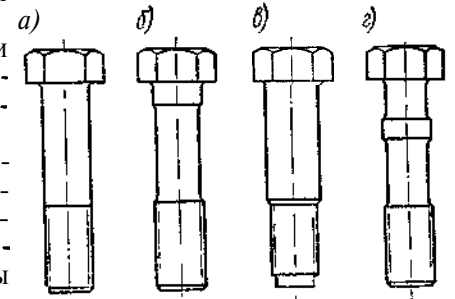


Рис. 3.18. Формы стержня болтов и винтов

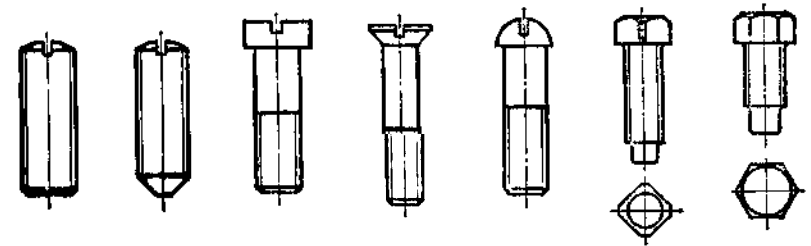


Рис. 3.19. Установочные винты

Шпильки. Шпильки изготавливают по ГОСТ 11765—66 без проочки (рис. 3.21, а) и с проточкой (рис. 3.21, б). В зависимости от материала детали глубина завинчивания шпилек в гнездо различная. Для чугунных деталей применяют шпильки с глубиной завинчивания $l_1 \approx 1,35d$ (тип I), для стальных $l_1 \approx d$ (тип II).

При динамических нагрузках прочность шпилек выше, чем болтов.

Гайки. Различают гайки нескольких основных типов.

В зависимости от формы гайки бывают шестигранные (рис. 3.22), круглые (рис. 3.23, а), гайки-барашки (рис. 3.23, б) и др. Наиболее распространены шестигранные гайки. Круглые гайки применяют для фиксации деталей при малых осевых нагрузках.

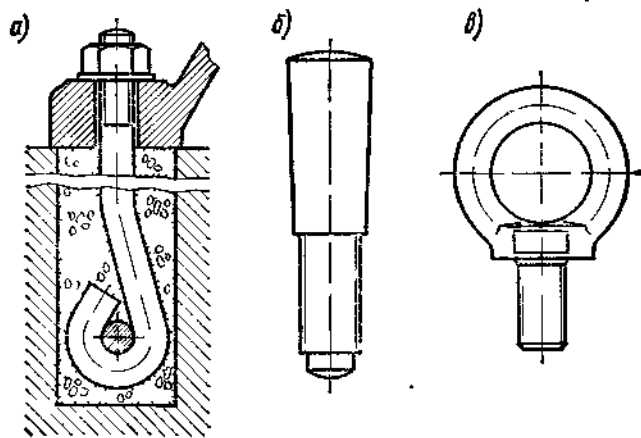


Рис 3 20. Примеры специальных болтов

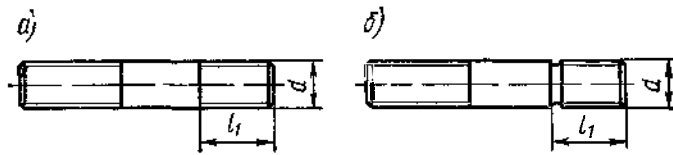


Рис. 3 21. Шпильки

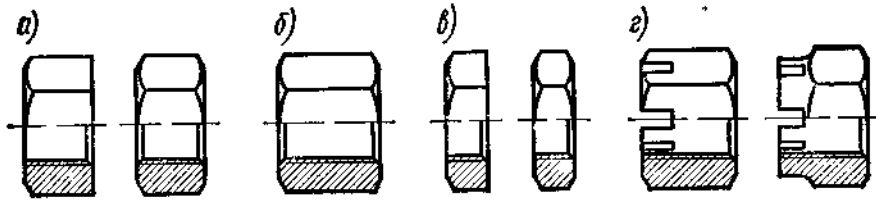


Рис 3 22 Гайки шестигранные

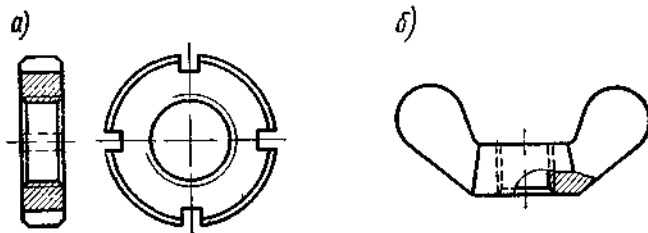


Рис 3 23. Гайка круглая и гайка-барашек

В зависимости от высоты шестигранные гайки бывают нормальные (см. рис. 3.22, а), высокие (рис. 3 22, б) и низкие (рис. 3.22, в). Высокие гайки применяют при частых разборках и сборках для уменьшения износа резьбы. Прорезные и корончатые гайки (рис. 3.22, г) также выполняют высокими.

В зависимости от точности изготовления шестигранные гайки, аналогично болтам, бывают нормальной и повышенной точности.

Шайбы. Шайбы подкладываются под гайки; они служат для предохранения деталей от задиrow и увеличения опорной поверхности. Шайбы бывают точеные (рис. 3.24, а) и штампованные (рис. 3 24, б). Имеется большая группа стандартных стопорных шайб, которые применяют для предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания.

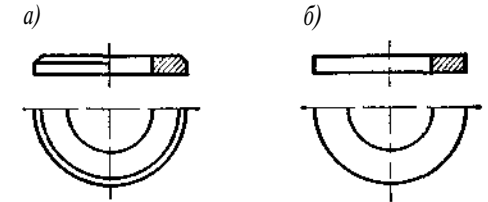


Рис 3 24. Шайбы

СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Все стандартные резьбы удовлетворяют условию самоторможения, так как их угол подъема резьбы λ значительно меньше углы трения. Однако практика эксплуатации машин показала, что при динамических нагрузках происходит самоотвинчивание гаек и винтов. Существуют многочисленные средства стопорения резьбовых соединений, которые основаны на следующих основных принципах:

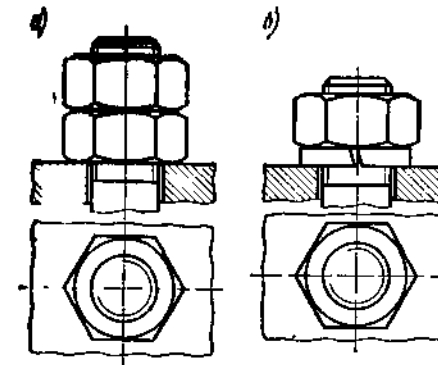


Рис 3 25. Стопорение дополнительным трением в резьбе

1. **Стопорение дополнительным трением** в резьбе при помощи контргаек, пружинных шайб и т. п. При стопорении контргайкой (рис. 3.25 а), дополнительное трение в резьбе возникает за счет упругих сил растянутого участка болта между гайками.

В настоящее время контргайки применяются редко из-за двойного расхода гаек и отсутствия надежности стопорения.

Пружинные шайбы (рис. 3.25, б) представляют один виток цилиндрической винтовой пружины с квадратным сечением и заостренными краями. Вследствие большой упругости они поддер-

живают натяг в резьбе. Острые края шайбы, врезаясь в торцы гайки и детали, препятствуют самоотвинчиванию гайки.

2. Стопорение фиксирующими деталями, т. е. шплинтами (рис. 3.26, а), проволокой (рис. 3.26, б), различными стопорными шайбами с лапками, которые отгибают после завинчивания гаек или винтов (рис. 3.26, в).

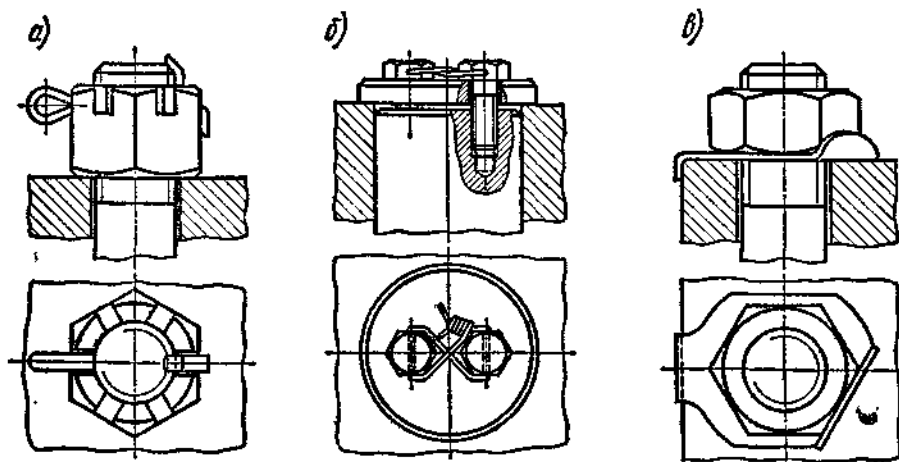


Рис. 3.26. Стопорение фиксирующими деталями

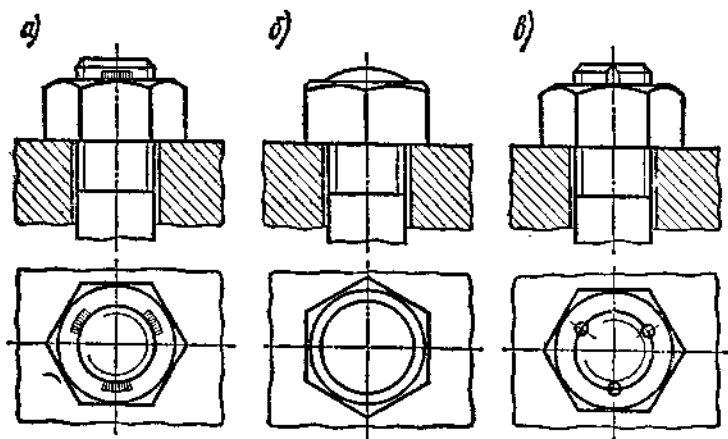


Рис. 3.27. Стопорение приваркой и пластическим деформированием

3. Стопорение приваркой (рис. 3.27, а) или пластическим деформированием: расклепыванием (рис. 3.27, б), кернением (рис. 3.27, в). Применяются, когда соединение не требует разборки.

4. Стопорение с помощью паст и лаков.

Контрольные вопросы

1. Дайте классификацию резьб, применяемых в машиностроении.
2. Почему все крепежные резьбы выполняют однозаходными с треугольным профилем?
3. Что называется шагом и ходом резьбы?
4. Объясните, почему метрические резьбы с мелким шагом рекомендуется применять в соединениях, подверженных знакопеременным нагрузкам?
5. Когда в резьбовых соединениях следует применять шпильки? Приведите пример.
6. Назовите способы стопорения резьбовых соединений. Приведите примеры.

Дополнительная литература

[7], т. 1, стр. 477—658.
[12], листы 8—16.

ЗАНЯТИЕ 7

СИЛОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ В ВИНТОВОЙ ПАРЕ

Рассмотрим усилия, возникающие в винтовой паре с прямоугольной резьбой (рис. 3.28). Гайка нагружена осевой силой Q и равномерно вращаясь под действием окружного усилия P , приложенного по касательной к окружности среднего диаметра

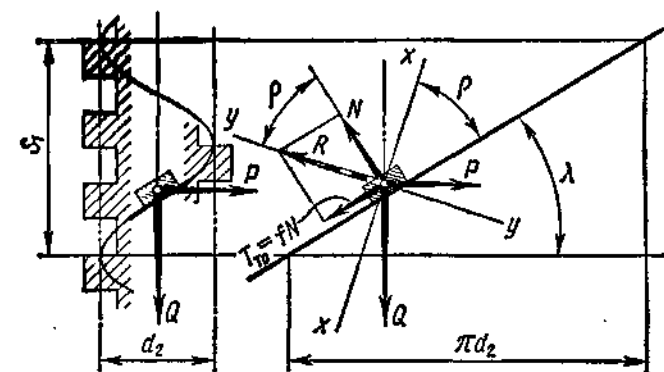


Рис. 3.28. Схема усилий в винтовой паре

резьбы d_2 , перемещается вверх. Развернем виток резьбы в наклонную плоскость, а всю гайку представим в виде ползуна. При равномерном перемещении вверх по наклонной плоскости ползун находится в состоянии равновесия под действием системы сил P , Q , N и $T_{тр}$, из которых N — нормальная реакция наклонной плоскости, а $T_{тр} = fN$ — сила трения.

Заменим силы N и $T_{тр}$ их равнодействующей R . Угол ρ между векторами сил R и N называется **углом трения**. Из теоретической механики известно, что $\operatorname{tg} \rho = f$, где f — коэффициент трения. Проектируя систему сил на ось $x-x$, расположенную под углом $\lambda + \rho$ к горизонтали, получим

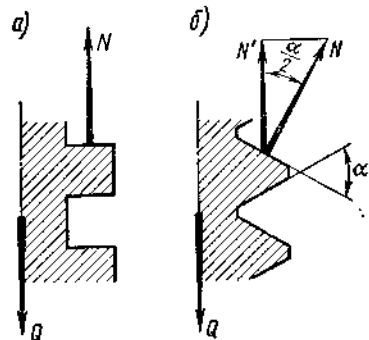
$$\sum X = 0; \quad -Q \sin(\lambda + \rho) + P \cos(\lambda + \rho) = 0^*,$$

откуда

$$P = Q \operatorname{tg}(\lambda + \rho). \quad (a)$$

Полученная зависимость между P и Q справедлива только для прямоугольной резьбы.

В треугольной и трапецидальной (остроугольных) резьбах имеется повышенное трение вследствие клинчатой формы витков резьбы. Связь между силами трения в прямоугольной и остроугольной резьбах легко получить, если предположить, что витки резьбы перпендикулярны к оси винта, т. е. $\lambda = 0$.



Согласно рис. 3.28 сила трения в прямоугольной резьбе $T_{тр} = fN$, но при $\lambda = 0$ нормальная реакция $N = Q$ (рис. 3.29, а), следовательно,

$$T_{тр} = fQ. \quad (б)$$

Рис. 3.29. Схемы сил на витках прямоугольной и треугольной резьбы при $\lambda = 0$

Для треугольной резьбы также $T_{тр} = fN$, где $N = \frac{N'}{\cos \alpha/2}$ (рис. 3.29, б). При $\lambda = 0$ составляющая нормальной реакции $N' = Q$, следовательно,

$$T_{тр} = f \frac{Q}{\cos \alpha/2} = \frac{f}{\cos \alpha/2} Q = f' Q, \quad (3.2)$$

где $f' = \frac{f}{\cos \alpha/2}$ — приведенный коэффициент трения.

Приведенный угол трения

$$\rho' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha/2}. \quad (3.3)$$

Таким образом, для определения окружного усилия P в винтовой паре с треугольной или трапецидальной резьбой в фор-

* Усилие R расположено перпендикулярно к оси $x-x$ и проектируется в точку.

мулу (а) необходимо подставить вместо действительного приведенный угол трения, т. е.

$$P = Q \operatorname{tg}(\lambda + \rho'). \quad (3.4)$$

МОМЕНТ ЗАВИНЧИВАНИЯ

При завинчивании гайки или винта к ключу прикладывают момент завинчивания (рис. 3.30)

$$M_{зав} = P_p L = M + M_{тр},$$

где P_p — усилие на конце ключа;

L — расчетная длина ключа;

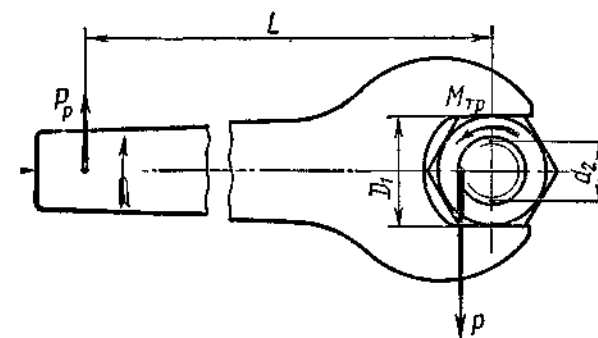


Рис. 3.30. Схема для определения момента завинчивания

M — момент в резьбе от окружного усилия P , приложенного по касательной к окружности среднего диаметра резьбы d_2 ;

$$M = P \frac{d_2}{2} = V \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho'), \quad (3.5)$$

V — усилие затяжки болта (взамен внешней осевой силы Q);

$M_{тр}$ — момент трения на опорном торце гайки или головки винта.

Опорный торец гайки представляет кольцо (рис. 3.31), на поверхности которого действует среднее давление

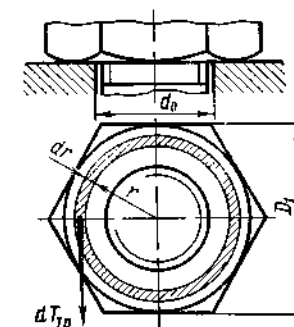


Рис. 3.31. Схема для определения момента трения на опорном торце гайки

$$p = \frac{4V}{\pi(D_1^2 - d_0^2)},$$

где D_1 — наружный диаметр опорного торца гайки, равный ее размеру «под ключ»;

d_0 — диаметр отверстия под болт в детали.

Разобьем площадь опорного торца гайки на элементарные кольца радиуса r и толщины dr . На каждом элементарном кольце действует сила трения

$$dT_{\text{тр}} = f p \cdot 2\pi r dr,$$

где $2\pi r dr$ — площадь элементарного кольца. Момент трения на элементарном кольце

$$dM_{\text{тр}} = r dT_{\text{тр}} = 2\pi f p r^2 dr.$$

Момент трения на торце гайки

$$M_{\text{тр}} = \int_{\frac{d_0}{2}}^{\frac{D_1}{2}} dM_{\text{тр}} = \int_{\frac{d_0}{2}}^{\frac{D_1}{2}} 2\pi f p r^2 dr = 2\pi f \int_{\frac{d_0}{2}}^{\frac{D_1}{2}} \frac{4V}{\pi(D_1^2 - d_0^2)} r^2 dr = V \frac{1}{3} \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2}. \quad (3.6)$$

Следовательно, момент завинчивания (момент на ключе)

$$M_{\text{зав}} = P_p L = V \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') + \frac{f}{3} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right]. \quad (3.7)$$

Пример 4. Болт М20 затягивают гаечным ключом, расчетная длина которого $L = 14d$. Усилие рабочего на конце ключа $P_p = 160$ н. Определить усилие затяжки болта V , если коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,15$.

Решение. 1. По табл. 3.1 для М20 имеем $S = 2,5$ мм, $d_2 = 18,376$ мм. Угол подъема однозаходной резьбы (формула 3.1)

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{S}{\pi d_2} = \frac{2,5}{\pi \cdot 18,376} = 0,0433; \quad \lambda = 2^\circ 29'.$$

2. Приведенный угол трения (формула 3.3)

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha/2} = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{\cos 30^\circ} = 9^\circ 50'.$$

3. Момент на ключе от усилия P_p (формула 3.7)

$$M_{\text{зав}} = P_p L = P_p \cdot 14d = 160 \cdot 14 \cdot 20 = 44,8 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

4. Гайка М20 по ГОСТ 5915—70 имеет размер «под ключ» $D_1 = 30$ мм. Диаметр отверстия под болт принимаем $d_0 = 21$ мм.

Усилие затяжки болта (формула 3.7)

$$V = \frac{M_{\text{зав}}}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') + \frac{f}{3} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2}} = \frac{44,8 \cdot 10^3}{\frac{18,376}{2} \operatorname{tg}(2^\circ 29' + 9^\circ 50') + \frac{0,15}{3} \cdot \frac{30^3 - 21^3}{30^2 - 21^2}} \approx 1100 \text{ н}.$$

Выигрыш в силе составляет

$$\frac{V}{P_p} = \frac{1100}{160} \approx 6,9 \text{ раза}.$$

Задача 3. Какое усилие должен приложить рабочий к ключу в конце затяжки гайки болта М16, если $V = 10$ кн, коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,13$? Размер гайки «под ключ» $D_1 = 24$ мм, диаметр отверстия под болт $d_0 = 17$ мм, расчетная длина ключа $L = 14d$.

Ответ. $P_p \approx 124$ к.

САМОТОРМОЖЕНИЕ В ВИНТОВОЙ ПАРЕ

Условие самоторможения в винтовой паре, при котором статическая осевая нагрузка не вызывает самоотвинчивания гайки, выражается неравенством $\lambda < \rho'$. Все крепежные резьбы самоторможение. (В примере 4 метрическая резьба с крупным шагом М20) имеет угол подъема $\lambda = 2^\circ 29'$, а приведенный угол трения $\rho' = 9^\circ 50'$, следовательно, самоторможение обеспечивается.) Метрические резьбы с малым шагом имеют меньший угол λ , следовательно, самоторможение этих резьб надежнее.

К. П. Д. ВИНТОВОЙ ПАРЫ

К. п. д. винтовой пары $\eta_{в.п}$ определяется отношением полученной работы на винте — $A_{п}$ к затраченной работе за один оборот винта или гайки — A_3 . Согласно рис. 3.28

$$A_{п} = Q S_1 = Q \pi d_2 \operatorname{tg} K; \quad A_3 = P \pi d_2 = Q \operatorname{tg}(K + \rho') \pi d_2.$$

Следовательно,

$$\eta_{в.п} = \frac{A_{п}}{A_3} = \frac{\operatorname{tg} K}{\operatorname{tg}(K + \rho')} \quad (3.8)$$

Из анализа формулы (3.8) следует, что $\eta_{в.п}$ возрастает с увеличением K . В самоторможящей винтовой паре при $K < \rho'$ к. п. д.

винтовой пары $\eta_{в.п} < 0,5$ (для крепежных резьб величина $\eta_{в.п}$ не имеет значения). Винтовая пара с прямоугольной резьбой имеет самый высокий $\eta_{в.п}$ по сравнению с другими резьбами, так как у этой резьбы $\rho' = \rho$.

Для увеличения K , а следовательно, для повышения к. п. д., применяют многозаходную резьбу с крупным шагом (формула 3.1), а для уменьшения ρ' — смазку и антифрикционные материалы (бронзу и др.).

Контрольные вопросы

1. Почему в метрической резьбе возникает наибольшая сила трения по сравнению с другими резьбами при одной и той же осевой силе Q ?

2. Докажите, что для метрической резьбы при $f = 0,15$, $\lambda \approx 2^\circ 30'$, $d_2 \approx 0,9d$ и $\frac{D_1 + d_0}{2d_2} \approx 1,4$ $M_{зав} \approx 0,24Vd$.

3. Объясните, почему самоторможение резьб с мелким шагом надежнее, чем с крупным.

Дополнительная литература

[18], стр. 64; задача 5.17.

ЗАНЯТИЕ 8

МАТЕРИАЛЫ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

При выборе материала для резьбовых деталей учитывают величину и характер нагрузки, условия работы, способ изготовления. Стандартные крепежные резьбовые детали общего назначения изготавливают из мало- и среднеуглеродистых сталей Ст. 3, Ст. 4, 10, А12, 20, 35 и др. Эти стали в условиях массового производства позволяют изготавливать резьбовые детали методом холодной штамповки с последующей накаткой резьбы. Они хорошо обрабатываются резанием. Легированные стали 35Х, 30ХГСА применяют для весьма ответственных винтов, болтов, шпилек и гаек.

Резьбовые изделия, подверженные действию воды или других окислительных сред, оксидируют, омедняют, оцинковывают и т. п. для повышения коррозионной стойкости. В настоящее время для резьбовых деталей применяют также неметаллические материалы (нейлон, полиамид и др.).

Механические свойства сталей для резьбовых соединений указаны ниже:

Марка стали	Предел текучести σ_T , н/мм ²
Ст. 3	230
А12	240
20	245
Ст. 4	260
25	275
35	314
35Х	375

РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

Основным критерием работоспособности резьбовых соединений является прочность. Все стандартные болты, винты и шпильки изготавливают равнопрочными на разрыв стержня по резьбе, на срез резьбы и на отрыв головки, поэтому расчет на прочность резьбового соединения обычно производится только по одному основному критерию работоспособности — прочности нарезанной части их стержня, при этом определяют внутренний диаметр резьбы d_1 . Длину болта, винта или шпильки принимают в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры деталей резьбового соединения (гайки, шайбы и др.) принимают в зависимости от диаметра резьбы по ГОСТу.

Рассмотрим основные случаи расчета резьбовых соединений.

Случай 1. Болт нагружен осевой растягивающей силой Q . Гайка завинчивается, но не затягивается. Последующая затяжка болта отсутствует.

Этот случай встречается редко. Примером служит болтовое соединение грузовой скобы (рис. 3.32). Расчет сводится к определению внутреннего диаметра резьбы d_1 из условия прочности на растяжение

$$\sigma_p = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p,$$

откуда

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi [\sigma]_p}}. \quad (3.9)$$

где $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение на растяжение для винта (болта);

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[n_T]}, \quad (3.10)$$

σ_T — предел текучести материала болта (стр. 52);

$[n_T]$ — требуемый (допускаемый) коэффициент запаса прочности.

Для болтов из углеродистой стали принимают $[n_T] = 1,5 \div 3$. Большие значения коэффициента запаса $[n_T]$ принимают при невысокой точности определения величины нагрузки Q или для конструкций повышенной ответственности.

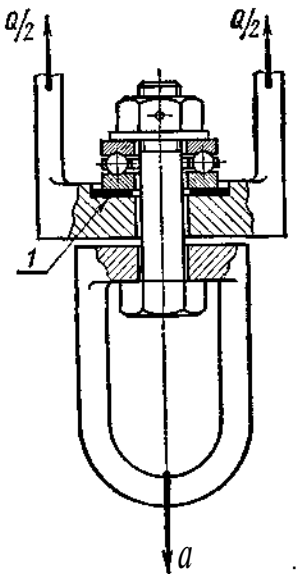


Рис. 3.32. Грузовая скоба (1 — свинцовое кольцо)

Пример 5. Определить диаметр резьбы болта для крепления скобы (см. рис. 3.32). Нагрузка статическая $Q = 15$ кн. Материал болта — сталь 20.

Решение. 1. Для стали 20 $\sigma_T = 245$ н/мм² (стр. 52). Для резьбового соединения принимаем $[n_T] = 2$ (см. выше). По формуле (3.10) допускаемое напряжение при растяжении

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[n_T]} = \frac{245}{2} = 122,5 \text{ н/мм}^2.$$

2. Внутренний диаметр резьбы болта (формула 3.9)

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 15 \cdot 10^3}{\pi \cdot 122,5}} = 12,48 \text{ мм.}$$

По табл. 3.1 принимаем резьбу М16,

Случай 2. Винт нагружен осевой растягивающей силой Q . Гайка заворачивается, но не затягивается. Затягивание резьбы производится под нагрузкой.

Примером является резьбовое соединение винтовой стяжки (рис. 3.33). В период подтягивания под нагрузкой винт испыты-

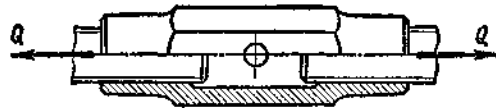


Рис. 3.33. Винтовая стяжка

вает растяжение и кручение. Напряжение растяжения от силы Q

$$\sigma_p = \frac{4Q}{\pi d_1^2}.$$

Напряжение кручения от момента в резьба

$$\tau_k = \frac{M}{W_k} = \frac{Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho')}{\frac{\pi}{16} d_1^3}.$$

Отношение напряжений

$$\frac{\tau_k}{\sigma_p} = \frac{Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') \pi d_1^2}{\frac{\pi}{16} d_1^3 4Q} = 2 \frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\lambda + \rho').$$

Принимая для метрической резьбы с крупным шагом $d_2 \approx 1,1 d_1$, $\lambda = 2^\circ 30'$ и $\rho' = 9^\circ 45'$, получим $\frac{\tau_k}{\sigma_p} \approx 0,5$ или $\tau_k \approx 0,5 \sigma_p$. Эквивалентное напряжение для винта по гипотезе энергии формоизменения

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3(0,5\sigma_p)^2} \approx 1,3\sigma_p. \quad (a)$$

Из формулы (а) следует, что подтягивание резьбы под нагрузкой повышает расчетное напряжение в винте примерно на 30% по сравнению со случаем простого растяжения. Таким образом, расчет винта на совместное действие растяжения и кручения можно заменить расчетом на растяжение, принимая для расчета не внешнюю нагрузку Q , а увеличенную с учетом кручения $Q_{\text{расч}}$. Для метрических резьб

$$Q_{\text{расч}} = 1,3Q^* \quad (3.11)$$

В данном случае внутренний диаметр резьбы винта определяется из условия прочности:

$$\sigma_{\text{э.в}} = \frac{4Q_{\text{расч}}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p,$$

откуда

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4Q_{\text{расч}}}{\pi[\sigma]_p}}, \quad (3.12)$$

где $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение для винта (болта), определяемое по формуле (3.10).

Требуемый (допускаемый) коэффициент запаса прочности $[n_T]$ принимают по табл. 3.3 в зависимости от материала, характера нагрузки и диаметра резьбы d .

В начале расчета ориентировочно задаются диаметром резьбы d и по табл. 3.3 для соответствующего интервала диаметров принимают $[n_T]$. Если в результате расчета получится d , который не лежит в ранее принятом интервале диаметров, то задаются другим значением d и расчет повторяют.

Для силовых соединений не допускаются болты диаметром d меньше 8 мм, так как болты малых диаметров легко перетянуть при сборке до возникновения в них остаточных деформаций.

Аналогичный расчет рекомендуется для затянутых болтов, не нагруженных внешней осевой нагрузкой,

Таблица 3.3

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

Сталь	Постоянная нагрузка			Переменная нагрузка		
	Диаметр резьбы d , мм			Диаметр резьбы d , мм		
	от 6 до 16	св 16 до 30	св 30 до 60	от 6 до 16	св 16 до 30	св 30 до 60
Углеродистая	5—4	4—2,5	2,5—1,6	10—6,5	6,5	6,5—5
Легированная	6,6—5	5—3,3	3,3	7,5—5	5	5—4

* Для трапецидальных резьб $Q_{\text{расч}} = 1,25Q$, для упорных и прямоугольных резьб $Q_{\text{расч}} = 1,2Q$.

При контролируемой затяжке (этот контроль можно осуществлять специальными динамометрическими ключами и др.) величина $[n_r]$ не зависит от диаметра резьбы a . В этом случае

для углеродистых сталей $[n_r] = 1,7-2,2$;

» легированных » $[n_r] = 2-3$.

Большие значения коэффициента запаса принимают при невысокой точности определения действующих нагрузок или для конструкций повышенной ответственности.

Пример 6. Винтовая стяжка имеет правую и левую метрическую резьбу с крупным шагом (см. рис. 3.33). Определить диаметр резьбы, если максимальная осевая нагрузка $Q = 20$ кН. Материал винтов — сталь 20. Нагрузка постоянная.

Решение. 1. Для резьбового соединения с неконтролируемой затяжкой по табл. 3.3 принимаем $[n_r] = 3$ в предположении, что наружный диаметр резьбы будет в интервале $16-30$ мм. Для стали 20 $\sigma_r = 245$ Н/мм² (стр. 52). По формуле (3.10) допускаемое напряжение

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_r}{[n_r]} = \frac{245}{3} = 81,7 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Расчетная нагрузка (формула 3.11)

$$Q_{\text{расч}} = 1,3Q = 1,3 \cdot 20 = 26 \text{ кН.}$$

3. Внутренний диаметр резьбы винтов (формула 3.12)

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4Q_{\text{расч}}}{\pi [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 26 \cdot 10^3}{\pi \cdot 81,7}} = 20,1 \text{ мм.}$$

По табл. 3.1 принимаем резьбу М24.

Задача 4. Определить допускаемую нагрузку $[Q]$ винтовой стяжки, винты которой изготовлены из стали 35 и имеют резьбу М12. Допускаемый коэффициент запаса прочности $[n_r] = 4,2$.

Ответ. $[Q] \approx 4,6$ кН.

Случай 3. Болтовое соединение нагружено поперечной силой T .

В этом соединении (рис. 3.34) болт ставится с зазором в отверстия деталей. При затяжке болта на стыке деталей возникают силы трения, которые препятствуют относительному их сдвигу. Внешняя сила T непосредственно на болт не передается, поэтому его рассчитывают по силе затяжки V :

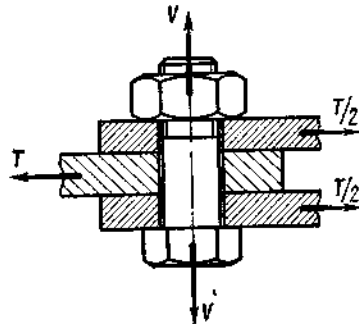


Рис. 3.34. Схема для расчета болта, нагруженного поперечной силой

$$V = \frac{Tk}{fiz}, \quad (3.13)$$

где $k = 1,2-2$ — коэффициент запаса по сдвигу деталей;

f — коэффициент трения. Для стальных и чугунных поверхностей $f = 0,15-0,20$.

$i = 1-2$ — число стыков (на рис. 3.34 $i = 2$);

z — число болтов (в расчете задаются).

При затяжке болт работает на растяжение и кручение, следовательно,

$$V_{\text{расч}} = 1,3V. \quad (3.14)$$

Внутренний диаметр резьбы болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4V_{\text{расч}}}{\pi [\sigma]_p}}. \quad (3.15)$$

Допускаемое напряжение $[\sigma]_p$ определяется так же, как во втором случае расчета (см. стр. 55).

В болтах, поставленных с зазором, усилие затяжки V значительно больше поперечной силы T , что требует больших диаметров болтов или большого числа их. Например, при $k = 1,5$, $f = 0,15$, $i = 1$ и $z = 2$ по формуле (3.13)

$$V = \frac{T \cdot 1,5}{0,15 \cdot 1 \cdot 2} = 5T.$$

Для разгрузки болтов от поперечной силы применяют различные замки, втулки, штифты и др. (рис. 3.35). Роль болта в та-

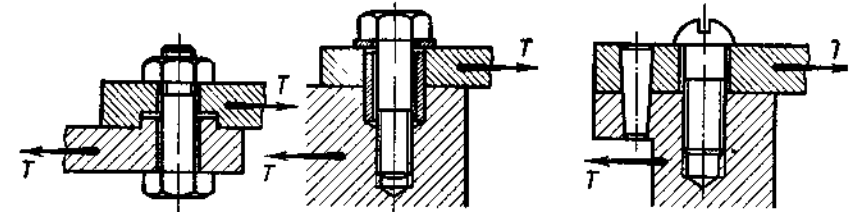


Рис. 3.35. Устройства для разгрузки болтов от поперечных сил

ких случаях сводится к обеспечению плотного соприкосновения деталей. Для уменьшения диаметров болтов применяют также точеные (калиброванные) болты, устанавливаемые в отверстия изпод развертки. Они могут быть цилиндрическими (рис. 3.36, а) или конусными (рис. 3.36, б). Эти болты работают на срез, как штифты. Диаметр стержня болта d_0 при этом значительно меньше; его определяют из условия прочности на срез:

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4T}{\pi iz [\tau_{ср}]}}. \quad (3.16)$$

где $i = 1 \div 2$ — число плоскостей среза болта (на рис. 3.36 $i = 1$);
 z — число болтов;

$[\tau]_{\text{ср}}$ — допускаемое напряжение на срез стержня болта;

$$[\tau]_{\text{ср}} = (0,2 \div 0,3) \sigma_T. \quad (3.17)$$

Резьбу болта не рассчитывают, так как отсутствует затяжка резьбы. Соединения болтами, установленными в отверстия из-под развертки, имеют повышенную стоимость из-за сравнительной сложности технологии изготовления.

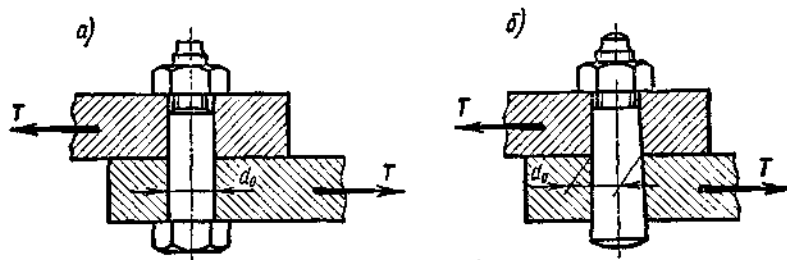


Рис. 3.36. Схемы для расчета болтов, поставленных без зазора в отверстия из-под развертки

Пример 7. Стальные полосы, растянутые усилием $T = 2,8 \text{ кН}$, крепятся при помощи двух болтов, выполненных из стали А12 (см. рис. 3.34). Определить диаметр болтов. Нагрузка постоянная.

Решение. 1. Для болтового соединения с неконтролируемой затяжкой по табл. 3.3 принимаем $[n_T] = 3,5$ в предположении, что наружный диаметр резьбы будет в интервале 16 — 30 мм. Для стали А12 $\sigma_T = 240 \text{ Н/мм}^2$ (стр. 52). Допускаемое напряжение растяжения (формула 3.10)

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[n_T]} = \frac{240}{3,5} = 68,5 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Принимаем: коэффициент запаса по сдвигу листов $k = 1,6$ (см. стр. 57) и коэффициент трения $f = 0,16$.

Необходимое усилие затяжки болта (формула 3.13)

$$V = \frac{Tk}{fz} \approx \frac{2,8 \cdot 1,6}{0,16 \cdot 2} \approx 7 \text{ кН}.$$

3. По формуле (3.14) расчетное усилие затяжки болта

$$V_{\text{расч}} = 1,3V = 1,3 \cdot 7 = 9,1 \text{ кН}.$$

4. Внутренний диаметр резьбы (формула 3.15)

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4V_{\text{расч}}}{\pi[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,1 \cdot 10^3}{\pi \cdot 68,5}} = 13,15 \text{ мм}.$$

По табл. 3.1 принимаем резьбу М16.

Задача 5. Из условия прочности на срез определить число конусных болтов для крепления двух стальных полос, растянутых усилием $T = 25 \text{ кН}$ (см. рис. 3.36, б). Диаметр стержня болтов $d_0 = 15 \text{ мм}$; материал болтов — сталь 35,

Ответ: $z = 2$ при $[\tau]_{\text{ср}} = 0,25 \sigma_T$.

Контрольные вопросы

1. Какие марки сталей применяют для изготовления резьбовых деталей?
2. Как определяют допускаемые напряжения на растяжение для незатянутого болта, нагруженного внешней растягивающей осевой силой?
3. Докажите, что при затяжке болта с метрической резьбой с крупным шагом расчетную нагрузку следует принимать в 1,3 раза больше силы, растягивающей болт.
4. Какими достоинствами обладают соединения болтами, поставленными в отверстия из-под развертки?

Дополнительная литература

[11], стр. 52—53.

[18], стр. 66, 67, примеры 5.22, 5.26.

ЗАНЯТИЕ 9

Случай 4. Болтовое соединение предварительно затянуто. При сборке и нагружено внешней осевой растягивающей силой,

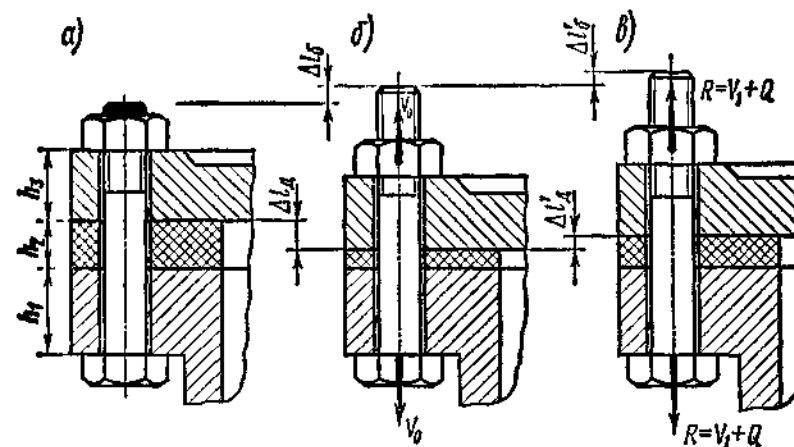


Рис. 3.37. Схема для расчета болтового соединения:

а — болт не затянут; б — болт затянут; в — к затянутому болту приложена внешняя сила Q

Этот случай соединения (рис. 3.37) часто встречается в машиностроении для крепления крышек цилиндров, подшипниковых узлов и т. п.

Обозначим: V_0 —сила предварительной затяжки болта при сборке; Q —внешняя растягивающая нагрузка, приходящаяся на один болт.

Предварительная затяжка болта (при сборке) должна обеспечить плотность соединения и отсутствие, как говорят, раскрытия стыка после приложения внешней (рабочей) нагрузки Q .

В результате предварительной затяжки болта силой V_0 (рис. 3.37, б) он удлинится на величину Δl_6 , а детали стыка сожмутся на Δl_d (на рис. 3.37 для большей наглядности величины Δl_6 и Δl_d сильно увеличены).

При действии на предварительно затянутый болт внешней растягивающей нагрузки Q (рис. 3.37, в) болт дополнительно удлинится на величину $\Delta l_6'$, а сжатые детали частично разгрузятся и восстановят свою толщину на A/d , причем, в пределах до раскрытия стыка,

$$\Delta l_6' = \Delta l_d'. \quad (a)$$

Действие сжатых деталей на болт уменьшится и составит V_1 (рис. 3.37, в), которое называется остаточным усилием затяжки.

Полное усилие, действующее на болт,

$$R = V_1 + Q.$$

Задача об определении результирующей нагрузки болта статически неопределима и решается с помощью уравнения перемещений.

По закону Гука, упругие удлинения (укорочения) прямо пропорциональны нагрузкам, т. е.

$$\begin{aligned} \Delta l_6' &= \beta_6 (R - V_0) = \beta_6 (V_1 + Q - V_0); \\ \Delta l_d' &= \beta_d (V_0 - V_1), \end{aligned}$$

где β_6 и β_d —коэффициенты податливости соответственно болта и соединяемых деталей, численно равные изменениям длин под действием силы в 1 н*.

Подставляя значения $\Delta l_6'$ и $\Delta l_d'$ в уравнение (а), получим

$$\beta_6 (V_1 + Q - V_0) = \beta_d (V_0 - V_1),$$

откуда

$$V_1 = V_0 - \frac{\beta_6}{\beta_6 + \beta_d} Q. \quad (б)$$

* Из курса «Сопротивление материалов» известно, что для бруса постоянного сечения $\beta = \frac{l}{EF}$, где l , E и F —соответственно длина, модуль продольной упругости и площадь поперечного сечения бруса.

Полное усилие, растягивающее болт,

$$R = V_1 + Q = \left(V_0 - \frac{\beta_6}{\beta_6 + \beta_d} Q \right) + Q = V_0 + \frac{\beta_d}{\beta_6 + \beta_d} Q.$$

Величина $\frac{\beta_d}{\beta_6 + \beta_d} = \chi$ называется коэффициентом внешней нагрузки. Следовательно, полное усилие

$$R = V_0 + \chi Q. \quad (в)$$

В большинстве случаев расчет коэффициентов податливости β_6 и β_d связан с большими трудностями. Опыт расчетов и эксплуатации конструкций показывает, что коэффициент χ обычно не большой.

При приближенных расчетах принимают:

для соединений стальных и чугунных деталей, без упругих прокладок $\chi = 0,2 \div 0,3$;

для соединений стальных и чугунных деталей с упругими прокладками (асбест, паронит, резина и др.) $\chi = 0,4 \div 0,5$.

При уточненных расчетах определяют значения β_6 и β_d , а затем χ .

При определении β_d пользуются методом, по которому предполагается, что деформации от гайки и головки болта распространяются в глубь соединяемых деталей по конусу (рис. 3.38),

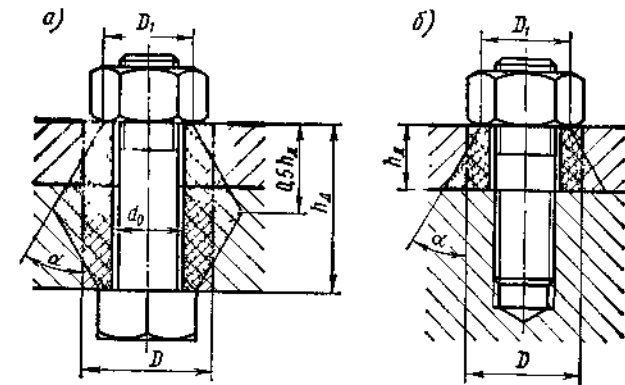


Рис. 3.38. Конусы давления

образующие которого наклонены под углом α . Рекомендуется принимать $\operatorname{tg} \alpha = 0,5$. Наружный диаметр меньшего основания конуса равен диаметру D_1 кольцевой опорной поверхности гайки, головки болта, пружинной шайбы и др.

Для упрощения расчетов конус заменяют полым цилиндром, наружный диаметр B которого равен среднему диаметру конуса. В простейшем случае для соединения, показанного на рис. 3.38, а,

при болте постоянного сечения и однородных деталях

$$\beta_{\sigma} = \frac{l_6}{E_6 F_6} \text{ и } \beta_{\Delta} = \frac{h_d}{E_d F_d} \quad (3.18)$$

где l_6 — длина деформируемой части стержня болта;
 h_d — суммарная толщина деталей; $h_d \approx l_6$;
 E_6 и E_d — модули продольной упругости материалов;
 F_6 и F_d — площади сечения болта и деталей.

Для соединения, изображенного на рис. 3.38, а.

$$F_d = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_0^2) \text{ и } D = D_1 + 0,5 h_d \operatorname{tg} \alpha.$$

Формула (в) справедлива, пока остаточная сила предварительной затяжки соединяемых деталей V_1 (см. рис. 3.37, б) не упадет до нуля, в противном случае начнется раскрытие стыка деталей и, следовательно, плотность соединения нарушится.

Минимальную силу предварительной затяжки болта $V_{0 \min}$, обеспечивающую нераскрытие стыка деталей, определяют по предельному случаю при $V_1 = 0$ по формуле (б):

$$0 = V_{0 \min} - \frac{\beta_6}{\beta_6 + \beta_d} Q,$$

но

$$\frac{\beta_6}{\beta_6 + \beta_d} = 1 - \frac{\beta_d}{\beta_6 + \beta_d} = 1 - \chi,$$

следовательно,

$$V_{0 \min} = (1 - \chi) Q.$$

Практически предварительная затяжка болта V_0 должна быть больше $V_{0 \min}$. Из условия сохранения плотности стыка соединяемых деталей принимают

$$V_0 = K_{\text{зат}} (1 - \chi) Q, \quad (г)$$

где $K_{\text{зат}}$ — коэффициент запаса предварительной затяжки; при постоянной нагрузке $K_{\text{зат}} = 1,25 \div 2$; при переменной нагрузке $K_{\text{зат}} = 2 \div 4$.

Заменив в выражении (в) значение V_0 по зависимости (г), получим окончательно формулу для определения полного усилия R , действующего на затянутый болт, после приложения внешней нагрузки Q :

$$R = K_{\text{зат}} (1 - \chi) Q + \chi Q = [K_{\text{зат}} (1 - \chi) + \chi] Q. \quad (д)$$

При расчете болта на прочность необходимо учесть влияние крутящего момента при затяжке. При этом возможны два варианта:

* В общем случае методы определения коэффициентов β_6 и β_d см. в работах [15], [21], [33].

Вариант I. Болт затянут предварительно, до приложения внешней нагрузки. Дополнительная затяжка болта под нагрузкой отсутствует.

В этом случае расчетное усилие болта с учетом влияния кручения болта при затяжке (см. стр. 55)

$$Q_{\text{расч}} = 1,3 V_0 + \chi Q = [1,3 K_{\text{зат}} (1 - \chi) + \chi] Q. \quad (3.19)$$

Внутренний диаметр резьбы болта определяют по формуле (3.12). Допускаемое напряжение на растяжение болта подсчитывают по формуле (3.10), при этом допускаемый коэффициент запаса прочности $[n_T]$ принимают по табл. 3.3.

Пример 8. Крышка подшипникового узла нагружена осевым усилием вала $A = 12,5 \text{ кН}$ (рис. 3.39). Определить число болтов М12, выполненных из стали 25. Возможны небольшие колебания нагрузки за счет изменения передаваемой мощности. Между крышкой и корпусом имеется набор стальных регулировочных прокладок. Дополнительная затяжка болтов при рабочем режиме недопустима. Материал крышки — стальное литье. Размер $h = 8 \text{ мм}$.

Решение. 1. Для стали 25 $\sigma_T = 275 \text{ Н/мм}^2$ (стр. 52). По табл. 3.3 при постоянной нагрузке принимаем $[n_T] = 4,5$. Допускаемое напряжение

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[n_T]} = \frac{275}{4,5} = 61,1 \text{ Н/мм}^2.$$

2. По табл. 3.1 для М12 $d_1 = 10,106 \text{ мм}$.

3. Нагрузка на один болт

$$Q = \frac{A}{z}.$$

4. Болты в данном соединении должны быть поставлены с предварительной затяжкой при сборке. Упругие прокладки оттитсТiуioТ. Согласно рекомендациям принимаем: $\chi = 0,25$ (см. стр. 61); при постоянной нагрузке $K_{\text{зат}} = 2$ (см. стр. 62). Расчетное усилие болта (формула 3.19)

$$Q_{\text{расч}} = [1,3 K_{\text{зат}} (1 - \chi) + \chi] Q = [1,3 \cdot 2 (1 - 0,25) + 0,25] \frac{A}{z} = 2,20 \frac{A}{z}.$$

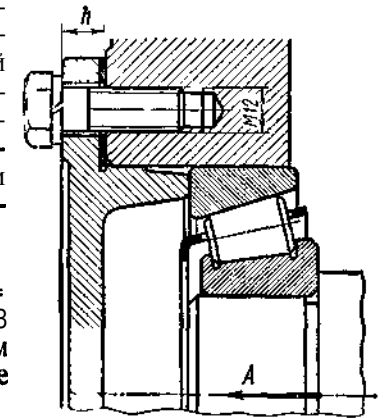


Рис 3.39. Пример подшипникового узла

5. По формуле (3.12) определим число болтов:

$$Q_{\text{расч}} = \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma]_p = 2,20 \frac{A}{z},$$

откуда

$$2 = \frac{2,20 \cdot 4A}{z [\sigma]_p} = \frac{2,20 \cdot 4 \cdot 12,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 10,106^2 \cdot 61,1} = 5,6.$$

Принимаем $2 = 6$.

Проследим, изменится ли расчетное число болтов в данном примере, если коэффициент внешней нагрузки X определить расчетом (см. стр. 61).

Согласно данным болт, крышка и регулировочные прокладки соединения — стальные. Примем для стали $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ н/мм}^2$. По ГОСТ 6402—70 пружинная шайба для болта М12 имеет наружный диаметр $D_1 = 19,2 \text{ мм}$ и внутренний диаметр $d_0 = 12,2 \text{ мм}$.

Согласно рис. 3.38, б наружный диаметр цилиндра деформируемой зоны крышки

$$D = D_1 + h_d \operatorname{tg} \alpha = 19,2 + 8 \cdot 0,5 = 23,2 \text{ мм}$$

По формулам (3.18) определим коэффициенты податливости болта β_b и крышки вместе с прокладками β_d при $l_b = h_d = h$ (см. рис. 3.39):

$$\beta_b = \frac{l_b}{E_b F_b} = \frac{l_b}{E_b \frac{\pi}{4} d_b^2} = 2,1 \cdot 10^3 \pi \cdot 12^2 = 3,37 \cdot 10^{-7} \text{ мм/н},$$

$$\beta_d = \frac{h_d}{E_d F_d} = \frac{h_d}{E_d \frac{\pi}{4} (D^2 - d_0^2)} = \frac{4 \cdot 8}{2,1 \cdot 10^3 \pi (23,2^2 - 12,2^2)} = 1,24 \cdot 10^{-7} \text{ мм/н}.$$

Коэффициент внешней нагрузки

$$\chi = \frac{\beta_d}{\beta_b + \beta_d} = \frac{1,24 \cdot 10^{-7}}{3,37 \cdot 10^{-7} + 1,24 \cdot 10^{-7}} = 0,26.$$

Расчетное значение коэффициента $\chi = 0,26$ мало отличается от ранее принятого значения $\chi = 0,25$. Очевидно, что при расчетном значении χ также получится число болтов $2 = 6$.

В а р и а н т II. Болт затянут предварительно, до приложения внешней нагрузки. Возможна дополнительная затяжка болта при действии полной внешней нагрузки.

В этом случае расчетное усилие болта с учетом влияния кручения при дополнительной затяжке

$$Q_{\text{расч}} = 1,3 R = 1,3 [K_{\text{зат}} (1 - \chi) + \chi] Q. \quad (3.20)$$

Внутренний диаметр резьбы находят по формуле (3.12). Допускаемое напряжение на растяжение болта определяют по фор-

муле (3.10), принимая допускаемый коэффициент запаса прочности $[n_r]$ по табл. 3.3.

Пример 9. Крышка газового резервуара привернута 12-ю Шпильками (рис. 3.40) из стали 35. Материал прокладки — асбест. Возможна дополнительная затяжка шпилек при рабочем режиме. Максимальная сила давления газа на крышку $Q_1 = 30 \text{ кн}$. Определить диаметр резьбы шпилек при переменной нагрузке.

Решение. 1. Сила давления газа, приходящаяся на одну шпильку,

$$Q = \frac{Q_1}{z} = \frac{30}{12} = 2,5 \text{ кн}.$$

2. Для стали 35 $\sigma_r = 314 \text{ н/мм}^2$ (стр. 52). Предполагая, что диаметр резьбы шпилек будет в интервале $16 \div 30 \text{ мм}$, по табл. 3.3 принимаем при переменной нагрузке $[n_r] = 6,5$. Допускаемое напряжение

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_r}{[n_r]} = \frac{314}{6,5} = 48,3 \text{ н/мм}^2.$$

3. Для герметичности соединения шпильки поставлены с предварительной затяжкой при сборке, причем возможна дополнительная затяжка их при действии полной рабочей нагрузки.

Учитывая упругую асбестовую прокладку в соединении, принимаем $\chi = 0,45$ (см. стр. 61). При переменной нагрузке $K_{\text{зат}} = 3$ (см. стр. 62). По формуле (3.20)

$$Q_{\text{расч}} = 1,3 [K_{\text{зат}} (1 - \chi) + \chi] Q = 1,3 [3 (1 - 0,45) + 0,45] \cdot 2,5 = 6,81 \text{ кн}.$$

4. Внутренний диаметр резьбы (формула 3.12)

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 Q_{\text{расч}}}{\pi [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,81 \cdot 10^3}{\pi \cdot 48,3}} = 13,4 \text{ мм}.$$

По табл. 3.1 принимаем резьбу М16, у которой $d_1 = 13,835 \text{ мм}$.

Задача 6. Крышку воздушного цилиндра решено крепить болтами М20, выполненными из стали 35Х. Определить необходимое количество болтов, если максимальная сила давления сжатого воздуха на крышку $Q = 60 \text{ кн}$. Нагрузка переменная. После нагружения болты дополнительно не затягиваются. Между крышкой и цилиндром предусмотрена упругая прокладка.

Ответ: $2 = 6$ при $\chi = 0,4$ и $K_{\text{зат}} = 4$.

Случай 5. Болтовое соединение предварительно затянуто при сборке и нагружено внецентрированной растягивающей силой Q .

В этом соединении применяют болты с костыльной головкой (рис. 3.41, а). Расчет соединения ведется по расчетной силе $Q_{\text{расч}}$, которая определяется по формуле (3.19) или (3.20).

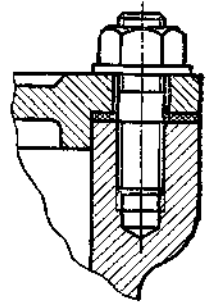


Рис. 3.40. Крепление крышки резервуара

Силу $Q_{расч}$ приводят к паре сил $(Q_{расч}, Q'_{расч})$ и силе $Q'_{расч}$ (рис. 3.41, б).

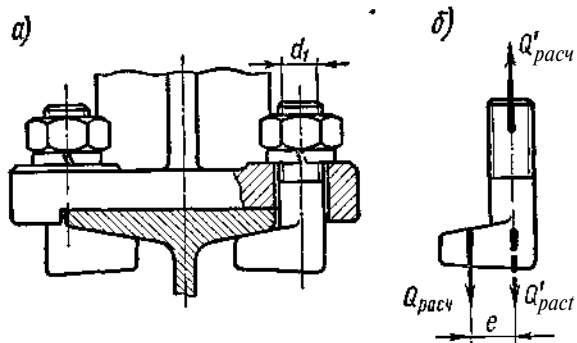


Рис 3.41. Резьбовое соединение болтами с костью-ной головкой

Напряжения растяжения от силы $Q'_{расч} = Q_{расч}$

$$\sigma_p = \frac{4Q_{расч}}{\pi d_1^2}$$

Напряжения изгиба от пары сил $(Q_{расч}, Q'_{расч})$ при эксцентриситете головки e

$$\sigma_{и\max} = \pm \frac{M_{и}}{W} = \pm \frac{32 Q_{расч} e}{\pi d_1^3}$$

Наибольшее суммарное напряжение в болте

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_{и\max} = \frac{4Q_{расч}}{\pi d_1^2} + \frac{32 Q_{расч} e}{\pi d_1^3} = \frac{4 Q_{расч}}{\pi d_1^2} \left(1 + \frac{8e}{d_1} \right). \quad (3.21)$$

Для определения диаметра резьбы болта задаются величиной эксцентриситета e . Так, например, при $e = 0,5 d_1$, внутренний диаметр резьбы болта

$$d_1 \geq 2,24 \sqrt{\frac{4Q_{расч}}{\pi [\sigma]_p}}$$

В данном случае диаметр d_1 в 2,24 раза больше, чем для болта с нормальной головкой. По этой причине болты с эксцентричной (костыльной) головкой применяются редко.

При конструировании любого резьбового соединения принимают меры, устраняющие перекосы опорных по-

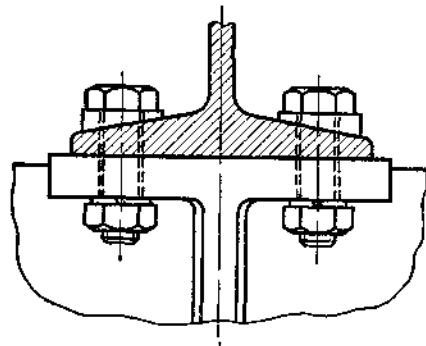


Рис. 3.42. Болтовое соединение с косыми шайбами

верхностей под головку болта и гайку во избежание внецентренного нагружения: черные поверхности деталей под гайки и головки цекуют, приливы (бобышки) фрезеруют, а в отдельных случаях применяют косые шайбы (рис. 3.42).

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ ПО ВИТКАМ РЕЗЬБЫ ГАЙКИ

Осевая нагрузка по виткам резьбы гайки распределяется неравномерно из-за неблагоприятного сочетания деформаций винта и гайки (витки в наиболее растянутой части винта взаимодействуют с витками наиболее сжатой части гайки). Статически неопределимая задача о распределении нагрузки по виткам прямоугольной резьбы гайки с 10 витками была решена проф. Н. Е. Жуковским в 1902 г. В дальнейшем это решение подтвердилось

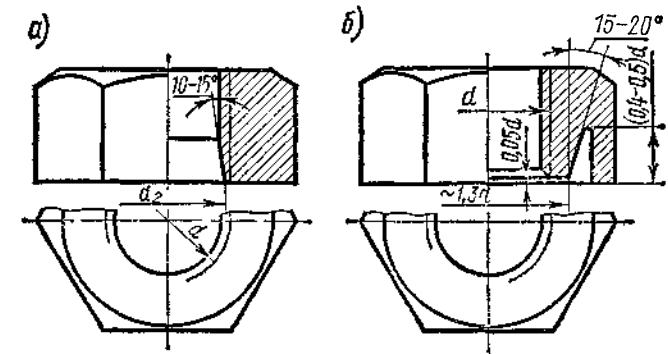


Рис. 3.43. Конструкции гаек для выравнивания усилий по виткам резьбы:
а—гайка с поднутрением, б—гайка с конической выточкой

многочисленными экспериментальными исследованиями. Установлено, что в стандартной крепежной гайке с шестью витками на Первый, наиболее нагруженный виток приходится $\sim 52\%$ общей осевой нагрузки, на второй—25%, на третий—12%, на четвертый—6%, на пятый—3% и на шестой—2%. По этой причине число витков в гайке не должно превышать десяти ($z \leq 10$), так Кик одиннадцатый виток совсем не нагружается. Для выравнивания нагрузки в резьбе применяют специальные гайки (рис. 3.43), которые повышают динамическую прочность соединений до 30%.

Контрольные вопросы

1. Каково достоинство болтов, установленных в отверстия на-под развертки, по сравнению с болтами, установленными с назором, при нагружении поперечными силами?

2. По рис. 3.37 объясните, для чего производится предварительная затяжка болта при сборке?

3. Почему результирующая осевая сила, действующая на предварительно затянутый болт с внешней осевой нагрузкой, меньше суммы усилия затяжки и внешней осевой силы?

4. Почему число витков в гайке не рекомендуется делать больше десяти?

Дополнительная литература

[11], стр. 53—64.
[8], стр. 70 и 79; примеры 5.34 и 5.41.

ГЛАВА 4

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ

ЗАНЯТИЕ 10

ВРАЩАТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ И ЕГО РОЛЬ В МЕХАНИЗМАХ И МАШИНАХ

Механическая энергия, используемая для привода в движение машины орудия, представляет собой энергию вращательного движения вала двигателя.

Вращательное движение получило наибольшее распространение в механизмах и машинах, так как обладает следующими достоинствами:

1. Обеспечивает непрерывное и равномерное движение при небольших потерях на трение.

0. Позволяет иметь простую и компактную конструкцию передаточного механизма. (Подробнее см. применение передач.)

НАЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ В МАШИНАХ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Назначение передач. Все современные двигатели для уменьшения габаритов и стоимости выполняют быстроходными с весьма узким диапазоном изменения угловых скоростей. Непосредственно бытроходный вал двигателя соединяют с валом машины редко (пенпильторы и т. п.). В абсолютном большинстве случаев режим работы машины-орудия не совпадает с режимом работы двигателя, поэтому передача механической энергии от двигателя к рабочему органу машины осуществляется при помощи различных передач.

Механическими передачами, или просто передачами, называют механизмы, передающие работу двигателя исполнительному органу машины. Передавая механическую энергию, передачи одновременно могут выполнять следующие функции:

понижать и повышать угловые скорости, соответственно **повышать** или понижая вращающие моменты;

преобразовывать один вид движения в другой (вращательное и возвратно-поступательное, равномерное в прерывистое и т. д.); регулировать угловые скорости рабочего органа машины; реверсировать движение (прямой и обратный ход); распределять работу двигателя между несколькими исполнительными органами машины.

В современном машиностроении применяются механические, пневматические, гидравлические и электрические передачи. В настоящем курсе рассматриваются только наиболее распространенные из механических передач.

Классификация передач. В зависимости от принципа действия все передачи делятся на две группы:

- 1) передачи трением — фрикционные и ременные;
- 2) передачи зацеплением — зубчатые, червячные, цепные.

Все передачи трением имеют повышенный износ рабочих поверхностей, так как в них неизбежно проскальзывание одного звена относительно другого.

В зависимости от способа соединения ведущего и ведомого звеньев бывают:

- а) передачи непосредственного контакта — фрикционные, зубчатые, червячные;
- б) передачи гибкой связью — ременные, цепные. Передачи гибкой связью допускают значительные расстояния между ведущим и ведомым валами.

ОСНОВНЫЕ СИЛОВЫЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В ПЕРЕДАЧАХ

Особенности каждой передачи и ее применение определяются следующими основными характеристиками:

- 1) мощностью на ведущем N_1 и ведомом N_2 валах;

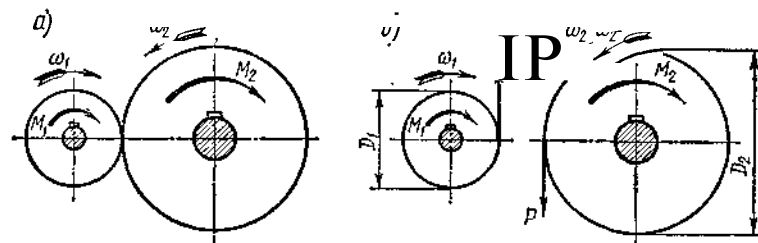


Рис. 4.1. Схема для определения направления вращающих моментов в передаче:

а — колеса в рабочем положении; б — колеса, условно раздвинутые

- 2) угловой скоростью ведущего ω_1 и ведомого ω_2 валов (рис. 4.1).

Это две основные характеристики, необходимые для выполнения проектного расчета любой передачи.

Дополнительными характеристиками являются:

- а) механический к.п.д. передачи η

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} \quad (4.1)$$

Для многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких отдельных последовательно соединенных передач, общий к.п.д.

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n \quad (4.2)$$

Где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ — к.п.д. каждой кинематической пары (зубчатой, червячной, ременной и других передач, подшипников, муфт);

- б) окружная скорость v ведущего или ведомого звена в м/сек:

$$v = \frac{\omega D}{2 \cdot 1000} \quad (4.3)$$

где D — диаметр колеса, катка, шкива и др. в мм.

Окружные скорости обоих звеньев при отсутствии скольжения равны, т. е. $v_1 = v_2$;

- в) окружное усилие передачи P (см. рис. 4.1) в я:

$$P = \frac{1000N}{v} = \frac{2M_1}{D_1} \quad (4.4)$$

где N — мощность D в мт;

- г) вращающий момент M (см. рис. 4.1) в н·мм:

$$M = \frac{PD}{2} = 10^6 \frac{N}{\omega} \quad (4.5)$$

где N — в квт; D — в мм.

Вращающий момент ведущего вала M_1 является моментом движущих сил, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент ведомого вала M_2 — момент сил сопротивления, поэтому его направление противоположно направлению вращения вала;

- д) передаточное число i ,

При $v_1 = v_2$, или $\frac{\omega_1 D_1}{2 \cdot 1000} = \frac{\omega_2 D_2}{2 \cdot 1000}$, имеем

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} = i \quad (4.6)$$

Передачным числом называется отношение угловых скоростей ведущего и ведомого звеньев.

Как определить передаточное число в зависимости от типа передачи, будет показано ниже.

Передача, понижающая угловые скорости, имеет $i > 1^*$. При $i < 1$ угловые скорости повышаются.

При необходимости передаточное число можно определить по вращающим моментам на ведущем и ведомом валах.

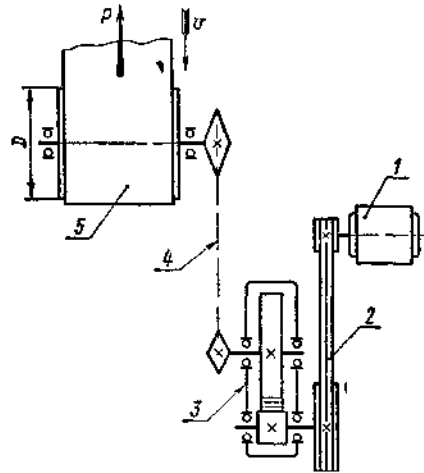


Рис. 4.2 Схема привода ленточного транспортера.

1—электродвигатель 2—клиноременная передача 3—цилиндрический прямозубый редуктор, 4—цепная передача, 5—ленточный транспортер

ное тяговое усилие $P = 3,55 \text{ кн}$ и перемещается со скоростью $v = 1,24 \text{ м/сек}$. Определить требуемую мощность электродвигателя и мощности на валах редуктора, если к.п.д. ременной передачи $\eta_p = 0,95$, зубчатой — $\eta_z = 0,97$, цепной — $\eta_{ц} = 0,95$, одной пары подшипников качения редуктора $\eta_n = 0,99$. Редуктор имеет две пары подшипников качения, барабан конвейера — одну пару.

Решение. 1. По формуле (4.4) мощность на барабане

$$N_{дв} = \frac{Pv}{1000} = \frac{3,55 \cdot 10^3 \cdot 1,24}{1000} = 4,4 \text{ кВт.}$$

2. По формуле (4.2) общий к.п.д. привода конвейера

$$\eta_{общ} = \eta_p \eta_z \eta_{ц} \eta_n^3 = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,99^3 = 0,845.$$

* Понижение угловых скоростей называется редуцированием, а отдельные механизмы, понижающие угловые скорости, — редукторами. Механизмы, повышающие угловые скорости, называют ускорителями, или мультипликаторами.

По формуле (4.5)

$$M_1 = \frac{10^3 N_1}{\omega_1} \text{ и } M_2 = \frac{10^3 N_2}{\omega_2}$$

или

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{N_2 \omega_1}{N_1 \omega_2} = \eta i.$$

Следовательно,

$$i = \frac{M_2}{\eta M_1}. \quad (4.7)$$

Для многоступенчатой передачи общее передаточное число

$$i_{общ} = i_1 i_2 \dots i_n, \quad (4.8)$$

где i_1, i_2, \dots, i_n — передаточные числа каждой ступени.

Пример 10. Лента транспортера максималь-

3. По формуле (4.1) требуемая мощность электродвигателя

$$N_{дв} = \frac{N_6}{\eta_{общ}} = \frac{4,4}{0,845} = 5,2 \text{ кВт.}$$

4. Мощность на быстроходном валу редуктора (на валу шестерни)

$$N_1 = N_{дв} \eta_p \eta_n = 5,2 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 4,9 \text{ кВт.}$$

5. Мощность на тихоходном валу редуктора (на валу колеса)

$$N_2 = N_{дв} \eta_p \eta_z \eta_n^2 = 5,2 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 4,7 \text{ кВт.}$$

Пример 11. Определить передаточное число ременной передачи привода ленточного транспортера и угловые скорости валов редуктора (см. рис. 4.2). Скорость ленты $v = 1,24 \text{ м/сек}$, диаметр барабана $D = 500 \text{ мм}$. Угловая скорость вала электродвигателя $\omega_{дв} = 300 \text{ рад/сек}$. Передаточное число редуктора $i_{ред} = 4$, цепной передачи $i_{ц} = 5$.

Решение. 1. По формуле (4.3) угловая скорость барабана

$$\omega_6 = \frac{2 \cdot 1000 v}{D} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 1,24}{500} = 4,96 \text{ рад/сек.}$$

2. По формуле (4.6) общее передаточное число привода

$$i_{общ} = \frac{\omega_{дв}}{\omega_6} = \frac{300}{4,96} = 60,4.$$

3. По формуле (4.8) передаточное число ременной передачи

$$i_p = \frac{i_{общ}}{i_{ред} i_{ц}} = \frac{60,4}{4 \cdot 5} = 3,02.$$

4. Угловые скорости: быстроходного вала редуктора

$$\omega_1 = \frac{\omega_{дв}}{i_p} = \frac{300}{3,02} = 99,3 \text{ рад/сек;}$$

тихоходного вала редуктора

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_{ред}} = \frac{99,3}{4} = 24,8 \text{ рад/сек.}$$

Задача 7. Определить тяговое усилие P ленты транспортера (см. рис. 4.2), если общий к. п. д. привода $\eta_{общ} = 0,8$. Мощность электродвигателя $N_{дв} = 7 \text{ кВт}$. Угловая скорость барабана $\omega_6 = 1,7 \text{ рад/сек}$. Диаметр барабана $D = 600 \text{ мм}$.

Ответ. $P = 11 \cdot 10^3 \text{ н}$.

Контрольные вопросы

1. Объясните, почему вращательное движение является наиболее распространенным в технике?
2. Какие функции в машинах могут выполнять передачи?

3. Почему в передачах трением передаточное число непостоянно?

4. Каковы будут угловые скорости ведомого вала передачи, если угловая скорость ведущего вала ω_1 , а передаточные числа $i = 4$ и $i = 0,25$?

5. Объясните, почему в понижающей передаче момент на ведомом валу M_2 при η , близком к единице, примерно в i раз больше, чем на ведущем?

Дополнительная литература

[18], стр. 148, задача 9.8.

ГЛАВА 5

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ЗАНЯТИЕ 11

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В фрикционной передаче движение от ведущего катка к ведомому передается силами трения, которые возникают в месте контакта двух прижатых друг к другу катков (рис. 5.1),

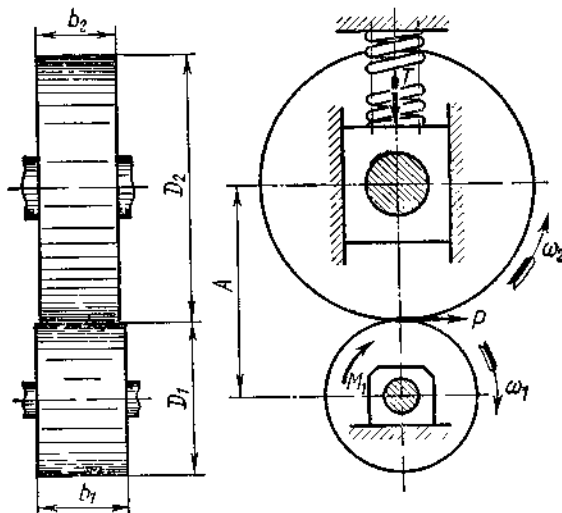


Рис. 5.1. Схема цилиндрической фрикционной передачи с гладким ободом

Условие работоспособности передачи

$$T_{\text{тр}} \geq P, \quad (5.1)$$

где P — передаваемое окружное усилие;

$T_{\text{тр}}$ — сила трения в месте контакта катков.

Нарушение условия (5.1) приводит к буксованию. При буксовании ведомый каток останавливается, а ведущий скользит по нему; при этом рабочие поверхности катков изнашиваются. Для создания требуемой силы трения $T_{\text{тр}}$ катки прижимают друг к другу силой T , величина которой во много раз превышает усилие P ,

КЛАССИФИКАЦИЯ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

В зависимости от назначения различают фрикционные передачи 1) с нерегулируемым передаточным числом (см. рис. 5.1) и 2) с бесступенчатым (плавным) регулированием пе-

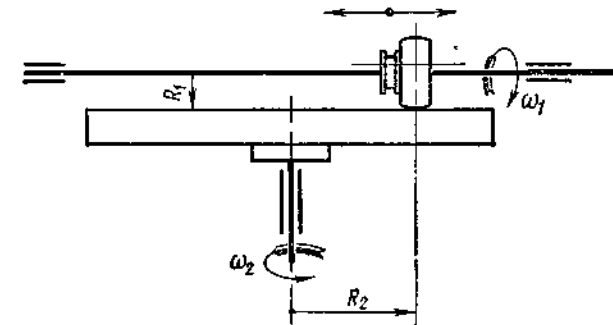


Рис. 5.2. Схема лобового вариатора

редаточного числа (рис. 5.2). Такие передачи называют вариаторами,

В зависимости от взаимного расположения осей валов фрикционные передачи бывают: 1) цилиндрические при параллельных осях (см. рис. 5.1); 2) конические при пересекающихся осях (рис. 5.3); 3) лобовые при скрещивающихся осях (см. рис. 5.2).

В зависимости от условий работы фрикционные передачи подразделяют на 1) открытые — работают всухую и 2) закрытые — работают в масляной ванне. В открытых фрикционных передачах коэффициент трения f выше, прижимное усилие катков T меньше,

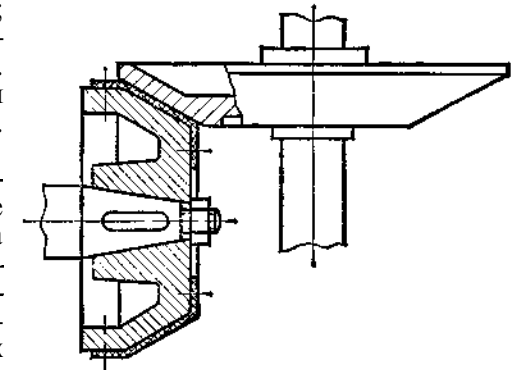


Рис. 5.3. Коническая фрикционная передача

В закрытых фрикционных передачах масляная ванна обеспечивает хороший отвод тепла, делает скольжение менее опасным, увеличивает долговечность передачи.

ДОСТОИНСТВА, НЕДОСТАТКИ И ПРИМЕНЕНИЕ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

Достоинства:

1. Простота конструкции и обслуживания.
2. Равномерность и бесшумность вращения.
3. Возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа, причем на ходу, без остановки передачи.

Недостатки:

1. Большой и неравномерный износ рабочих поверхностей катков при буксовании.
2. Большие нагрузки на валы и подшипники от прижимного усилия T , что увеличивает их размеры и делает передачу громоздкой. Этот недостаток ограничивает величину передаваемой мощности.
3. Непостоянное передаточное число i из-за проскальзывания катков.

Применение. Фрикционные передачи с нерегулируемым передаточным числом в машиностроении применяют сравнительно редко, например в фрикционных прессах, молотах. В качестве силовых передач они громоздки и малонадежны. Эти передачи применяют преимущественно в приборах (спидометры, магнитофоны и др.), где требуется плавность и бесшумность работы. Фрикционные передачи с бесступенчатым регулированием — **вариаторы** — широко применяются в различных машинах, например, в металлорежущих станках, в текстильных и транспортирующих машинах и т. д. Фрикционные передачи предназначены для мощностей, не превышающих 20 квт, окружная скорость катков допускается до 25 м/сек.

К. П. Д. ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

Величина к. п. д. фрикционных передач зависит от потерь на скольжение катков и потерь в подшипниках. Скольжение в зоне контакта обусловлено деформациями поверхностей катков.

Потери в подшипниках зависят от величины нагрузки на валы, которая определяется прижимным усилием T .

Для закрытых фрикционных передач $\eta = 0,88—0,93$, для открытых $\eta = 0,68—0,86$.

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ФРИКЦИОННЫХ КАТКОВ

Усталостное выкрашивание (питтинг). *Встречается в закрытых передачах, работающих при обильной смазке и защищенных от попадания абразивных частиц.* Прижимное усилие T вызывает

в месте соприкосновения катков высокие контактные напряжения (рис. 5.4), которые при работе меняются циклически, вследствие перемещения места контакта по ободу. *Циклическое действие контактных напряжений способствует развитию усталостных микротрещин на рабочих поверхностях.* При движении с трением в поверхностном слое катка образуются наклонные микротрещины в результате пластического течения металла (рис. 5.5, а). Силы трения сдвигают металл, а масло высокого давления заполняет раскрытые трещины. При закрытии трещин давление масла возрастает и частицы металла выкалываются (рис. 5.5, б). На рабочей поверхности катка появляются мелкие раковины. Для предотвращения усталостного выкрашивания производят расчет на контактную прочность. При этом повышение твердости поверхностей катков обеспечивает более высокие допустимые контактные напряжения.

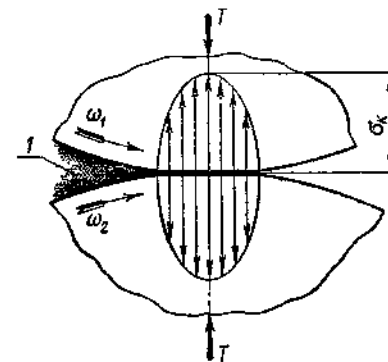


Рис. 5.4. Эпюра контактных напряжений (I — масляный клин)

Задир. *Возникает в быстроходных сильно нагруженных передачах при разрыве масляной пленки на рабочей поверхности катков.* В месте касания катков развивается высокая температура,

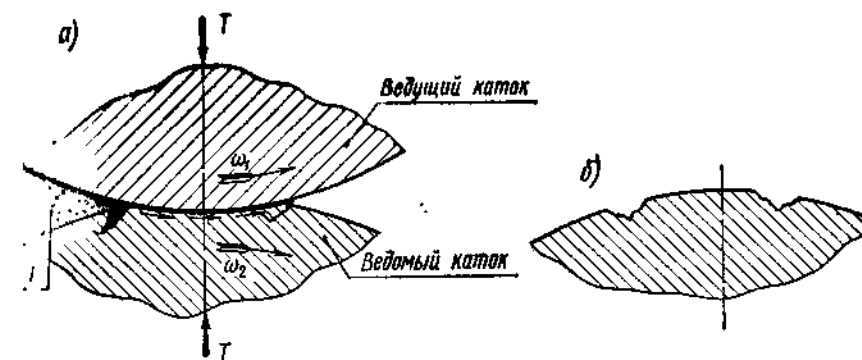


Рис 5.5. Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей

масляный слой разрывается, и катки непосредственно соприкасаются друг с другом. В результате происходит привар частиц металла с последующим отрывом от одной из поверхностей катков. Приварившиеся частицы задирают рабочие поверхности в направлении скольжения. Для предупреждения задира применяют противозадирные масла.

Износ. Повышенный износ имеют открытые передачи, вследствие упругого [скольжения и пробуксовывания. Все виды разрушения рабочих поверхностей катков зависят от величины контактных напряжений σ_k .

МАТЕРИАЛЫ КАТКОВ

Материалы фрикционных катков должны иметь высокие коэффициент трения f и модули упругости E , быть износостойкими и влагонепоглощающими, во время работы не засаливаться.

Для фрикционных катков применяют следующие сочетания материалов:

1. Закаленная сталь по закаленной стали. Рекомендуются стали: 40ХН, 18ХГТ, ШХ15 и др. Применяют в быстроходных закрытых силовых передачах. Такие передачи отличаются высокими износостойкостью и к.п.д., малыми габаритами, но требуют точного изготовления (табл. 5.1).

2. Чугун по стали или чугуну. Применяют в открытых тихоходных силовых передачах. Для увеличения твердости рабочие поверхности чугунных катков отбеливают. Для повышения коэффициента трения часто рабочую поверхность одного из катков облицовывают фрикционным материалом: прессованным асбестом, ферродо и др. (см. рис. 5.3).

3. Текстолит, гетинакс или фибра по стали. Применяют в малонагруженных открытых передачах. Катки из этих материалов имеют пониженную износостойкость и малый к.п.д.

Таблица 5.1

Значения коэффициентов трения

Материал	Условия работы	f
Сталь по стали	В масле	0,04—0,05
Сталь по стали или чугуну, чугун по чугуну	В сухую	0,15—0,18
Текстолит или фибра по чугуну или стали	»	0,20—0,25
Сталь по бронзе	Периодическая смазка	0,08—0,10

Контрольные вопросы

1. Какие фрикционные передачи называются закрытыми? В чем преимущество закрытых передач перед открытыми?

2. Какими достоинствами обладают фрикционные передачи? Приведите примеры их применения.

3. Объясните процесс усталостного выкрашивания рабочих поверхностей катков.

4. Что такое задир? Какими средствами можно предупредить задир?

5. Какими свойствами должны обладать материалы фрикционных катков?

Дополнительная литература

[18], стр. 148. Задача 9.10.

А. ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ФРИКЦИОННАЯ ПЕРЕДАЧА

ЗАНЯТИЕ 12

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

На рис. 5.1 показана схема простейшей цилиндрической фрикционной передачи с нерегулируемым передаточным числом. Подшипники ведомого вала выполнены плавающими и находятся под действием пружины сжатия, вследствие чего обеспечивается прижимное усилие T .

В передаче с цилиндрическими катками

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1}, \quad (5.2)$$

где i — коэффициент скольжения*; $\varepsilon = 0,005—0,03$.
В силовых передачах рекомендуется $i \leq 6$.

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ

1. Межосевое расстояние (см. рис. 5.1)

$$A = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_1(1+i)}{2}, \quad (5.3)$$

2. Диаметр ведущего катка

$$D_1 = \frac{2A}{1+i}. \quad (5.4)$$

* В связи с проскальзыванием ведомого катка относительно ведущего угловая скорость ведомого вала ω_2 несколько меньше теоретической скорости ω_2' , подсчитанной без учета скольжения. Величина скольжения оценивается коэффициентом скольжения

$$\varepsilon = \frac{\omega_1' - \omega_2}{\omega_2}$$

3. Диаметр ведомого катка —

$$D_2 = D_1 i = \frac{2At}{1+i} \quad (5.5)$$

УСИЛИЯ В ПЕРЕДАЧЕ

При работе фрикционных передач (см. рис. 5.1) должно соблюдаться условие $T_{тр} \geq P$, где сила трения $T_{тр} = fT$.

Окружное усилие

$$P = \frac{2M_1}{D_1} = \frac{M_1(1+i)}{A} \quad (5.6)$$

Следовательно,

$$fT \geq \frac{M_1(1+i)}{A},$$

откуда прижимное усилие

$$T = K \frac{M_1(1+i)}{fA} = K \frac{P}{f} \quad (5.7)$$

где K — коэффициент нагрузки (запас сцепления), вводится для предупреждения пробуксовывания катков от перегрузок, в частности, в период пуска.

Для силовых передач $K = 1,25 - 1,5$, для передач приборов $K = 3 - 5$.

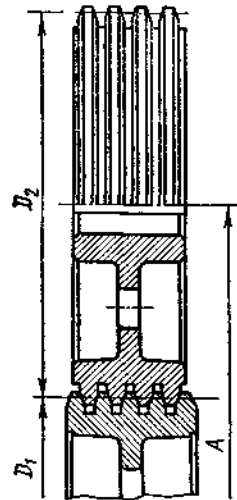


Рис. 5.6. Цилиндрическая фрикционная передача с клинчатым ободом

Применение цилиндрической передачи с клинчатым ободом (рис. 5.6) уменьшает прижимное усилие T почти в три раза. Однако эта передача применяется редко, так как имеет повышенный износ рабочих поверхностей ручьев из-за геометрического скольжения*.

* Сущность цилиндрической фрикционной передачи с клинчатым ободом состоит в том, что при нажатии катков кольцевые выступы одного катка вклиниваются в канавки другого. Равенство окружных скоростей катков будет иметь место только в точках касания выступов по окружностям диаметров D_1 и D_2 . В этих точках $\frac{\omega_1 R_1}{\omega_2 R_2} = \frac{D_1}{D_2}$. В любых других точках касания выступов имеется разность окружных скоростей, указывающая на наличие скольжения которое принято называть геометрическим скольжением. Это скольжение обусловлено геометрией катков и не зависит от усилия нажатия.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ С ГЛАДКИМ ОБОДОМ

Расчет по контактным напряжениям. Для фрикционных передач с металлическими катками основным критерием работоспособности является усталостная прочность, которая оценивается величиной контактных напряжений.

Наибольшие контактные напряжения определяют по формуле Герца

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{q \frac{E_{np}}{\rho_{np}}} \quad (5.8)$$

где q — нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий (погонная нагрузка).

Для фрикционной цилиндрической передачи

$$q = \frac{T}{bt} = \frac{M_1 K (1+i)}{b_2 f A} \quad (5.8a)$$

b_2 — расчетная ширина обода катков (см. рис. 5.1);
 E_{np} — приведенный модуль упругости

$$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} \quad (5.9)$$

E_1 и E_2 — модули упругости материалов ведущего и ведомого катков;

ρ_{np} — приведенный радиус кривизны цилиндрических катков;

$$\rho_{np} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} = \frac{D_1 D_2}{2(D_1 + D_2)} = \frac{D_2}{2(1+i)} = \frac{Ai}{(1+i)^2}$$

Подставив указанные значения q , E_{np} и ρ_{np} в формулу (5.8)

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{M_1 K (1+i)}{b_2 f A} \cdot \frac{E_{np} (1+i)^2}{Ai}},$$

получим формулу проверочного расчета

$$\sigma_k = \frac{0,418}{A} \sqrt{\frac{E_{np}}{f} \cdot \frac{M_1 K (1+i)^3}{b_2^2}} \leq [\sigma]_k \quad (5.10)$$

Выразив значение b_2 через A , т. е. $b_2 = \psi_A A$, получим формулу проектного расчета

$$L \geq (1+i) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_k}\right)^2 \cdot \frac{E_{np} M_1 K}{f \psi_A}}, \quad (5.11)$$

где $[\sigma]_k$ — допускаемое контактное напряжение для менее прочного из материалов пары катков. Для закаленных сталей при хорошей смазке $[\sigma]_k = 600 \div 800$ н/мм² (модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ н/мм²); для чугунов $[\sigma]_k = 1,5 \sigma_{вн}$ ($E = 1,1 \cdot 10^5$ н/мм²), где $\sigma_{вн}$ — предел прочности чугуна при изгибе; для текстолита $[\sigma]_k = 80 \div 100$ н/мм² ($E = 6 \cdot 10^3$ н/мм²);

$t_{y_A} = j \frac{K}{A}$ коэффициент ширины обода катков. Величина ψ_A влияет на габариты передачи, ее к. п. д., точность изготовления и монтажа, на величину прижимного усилия. Чем больше t_{y_A} , тем меньше масса и габариты передачи за счет уменьшения A , но больше ширина обода катков, что затрудняет получение контакта по всей длине. С увеличением t_{y_A} повышается требуемая точность изготовления и монтажа.

Обычно принимают $\psi_A = 0,2 - 0,4$. Предельное значение ширины большого катка $b_2 \leq D_1$, чему соответствует $\psi_A \leq \frac{2}{1+i}$.

Для компенсации неточностей монтажа ширину малого катка принимают $b_1 = b_2 + (5 \div 10)$ мм.

Формулы (5.10) и (5.11) справедливы для материалов катков, подчиняющихся закону Гука.

Расчет по нагрузке на единицу длины контактной линии. Для фрикционных передач из материалов, деформации которых не следуют закону Гука (фибра, резина и др.), основным критерием работоспособности является износостойкость. В этих случаях передачи рассчитывают из условия ограничения нагрузки q на единицу длины контактной линии.

Учитывая формулу (5.8 а), получим формулу проверочного расчета:

$$q = \frac{M_1 K (1+i)}{b_2 f A} \leq [q] \quad (5.11a)$$

Выразив значение b_2 через A , т. е. $b_2 = \psi_A A$, получим формулу проектного расчета:

$$A \geq \sqrt{\frac{M_1 K (1+i)}{[q] f \psi_A}}, \quad (5.11б)$$

где $[q]$ — допускаемая нагрузка на единицу длины контактной линии для менее прочного из материалов пары катков. Для фибры по стали всухую $[q] = 34 \div 39$ н/мм; для резины по стали всухую $[q] = 10 \div 28$ н/мм.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

(см. решение примера 12)

Исходные данные:

1. Передаваемая мощность N или вращающий момент M на ведущем или ведомом катке.

2. Угловые скорости катков ω_1 и ω_2 или одна из них и передаточное число i .

3. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. Выбирают материалы катков в зависимости от условий работы и для менее прочного материала принимают допускаемое напряжение $[\sigma]_k$ или допускаемую нагрузку на единицу длины контактной линии $[q]$.

2. Заданы расчетными коэффициентами K (стр. 80) и t_{y_A} (стр. 82).

3. Определяют требуемое межосевое расстояние передачи A из условия контактной прочности или из условия ограничения погонной нагрузки.

4. Определяют геометрические размеры катков, уточняя фактическое межосевое расстояние A' .

В» Полученные размеры передачи проверяют по контактным напряжениям σ , или по нагрузке на единицу длины контактной линии q , сравнивая их с допускаемой величиной $[\sigma]_k$ или $[q]$. Проверка нужна не только при уменьшении размеров, полученных при проектном расчете, но и для выявления вычислительных ошибок.

Разрешается недогрузка передачи до 10% и перегрузка до 5%.

Пример 12. Рассчитать закрытую фрикционную цилиндрическую передачу с гладким ободом для привода винтового толкателя. Вращающий момент на ведущем катке $M_1 = 46,4 \cdot 10^3$ н·мм. Передаточное число передачи $i = 3$.

Решение. 1. Для обоих катков закрытой передачи принимаем сталь 40ХН с поверхностной закалкой, для которой $[\sigma]_k = 800$ н/мм² и $E = 2,1 \cdot 10^5$ н/мм².

По формуле (5.9) приведенный модуль упругости (оба катка стальные) $E_{np} = E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ н/мм².

По табл. 5.1 для закрытой передачи (при работе в масляной янне) $f = 0,05$.

2. Для передачи принимаем

$K = 1,4$ (стр. 80); $\psi_A = 0,3$ (стр. 82),

3. По формуле (5.11) межосевое расстояние передачи

$$A \geq (1+i) \sqrt[3]{\frac{(0,418)^2 E_{np} M_1 K}{[\sigma]_k}} = \\ = (1+3) \sqrt[3]{\frac{(0,418)^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 46,4 \cdot 10^3 \cdot 1,4}{800 \cdot 0,05 \cdot 0,3 \cdot 3}} \approx 172 \text{ мм.}$$

4. По формулам (5.3) — (5.5) геометрические размеры передачи:

а) диаметры катков

$$D_1 = \frac{2A}{1+i} = \frac{2 \cdot 172}{1+3} = 86 \text{ мм. Принимаем } D_1 = 90 \text{ мм.} \\ D_2 = D_1 i = 90 \cdot 3 = 270 \text{ мм;}$$

б) фактическое межосевое расстояние

$$A' = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{90 + 270}{2} = 180 \text{ мм,}$$

в) ширина обода катков

$b_s = ty A' = 0,3 \cdot 180 = 54 \text{ мм. Принимаем } b_2 = 55 \text{ мм, } b_1 = 60 \text{ мм.}$

5. По формуле (5.10) полученные размеры передачи проверим по величине контактных напряжений

$$\sigma_k = \frac{0,418}{A'} \sqrt{\frac{E_{np}}{f} \cdot \frac{M_1 K (i+i^3)}{b_2 i}} = \\ = \frac{0,418}{180} \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{0,05} \cdot \frac{46,4 \cdot 10^3 \cdot 1,4 (1+3)^3}{55 \cdot 3}} = \\ = 755 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_k = 800 \text{ н/мм}^2.$$

Недогрузка передачи составляет 5,6%, что допустимо.

6. Окружное усилие

$$P = \frac{2M_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 46,4 \cdot 10^3}{90} = 1,03 \cdot 10^3 \text{ н.}$$

По формуле (5.7) прижимное усилие

$$T = K \frac{P}{f} = 1,4 \frac{1,03 \cdot 10^3}{0,05} = 28,8 \cdot 10^3 \text{ н.}$$

В данном примере прижимное усилие T больше окружного усилия P

$$\frac{T}{P} = \frac{28,8 \cdot 10^3}{1,03 \cdot 10^3} = 28 \text{ раз,}$$

что является крупным недостатком фрикционных передач.

Задача 8. Из условия контактной прочности определить допускаемую мощность $[N_1]$ на ведущем катке открытой цилиндрической фрикционной передачи с гладким ободом. Межосевое рас-

стояние $A = 250 \text{ мм}$. Ведущий каток имеет $\omega_1 = 50,5 \text{ рад/сек}$ и выполнен из чугуна СЧ18-36 ($\sigma_{нн} = 353 \text{ н/мм}^2$). Материал ведомого катка — сталь. Передаточное число $i = 4$, коэффициент трения $f = 0,15$; коэффициент нагрузки $K = 1,5$; коэффициент ширины обода $\psi_A = 0,4$.

Ответ. $[N_1] = 11,26 \text{ кВт}$ (при $E_1 = 1,1 \cdot 10^5 \text{ н/мм}^2$ и $E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ н/мм}^2$).

Контрольные вопросы

1. Что влияет на величину прижимного усилия T ?
2. Что может предпринять конструктор для уменьшения A при проектировании передачи?
3. Для чего в расчетные зависимости вводят коэффициент нагрузки K ?
4. Почему с увеличением коэффициента ty_A возрастает окружное усилие передачи?

Дополнительная литература

- [11], стр. 76.
[12], лист 109.
[18], стр. 118, пример 7.3.

Б. КОНИЧЕСКАЯ ФРИКЦИОННАЯ ПЕРЕДАЧА

ЗАНЯТИЕ 13

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

Фрикционная передача между валами с пересекающимися осями (рис. 5.7) осуществляется коническими катками. Угол между осями валов δ может быть различным, чаще всего $\delta = \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$, где φ_1 и φ_2 — углы при вершинах конусов ведущего и ведомого катков.

Без учета проскальзывания, согласно рис. 5.7,

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} = \text{tg } \varphi_2 = \frac{1}{\text{tg } \varphi_1}. \quad (5.12)$$

Для конических фрикционных передач рекомендует-ся $i \leq 4$.

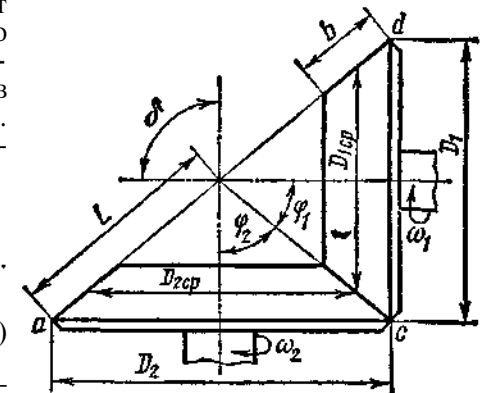


Рис. 5.7. Схема конической фрикционной передачи

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ

1. Конусное расстояние. Из треугольника acd (см. рис. 5.7)

$$L = \frac{1}{2} \sqrt{D_1^2 + D_2^2} = \frac{D_1}{2} \sqrt{1 + i^2} = \frac{D_2}{2i} \sqrt{1 + i^2} \quad (5.13)$$

2. Диаметр ведущего катка

$$D_1 = \frac{2L}{\sqrt{1+i^2}} = 2L \sin \varphi_1 \quad (5.14)$$

3. Диаметр ведомого катка

$$D_2 = D_1 i = \frac{2iL}{\sqrt{1+i^2}} = 2L \sin \varphi_2 \quad (5.15)$$

4. Средний диаметр катков

$$D_{cp} = D - b \sin \varphi \quad (5.16)$$

УСИЛИЯ В ПЕРЕДАЧЕ

Усилия в конической передаче определяют по размерам средних сечений катков, в которых лежит условная точка приложения равнодействующей P_n (рис. 5.8, б),

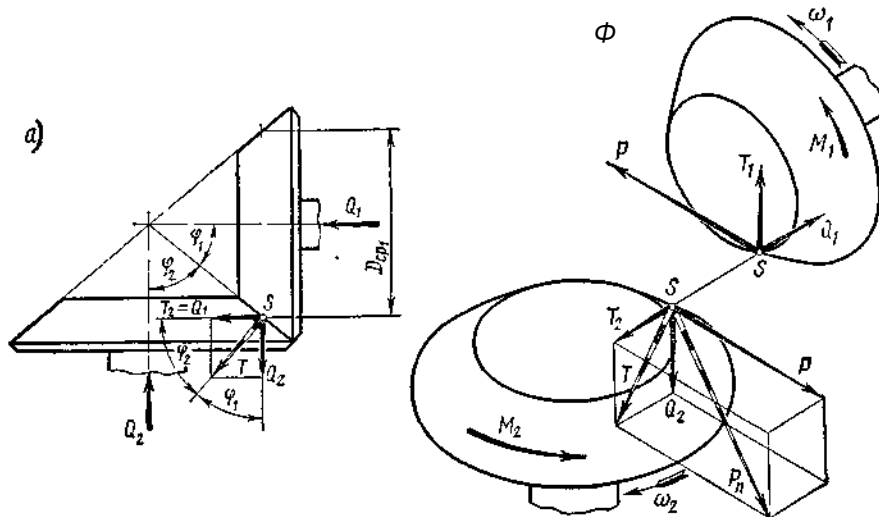


Рис. 5.8. Схема сил в конической фрикционной передаче: а — катки в рабочем положении; б — катки, условно раздвинутые

По условию работоспособности передачи $T_{тр} \geq P$, где сила трения между катками $T_{тр} = fT$, а окружное усилие $P = \frac{2M_1}{D_{cp1}}$. Следовательно, нормальное прижимное усилие

$$T = K \frac{T_{тр}}{f} = K \frac{P}{f} = K \frac{2M_1}{f D_{cp1}} \quad (5.17)$$

где K — коэффициент нагрузки (см. стр. 80).

Осевые усилия ведущего и ведомого катков (см. рис. 5.8, а)

$$Q_1 = T \sin \varphi_1; \quad Q_2 = T \sin \varphi_2 \quad (5.18)$$

Радиальные усилия катков (см. рис. 5.8, б)

$$T_1 = Q_2; \quad T_2 = Q_1.$$

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ КОНИЧЕСКИХ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

Расчет на контактную прочность фрикционных передач с коническими катками ведется аналогично расчету передач с цилиндрическими катками, для чего коническую передачу заменяют эквивалентной ей цилиндрической передачей с диаметрами катков

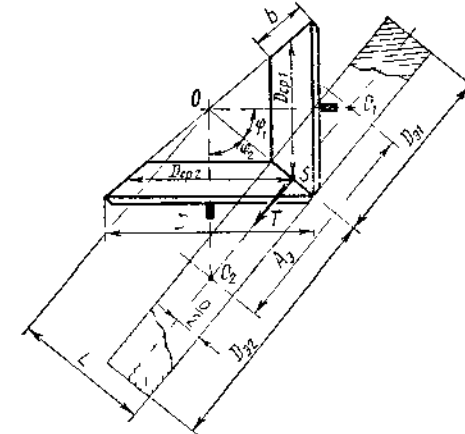


Рис. 5.9. Схема для определения диаметров эквивалентных цилиндрических катков

D_{b1} и D_{b2} (рис. 5.9). Эквивалентная передача получается в результате развертки средних дополнительных конусов, образующие которых равны $\frac{D_{b1}}{2}$ и $\frac{D_{b2}}{2}$.

Из треугольников OO_1S и OO_2S

$$0,5D_{\partial 1} = (L - 0,5b) \operatorname{tg} \varphi_1 = (L - 0,5b) \frac{1}{i};$$

$$0,5D_{\partial 2} = (L - 0,5b) \operatorname{tg} \varphi_2 = (L - 0,5b) i,$$

где b — ширина обода катков.

В параметрах эквивалентной цилиндрической передачи по формуле (5.10) расчетное контактное напряжение

$$\sigma_k = \frac{0,418}{A_3} \sqrt{\frac{E_{np}}{f} \cdot \frac{M_{\partial 1} K (1 + i_3)^3}{bi_3}} \leq [\sigma]_k,$$

где межосевое расстояние эквивалентной передачи (см. рис. 5.9)

$$A_3 = 0,5 (D_{\partial 1} + D_{\partial 2}) = (L - 0,5b) \frac{1 + i^2}{i};$$

i — передаточное число эквивалентной передачи

$$i_3 = \frac{D_{\partial 2}}{D_{\partial 1}} = \frac{D_{cp2} \sin \varphi_2}{D_{cp1} \sin \varphi_1} = i \frac{\sin \varphi_2}{\sin \varphi_1};$$

при $\varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$ $\frac{\sin \varphi_2}{\sin \varphi_1} = \frac{\sin \varphi_2}{\cos \varphi_2} = \operatorname{tg} \varphi_2 = i$, следовательно, $i_3 = i^2$;
момент на эквивалентном катке

$$M_{\partial 1} = P \frac{D_{\partial 1}}{2} = P \frac{D_{cp1}}{2 \cos \varphi_1} = M_1 \frac{1}{\cos \varphi_1}.$$

Преобразовав

$$\frac{1}{\cos \varphi_1} = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \varphi_1 + 1} = \sqrt{\left(\frac{1}{i}\right)^2 + 1} = \frac{\sqrt{1 + i^2}}{i},$$

получим

$$M_{\partial 1} = M_1 \frac{\sqrt{1 + i^2}}{i}.$$

Подставив значения A_3 , i_3 и $M_{\partial 1}$, получим формулу проверочного расчета конических фрикционных передач:

$$\sigma_k = \frac{0,418}{(L - 0,5b)} \sqrt{\frac{E_{np}}{f} \cdot \frac{M_1 K (\sqrt{1 + i^2})^3}{bi}} \leq [\sigma]_k. \quad (5.19)$$

Выразив ширину обода b через L , т. е. $b = \psi_L L$ и заменив

$$L = \frac{D_2}{2i} \sqrt{1 + i^2}$$

в формуле (5.19), получим формулу для проектного расчета конических фрикционных передач*:

$$D_2 \geq 2i \sqrt{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_k}\right)^2 \frac{E_{np}}{f} \cdot \frac{M_1 K}{\psi_L (1 - 0,5\psi_L)^2 i}}, \quad (5.20)$$

где $\psi_L = \frac{b}{L}$ — коэффициент ширины обода. Обычно принимают $\psi_L = 0,25 - 0,3$.

* Габаритные размеры конической передачи зависят от величины D_2 , по которому и ведется проектный расчет передачи.

Последовательность проектного расчета конических фрикционных передач аналогична расчету цилиндрических передач (стр. 83). Исключение составляет пункт 3, в котором определяют диаметр большого катка D_2 из условия контактной прочности.

Пример 13. Рассчитать открытую коническую фрикционную передачу для привода пресса. Требуемая мощность на ведомом валу $N_2 = 2$ кВт при $\omega_2 = 6,6$ рад/сек. Передаточное число $i = 2$. Материал ведущего катка текстолит, ведомого — чугун.

Решение 1. Для текстолита принимаем $[\sigma]_k = 90$ н/мм², $E_1 = 6 \cdot 10^3$ н/мм². Для чугуна $E_2 = 1,1 \cdot 10^5$ н/мм² (см. стр. 82). По формуле (5.9)

$$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 10^5}{6 \cdot 10^3 + 1,1 \cdot 10^5} = 1,13 \cdot 10^4 \text{ н/мм}^2.$$

По табл. 5.1 $f = 0,25$. Для открытой передачи принимаем к. п. д. $\eta = 0,75$ (стр. 76). По формуле (4.5) момент на ведомом валу

$$M_2 = 10^3 \frac{N_2}{\omega_2} = 10^3 \frac{2}{6,6} = 303 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

По формуле (4.7) момент на ведущем валу

$$M_1 = \frac{M_2}{i\eta} = \frac{303 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,75} = 202 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

2. Для конической передачи принимаем

$K = 1,5$ (стр. 80); $\psi_L = 0,3$ (стр. 88).

3. По формуле (5.20) диаметр большого катка

$$D_2 \geq 2i \sqrt{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_k}\right)^2 \frac{E_{np} M_1 K}{f \psi_L (1 - 0,5\psi_L)^2 i}} = 2 \cdot 2 \sqrt{\left(\frac{0,418}{90}\right)^2 \frac{1,13 \cdot 10^4 \cdot 202 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{0,25 \cdot 0,3 (1 - 0,5 \cdot 0,3)^2 \cdot 2}} = 354 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_2 = 355$ мм.

4. Геометрические размеры передачи:

а) конусное расстояние

$$L = \frac{D_2}{2i} \sqrt{1 + i^2} = \frac{355}{2 \cdot 2} \sqrt{1 + 2^2} = 198,5 \text{ мм};$$

б) ширина обода катков

$$b = \psi_L L = 0,3 \cdot 198,5 = 59,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $b = 60$ мм;

в) диаметры малого катка

$$D_1 = \frac{D_2}{2} = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ мм};$$

$$D_{cp1} = D_1 - b \sin \varphi_1 = 177,5 - 60 \sin 26^\circ 34' = 150,7 \text{ мм},$$

где

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{1}{i} = \frac{1}{2}; \quad \varphi_1 = 26^\circ 34'$$

5. Полученные размеры передачи проверяем по формуле (5.19):

$$\begin{aligned} \sigma_k &= \frac{0,418}{(L-0,5b)} \sqrt{\frac{E_{\text{пр}}}{f}} \cdot \frac{M_1 K (\sqrt{1+i^2})^3}{bi} = \\ &= \frac{0,418}{(198,5-0,5 \cdot 60)} \sqrt{\frac{1,13 \cdot 10^4}{0,25}} \cdot \frac{202 \cdot 10^3 \cdot 1,5 (\sqrt{1+2^2})^3}{60 \cdot 2} = \\ &= 88,8 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_k = 90 \text{ н/мм}^2. \end{aligned}$$

Недогрузка передачи составляет $\sim 1\%$, что допустимо,

Задача 9. По данным предыдущего примера определить осевые усилия, которые должны быть приложены к каждому из катков для передачи заданной мощности. Угол между осями катков $\delta = 90^\circ$.

Ответ. $Q_1 = 7,10 \cdot 10^3 \text{ н}$; $Q_2 = 14,46 \cdot 10^3 \text{ н}$.

ВАРИАТОРЫ

Вариаторы служат для плавного изменения на ходу угловой скорости ведомого вала при постоянной угловой скорости ведущего вала. Выполняются в виде отдельных механизмов с непосредственным контактом ведущего и ведомого катков (см. рис. 5.2) или с промежуточным элементом (рис. 5.10)*. Применяются в станках, прессах, конвейерах и т. п. Главной характеристикой вариатора является диапазон регулирования, равный отношению максимальной угловой скорости ведомого катка $\omega_{2 \max}$ к минимальной его угловой скорости $\omega_{2 \min}$:

$$D = \frac{\omega_{2 \max}}{\omega_{2 \min}} \quad (5.21)$$

Практически для одноступенчатых вариаторов $D = 3-8$.

В зависимости от формы тела качения вариаторы бывают лобовые, конусные, торовые и др.

Лобовые вариаторы (см. рис. 5.2). Применяются в винтовых прессах и приборах. Бесступенчатое изменение угловой скорости ведомого вала достигается передвижением малого катка вдоль вала, т. е. изменением радиуса R_2 . Допускают реверсирование вращения. Имеют интенсивный износ рабочих поверхностей катков и пониженный к. п. д. вследствие разности скоростей на площадке кон-

* В современном машиностроении применяется большое число вариаторов с различными принципиальными схемами.

такта. Так как $R_1 = \text{const}$, то диапазон регулирования лобового вариатора $D = \frac{R_{2 \max}}{R_{2 \min}}$.

Вариаторы с **раздвижными** конусами (см. рис. 5.10) имеют наибольшее применение в машиностроении. Промежуточным элементом в тихоходных вариаторах является клиновой ремень или специальная цепь, в быстроходных — стальное кольцо. Плавное

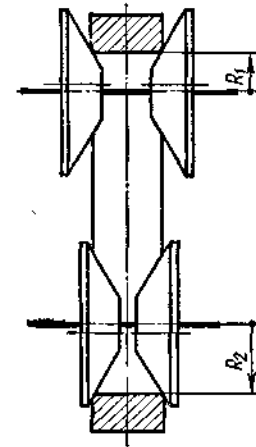


Рис. 5.10. Схема вариатора с раздвижными конусами

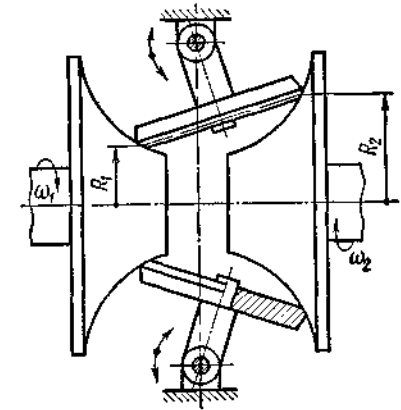


Рис. 5.11. Схема торового вариатора

изменение угловых скоростей ведомого вала достигается раздвижением или сближением конусных катков, т. е. изменением расчетных радиусов катков R_1 и R_2 . Эти вариаторы имеют простую конструкцию, но значительные габариты.

Торовые вариаторы. На рис. 5.11 показана схема вариатора системы ЦИИИТмаш. Вариатор состоит из двух соосных катков с тороидной рабочей поверхностью и двух промежуточных дисков.

Регулирование угловых скоростей производится поворотом дисков с помощью рычажного механизма, в результате чего изменяются радиусы контакта R_1 и R_2 . Из всех вариаторов торовые наиболее компактны и совершенны, но имеют сложную конструкцию и требуют высокой точности изготовления.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

1. Ведущий каток изготавливают из менее твердого материала, чем ведомый, чтобы при буксовании на рабочей поверхности ведомого катка не образовались лыски.

2. Ширину обода b_1 малого катка выполняют на $5 \div 10 \text{ мм}$ больше расчетной величины b_2 на возможное осевое смещение

катков из-за неточности сборки. Предельный размер $b_2 \leq D_{\min}$, так как трудно обеспечить равномерное прилегание катков на большой ширине обода.

3. Прижимное устройство катков может создавать либо постоянную силу (с помощью пружины, силы тяжести конструкции и др.), либо быть самозатягивающимся; при этом прижимное усилие будет изменяться пропорционально изменению передаваемого момента (см. [32]). Второй способ применяют в ответственных передачах.

4. Для уменьшения буксования при пуске в цилиндрических фрикционных передачах нажимным выполняют ведомый каток. В конических нажимным делают меньший каток.

5. В многоступенчатых приводах фрикционную передачу целесообразно применять на быстроходных ступенях,

Контрольные вопросы

1. Пользуясь рис. 5.7, докажите, что $i = \operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi_1}$.
2. Какие виды деформации будет иметь вал катка конической фрикционной передачи от окружного усилия P , радиального T и осевого Q ?
3. Почему в конической фрикционной передаче нажимным целесообразно делать меньший каток?
4. Какими достоинствами обладают вариаторы? Что такое диапазон регулирования D ?
5. Пользуясь рис. 5.2, объясните, как осуществляется реверсирование вращения (прямой ход, обратный ход) ведомого вала лобового вариатора?

Дополнительная литература

- [11], стр. 76—83.
[12], листы 110—117.
[18], стр. 122; пример 7.9.

ГЛАВА 6 ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ЗАНЯТИЕ 14

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В зубчатой передаче движение передается с помощью зацепления пары зубчатых колес (рис. 6.1). Меньшее зубчатое колесо принято называть **шестерней**, а **большее** — **колесом**. Термин зубчатое колесо относится как к шестерне, так и к колесу. Параметрам шестерни приписывают индекс 1, а параметрам колеса — 2. Зубчатые передачи — самый распространенный вид механических

передач, так как могут надежно передавать мощности от долей до десятков тысяч *квт* при окружных скоростях до 150 *м/сек*. Зубчатые передачи широко применяются во всех отраслях машиностроения и приборостроения.

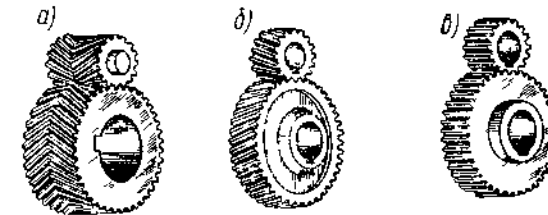


Рис. 6.1. Цилиндрические зубчатые передачи внешнего зацепления

ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Достоинства:

1. Высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей.
2. Малые габариты.
3. Большая долговечность.
4. Высокий к. п. д.
5. Сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники.
6. Постоянство передаточного числа.
7. Простота обслуживания.

Недостатки:

1. Высокие требования к точности изготовления и монтажа.
2. Шум при больших скоростях.

КЛАССИФИКАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В зависимости от взаимного расположения геометрических осей валов зубчатые передачи бывают: **цилиндрические** — при параллельных осях (см. рис. 6.1); **конические** — при пересекающихся осях (рис. 6.2); **винтовые** — при скрещивающихся осях (рис. 6.3). Винтовые зубчатые передачи характеризуются повышенным скольжением в зацеплении и низкой нагрузочной способностью, поэтому имеют ограниченное применение.

Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот применяется реечная передача (рис. 6.4), которая является частным случаем цилиндрической зубчатой передачи. Рейку рассматривают как колесо, диаметр которого обращается в бесконечность.

В зависимости от расположения зубьев на ободах колес различают (см. рис. 6.1) передачи: **прямозубые** (*в*), **косозубые**

бые (б), шевронные (а) и с круговым зубом (см. рис. 6.2, в).

В зависимости от формы профиля зуба передачи бывают: эвольвентные, с зацеплением Новикова, цикло-

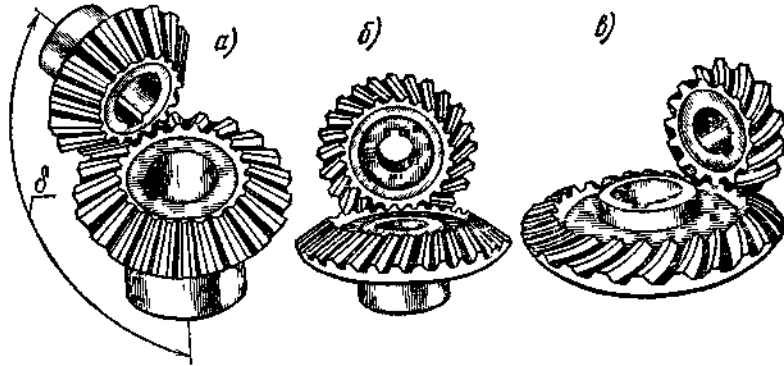


Рис 6 2 Конические зубчатые передачи:
а — прямозубая, б — косозубая, в — с круговым зубом

и дальние. В современном машиностроении широко применяется эвольвентное зацепление*.

В 1954 г. М. Л. Новиков предложил принципиально новое зацепление, в котором профиль зуба очерчен дугами окружностей. Это зацепление возможно лишь при косых зубьях. Благодаря высокой несущей способности зацепление М. Л. Новикова весьма перспек-

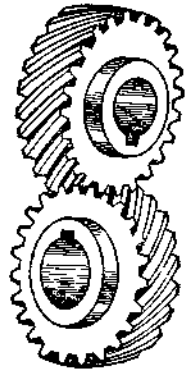


Рис. 6 3. Винтовая зубчатая передача

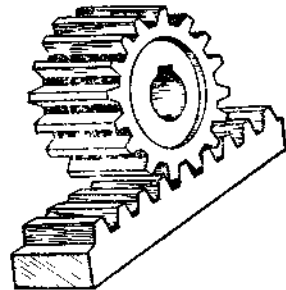


Рис 6 4 Реечная передача

тивно. Циклоидальное зацепление в настоящее время сохранило свое применение в приборах и часах.

В зависимости от взаимного расположения колес зубчатые передачи бывают внешнего (см. рис. 6.1) и внутреннего

* Эвольвентное зацепление предложено Л. Эйлером в 1760 г.

(рис. 6.5) зацепления. Ниже рассматриваются передачи внешнего зацепления, как наиболее распространенные.

В зависимости от конструктивного исполнения различают открытые и закрытые зубчатые передачи. В открытых передачах зубья колес работают всухую или периодически смазываются консистентной смазкой. Закрытые передачи работают в масляной ванне; при смазке окунанием зубчатые колеса (одно из колес пары) погружают в масло на глубину до $1/3$ диаметра.

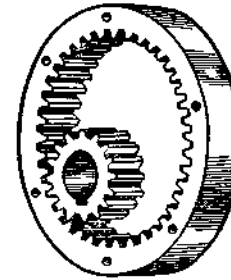


Рис 6.5 Цилиндрическая прямозубая передача внутреннего зацепления

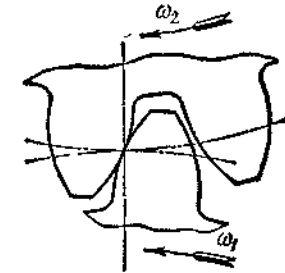


Рис 6 6. Зубчатое зацепление

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

При работе зубчатых колес зубья одного колеса входят во впадины другого (рис. 6.6), при этом боковая поверхность зуба ведущего колеса давит на боковую поверхность зуба ведомого колеса.

Профили зубьев пары колес должны быть сопряженными, т. е. заданному профилю зуба одного колеса должен соответствовать вполне определенный профиль зуба другого колеса. Чтобы обеспечить постоянство передаточного числа, профили зубьев нужно очертить такими кривыми, которые удовлетворяли бы требованиям основной теоремы зацепления.

Основная теорема зацепления. Для доказательства теоремы рассмотрим пару сопряженных зубьев в зацеплении (рис. 6.7). Профили зубьев шестерни и колеса касаются в точке S , называемой точкой зацепления. Центры вращения O_1 и O_2 расположены на неизменном расстоянии A друг от друга. Зуб шестерни, вращаясь с угловой скоростью ω_1 , оказывает в точке S силовое действие на зуб колеса, сообщая последнему угловую скорость ω_2 . Проведем через точку S общую для обоих профилей касательную TT и нормаль NN . Окружные скорости точки S относительно центров вращения O_1 и O_2 будут

$$v_1 = O_1S \cdot \omega_1 \quad \text{и} \quad v_2 = O_2S \cdot \omega_2.$$

Разложим v_1 и v_2 на составляющие v_1' и v_2' по направлению нормали NN и составляющие v_1'' и v_2'' по направлению касательной TT . Для обеспечения постоянного касания профилей необходимо соблюдение условия $v_1' = v_2'$, в противном случае при $v_1' < v_2'$ зуб шестерни отстанет от зуба колеса, а при $v_1' > v_2'$ произойдет

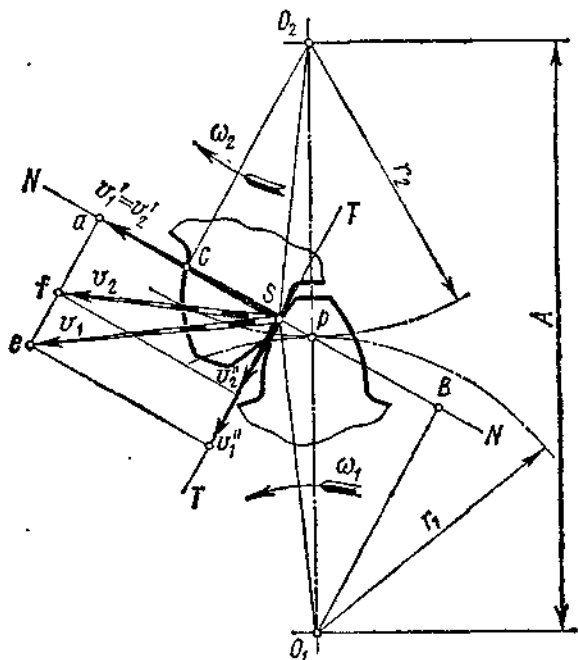


Рис. 6.7. Схема к доказательству основной теоремы зацепления

врезание зубьев. Опустим из центров O_1 и O_2 перпендикуляры O_1B и O_2C на нормаль NN . Из подобия треугольников aeS и BSO_1 $\frac{v_1'}{v_1} = \frac{O_1B}{O_1S}$ откуда $v_1' = \frac{v_1}{O_1S} \cdot O_1B = \omega_1 \cdot O_1B$.

Из подобия треугольников afS и CSO_2 $\frac{v_2'}{v_2} = \frac{O_2C}{O_2S}$, откуда $v_2' = \frac{v_2}{O_2S} \cdot O_2C = \omega_2 \cdot O_2C$. Но $v_1' = v_2'$, следовательно, $\omega_1 \cdot O_1B = \omega_2 \cdot O_2C$. Передаточное число

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2C}{O_1B}. \quad (a)$$

Нормаль NN пересекает линию центров O_1O_2 в точке p , называемой полюсом зацепления. Из подобия треугольников O_2pC и O_1pB

$$\frac{O_2C}{O_1B} = \frac{O_2p}{O_1p} = \frac{r_2}{r_1}. \quad (б)$$

Сравнивая отношения (а) и (б), получаем

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \text{const} \quad (6.1)$$

Таким образом, основная теорема зацепления формулируется следующим образом:

для обеспечения постоянного передаточного числа зубчатых колес профили их зубьев должны очерчиваться по кривым, у которых общая нормаль NN , проведенная через точку касания профилей, делит расстояние между центрами O_1O_2 на части, обратно пропорциональные угловым скоростям.

Полюс зацепления p сохраняет неизменное положение на линии центров O_1O_2 , следовательно, радиусы r_1 и r_2 также неизменны. Окружности радиусов r_1 и r_2 называют начальными. При вращении зубчатых колес начальные окружности перекатываются друг по другу без скольжения, о чем свидетельствует равенство их окружных скоростей $\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$, полученное из формулы (6.1).

Из множества кривых, удовлетворяющих требованиям основной теоремы зацепления, практическое применение в современном машиностроении получила эвольвента окружности, которая:

а) позволяет сравнительно просто и точно получить профиль зуба в процессе нарезания;

б) без нарушения правильности зацепления допускает некоторое уменьшение межосевого расстояния L (это изменение может возникнуть в результате неточностей изготовления и сборки).

Эвольвенты окружности (рис. 6.8). Эвольвентой окружности называют кривую, которую описывает точка S прямой NN , перекатываемой без скольжения по окружности радиуса r_0 . Эта окружность называется эвольвентой, или основной окружностью, а перекатываемая прямая NN — производящей и прямой. Характер эвольвентного зубчатого зацепления определяется свойствами эвольвенты:

1. Производящая прямая NN является одновременно касательной к основной окружности и нормалью ко всем производимым ею эвольвентам.

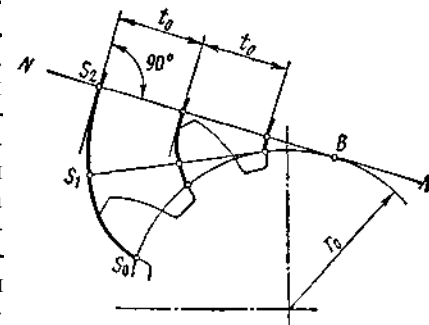


Рис. 6.8. Схема образования эвольвенты

2. Две эвольвенты одной и той же основной окружности эквидистантны*.

3. С увеличением радиуса r_0 основной окружности эвольвента становится более пологой и при $r_0 \rightarrow \infty$ обращается в прямую.

4. Радиус кривизны эвольвенты в точке S_2 равен длине дуги S_0B основной окружности. Центр кривизны эвольвенты в данной точке находится на основной окружности.

Контрольные вопросы

1. На рис. 6.1 и 6.5 определите направление вращения колес, если шестерни вращаются по часовой стрелке.

2. Какими достоинствами обладают зубчатые передачи?

3. В чем заключается различие открытых и закрытых зубчатых передач?

4. Какие основные требования предъявляют к профилям сопряженных зубьев?

5. Почему в современном машиностроении в основном применяют эвольвентное зацепление?

6. Как изменяется эвольвента с увеличением радиуса основной окружности?

Дополнительная литература

[12], лист 23.

[18], стр. 148, задача 9.9.

ЗАНЯТИЕ 15

ОБРАЗОВАНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Пусть заданы межцентровое (межосевое) расстояние A и передаточное число i зубчатой передачи (рис. 6.9). При известных $A = r_1 + r_2$ и $i = \frac{r_2}{r_1}$ определим радиусы начальных окружностей

$r_1 = \frac{A}{1+i}$ и $r_2 = ir_1$ отметим на линии центров O_1O_2 положение полюса зацепления p . Из центра O_1 опишем некоторым радиусом r_{o1} основную окружность и произведем ее развертку. Получим эвольвентный профиль Π_1 зуба шестерни. На основании основной теоремы зацепления и первого свойства эвольвенты проведем через полюс p нормаль NN , которая определит точку зацепления S сопряженных профилей. Опустим из центра O_2 перпендикуляр O_2C на нормаль NN и радиусом $r_{o2} = O_2C$ опишем основную окружность, развертка которой даст эвольвентный профиль Π_2 зуба колеса. Построенные профили являются сопряженными,

* Эквидистантными (равноудаленными) называются две кривые, расстояние между которыми в направлении нормали везде одинаковое.

так как, касаясь в точке S , они имеют общую нормаль NN , которая касается обеих основных окружностей и является продолжением прямой эвольвент обоих профилей.

При вращении колес точка зацепления S эвольвентных профилей перемещается по общей нормали NN (рис. 6.10), которая является геометрическим местом точек зацепления сопряженных профилей и называется линией зацепления. Линия зацепления NN является одновременно линией давления, так как сила давления на профиль зуба шестерни будет (в предположении отсутствия сил трения) действовать по общей нормали NN к обоим профилям.

Угол α , образованный линией зацепления NN с тангентой TT к начальной окружностям, называется углом зацепления.

Из подобия треугольников O_2Cp и O_1Bp (см. рис. 6.9)

$$\frac{O_2p}{r_2} = \frac{O_2C}{r_{o2}} \text{ или } \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_{o2}}{r_{o1}}.$$

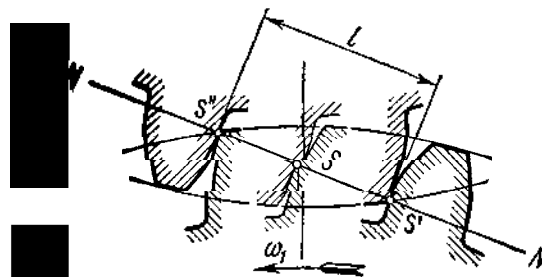


Рис. 6.10. Положения сопряженных профилей и зубьев в начале и конце зацепления

Независимость передаточного числа i от изменения межосевого расстояния A можно проследить на следующем примере.

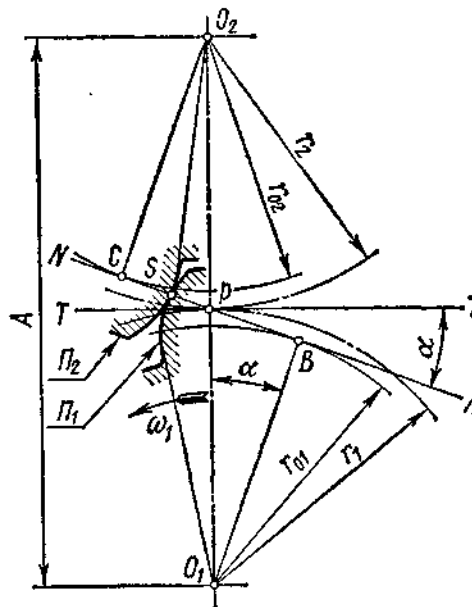


Рис. 6.9. Схема образования эвольвентного зацепления

Из формулы (6.1) следует

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_{o2}}{r_{o1}} = \text{const},$$

т. е. отношение угловых скоростей двух сопряженных эвольвентных профилей обратно пропорционально радиусам их основных окружностей и не зависит от расстояния A между центрами этих окружностей.

Пусть на рис. 6.11, а изображено зацепление при заданном расстоянии A и передаточном числе i . Изменим межосевое расстояние этого зацепления до $A + \Delta A$ (рис. 6.11, б). Сопоставляя рисунки, видим, что в зацеплении с расстоянием $A + \Delta A$ возникли новые начальные окружности с радиусами r_1' и r_2' . Радиусы основных окружностей не изменились, так как не изменились профили

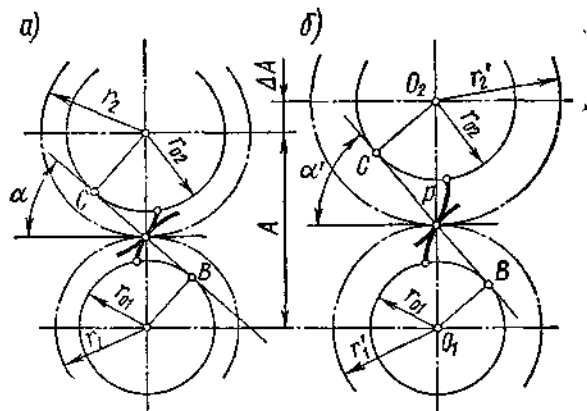


Рис. 6.11. Схема к доказательству независимости i от A

зубьев, они остались очерченными теми же эвольвентами. Из подобия треугольников O_2Cp и O_1Bp (см. рис. 6.11, б)

$$\frac{r_2'}{r_1'} = \frac{r_{02}}{r_{01}} = i = \text{const.}$$

Таким образом, *правильность эвольвентного зацепления не нарушится при изменении величины межосевого расстояния A ; такое нарушение может возникнуть в результате износа или неточностей изготовления и сборки.*

Это свойство является важным преимуществом эвольвентного зацепления перед циклоидальным, весьма чувствительным к изменению расстояния A .

ОБРАЗОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

Реальные зубчатые колеса характеризуются шириной зубчатого обода. В зацеплении участвуют не профили, а поверхности зубьев, следовательно, касанию плоских профилей в точке соответствует касание поверхностей по линии контакта. Основным окружностям колес соответствуют основные цилиндры колес, начальным окружностям — начальные цилиндры, окружностям выступов — цилиндры выступов, окружностям впадин — цилиндры впадин.

На рис. 6.12 изображен основной цилиндр радиуса r_0 и касательная к нему плоскость N , на поверхности которой на опре-

деленных расстояниях нанесены прямые BC , DF , ..., параллельные образующей цилиндра. При перекачивании справа налево плоскости N прямая BC опишет в пространстве правую эвольвентную поверхность зуба. Левую поверхность образует прямая DE при перекачивании плоскости N в обратном направлении. Образовав аналогичным приемом боковые поверхности остальных зубьев и ограничив их высоту цилиндрами выступов и впадин, получим обод эвольвентного цилиндрического прямозубого колеса.

ЗАЦЕПЛЕНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА С РЕЙКОЙ

Рейка представляет частный случай зубчатого колеса (см. рис. 6.4), у которого число зубьев обращается в бесконечность ($z \rightarrow \infty$), при этом начальная окружность колеса обращается в прямую линию, называемую начальной прямой. При работе реечной передачи начальная прямая

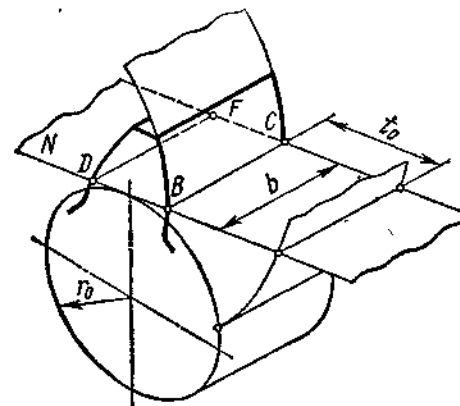


Рис. 6.12. Образование цилиндрического зубчатого колеса

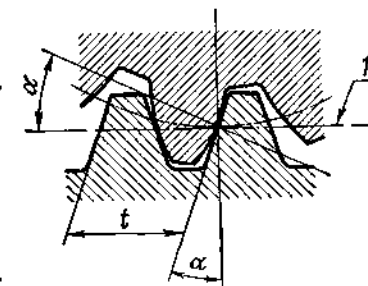


Рис. 6.13. Зацепление шестерни с рейкой

рейки перекачивается без скольжения по начальной окружности колеса (рис. 6.13; 1 — начальная прямая). Согласно третьему свойству эвольвенты профиль зуба рейки прямобоочный, трапециевидной формы с углом заострения 2α .

ПРИНЦИПАЛЬНЫЕ ОСНОВЫ НАРЕЗАНИЯ ЗУБЬЕВ МЕТОДОМ ОБКАТКИ

Зацепление эвольвентного зубчатого колеса с рейкой положено в основу нарезания зубчатых колес методом обкатки; при этом рейка используется в качестве режущего инструмента. Чтобы прямолинейная режущая кромка зуба инструментальной рейки 1 (рис. 6.14) могла обрабатывать эвольвентный профиль зуба, нужно чтобы ее положение в отношении нарезаемого зуба все

время изменялось. Такое движение называется движением обкатки, а процесс нарезания зуба — нарезанием по методу обкатки. В процессе нарезания (рис. 6.15) заготовка вращается вокруг своей оси, а инструментальная рейка 1 совершает возвратно-поступательное движение параллельно оси заготовки 2 по принципу долбяка

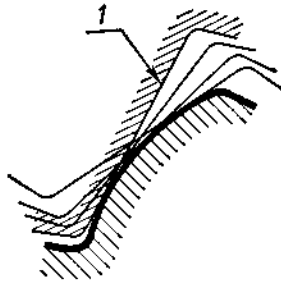


Рис. 6.14. К нарезанию зубьев методом обкатки

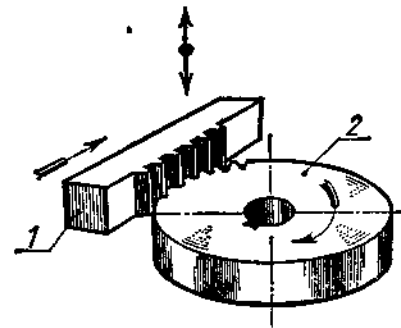


Рис. 6.15. Схема нарезания зубьев методом обкатки

и поступательное движение параллельно касательной к ободу заготовки. Начальная окружность нарезаемого колеса (см. рис. 6.13) делится шагом рейки * на z равных частей, благодаря чему она получила название делительной окружности. На делительной окружности шаг t и угол зацепления α_d нарезаемого колеса равны шагу и углу профиля α_d инструментальной рейки.

ИСХОДНЫЙ КОНТУР ЗУБЧАТОЙ РЕЙКИ

При увеличении до бесконечности числа зубьев нормального (некорректированного**) колеса получается основная рейка, профиль которой соответствует исходному контуру, регламентиро-

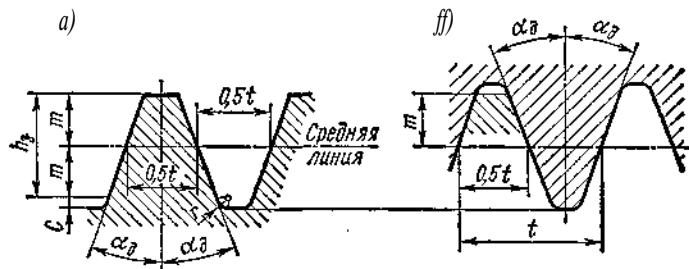


Рис. 6.16. Основная рейка и исходный контур

ванному ГОСТ 13755—68 для цилиндрических и ГОСТ 13754—68 для прямозубых конических колес (рис. 6.16, а). Исходный контур

* Шаг рейки называется расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев, взятое по средней линии.

** Корректирование — изменение формы зуба (см. ниже).

характеризуется углом профиля $\alpha_d = 20^\circ$, глубиной захода h_a , радиальным зазором C , радиусом закругления r у корня зуба.

Для цилиндрических колес $h_a = 2m$; $C = 0,25m$; $r = 0,40m$. Для конических колес $h_a = 2m$; $C = 0,20m$; $r = 0,20m$, где m — модуль зацепления*. Основная рейка полностью определяет профили зубьев всех колес нормального зацепления и обеспечивает возможность их любого сочетания при одинаковом модуле.

Исходный контур инструментальной рейки (рис. 6.16, б) отличается от контура основной рейки увеличенной на C высотой головки зуба, необходимой для образования большей глубины впадины, обеспечивающей радиальный зазор C в зацеплении сопряженных колес.

Избыточная высота зуба инструментальной рейки не участвует в формировании эвольвентной части профиля зуба нарезаемого колеса.

ИЗГОТОВЛЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Заготовки зубчатых колес получают литьем, штамповкой или ковкой в зависимости от материала, формы и размеров. Зубья колес изготовляют накатыванием, нарезанием, реже литьем.

Накатывание зубьев. Предварительное формообразование зубьев цилиндрических и конических колес производится горячим накатыванием. Венец стальной заготовки нагревают токами высокой частоты до температуры 1200°C , а затем обкатывают между колесами-накатниками. При этом на венец выдавливаются зубья. Для получения колес более высокой точности производится последующая механическая обработка зубьев или холодное обкатывание — калибровка. Холодное накатывание зубьев применяется при модуле до 1 мм . Зубонакатывание — высокопроизводительный метод изготовления колес, резко сокращающий отход металла в стружку. Применяется в массовом производстве.

Нарезание зубьев. Существуют два метода нарезания зубьев: копирование и обкатка. Метод копирования заключается в прорезании впадин между зубьями модульными фрезами: дисковыми (рис. 6.17, а) или пальцевыми (рис. 6.17, б). После прорезания каждой впадины заготовку поворачивают на шаг зацепления. Профиль впадины представляет собой копию профиля режущих кромок фрезы, отсюда и название — метод копирования. Метод копирования — малопроизводительный и неточный, применяется преимущественно в ремонтном деле.

Нарезание зубьев методом обкатки основано на воспроизведении зацепления зубчатой пары, одним из элементов которой является режущий инструмент — червячная фреза (рис. 6.18, а), дисковый долбяк (рис. 6.18, б) или реечный долбяк — гребенка (см. рис. 6.15). Червячная фреза имеет в осевом сечении форму

* О модуле зацепления см. стр. 107.

инструментальной рейки. При нарезании зубьев заготовка и фреза вращаются вокруг своих осей, обеспечивая непрерывность процесса. Нарезание зубьев червячными фрезами широко применяется для изготовления цилиндрических колес с внешним расположением зубьев. Для нарезания колес с внутренним расположением

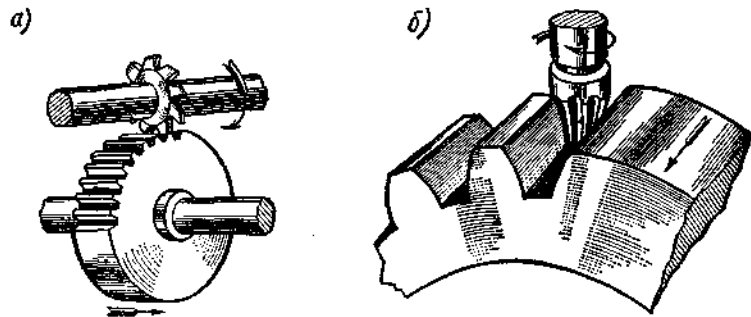


Рис. 6.17. Нарезание зубьев методом копирования

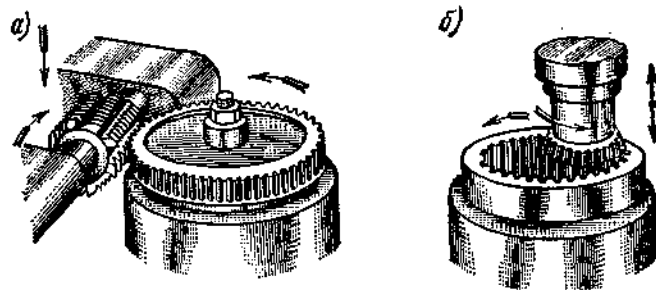


Рис. 6.18. Нарезание зубьев методом обкатки

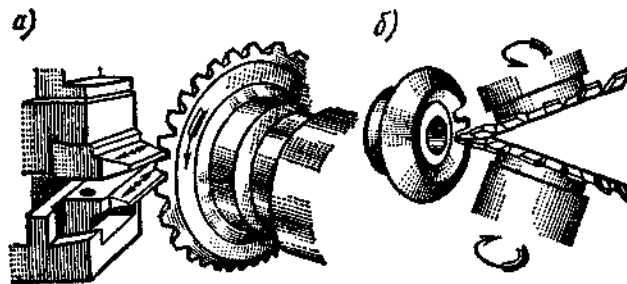


Рис. 6.19. Нарезание зубьев конических колес

зубьев применяют дисковые долбяки. Гребенками нарезают прямозубые и косозубые колеса с большим модулем зацепления.

Нарезание зубьев конических колес методом обкатки производится строганием (рис. 6.19, а) или фрезерованием (рис. 6.19, б) инструментом с прямобочным профилем.

Отделка зубьев. Зубья точных зубчатых колес после нарезания подвергают отделке шевингованием, шлифованием, притиркой или обкаткой.

Шевингование применяется для тонкой обработки закаленных колес. Выполняется инструментом-шевером, имеющим вид зубчатого колеса с узкими канавками на поверхности зубьев. Вращаясь в зацеплении с обрабатываемым колесом, шевер снимает режущими кромками канавок волосообразные стружки с зубьев колеса.

Шлифование применяется для тонкой обработки закаленных зубьев. Выполняется шлифовальными кругами способом копирования или обкатки.

Притирка используется для отделки закаленных зубьев колес. Выполняется притиром—чугунным точно изготовленным колесом с использованием притирочных абразивных паст.

Обкатка применяется для сглаживания шероховатостей на рабочих поверхностях зубьев незакаленных колес. В течение 1—2 минут зубчатое колесо обкатывается под нагрузкой с эталонным колесом большой твердости.

Контрольные вопросы

1. Какие профили зубьев называются сопряженными?
3. Что называется углом зацепления?
3. Почему нарезание зубьев инструментальной рейкой называется методом обкатки?
4. Какие существуют методы изготовления зубьев и в чем их отличие?

Дополнительная литература

- [7], т. 2; стр. 303—307.
[18], стр. 148, задача 9.11.

ЗАНЯТИЕ 16

ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Начальные окружности (рис. 6.20). Проведем из центров O_1 и O_2 через полюс p две окружности, которые в процессе зацепления перекатываются одна по другой без скольжения. Эти окружности называют начальными. При изменении межосевого расстояния A (см. рис. 6.11) меняются и диаметры начальных окружностей шестерни и колеса. Следовательно, у пары зубчатых колес может быть множество начальных окружностей. У отдельно взятого колеса начальной окружности не существует.

Согласно рис. 6.20 межосевое расстояние

$$A = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{d_1}{2} (1 + i). \quad (6.2)$$

Делительная окружность (см. рис. 6.20). Окружность, на которой шаг t и угол зацепления α соответственно равны шагу и углу профиля α_∂ инструментальной рейки, называется делительной. Эта окружность принадлежит отдельно взятому

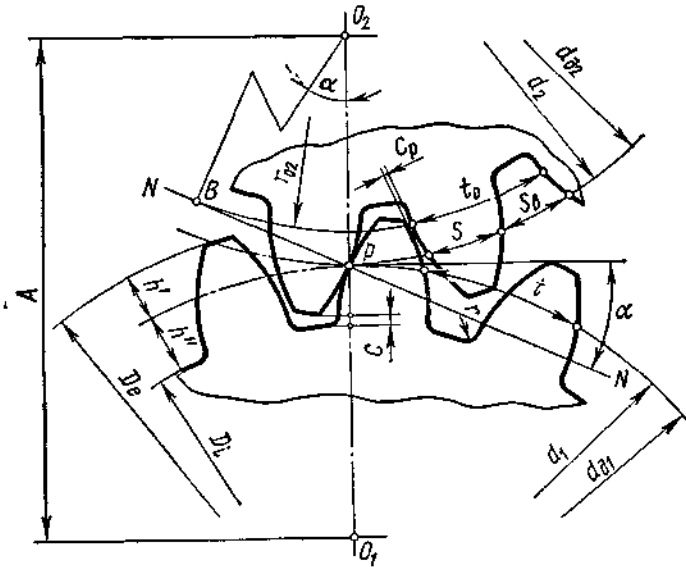


Рис. 6.20. Основные геометрические параметры эвольвентного зацепления

колесу. При изменении межосевого расстояния ее диаметр d_∂ остается неизменным. Делительные окружности совпадают с начальными, если межосевое расстояние A пары зубчатых колес равно сумме радиусов делительных окружностей, т. е.

$$A = \frac{d_{\partial 1}}{2} + \frac{d_{\partial 2}}{2} = \frac{d_{\partial 1}}{2} (1 + i). \quad (6.3)$$

У подавляющего большинства зубчатых передач диаметры делительных и начальных окружностей совпадают, т. е. $d_{\partial 1} = d_1$ и $d_{\partial 2} = d_2$. Исключение составляют передачи с угловой коррекцией (см. ниже).

Шаг зацепления t (см. рис. 6.20). Расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев, взятое по дуге делительной окружности, называется шагом зацепления. Шаг равен

сумме толщины зуба и ширины впадины:

$$t = S + S_B.$$

Для пары сцепляющихся колес шаг должен быть одинаковым.

Основной шаг t_0 измеряется по основной окружности. На основании второго и четвертого свойств эвольвенты расстояние по нормали между одноименными сторонами двух соседних зубьев равно основному шагу t_0 (см. рис. 6.8).

Из треугольника $O_2 B p$ (см. рис. 6.20) диаметр основной окружности $d_{o2} = 2r_{o2} = d_{\partial 2} \cos \alpha$, откуда

$$t_0 = t \cos \alpha. \quad (6.4)$$

Толщина зуба S и ширина впадины S_B по дуге делительной окружности нормального колеса теоретически равны. Однако при изготовлении колес на теоретический размер S назначают такое расположение поля допуска, при котором зуб получается тоньше, вследствие чего гарантируется боковой зазор C_p , необходимый для нормального зацепления. По делительной окружности всегда

$$S + S_B = t.$$

Модуль зацепления. Из определения шага следует, что длина делительной окружности зубчатого колеса $\pi d_\partial = tz$, где z — число зубьев. Следовательно,

$$d_\partial = \frac{t}{\pi} z.$$

Шаг зацепления t так же, как и длина окружности, включает в себя трансцендентное число π , а потому шаг — также число трансцендентное. Для удобства расчетов и измерения зубчатых колес в качестве основного расчетного параметра принято рациональное число $\frac{t}{\pi}$, которое обозначают буквой m и измеряют в мм:

$$m = \frac{t}{\pi}, \quad (6.5)$$

тогда

$$d_\partial = mz \quad (6.6)$$

или

$$m = \frac{d_\partial}{z}, \quad (6.7)$$

Модулем зацепления m называется часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на один зуб.

Модуль является основной характеристикой размеров зубьев. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым.

Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес и унификации зуборезного инструмента значения m регламентированы ГОСТ 9563—60 (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Модули зацепления m по ГОСТ 9563—60 (извлечение)

Ряды	Модули, мм								
1	1,0	1,25	1,5	2,	2,5	3	4	5	
2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	
1	6	8	10	12	16	20	25	—	
2	7	9	11	14	18	22	28	—	

Примечания. 1. Приведенные значения модулей распространяются на зубчатые колеса цилиндрические, конические и червячные с цилиндрическим червяком.

2. При назначении величин модулей первый ряд следует предпочитать второму.

В странах с дюймовой системой мер (Англия, США) вместо модуля применяется питч— p . Питчем называется число зубьев, приходящееся на один дюйм делительной окружности:

$$p = \frac{z}{d_g \text{ (в дюймах)}}$$

Модуль и питч связаны зависимостью $mp = 25,4 \text{ мм}$.

Принят следующий ряд значений питча:

$$1; 1 \frac{1}{4}; 1 \frac{1}{2}; 1 \frac{3}{4}; 2; 2 \frac{1}{4}; 2 \frac{1}{2}; 2 \frac{3}{4}; 3 \text{ и т. д.}$$

Высота головки и ножки зуба. Начальная окружность рассекает зуб по высоте на головку h' и ножку l'' . Для создания радиального зазора C (см. рис. 6.20)

$$\left[\frac{h'}{w} + \frac{l''}{w} + C \right] \quad (6.8)$$

где C —см. стр. 103.

Для нормального (некорректированного) зацепления $ft' = w$,

Длина зацепления. При вращении зубчатых колес точка зацепления S (см. рис. 6.10) пары зубьев перемещается по линии зацепления NN . Зацепление профилей начинается в точке S' пересечения линии зацепления с окружностью выступов колеса и заканчивается в точке S'' пересечения линии зацепления с окружностью выступов шестерни. Отрезок $S'S''$ линии зацепления называется длиной зацепления и обозначается буквой l .

легко определить графически, для чего радиусами окружностей выступов обоих колес отсекают на линии зацепления NN отрезок $S'S''$ и измеряют l .

Коэффициент перекрытия. Непрерывность работы зубчатой передачи возможна при условии, когда последующая пара зубьев входит в зацепление до выхода предыдущей, т. е. когда обеспечивается перекрытие работы одной пары зубьев другой. Чем больше пар зубьев одновременно находится в зацеплении, тем выше плавность передачи. За период работы пары зубьев точка их зацепления проходит путь, равный длине l (см. рис. 6.10), а расстояние между профилями соседних зубьев по линии зацепления равно основному шагу t_0 (см. рис. 6.8). При $l > t_0$ обеспечивается необходимое перекрытие работы зубьев.

Коэффициентом перекрытия ϵ называется отношение длины зацепления к основному шагу:

$$\epsilon = \frac{l}{t_0} \quad (6.9)$$

Коэффициент перекрытия характеризует плавность передачи. Он показывает среднее число пар зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. Например, если $\epsilon = 1,62$, то на длине $0,62l$ в зацеплении находятся две пары зубьев, а на длине $0,38l$ — одна пара зубьев. Это значит, что 62% времени зацепления в нем участвует две пары зубьев, а остальные 38% — одна пара зубьев.

Минимально допустимое значение $\epsilon = 1,15$. Рекомендуется $\epsilon \geq 1,4$. Величина ϵ возрастает с увеличением суммы чисел зубьев z_1 и z_2 . В прямозубой передаче ϵ всегда меньше двух.

СКОЛЬЖЕНИЕ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ЗУБЬЕВ

При работе колес зацепление двух зубьев происходит по рабочим участкам профилей BpC (рис. 6.21), которые определяют графически путем переноса конечных точек S' и S'' линии зацепления на профили зубьев. Нерабочая часть ножки CH называется корнем зуба.

В процессе зацепления рабочие участки профилей зубьев одновременно катятся и скользят друг по другу вследствие разности участков головок Bp и соответствующих участков ножек pC . При доказательстве основной теоремы зацепления не рассматривались касательные составляющие v_1'' и v_2'' окружных скоростей профилей зубьев в точке зацепления S (см. рис. 6.7). Неравен-

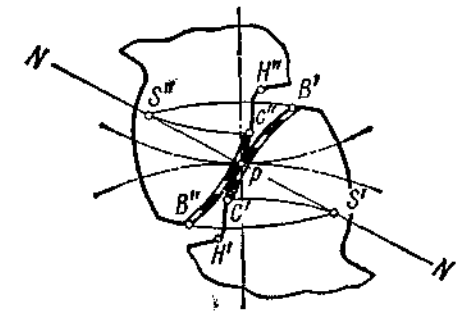


Рис. 6.21. Рабочие участки профилей зубьев

ство v_1'' и v_2'' не нарушает правильности зацепления, но создает относительное скольжение профилей. Скорость скольжения зуба шестерни по зубу колеса $v_{ск} = v_1'' - v_2''$. Согласно рис. 6.22 в крайних точках зацепления $v_{ск}$ имеет максимальные значения. В полюсе зацепления $v_{ск} = 0$. При переходе через полюс $v_{ск}$ меняет

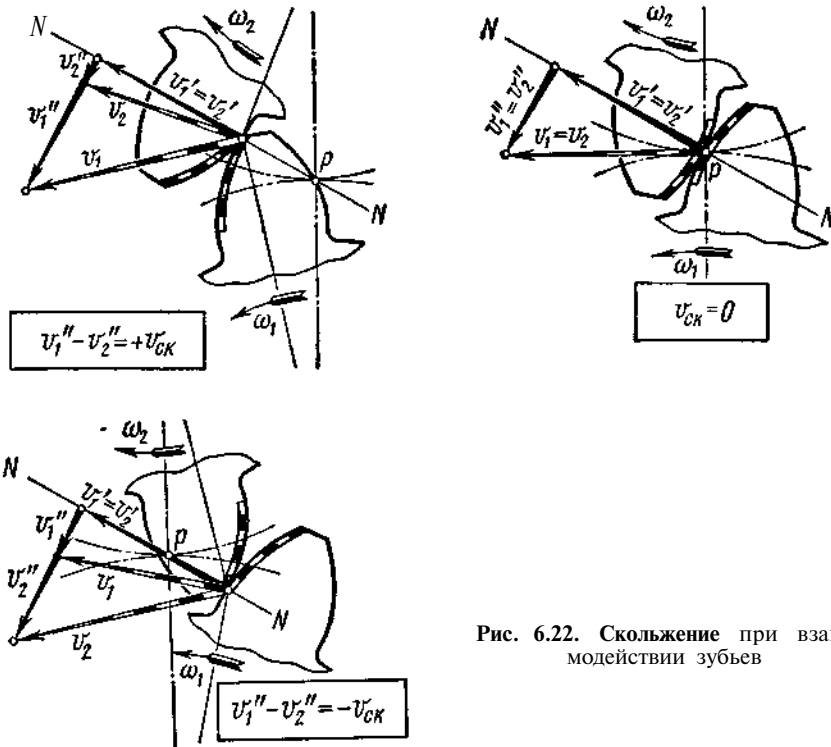


Рис. 6.22. Скольжение при взаимодействии зубьев

знак. Точки профилей головок имеют большие касательные скорости, чем точки ножек, следовательно, поверхности головок являются опережающими. Большому износу подвержена ножка, меньшему — головка, что приводит к искажению профиля зуба, особенно в открытых передачах. Неравномерное скольжение зубьев является крупным недостатком эвольвентного зацепления.

Контрольные вопросы

1. Объясните принципиальное различие между начальной и делительной окружностями. Когда эти окружности совпадают?
2. Дайте определение шага и модуля зацепления.
3. Что называется коэффициентом перекрытия и какова его роль в работе передачи?

ПО

4. Сколько пар зубьев в среднем одновременно находится в зацеплении, если $\epsilon = 2,47$?

5. Объясните, почему рабочая часть ножки зуба подвержена большему износу, чем рабочая часть головки?

Дополнительная литература

- [11], стр. 104—110.
[18], стр. 149, задача 9.13.

ЗАНЯТИЕ 17

ВЛИЯНИЕ ЧИСЛА ЗУБЬЕВ НА ФОРМУ И ПРОЧНОСТЬ ЗУБА

Для уменьшения габаритов зубчатой передачи применяют колеса с малым числом зубьев. Изменение числа зубьев приводит

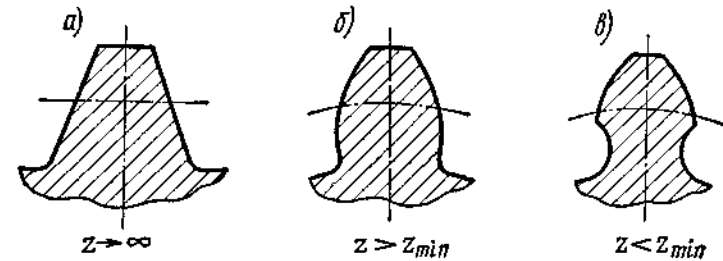


Рис. 6.23. Влияние z на форму зубьев

к изменению формы зуба. У рейки, когда $z \rightarrow \infty$, зуб прямоугольный (рис. 6.23, а). С уменьшением z увеличивается кривизна эвольвентного* профиля, а толщина зуба у основания и у вершины уменьшается (рис. 6.23, б).

При дальнейшем уменьшении z ниже предельного появляется подрез ножки зуба режущей кромкой инструмента, в результате чего прочность зуба резко снижается (рис. 6.23, в). Из-за среза части эвольвенты у ножки зуба (рис. 6.24) уменьшается длина рабочего участка профиля, в результате чего понижается коэффициент перекрытия ϵ и возрастает износ. Чтобы исключить явление подрезания при малом z , необходимо инструментальной рейке сообщить смещение x (рис. 6.25, а)*, при

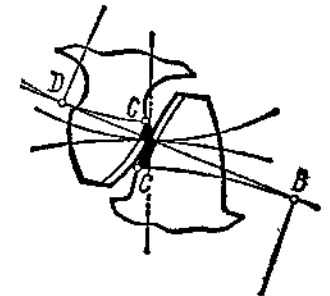


Рис. 6.24. Эвольвентное зацепление с подрезанным зубом

* Избыточная часть зуба инструментальной рейки высотой C не участвует в подрезании зуба колеса.

котором вершина ее зуба выйдет из зацепления с зубом колеса в точке S и эвольвента профиля получится полной, не подрезанной (рис. 6.25, б). Зуб будет очерчен полой частью эвольвенты (см. штрихпунктирную линию на рис. 6.25, а) той же основной окружности

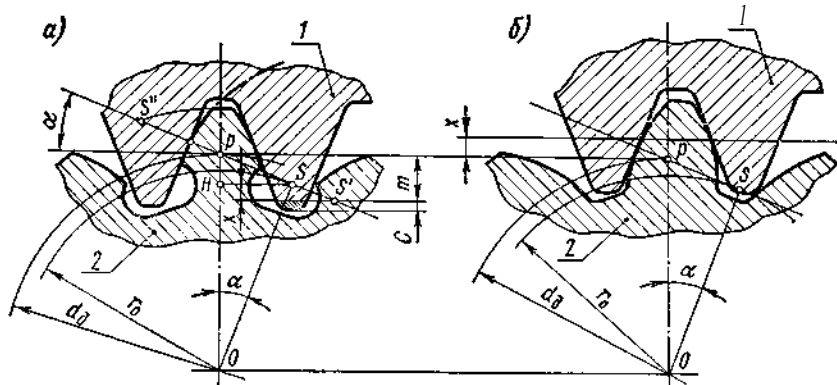


Рис. 6.25. Влияние коррекции на форму зуба:
а — некорректированный зуб; б — корректированный зуб; 1 — инструментальная рейка; 2 — колесо

радиуса r_0 . Величина x называется абсолютным смещением рейки, величина $\frac{x}{m} = \xi$ — относительным смещением рейки, или коэффициентом смещения. Согласно рис. 6.25, а

$$x = m - pN.$$

Из треугольников SpH и OpS

$$pN = pS \sin \alpha = Op \sin^2 \alpha = 0,5d_0 \sin^2 \alpha = 0,5mz \sin^2 \alpha.$$

Следовательно,

$$x = m(1 - 0,5z \sin^2 \alpha), \quad (6.10)$$

откуда

$$\xi = 1 - 0,5z \sin^2 \alpha. \quad (6.11)$$

Из формулы (6.11) легко определить z_{\min} шестерни, у которой исключено подрезание зуба без сдвига рейки, т. е. когда $\xi = 0$:

$$z_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha}. \quad (6.12)$$

При $\alpha = 20^\circ$ $z_{\min} \approx 17$. *

Явление подреза зубьев возникает только при $z < z_{\min}$.

* При нарезании зубьев дисковым долбяком z_{\min} зависит от передаточного числа между долбяком и нарезаемым зубчатым колесом. Например, при нарезании стандартным дисковым долбяком с числом зубьев 40 зуб колеса не будет подрезан при $z_{\min} = 15$.

Для уменьшения шума при работе передачи число зубьев шестерни z_1 назначают тем больше, чем выше окружная скорость передачи. Для редукторов принимают $z_1 = 20 - 30$. С увеличением g , возрастает коэффициент перекрытия e , повышается плавность передачи.

ПОНЯТИЕ О КОРРИГИРОВАНИИ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

Корригированием называется улучшение профиля зуба путем его очерчивания другим участком той же эвольвенты по сравнению с нормальным зацеплением (рис. 6.26). Корригирование применяется:

а) для устранения подрезания зубьев шестерни при $z < z_{\min}$;

б) для повышения изгибной прочности зубьев, что достигается увеличением их толщины;

в) для повышения контактной прочности, что достигается увеличением радиуса кривизны в полюсе зацепления;

г) для получения заданного межосевого расстояния передачи (см. рис. 6.11).

Корригирование осуществляется смещением инструментальной рейки на величину x при нарезании зубьев (рис. 6.25, б).

Положительным называется смещение рейки от центра зубчатого колеса, отрицательным — к центру.

При положительном смещении увеличивается толщина зуба у основания (см. рис. 6.26), что повышает его прочность на изгиб. Диаметр выступов D_e возрастает. Профиль зуба переходит на участок эвольвенты, более удаленной от основной окружности r_0 , что приводит к увеличению радиусов кривизны и, следовательно, к повышению контактной прочности. При отрицательном смещении рейки происходит обратное явление. У корригированных колес по делительной окружности толщина зуба и ширина впадины не одинаковы, но в сумме остаются равными шагу t . В зависимости от сочетания смещений при нарезании зубьев парных зубчатых колес коррекция может быть высотной или угловой.

При высотной коррекции шестерня изготавливается с положительным коэффициентом смещения ξ_1 , а колесо с отрицательным — ξ_2 , но так, чтобы $\xi_1 = -\xi_2$. Суммарный коэффициент смещения $\xi_c = \xi_1 + \xi_2 = 0$. Высотная коррекция применяется при большом передаточном числе, когда требуется обеспечить такие формы зубьев шестерни и колеса, при которых они будут при-

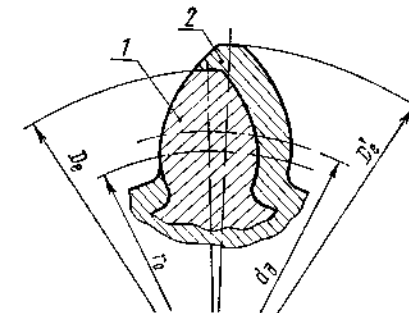


Рис. 6.26. Исправление формы зуба при корригировании:
1 — зуб некорректированного колеса; 2 — зуб корригированного колеса

мерно равнопрочными на изгиб. При высотной коррекции зубчатой пары диаметры делительной и начальной окружностей совпадают, как и в нормальном зацеплении, следовательно, межосевое расстояние A , коэффициент перекрытия ε и угол зацепления α остаются неизменными. Общая высота зубьев также не изменяется против ее нормального значения. Меняется лишь соотношение между высотой головок и ножек зубьев, вследствие чего такая коррекция и называется высотной.

Угловая коррекция является общим случаем корригирования, при котором суммарный коэффициент смещения $\xi_c \neq 0$. Если $\xi_c = \xi_1 + \xi_2 > 0$ при $\xi_1 > 0$ и $\xi_2 > 0$, то толщина зубьев по делительным окружностям и диаметры выступов D_e (см. рис. 6.26) увеличатся как у шестерни, так и у колеса. Для правильного зацепления колеса необходимо раздвинуть, увеличив межосевое расстояние на Δl (см. рис. 6.11, б); при этом возникнут новые начальные окружности. При увеличении A возрастет угол зацепления α , который не будет равен профильному углу инструмента $\alpha_d = 20^\circ$. По этой причине такая коррекция называется угловой. Угловая коррекция по сравнению с высотной дает значительно большие возможности влиять на различные параметры зацепления, поэтому применяется чаще.

Корригированные колеса изготавливают тем же стандартным инструментом и на том же оборудовании, что и некорригированные. Для получения нормальной высоты зуба диаметры заготовок соответственно увеличивают или уменьшают на величину удвоенного смещения инструмента, т. е. на $2x$.

Далее рассматриваются только некорригированные зубчатые передачи.

Пример 14. Определить минимальную величину смещения инструмента из условия неподрезания зубьев и диаметры заготовок зубчатой пары при высотной коррекции, если $m = 5$ мм, $z_1 = 12$, $z_2 = 96$. Зубья нормальной высоты.

Решение. 1. При $z_{\min} = 17$ из формулы (6.12) получим $\sin^2 \alpha = \frac{z}{17}$. Преобразовав формулу (6.11), найдем

$$\xi = \frac{17-z}{17} = \frac{17-12}{17} = 0,294,$$

2. Абсолютное смещение инструмента

$$x = \xi m = 0,294 \cdot 5 = 1,47 \text{ мм},$$

3. Диаметры делительных окружностей:

шестерни $d_{d1} = mz_1 = 5 \cdot 12 = 60$ мм;

колеса $d_{d2} = mz_2 = 5 \cdot 96 = 480$ мм.

4. Диаметры заготовок (окружностей выступов):

шестерни $D_{e1} = d_{d1} + 2m + 2x = 60 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 1,47 = 72,94$ мм;

колеса $D_{e2} = d_{d2} + 2m - 2x = 480 + 2 \cdot 5 - 2 \cdot 1,47 = 487,06$ мм.

При изготовлении зубчатых передач неизбежны погрешности, которые выражаются в отклонениях шага, биении колес, в отклонениях от теоретического профиля зубьев, непараллельности зубьев, в отклонениях межосевого расстояния и др. Все эти погрешности приводят к повышенному шуму во время работы и к преждевременному разрушению передачи. Точность зубчатых передач регламентируется стандартами *, в которых предусмотрено 12 степеней точности с обозначением степеней в порядке убывания точности. Наибольшее распространение имеют 6, 7, 8 и 9-я степени точности (табл. 6.2). 6-я степень точности соответствует высокоточным скоростным передачам, 7-я — точным передачам, 8-я — передачам средней точности, 9-я — тихоходным передачам пониженной точности.

Таблица 6.2

Л

Степень точности передачи в зависимости от окружной скорости колес

Вид передачи	Вид зубьев	Степень точности			
		6-я	7-я	8-я	9-я
		Предельная окружная скорость v , м/сек			
Цилиндрическая	Прямые	15	10	6	3
	Косые	30	15	10	6
Коническая	Прямые	9	6	4	2,5

К.П.Д. ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Потери мощности в зубчатых передачах складываются из потерь на трение в зацеплении, на трение в подшипниках и гидравлических потерь на размешивание и разбрызгивание масла (закрытые передачи). Потери в зацеплении составляют главную часть потерь передачи, они зависят от точности изготовления, способа смазки и числа зубьев колес. С увеличением числа зубьев к.п.д. передачи возрастает. При передаче неполной мощности к.п.д. передачи снижается. Для выполнения расчетов можно использовать табл. 6.3.

Потерянная мощность в передаче переходит в тепло, которое при недостаточном охлаждении может вызвать перегрев передачи. Тепловой расчет зубчатых передач ведется аналогично расчету червячных передач (см. ниже, стр. 218).

* ГОСТ 1643—56 для цилиндрических и ГОСТ 1758—56 — для конических передач.

Таблица 6.3

Средние значения к. п. д. одной пары зубчатых колес на подшипниках качения при передаче полной мощности

Вид передачи	Закрытая передача		Открытая передача
	Степень точности		
	6-я и 7-я	8-я	9-я
	к. п. д.		
Цилиндрическая	0,99—0,98	0,97	0,96
Коническая	0,98—0,97	0,95	0,94

Контрольные вопросы

1. Что такое подрезание зубьев и при каких условиях оно возникает?
2. Какое зацепление называется корригированным и с какой целью его применяют?
3. Какие существуют способы корригирования и в чем они заключаются?
4. Как изменяются прочность зуба на изгиб и контактная прочность зуба при отрицательном смещении инструмента?
5. Что следует предпринять, чтобы повысить к. п. д. зубчатой передачи?

Дополнительная литература

- [7], т. 2, стр. 308—309.
 [11], стр. 113—119.
 [18], стр. 151, задача 9.18.

ЗАНЯТИЕ 18

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ЗУБЬЕВ И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В процессе зацепления на зуб действует нагрузка, передаваемая зацеплением, и силы трения. Циклическое изменение напряжений может быть причиной поломки зубьев и усталостного выкрашивания их поверхностей, а трение в зацеплении вызывает износ и заедание зубьев.

Поломка зубьев. Вследствие своей внезапности это наиболее опасный вид разрушения. Излом зубьев является следствием возникающих в зубьях повторно-переменных напряжений изгиба. Усталостные трещины образуются у основания зуба на той сто-

роне, где от изгиба возникают наибольшие напряжения растяжения. Прямые короткие зубья выламываются полностью, а длинные, особенно косые, обламываются по косому сечению (рис. 6.27, а). Усталостную поломку предупреждают расчетом на прочность по напряжениям изгиба $[\sigma]_и$, применением коррекции, а также увеличением точности изготовления и монтажа передачи.

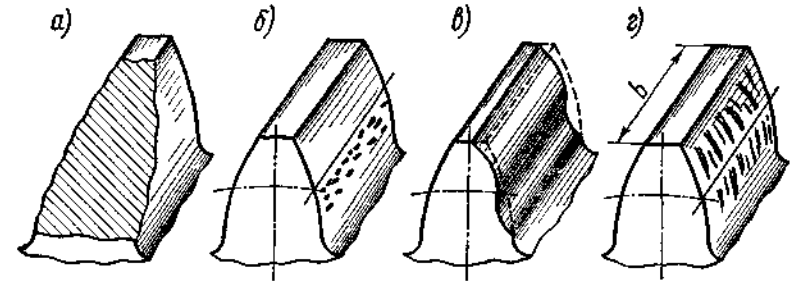


Рис. 6.27. Виды разрушения зубьев

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев. Является основным видом разрушения зубьев закрытых передач. Возникает вследствие действия повторно-переменных контактных напряжений σ_k (см. рис. 5.4). Процесс разрушения начинается на ножке зуба в околополюсной зоне, где развивается наибольшая сила трения, способствующая пластическому течению металла и образованию микротрещин на поверхности зубьев (см. рис. 5.5, а). Развитие микротрещин приводит к выкрашиванию частиц поверхности, образованию вначале мелких ямок (см. рис. 6.27, б), переходящих далее в раковины. При выкрашивании нарушаются условия образования сплошной масляной пленки (смазка выжимается в ямки), что приводит к быстрому износу и задиру зубьев. Усталостное выкрашивание зубьев предупреждают расчетом на прочность по контактным напряжениям, повышением твердости поверхности зубьев, применением коррекции, повышением степени точности, правильным выбором сорта масла.

В открытых передачах выкрашивания не наблюдается, так как процесс износа поверхности зубьев опережает процесс развития усталостных трещин.

Износ зубьев. Является основным видом разрушения зубьев открытых передач. По мере износа зуб утоняется (см. рис. 6.27, в), ослабляется его ножка, увеличиваются зазоры в зацеплении, что в конечном итоге приводит к поломке зубьев. Разрушению зубьев предшествует возникновение повышенного шума при работе передачи. Износ можно уменьшить защитой от попадания абразивных частиц, повышением твердости и класса чистоты рабочих поверхностей зубьев, уменьшением скольжения зубьев путем коррекции.

Заедание зубьев*. Заключается в приваривании частиц одного зуба к другому вследствие местного повышения температур в зоне зацепления. Образовавшиеся наросты на зубьях задирают рабочие поверхности других зубьев, бороздя их в направлении скольжения (см. рис. 6.27, г). Заедание зубьев предупреждают повышением твердости и класса чистоты рабочих поверхностей зубьев, применением коррекции, правильным подбором противозадирных масел.

МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Выбор материала зубчатых колес зависит от назначения передачи, условий ее работы, способов получения заготовок и методов обработки зубьев.

В качестве материалов зубчатых колес применяют стали, чугуны и пластмассы.

Стали. Основными материалами для зубчатых колес служат термически обрабатываемые стали. Термообработка производится для повышения твердости, от которой зависит контактная прочность, а также износостойкость и противозадирные свойства.

В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса делятся на две группы:

Первая группа — колеса с твердостью $\leq HB 350$. Применяются в мало- и средненагруженных передачах. Материалами для колес этой группы служат углеродистые стали 35, 40, 45, 50, 50Г, легированные стали 40Х, 45Х, 40ХН и др. Термообработка — нормализация или улучшение производится до нарезания зубьев. Колеса с твердостью $\leq HB 350$ хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению. Для равномерного износа зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни должна быть на (25 — 50) *HB* больше твердости колеса.

Вторая группа — колеса с твердостью $> HB 350$ **. Применяются в тяжелонагруженных передачах. Высокая твердость рабочих поверхностей зубьев достигается объемной и поверхностной закалкой, цементацией, азотированием, цианированием. Эти виды термообработки позволяют в несколько раз повысить нагрузочную способность передачи по сравнению с нормализованными или улучшенными сталями. При цементации используют стали 15, 20, 15Х, 20Х и др. Для азотируемых колес применяют сталь 38ХМЮА и др. Колеса с твердостью $> HB 350$ нарезают до термообработки. Отделка зубьев производится после термообработки.

В передачах общего назначения экономически целесообразно применять колеса с твердостью $\leq HB 350$. Рекомендуемые сочетания марок сталей для шестерни и колеса приведены в табл. 6.4.

* См. занятие 11. Задиры поверхностей фрикционных передач.

** При твердости $> HB 350$ твердость материала измеряется по шкале Роквелла. $10HB \approx 1HRC$.

Рекомендуемые сочетания некоторых марок сталей для шестерни и колеса

Твердость	Марки сталей						
	$\leq HB 350$	Шестерни	45	50	55	50Г	35Х, 40Х
Колеса		35, 40Л	35, 45Л	45, 55Л	45, 50	50, 55	35Х, 40Х

Стальное литье. Применяется при изготовлении крупных зубчатых колес ($D_e \geq 500$ мм), работающих в паре с кованой шестерней. Употребляются стали от 35Л до 55Л. Литые колеса подвергаются нормализации.

Некоторые марки сталей для зубчатых колес, их термообработка и механические характеристики приведены в табл. 6.5.

Чугуны. Применяются при изготовлении крупных зубчатых колес тихоходных открытых передач. Рекомендуются чугуны от СЧ 18-36 до СЧ 35-56. Зубья чугунных колес хорошо прирабатываются, но имеют пониженную прочность на изгиб.

Пластмассы. Применяются в быстроходных малонагруженных передачах для шестерен, работающих в паре с металлическими колесами. Зубчатые колеса из пластмасс отличаются бесшумностью и плавностью хода. Наибольшее распространение имеют текстолит, лигнофоль, капрон и др.

ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Для закрытых зубчатых передач основным, выполняемым в качестве проектного, является расчет на контактную прочность; расчет на изгиб выполняется как проверочный. Открытые передачи рассчитывают только на изгиб.

При действии кратковременных пиковых (весьма больших) нагрузок, например в период пуска, торможения, может наступить пластическая деформация рабочих поверхностей зубьев, если твердость их $\leq HB 350$, или хрупкое разрушение при большей твердости. Проверка прочности зубьев на предотвращение пластических деформаций или хрупкого разрушения от действия кратковременных пиковых нагрузок, которые не учитываются в основном расчете, ведется по предельным допускаемым напряжениям.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_k$. Экспериментом установлено, что контактная прочность рабочих поверхностей зубьев определяется в основном твердостью этих поверхностей.

Для стальных колес при твердости $\leq HB 350$

$$[\sigma]_k = 2,75 HB_{\min} k_{pk} \text{ н/мм}^2 \quad (6,13)$$

Механические характеристики некоторых марок сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка	Вид заготовки	Термообработка	Диаметр заготовки, мм	Механические характеристики			Твердость		Область применения
				σ_B	σ_T	σ_{-1}	НВ	HRC	
40Л	Литье	Термалитация	Любой	∞	1	224	147	—	Колеса малонагруженных передач
45	Покоска	То же	До 100 100—300 300—500	289 289 280	294 284 274	253 245 238	187—217	—	Колеса передач общего машиностроения
50	То же	»	До 100 100—300 300—500	287 288 280	284 274 264	270 270 262	185—229	—	Шестерни передач общего машиностроения при $v \leq 8$ м/сек
5Т	»	»	До 150 150—400	287 288	280 274	262	190—229	—	Шестерни и колеса передач общего машиностроения при $v \leq 8$ м/сек
40Х	*	»	До 80 100—200 200—300	981 785 788	785 490 490	487 882 852	200—280	—	Шестерни и колеса передач общего назначения при $v \leq 10$ м/сек
40Х	»	Улучшение	До 120	948	886	480	227—285	—	То же
40Х	»	Совершенная закалка	Любой	785	490	509	200—300	51—55	»

Для стальных колес, подвергнутых поверхностной закалке при твердости $> HB 350$,

$$[\sigma]_k = 24,1 HRC_{\min} k_{PK} \text{ н/мм}^2, \quad (6.14)$$

где HB_{\min} и HRC_{\min} — минимальное значение твердости материала (см. табл. 6.5);

k_{PK} — коэффициент режима нагрузки при расчете зубьев на контактную прочность, учитывающий влияние рабочего числа циклов нагружения зубьев N_H (срока службы) на величину $[\sigma]_k$;

$$k_{PK} = \frac{6}{\sqrt{10^7}} \frac{10^7}{N_H} \quad (6.15)$$

Число циклов нагружения зубьев за весь срок службы

$$N_H = 572,4 \omega T \quad (6.16)$$

где ω — угловая скорость в рад/сек;

T — срок службы передачи в часах.

Для сталей с твердостью $\leq HB 350$ $k_{PK \min} = 1$, для сталей с твердостью $> HB 350$ и для чугунов $k_{PK \min} = 0,585$.

Расчет прямозубых передач ведут по меньшему значению $[\sigma]_k$ из полученных для шестерни и колеса.

Косозубые передачи при $HB_{\text{шест}} - HB_{\text{кол}} > 50$ рассчитывают по

$$[\sigma]_k = 0,5([\sigma]_{k1} + [\sigma]_{k2}), \quad (6.17)$$

где $[\sigma]_{k1}$ и $[\sigma]_{k2}$ — допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса. При этом $[\sigma]_k$ не должно быть больше $1,25 [\sigma]_{k2}$.

Допускаемые предельные контактные напряжения $[\sigma]_{k \text{ пред}}$ для стали:

при твердости $\leq HB 350$

$$[\sigma]_{k \text{ пред}} = 2,5 [\sigma]_k; \quad (6.18)$$

при твердости $> HB 350$

$$[\sigma]_{k \text{ пред}} = 2 [\sigma]_k \quad (6.19)$$

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_H$. При работе зубьев одной стороной (отнулевой цикл напряжений)

$$[\sigma]_H = \frac{1,4 + 1,6 \sigma_{-1}}{k_{\sigma} [n]} k_{PH} \quad (6.20)$$

При работе зубьев обеими сторонами (симметричный цикл напряжений)

$$[\sigma_{-1}]_{\text{н}} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} [n]} k_{\text{рн}}, \quad (6.21)$$

где σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле (табл. 6.5); k_{σ} — эффективный коэффициент концентрации напряжений у основания зуба.

Для стальных нормализованных или улучшенных колес $k_{\sigma} = 1,8$; для стальных колес с поверхностной закалкой $k_{\sigma} = 1,2$; для чугунных колес $k_{\sigma} = 1,2$;

$[n]$ — требуемый (допускаемый) коэффициент запаса прочности. Для кованных нормализованных или улучшенных колес $[n] = 1,5$; для кованных закаленных колес $[n] = 2,2$; для литых нормализованных или улучшенных колес $[n] = 1,8$;

$k_{\text{рн}}$ — коэффициент режима нагрузки при расчете зубьев на изгиб

$$k_{\text{рн}} = \frac{3/5 \cdot 10^6}{y N_{\text{ц}}}, \quad (6.22)$$

где $N_{\text{ц}}$ определяют по формуле (6.16).

Минимальное значение $k_{\text{рн min}} = 1$, максимальное — $k_{\text{рн max}} = 1,65$,

Допускаемое предельное напряжение изгиба $[\sigma]_{\text{н пред}}$.

Для стальных колес:
при твердости $\leq HB350$

$$[\sigma]_{\text{н пред}} = 0,8\sigma_{\text{т}} \quad (6.23)$$

при твердости $> HB350$

$$[\sigma]_{\text{н пред}} = \frac{0,36\sigma_{\text{в}}}{k_{\sigma}}; \quad (6.24)$$

для чугуна

$$M_{\text{н пред}} = 0,6\sigma_{\text{вр}}. \quad (6.25)$$

Пример 15. Определить допускаемые напряжения для расчета закрытой прямоугольной передачи. Материал шестерни — нормализованная сталь 50Г, материал колеса — нормализованная сталь 45. Угловая скорость шестерни $\omega_1 = 99,3 \text{ рад/сек}$, колеса $\omega_2 = 24,8 \text{ рад/сек}$. Срок службы передачи $T = 21 \cdot 10^3 \text{ ч}$ (примерно 5 лет при двухсменной работе). Передача неревверсивная (работа зубьев одной стороной), нагрузка, близкая к постоянной. Диаметр заготовки шестерни не должен превышать 75 мм.

Решение. 1. По табл. 6.5 для нормализованной стали 50Г при диаметре заготовки шестерни до 150 мм $\sigma_{\text{т}} = 363 \text{ н/мм}^2$, $\sigma_{-1} = 274 \text{ н/мм}^2$, $HB190-229$.

Для нормализованной стали 45 при диаметре заготовки до 300 мм $\sigma_{\text{т}} = 284 \text{ н/мм}^2$, $\sigma_{-1} = 245 \text{ н/мм}^2$, твердость $HB167-217$.

2. По формуле (6.16) число циклов нагружения зубьев: шестерни $N_{\text{ц1}} = 572,4\omega_1 T = 572,4 \cdot 99,3 \cdot 21 \cdot 10^3 = 119,5 \cdot 10^7$; колеса $N_{\text{ц2}} = 572,4\omega_2 T = 572,4 \cdot 24,8 \cdot 21 \cdot 10^3 = 29,8 \cdot 10^7$.

Подставив в формулы (6.15) и (6.22) значения $DO_{\text{ц1}}$, $N_{\text{ц2}}$ и учитывая рекомендуемые минимальные значения коэффициентов режима нагрузки, получим $k_{\text{рн}} = 1$ и $k_{\text{рн}} = 1$.

3. Допускаемые контактные напряжения для материала колеса как менее прочного:

а) по формуле (6.13)

$$[\sigma]_{\text{к}} = 2,75HB_{\text{мин}} k_{\text{рн}} = 2,75 \cdot 167 \cdot 1 = 459 \text{ н/мм}^2;$$

б) по формуле (6.18)

$$[\sigma]_{\text{к пред}} = 2,5 [\sigma]_{\text{к}} = 2,5 \cdot 459 = 1147 \text{ н/мм}^2;$$

в) допускаемые напряжения изгиба в зубьях при одностороннем нагружении [формула (6.20)].

Для материала шестерни

$$[\sigma_{\sigma}]_{\text{н1}} = \frac{(1,4 \div 1,6) \sigma_{-1}}{k_{\sigma} [n]} \cdot \frac{1,5 \cdot 274}{\sqrt{1,8 \cdot 1,5}} \cdot \frac{1}{1,5} = 1752 \text{ н/мм}^2$$

где $k_{\sigma} = 1,8$; $[n] = 1,5$ (см. стр. 122).

Для материала колеса

$$[\sigma_{\sigma}]_{\text{н2}} = \frac{(1,4 \div 1,6) \sigma_{-1}}{k_{\sigma} [n]} \cdot \frac{1,5 \cdot 245}{\sqrt{1,8 \cdot 1,5}} \cdot \frac{1}{1,5} = 1100 \text{ н/мм}^2;$$

г) допускаемые предельные напряжения изгиба [формула (6.23)]:

для материала шестерни $[\sigma]_{\text{н1 пред}} = 0,8\sigma_{\text{т}} = 0,8 \cdot 363 = 290 \text{ н/мм}^2$,
для материала колеса $[\sigma]_{\text{н2 пред}} = 0,8\sigma_{\text{т}} = 0,8 \cdot 284 = 227 \text{ н/мм}^2$.

Задача 10. Определить допускаемые напряжения изгиба для расчета открытой передачи. Материал шестерни — нормализованная сталь 45, материал колеса — нормализованная сталь 40Л. Угловая скорость шестерни $\omega_1 = 39,7 \text{ рад/сек}$, колеса $\omega_2 = 9,9 \text{ рад/сек}$. Нагрузка неревверсивная. Срок службы передачи $T = 21 \cdot 10^3 \text{ ч}$. Диаметр заготовки шестерни принять до 100 мм.

Ответ. $[\sigma_{\sigma}]_{\text{н1}} = 140 \text{ н/мм}^2$; $[\sigma_{\sigma}]_{\text{н2}} = 104 \text{ н/мм}^2$; $[\sigma]_{\text{н пред}} = 235 \text{ н/мм}^2$.

Контрольные вопросы

1. Объясните процесс усталостного излома зуба и укажите меры его предупреждения.

2. Что такое усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев, в каких передачах оно наблюдается и как можно его предупредить?

?. Почему в открытых передачах не наблюдается выкрашивания рабочих поверхностей зубьев?

4. Как бороться с явлением задира в зубчатых передачах?

5. Почему все стальные зубчатые колеса в зависимости от твердости зуба делят на две группы? Какая из этих групп более экономична и почему?

Дополнительная литература

[11], стр. 141—147; 152—153.

[18], стр. 152, задача 9.28.

А. ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПРЯМОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА

ЗАНЯТИЕ 19

В прямозубой передаче (см. рис. 6.1, в) зубья входят в зацепление сразу по всей длине. Из-за неточности изготовления передачи и ее износа процесс выхода одной пары зубьев из зацепления и начало зацепления другой пары сопровождается ударами и шумом, сила которых возрастает с увеличением окружной скорости v колес. Прямозубые передачи применяют при невысоких и средних окружных скоростях (см. табл. 6.2), в частности, открытые передачи, как правило, делают прямозубыми.

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

Согласно основной теореме зацепления [см. формулу (6.1)] для понижающих передач

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{\partial 2}}{d_{\partial 1}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (6.26)$$

Для пары цилиндрических зубчатых колес рекомендуется $i \leq \leq 3-6$; наибольшее значение $i = 12,5$ (ГОСТ 2185—66).

ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ

(см. занятие 16)

Размеры зубчатого колеса выражают через модуль зацепления m и число зубьев z (см. рис. 6.20).

Диаметры делительной и начальной окружностей

$$d_{\partial} = a = mz \quad (6.27)$$

Диаметр окружности выступов

$$D_e = d_{\partial} + 2h' = d_{\partial} + 2m \quad (6.28)$$

Диаметр окружности впадин

$$D_i = d_{\partial} - 2h'' = d_{\partial} - 2,5m \quad (6.29)$$

Межосевое (межцентровое) расстояние передачи

$$A = \frac{d_{\partial 1} + d_{\partial 2}}{2} = \frac{d_{\partial 1}(1+i)}{2} = \frac{mz_1(1+i)}{2} = \frac{mz_c}{2} \quad (6.30)$$

где $z_c = z_1 + z_2$ — суммарное число зубьев.

Зная z_c , определяют число зубьев шестерни $z_1 = \frac{z_c}{1+i}$ и колеса $z_2 = z_c - z_1$.

СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Силы взаимодействия между зубьями принято определять в полюсе зацепления p (рис. 6.28).

Распределенную по контактным линиям нагрузку в зацеплении заменяют равнодействующей P_n , которая направлена по линии

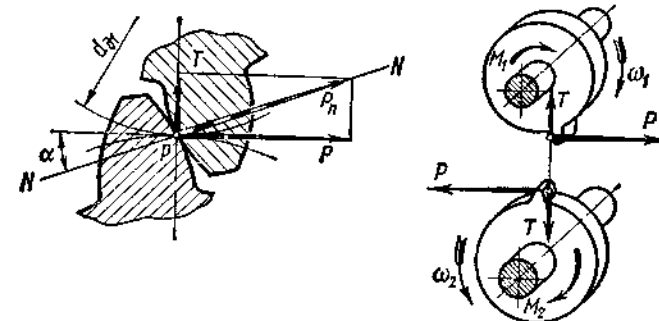


Рис. 6.28. Схема усилий в прямозубой цилиндрической передаче

давления (зацепления) NN . Силами трения в зацеплении пренебрегают, так как они малы. Для расчета зубьев, валов и опор усилие P_n раскладывают на составляющие: окружное усилие

$$P = P_n \cos \alpha = \frac{2M_1}{d_{\partial 1}} = \frac{M_1(1+i)}{A} \quad (6.31)$$

радиальное усилие

$$T = P \operatorname{tg} \alpha \quad (6.32)$$

где M_1 — вращающий момент на шестерне.

На ведомом колесе направление усилия P совпадает с направлением вращения, на ведущем — противоположно ему.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

Основным критерием работоспособности открытых передач является прочность зубьев на изгиб. При выводе расчетной формулы принимают следующие допущения:

1. Вся нагрузка P_n зацепления передается одной парой зубьев (рис. 6.29).
2. Зуб рассматривают как консольную балку, нагруженную сосредоточенной силой P_n , приложенной к зубу в его вершине.

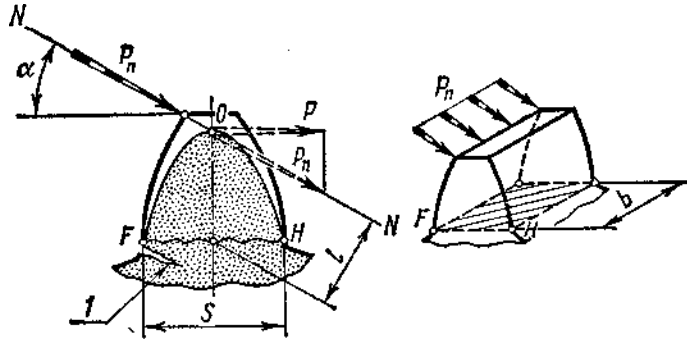


Рис. 6.29. Схема расчета зубьев на изгиб (1—усталостная трещина)

Эта сила, действующая под углом α к оси зуба, вызывает в его сечении напряжения изгиба и сжатия. Силу P_n переносят по линии зацепления до оси зуба и полученную точку O принимают за вершину параболы, которая определяет контур балки равного сопротивления изгибу. Точки F и H касания ветвей параболы и профиля зуба определяют положение опасного сечения зуба на изгиб.

3. Сила трения в зацеплении и сжимающее действие силы P_n мало влияют на величину напряжения и поэтому не учитываются.

При этих допущениях напряжение изгиба в опасном сечении корня зуба FH (см. рис. 6.29)

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W} = \frac{P_n l}{W} = \frac{Pl}{\frac{bS^2}{6} \cdot \cos \alpha},$$

где $W = \frac{bS^2}{6}$ — осевой момент сопротивления опасного сечения корня зуба.

Плечо изгиба l и ширину зуба в опасном сечении S выражают через модуль зацепления:

$$l = \mu m; \quad S = \nu m,$$

где μ и ν — коэффициенты, учитывающие форму зуба,

Тогда

$$\sigma_{из} = \frac{P \mu m}{\frac{b \nu^2 m^2}{6} \cos \alpha} = \frac{P}{b \nu y},$$

где $y = \frac{\nu^2}{6 \psi} \cos \alpha$ — коэффициент формы зуба.

Заменив

$$P = \frac{2M_1}{d_{\partial 1}} = \frac{2M_1}{m z_1},$$

получим

$$\sigma_{из} = \frac{2M_1}{b m^2 z_1 y} *$$

Учитывая динамическое действие нагрузки и неравномерное распределение ее по длине зуба поправочным коэффициентом K , а износ зуба — поправочным коэффициентом γ получим формулу для проверочного расчета открытых прямозубых передач:

$$\sigma_{из} = \frac{2M_1 K \gamma}{b m^2 z_1 y} = \frac{PK \gamma}{b \nu y} \leq [\sigma]_{из} \quad (6.33)$$

где $b = b_2$ — ширина обода колеса.

Выразив значение b_2 через m , т. е. $b_2 = \psi_m m$, получим формулу для проектного расчета открытых прямозубых передач:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_1 K \gamma}{\psi_m z_1 y [\sigma]_{из}}} \quad (6.34)$$

где M_1 — вращающий момент на шестерне;

K — коэффициент нагрузки (см. ниже);

γ — коэффициент износа. В зависимости от допустимого износа зуба 10 ÷ 30% соответственно принимают $\gamma = 1,25 - 2$;

$\psi_m = \frac{b_2}{m}$ — коэффициент ширины обода колеса по отношению к модулю. Для прямозубых передач общего назначения рекомендуется принимать $\psi_m = 10 - 20$, соблюдая при этом условие $b_2 \leq d_{\partial 1}$.

При выборе коэффициента ψ_m следует учитывать соображения, изложенные при расчете фрикционной передачи (см. стр. 82). Ширину обода шестерни b_1 выполняют на 5 ÷ 10 мм больше расчетной, учитывая возможное осевое смещение зубчатых колес из-за неточности сборки;

y — коэффициент формы зуба шестерни или колеса (см. ниже);
 $[\sigma]_{из}$ — допустимое напряжение изгиба для материала шестерни или колеса,

Коэффициент формы зуба y . Коэффициент y — величина безразмерная, зависит от числа зубьев z , коэффициента смещения ξ , угла зацепления α , отношения высоты головки зуба h' к модулю зацепления m , т. е. $\frac{h'}{m} = f_0$ (см. табл. 6.6).

Таблица 6.6

Значения коэффициента формы зуба y для некорригированного внешнего зацепления при $\alpha = 20^\circ$, $f_0 = 1$

z или z_3	18	20	22	24	26	28	30	35	40
y или y_3	0,354	0,372	0,383	0,395	0,404	0,411	0,416	0,431	0,442
γ или z_3	45	50	65	80	100	150	300	Рейка	
y или y_3	0,451	0,457	0,472	0,478	0,481	0,490	0,496	0,523	

Из-за меньшего числа зубьев зуб шестерни у основания более тонкий, чем у колеса; это отражено в меньшей величине коэффициента y ($y_1 < y_2$). Для обеспечения примерно равной прочности зубьев шестерни и колеса шестерню делают из более прочного материала, чем колесо (см. табл. 6.4).

Зубья шестерни и колеса будут иметь равную прочность на изгиб при условии

$$y_1 [\sigma]_{н1} = y_2 [\sigma]_{н2} \quad (6.35)$$

В формулы (6.33) и (6.34) подставляют значения y и $[\sigma]_н$ того колеса, для которого меньше произведение $y [\sigma]_н$.

Коэффициент нагрузки K . При работе зубчатых передач вследствие возможных неточностей изготовления и сборки в зацеплении возникают дополнительные динамические нагрузки. Кроме того, деформация валов, корпусов и самих зубчатых колес приводят к неравномерному распределению нагрузки по длине зуба, вызывая ее концентрацию.

Влияние указанных явлений при расчете передач на прочность учитывается коэффициентом нагрузки K . Вводя этот коэффициент, повышают расчетную нагрузку передачи, что приводит к увеличению ее размеров.

При проектном расчете зубчатых передач коэффициентом K предварительно задаются:

$K = 1,3$ — при симметричном расположении колес относительно подшипников;

$K = 1,4 - 1,6$ — при несимметричном или консольном расположении колес.

При проверочном расчете зубчатых передач коэффициент нагрузки уточняют:

$$K' = K_{дин} K_{кц} \quad (6.36)$$

где $K_{дин}$ — динамический коэффициент, учитывающий дополнительные динамические нагрузки (табл. 6.7).

Таблица 6.7

Приближенные значения $K_{дин}$						
Вид передачи	Степень точности передачи	Окружная скорость колес v , м/сек				
		1-3	3-8	8-12	12-18	18-23
$K_{дин}$						
Прямозубая	6	1	1,2	1,3	—	—
	7	1,2	1,4	1,5	—	—
	8	1,3	1,5	—	—	—
	9	1,4	—	—	—	—
Косозубая	6	1	1	1,05	1,15	1,3
	7	1	1,1	1,15	1,25	1,4
	8	1,1	1,25	1,35	—	—
		—	—	—	—	—

Примечание. Для конических колес значение $K_{дин}$ принимают по $v_{ср}$ и увеличивают на 10%.

$K_{кц}$ — коэффициент концентрации нагрузки, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по длине зуба, вследствие деформации зубчатых колес, валов и подшипников, а также погрешностей при изготовлении и сборке передачи (см. табл. 6.8).

Таблица 6.8

Приближенные значения $K_{кц}$ для колес с твердостью зубьев $> HB350$

Расположение колес относительно подшипников	Степень точности передачи	Отношение $\frac{b_2}{d_{\beta x}}$ (для конических колес $\frac{b}{d_{ср}}$)				
		0,4	0,8	1,0	1,2	1,0
Симметричное	7	1,05	1,1	1,15	1,25	1,3
	8	1,15	1,2	1,25	1,3	1,4
	9	1,25	1,3	1,35	1,45	1,5
Несимметричное или консольное	7	1,2	1,3	1,35	1,35	1,4
	8	1,3	1,4	1,5	1,5	1,55
	9	1,4	1,55	1,6	1,6	1,65

Для колес с твердостью зубьев $< HB350$ при переменных нагрузках

$$K_{\text{из}} = \frac{K'_{\text{из}} + 1}{2}, \quad (6.37)$$

где $K'_{\text{из}}$ — подставляют из табл. 6.8.

Для тех же колес, но при нагрузке, близкой к постоянной, $K_{\text{из}} = 1$.

Проверку прочности зубьев на предотвращение пластической деформации или хрупкого разрушения при изгибе от действия кратковременных пиковых нагрузок ведут по $[\sigma]_{\text{н пред}}$ (см. стр. 122).

$$\sigma_{\text{н пик}} = \sigma_{\text{н}} \frac{M_{1\text{пик}}}{M_1} \leq [\sigma]_{\text{н пред}}, \quad (6.38)$$

где $\sigma_{\text{н пик}}$ — расчетное напряжение изгиба при перегрузках от $M_{1\text{пик}}$, действующего на шестерню в период пуска, торможения, буксования и т. д.;

$\sigma_{\text{н}}$ — расчетное напряжение изгиба по формуле (6.33) от номинального момента M_1 на шестерне.

Пример 16. Определить напряжение изгиба $\sigma_{\text{н1}}$ в опасном сечении зуба шестерни цилиндрической прямозубой передачи, если напряжение в зубе колеса $\sigma_{\text{н2}} = 220 \text{ н/мм}^2$; $z_2 = 80$; $\iota = 4$.

Решение. 1. По табл. 6.6

для шестерни при $z_1 = \frac{z_2}{\iota} = \frac{80}{4} = 20$ $y_1 = 0,372$;

для колеса при $z_2 = 80$ $y_2 = 0,478$.

2. Напряжение изгиба в опасном сечении зуба шестерни

$$\sigma_{\text{н1}} = \sigma_{\text{н2}} \frac{y_2}{y_1} = 220 \cdot \frac{0,478}{0,372} = 283 \text{ н/мм}^2.$$

Задача // Определить допускаемую величину вращающего момента на шестерне цилиндрической прямозубой открытой передачи, если $m = 3 \text{ мм}$; $z_1 = 24$; $b_2 = 60 \text{ мм}$. Допускаемое напряжение изгиба для материала шестерни $[\sigma]_{\text{н1}} = 150 \text{ н/мм}^2$. Расчетные коэффициенты: $K = 1,3$, $\gamma = 1,5$.

Ответ. $[M]_1 = 197 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}$.

Контрольные вопросы

1. Как определить модуль зацепления, если число зубьев шестерни z_1 и диаметр ее окружности выступов D_{e1} известны?

2. Как изменятся усилия в зубчатом зацеплении, если при том же моменте уменьшить межосевое расстояние L ?

3. Что учитывает коэффициент формы зуба и от чего он зависит?

4. Почему напряжение изгиба в зубьях шестерни всегда больше, чем в зубьях колеса?

5. Что учитывает коэффициент нагрузки K ?

Дополнительная литература

[18], стр. 154, задача 9.32.

ЗАНЯТИЕ 20

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

(см. решение примера 17)

Исходные данные:

1. Мощность на валу шестерни N_1 .

2. Угловые скорости шестерни ω_1 и колеса ω_2 .

3. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. Определяют передаточное число передачи i .

2. Задаются числом зубьев шестерни $z_1 \geq 17$ и определяют число зубьев колеса z_2 .

3. Уточняют передаточное число i' и угловую скорость колеса ω'_2 .

4. Определяют вращающий момент на шестерне M_1 .

5. Выбирают материалы для шестерни и колеса (табл. 6.4 и 6.5) с учетом требуемых габаритов передачи и условий работы.

6. Определяют число циклов нагружения $N_{\text{ц}}$ зубьев шестерни и колеса за весь срок службы передачи [формула (6.16)], а затем коэффициенты режима нагрузки $k_{\text{рн}}$ [формула (6.22)].

7. Определяют допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_{\text{н}}$ [формулы (6.20) и (6.21)] и $[\sigma]_{\text{н пред}}$ [формулы (6.23—6.25)] для материалов шестерни и колеса.

8. По числу зубьев z_1 и z_2 принимают коэффициенты формы зуба y_1 и y_2 (табл. 6.6).

9. Определяют сравнительные характеристики прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб $y[\sigma]_{\text{н}}$. Расчет передачи ведут по менее прочному зубу.

10. Задаются расчетными коэффициентами нагрузки K (см. стр. 128), износа γ (см. стр. 127), ширины обода колеса $\iota_{\text{н}}$ (там же).

11. Определяют модуль зацепления из условия прочности на изгиб [формула (6.34)] и принимают ближайшее большее значение по ГОСТ 9563—60 (табл. 6.1).

12. Определяют геометрические размеры передачи. Диаметры делительных окружностей d_{d_1} и d_{d_2} вычисляют с точностью до 0,01 мм.

13. Определяют окружную скорость v зубчатых колес и назначают степень точности их изготовления (табл. 6.2).

14. Уточняют коэффициент нагрузки K' [формула (6.36)].

15. Определяют расчетные напряжения σ_H в основании зуба шестерни и колеса при номинальной нагрузке и сравнивают с $[\sigma]_H$. В формулу (6.33) подставляют уточненное значение K' . Допускается перегрузка до 5%, а недогрузка не более 10%.

16. Определяют расчетные напряжения изгиба $\sigma_{H\text{пик}}$ в зубьях шестерни и колеса при кратковременном действии пиковой нагрузки и сравнивают с $[\sigma]_{H\text{пред}}$ [формула (6.38)]. Если условия прочности не выполняются, то либо увеличивают модуль, либо изменяют материалы или режимы термообработки и расчет повторяют.

Пример 17. Рассчитать открытую цилиндрическую прямозубую передачу привода автоматической линии (рис. 6.30). Мощность, развиваемая электродвигателем, $N_{дв} = 6,1 \text{ кВт}$ при угловой скорости $\omega_{дв} = 99,4 \text{ рад/сек}$. Передаточное число редуктора $i_{ред} = 2,5$, к.п.д. $\eta_{ред} = 0,96$. Нагрузка неревверсивная, близкая к постоянной. В период пуска кратковременно действующая пиковая нагрузка в 1,5 раза больше номинальной. Срок службы привода $T = 21 \cdot 10^3 \text{ ч}$. Угловая скорость тихоходного вала привода $\omega_T = 10 \text{ рад/сек}$.

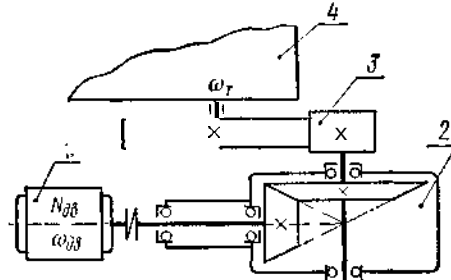


Рис. 6.30. Схема привода к решению примеров 17 и 23:

1 - электродвигатель; 2 - конический прямозубый редуктор; 3 - открытая цилиндрическая прямозубая передача; 4 - автоматическая линия

Передаточное число редуктора $i_{ред} = 2,5$, к.п.д. $\eta_{ред} = 0,96$. Нагрузка неревверсивная, близкая к постоянной. В период пуска кратковременно действующая пиковая нагрузка в 1,5 раза больше номинальной. Срок службы привода $T = 21 \cdot 10^3 \text{ ч}$. Угловая скорость тихоходного вала привода $\omega_T = 10 \text{ рад/сек}$.

Решение. 1. Передаточное число привода

$$i_{общ} = \frac{\omega_{дв}}{\omega_T} = \frac{99,4}{10} = 9,94.$$

Передаточное число открытой зубчатой передачи (ориентировочно)

$$i = \frac{i_{общ}}{i_{ред}} = \frac{9,94}{2,5} = 3,97.$$

Угловая скорость шестерни открытой передачи

$$\omega_1 = \frac{\omega_{дв}}{i_{ред}} = \frac{99,4}{2,5} = 39,7 \text{ рад/сек}.$$

2. Число зубьев колес. Для шестерни принимаем $z_1 = 20$, тогда

$$z_2 = z_1 i = 20 \cdot 3,97 = 79,4. \text{ Принимаем } z_2 = 80.$$

3. Фактическое передаточное число и угловая скорость колеса открытой передачи

$$i' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{80}{20} = 4; \quad \omega_2 = \omega_1' = \frac{\omega_1}{i'} = \frac{39,7}{4} = 9,9 \text{ рад/сек}.$$

4. Мощность на валу шестерни

$$N_1 = N_{дв} \eta_{ред} = 6,1 \cdot 0,96 = 5,86 \text{ кВт}.$$

Вращающий момент на шестерне

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{5,86 \cdot 10^3}{39,7} = 147,7 \text{ н} \cdot \text{м} = 147,7 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

5. Материалы для шестерни и колеса. Учитывая, что передача открытая, тихоходная и по условию задачи габариты ее не оговариваются, принимаем по табл. (6.4) и (6.5) при твердости $< HB350$ следующее сочетание марок сталей:

для шестерни — сталь 45; термообработка — нормализация; $\sigma_T = 294 \text{ н/мм}^2$; $\sigma_{-1} = 253 \text{ н/мм}^2$ (считаем, что диаметр заготовки шестерни до 100 мм); твердость $HB167 - 217$;

для зубчатого колеса — сталь 40Л, термообработка — нормализация; $\sigma_T = 294 \text{ н/мм}^2$; $\sigma_{-1} = 224 \text{ н/мм}^2$; твердость $HB147$. При выборе материалов учтено, что твердость зубьев шестерни должна быть на $(25 \div 50) HB$ больше твердости зубьев колеса.

6. Число циклов нагружения зубьев за весь срок службы формула (6.16):

$$\text{у шестерни } N_{ц1} = 572,4 \omega_1 T = 572,4 \cdot 39,7 \cdot 21 \cdot 10^3 = 47,7 \cdot 10^7;$$

$$\text{у колеса } N_{ц2} = 572,4 \omega_2 T = 572,4 \cdot 9,9 \cdot 21 \cdot 10^3 = 11,9 \cdot 10^7.$$

Коэффициент режима нагрузки k_{PH} . Подставляя в формулу (6.22) значения $N_{ц1}, N_{ц2}$ и учитывая затем рекомендуемое минимальное значение коэффициента режима нагрузки k_{PH} , получаем $k_{PH} = 1$.

7. Допускаемые напряжения изгиба в зубьях при одностороннем нагружении [формула (6.20)]:

для материала шестерни

$$[\sigma_0]_{н1} = \frac{(1,4 \div 1,6) \sigma_{-1}}{k_s [n]^{1,5}} k_{PH} = \frac{1,5 \cdot 253}{1,8 \cdot 1,5} \cdot 1 \approx 140 \text{ н/мм}^2,$$

где $k_s = 1,8$ и $[n] = 1,5$ (см. стр. 122); для материала колеса

$$[\sigma_0]_{н2} = \frac{(1,4 \div 1,6) \sigma_{-1}}{k_s [n]} k_{PH} = \frac{1,5 \cdot 224}{1,8 \cdot 1,8} \cdot 1 \approx 104 \text{ н/мм}^2,$$

где $k_s = 1,8$; $[n] = 1,8$.

Допускаемое предельное напряжение изгиба [формула (6.23)] для материала шестерни и колеса $[\sigma]_{H\text{пред}} = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 294 = = 235 \text{ н/мм}^2$.

а для колеса — сталь 45. Термообработка — нормализация. Определить, по зубу шестерни или колеса необходимо вести расчет передачи на изгиб?

Ответ. Расчет передачи на изгиб следует вести по зубу шестерни.

Контрольные вопросы

1. Почему в расчетные формулы открытых передач вводится коэффициент износа γ ?

2. Какие факторы учитывают при определении допускаемого напряжения на изгиб?

3. С какой целью ширину обода шестерни b_1 принимают на 5–10 мм больше ширины обода колеса.

Дополнительная литература

[18], стр. 154, задача 9.31.

ЗАНЯТИЕ 21

РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

Основным критерием работоспособности закрытых передач является контактная прочность поверхностного слоя зубьев.

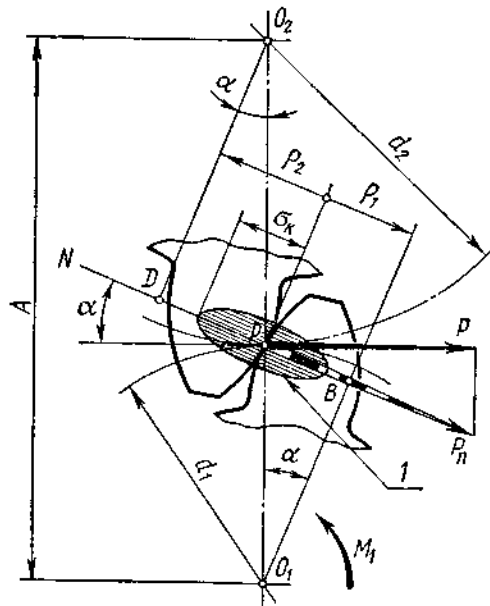


Рис. 6.31. Схема к расчету зубьев на контактную прочность (1 — элора контактных напряжений)

По этой причине основные размеры передачи определяют из расчета по контактному напряжению, затем зубья проверяют на изгиб. При выводе расчетной формулы на контактную прочность рассматривают соприкосновение зубьев в полюсе, где происходит однопарное зацепление; при этом контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров (рис. 6.31). Расчет ведут по колесу, материал которого менее прочен. Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления определяют по формуле Герца:

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{q \frac{E_{np}}{\rho_{np}}},$$

где q — нормальная нагрузка на единицу длины

контактной линии зуба; для прямозубых колес длина контактных линий равна ширине обода колеса b_2 ;

$$q = \frac{P_n K}{b_2} = \frac{PK}{b_2 \cos a} = \frac{M_1 K (1+i)}{b_2 A \cos a}.$$

K — коэффициент нагрузки (стр. 128), учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий и дополнительные динамические нагрузки вследствие погрешностей изготовления и деформации деталей передачи;

$$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} \text{ — приведенный модуль упругости,}$$

E_1 и E_2 — модули упругости материала шестерни и колеса,

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \text{ — приведенный радиус кривизны,}$$

ρ_1 и ρ_2 — радиусы кривизны зубьев шестерни и колеса в полюсе зацепления (см. рис. 6.31).

Из треугольника $B\rho O_1$

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \sin a = \frac{A}{i+1} \sin a.$$

Из треугольника $D\rho O_2$

$$\rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin a = \frac{A}{1+i} \sin a.$$

Тогда

$$\rho_{np} = \frac{Ai \sin a}{(1+i)^2}.$$

Подставив значения q и ρ_{np} в формулу Герца, получим

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{M_1 K (1+i)}{b_2 A \cos a} \cdot \frac{E_{np} (1+i)^2}{Ai \sin a}}.$$

Приняв шестерню и колесо стальными с $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ н/мм}^2$ и $a = 20^\circ$, получим формулу проверочного расчета закрытых цилиндрических прямозубых стальных передач:

$$\sigma_k = \frac{340}{A} \sqrt{\frac{M_1 K (1+i)^3}{\sqrt{\sigma_k}}} \leq [\sigma]_k. \quad (6.39)$$

Выразив b_2 через A , т. е. $b_2 = \psi_A A$, получим формулу проектного расчета закрытых цилиндрических прямозубых стальных передач:

$$A \geq (1+i)^3 \sqrt{\frac{(340)^2 M_1 K}{[\sigma_k] \psi_A i}}. \quad (6.40)$$

где M_1 — вращающий момент на валу шестерни в $\text{н} \cdot \text{мм}$;
 $[\sigma]_к$ — допускаемое контактное напряжение для менее прочного из материалов пары зубчатых колес в $\text{н}/\text{мм}^2$;

$\psi_A = \frac{b_2}{A}$ — коэффициент ширины обода колеса. Для прямозубых передач общего назначения рекомендуется $\psi_A = 0,2 - 0,63^*$ при $b_2 \leq d_{a1}$. При выборе коэффициента ψ_A необходимо учитывать соображения, изложенные при расчете фрикционной передачи (см. стр. 82).

Численный коэффициент 340 справедлив только для пары стальных, зубчатых колес, причем в нем скрыты определенные единицы измерения. При переходе к другим материалам или к другим единицам измерения численный коэффициент необходимо пересчитать.

Из формул (6.39) и (6.40) следует, что *контактная прочность зубьев колес зависит от материала и габаритных размеров передачи и не зависит от модуля и числа зубьев в отдельности*. По условиям контактной прочности при данном A модуль зацепления и число зубьев могут иметь различные значения, лишь бы соблюдалось условие

$$\frac{m(z_1 + z_2)}{2} = A.$$

Прочность же зубьев на изгиб, при прочих равных условиях, зависит как от модуля, так и от числа зубьев в отдельности [см. формулу (6.33)].

Проверку поверхности зубьев на предотвращение пластической деформации или хрупкого разрушения от действия кратковременных пиковых нагрузок ведут по $[\sigma]_{к\text{ пред}}$ (см. стр. 121)

$$\sigma_{к\text{ пик}} = \sigma_k \sqrt{\frac{M_{1\text{ пик}}}{M_1}} \leq [\sigma]_{к\text{ пред}}, \quad (6.41)$$

где $\sigma_{к\text{ пик}}$ — расчетное контактное напряжение при перегрузках от $M_{1\text{ пик}}$, действующего на шестерню в период пуска, торможения, буксования и т. д.;

σ_k — расчетное контактное напряжение по формуле (6.39).

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

(см. решение примера 18)

Исходные данные:

1. Мощность на валу шестерни N_1 .
2. Угловые скорости шестерни ω_1 и колеса ω_2 .

3. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. Определяют передаточное число передачи i .
2. Определяют вращающий момент на валу шестерни M_1 .
3. Выбирают материалы колес и назначают термообработку (табл. 6.4 и 6.5).
4. Определяют число циклов нагружения колес $N_{ц}$ [формула (6.16)] и вычисляют коэффициенты режима нагрузки $k_{рк}$ и $k_{рн}$ [формулы (6.15) и (6.22)].
5. Определяют допускаемые напряжения:
 - а) контактные $[\sigma]_к$ и $[\sigma]_{к\text{ пред}}$ для материала колеса, как менее прочного (см. стр. 119 и 121);
 - б) изгиба $[\sigma]_н$ и $[\sigma]_{н\text{ пред}}$ для материалов шестерни и колеса (см. стр. 121 и 122).
6. Задаются расчетными коэффициентами: нагрузки K (см. стр. 128) и ширины обода ψ_A (см. стр. 138).
7. Определяют минимальное межосевое расстояние A из условия контактной прочности [формула (6.40)]. Для стандартных редукторов A округляют до ближайшего значения по ГОСТ 2185—66.
8. Задаются модулем зацепления $m = (0,01 - 0,02) A$ по ГОСТ 9563—60 (табл. 6.1).

Уменьшение модуля зацепления m и соответствующее увеличение z способствует уменьшению удельного скольжения, что увеличивает надежность против заедания. При малом m увеличивается коэффициент перекрытия e , уменьшаются шум и трудоемкость нарезания колес, но прочность зубьев на изгиб понижается.

9. Определяют суммарное число зубьев z_c [формула (6.30)], а затем число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 .

10. Уточняют передаточное число i' .

11. Определяют геометрические размеры передачи. Диаметры делительных окружностей определяют с точностью до 0,01 мм.

12. Определяют окружную скорость колес v и назначают степень точности (табл. 6.2).

13. Уточняют коэффициент нагрузки K' (см. стр. 129).

14. Определяют расчетные контактные напряжения σ_k в зоне зацепления зубьев. В формулу (6.39) подставляют уточненные значения A' , i' , K' . Допускается недогрузка не более 10% и перегрузка до 5%. Если условие прочности не выполняется, то либо увеличивают степень точности изготовления колес, уменьшая тем самым коэффициент нагрузки K' , либо увеличивают ширину обода колеса b_2 , не выходя за пределы рекомендуемых значений ψ_A . Если эти меры не дадут должного эффекта, то либо увеличивают межосевое расстояние, либо назначают другие материалы колес или другую термообработку и расчет повторяют.

15. По табл. 6.6 принимают коэффициенты формы зуба y_1 и y_2 и определяют расчетные напряжения изгиба σ_n в основании зуба

* Для стандартных редукторов по ГОСТ 2185 — 66 $\psi_A = 0,1 - 1,25$.

шестерни и колеса [формула (6.33)]. Износом зубьев в закрытой передаче пренебрегают ($\gamma = 1$). Если $\sigma_k > [\sigma]_k$, то задаются новым значением модуля m , соответственно изменяя z_1, z_2 , и повторяют проверочный расчет передачи на изгиб. При этом межосевое расстояние A не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

16. Определяют расчетные контактные $\sigma_{к\text{пик}}$ и изгибные $\sigma_{и\text{пик}}$ напряжения при перегрузках по формулам (6.41) и (6.38). Если условия прочности не выполняются, то назначают другие материалы или другие режимы термообработки и весь расчет повторяют.

Пример 18. Рассчитать закрытую прямозубую передачу одноступенчатого цилиндрического редуктора привода ленточного транспортера (см. рис. 4.2). Мощность на валу шестерни $N_1 = 4,9 \text{ кВт}$ при $\omega_1 = 99,3 \text{ рад/сек}$. Угловая скорость колеса $\omega_2 = 24,8 \text{ рад/сек}$. Срок службы передачи $T = 21 \cdot 10^3 \text{ ч}$. Нагрузка неперверсивная, постоянная. В период пуска кратковременная (пиковая) нагрузка в 1,8 раза больше номинальной.

Решение. 1. Передаточное число редуктора

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{99,3}{24,8} = 4.$$

2. Вращающий момент на валу шестерни редуктора

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{4,9 \cdot 10^3}{99,3} = 49,4 \text{ н} \cdot \text{м} = 49,4 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

3. Материалы для шестерни и колеса. По условию примера габариты редуктора не оговариваются. По табл. 6.4 выбираем для шестерни сталь 50Г, а для колеса — сталь 45.

4 и 5. По данным примера 15, допускаемые напряжения: для материала колеса $[\sigma]_к = 459 \text{ н/мм}^2$; $[\sigma]_{к\text{пред}} = 1147 \text{ н/мм}^2$; $[\sigma_0]_{и2} = 136 \text{ н/мм}^2$; $[\sigma]_{и2\text{пред}} = 227 \text{ н/мм}^2$; для материала шестерни $[\sigma_0]_{и1} = 152 \text{ н/мм}^2$; $[\sigma]_{и1\text{пред}} = 290 \text{ н/мм}^2$.

6. Принимаем расчетные коэффициенты:

а) коэффициент нагрузки при симметричном расположении колес $K = 1,3$ (см. стр. 128);

б) коэффициент ширины обода колеса $\psi_A = 0,3$ (см. стр. 138).

7. Межосевое расстояние передачи [формула (6.40)]

$$A \geq (1+i) \sqrt[3]{\left(\frac{340}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{M_1 K}{\psi_A i}} = (1+4) \sqrt[3]{\left(\frac{340}{459}\right)^2 \frac{49,4 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{0,3 \cdot 4}} = 155 \text{ мм}.$$

Принимаем $L = 160 \text{ мм}$.

8. Модуль зацепления

$$m = (0,01 \div 0,02) A = (0,01 \div 0,02) \cdot 160 = 1,60 \div 3,20 \text{ мм}.$$

Из экономических соображений принимаем по ГОСТ 9563—60 (табл. 6.1) $m = 2 \text{ мм}$.

9. Суммарное число зубьев [формула (6.30)]

$$z_c = \frac{2A}{m} = \frac{2 \cdot 160}{2} = 160.$$

Числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z_c}{1+i} = \frac{160}{1+4} = 32.$$

$$z_2 = z_c - z_1 = 160 - 32 = 128.$$

10. Фактическое передаточное число редуктора

$$i' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{128}{32} = 4.$$

11. Основные геометрические размеры передачи:

а) Диаметры делительных окружностей:

$$d_{d1} = mz_1 = 2 \cdot 32 = 64 \text{ мм};$$

$$d_{d2} = mz_2 = 2 \cdot 128 = 256 \text{ мм}.$$

б) Фактическое межосевое расстояние

$$A' = \frac{d_{d1} + d_{d2}}{z} = \frac{64 + 256}{2} = 160 \text{ мм}.$$

в) Диаметры окружностей выступов:

$$D_{e1} = d_{d1} + 2m = 64 + 2 \cdot 2 = 68 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = d_{d2} + 2m = 256 + 2 \cdot 2 = 260 \text{ мм};$$

Полученные значения D_{e1} и D_{e2} соответствуют предварительно принятым диаметрам заготовок (см. решение примера 15).

г) Ширина обода:

колеса

$$b_2 = \psi_A A' = 0,3 \cdot 160 = 48 \text{ мм},$$

принимаем $b_2 = 50 \text{ мм}$;

шестерни

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} = 50 + 5 \text{ мм} = 55 \text{ мм}.$$

Условие $b_2 \leq d_{d1}$ соблюдено.

12. Окружная скорость зубчатых колес

$$v \sim \frac{\omega_1 d_{d1}}{2 \cdot 1000} = \frac{99,3 \cdot 64}{2 \cdot 1000} \sim 3,18 \text{ м/сек}.$$

По табл. 6.2 принимаем 8-ю степень точности изготовления зубчатых колес.

13. Уточненный коэффициент нагрузки K' [формула (6.36)]. По табл. 6.7 и 6.8 принимаем $K_{дин} = 1,5$ и $K_{кц} = 1$.

$$K' = K_{дин} K_{кц} = 1,5 \cdot 1 = 1,5.$$

14. Расчетные контактные напряжения для рабочей поверхности зубьев [формула (6.39)]

$$\sigma_k = \frac{340}{A'} \sqrt{\frac{M_1 K' (1+i')^2}{b_2 i'}} = 340 \sqrt{\frac{49,4 \cdot 10^3 \cdot 1,5 (1+4)^2}{50 \cdot 4}} = 457 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_k = 459 \text{ н/мм}^2.$$

Недогрузка составляет $\frac{459-457}{459} 100\% = 0,44\% < 10\%$, что допустимо.

15. Коэффициенты формы зуба по табл. 6.6 (интерполированием *):

для шестерни $z_1 = 32$, $y_1 = 0,422$,
для колеса $z_2 = 128$, $y_2 = 0,483$.

Расчетные напряжения изгиба в зубьях ($\gamma = 1$): шестерни [формула (6.33)]

$$\sigma_{\sigma_{н1}} = \frac{2M_1 K'}{b_2 m^2 z_1 y_1} = \frac{2 \cdot 49,4 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{50 \cdot 2^2 \cdot 32 \cdot 0,422} = 55 \text{ н/мм}^2 < [\sigma_{\sigma}]_{н1} = 152 \text{ н/мм}^2,$$

колеса

$$\sigma_{\sigma_{н2}} = \sigma_{\sigma_{н1}} \frac{y_1}{y_2} = 55 \frac{0,422}{0,483} = 47,5 \text{ н/мм}^2 < [\sigma_{\sigma}]_{н2} = 136 \text{ н/мм}^2,$$

т. е. прочность зубьев на изгиб обеспечена.

16. Расчетные предельные напряжения в период пуска: а) контактные для рабочих поверхностей зубьев [формула (6.41)]

$$\sigma_{k_{пик}} = \sigma_k \sqrt{\frac{M_{1_{пик}}}{M_1}} = 457 \sqrt{1,8} = 612 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_{k_{пред}} = 1147 \text{ н/мм}^2;$$

б) изгиба в основании ножки зуба [формула (6.38)] шестерни

$$\sigma_{н1_{пик}} = \sigma_{\sigma_{н1}} \frac{M_{1_{пик}}}{M_1} = 55 \cdot 1,8 = 99 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_{н_{пред}} = 290 \text{ н/мм}^2;$$

колеса

$$\sigma_{н2_{пик}} = \sigma_{\sigma_{н2}} \frac{M_{1_{пик}}}{M_1} = 47,5 \cdot 1,8 = 85 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_{н_{пред}} = 227 \text{ н/мм}^2,$$

что допустимо.

Задача 13. Определить величину допускаемой мощности на валу шестерни одноступенчатого прямозубого редуктора, если допускаемое контактное напряжение для зубьев колеса $[\sigma]_k =$

* Интерполирование — нахождение промежуточных значений функции по некоторым известным ее частным значениям. В данном примере для $z_1 = 32$ значение $y_1 = 0,422$ найдено следующим вычислением:

по табл. 6.6 для $\gamma = 30$ $y = 0,416$, а для $\gamma = 35$ $y = 0,431$. Для $z_1 = 32$ $y_1 =$

$= 0,416 + \frac{0,431 - 0,416}{5} \cdot 2 = 0,422$. Такое интерполирование называют линей-

$= 670 \text{ н/мм}^2$. Параметры передачи: $A = 100 \text{ мм}$, $b_2 = 40 \text{ мм}$, $i = 6,3$. Угловая скорость шестерни $\omega_1 = 75,2 \text{ рад/сек}$. Коэффициент нагрузки $K = 1,35$.

Ответ. $[N_1] = 1,4 \text{ квт}$.

Контрольные вопросы

1. Почему проектный расчет закрытых зубчатых передач ведут на контактную прочность?

2. Назовите все величины, входящие в формулу (6.39), и укажите их размерности и единицы измерения.

3. Почему при проектном расчете закрытых передач в первую очередь определяют межосевое расстояние L , а не модуль зацепления t ?

4. Как влияет на размеры передачи выбор коэффициента ψ_d ?

Дополнительная литература

[11], стр. 138—156.

[18], стр. 164, задача 9.47.

Б. ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ КОСОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА

ЗАНЯТИЕ 22

Цилиндрические колеса, у которых зубья расположены по винтовым линиям на делительном цилиндре, называют винтовыми, или чаще косозубыми* (см. рис. 6.1, б).

В отличие от прямозубой, в косозубой передаче зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно, что значительно снижает шум и дополнительные динамические нагрузки. Чем больше угол наклона зуба ρ (рис. 6.32), тем выше плавность зацепления. У пары сопряженных косозубых колес с внешним зацеплением углы ρ равны по величине, но противоположны по направлению. Одно колесо правое, другое — левое. Косозубая передача применяется в ответственных механизмах при средних и высоких скоростях (см. табл. 6.2).

ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ

У косозубого колеса (рис. 6.33) расстояние между зубьями можно измерить в торцовом ($s-s$) и нормальном ($n-n$) направлениях. В первом случае получим торцовый шаг t_s , во втором —

* Такое название объясняется тем, что шаг винтовой линии зуба по делительному цилиндру весьма значителен по сравнению с шириной обода и криволнейность зуба малозаметна.

нормальный шаг t_n . Различными в этих направлениях будут и модули зацепления:

$$m_s = \frac{t_s}{\pi}; \quad m_n = \frac{t_n}{\pi}, \quad (6.42)$$

где m_s и m_n — торцовый и нормальный модули зацепления.

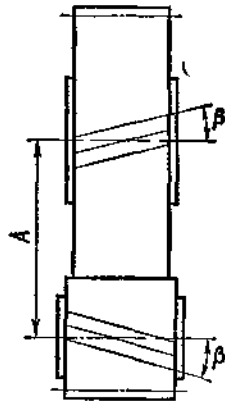


Рис. 6.32. Косозубая передача

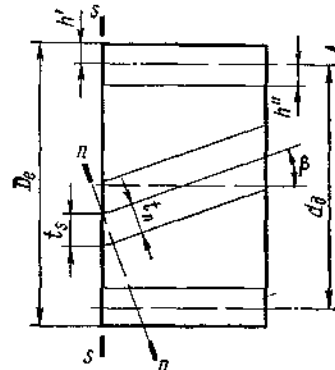


Рис. 6.33. Геометрические размеры косозубого колеса

Согласно рис. 6.33

$$t_s = \frac{t_n}{\cos \beta}, \quad (6.43)$$

следовательно,

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}, \quad (6.44)$$

где β — угол наклона зуба на делительном цилиндре.

Нормальный модуль m_n должен соответствовать ГОСТ 9563—60 (табл. 6.1) и является исходной величиной при геометрических расчетах.

Диаметр делительной и начальной окружности

$$d_d = d = m_s z = \frac{m_n}{\cos \beta} z. \quad (6.45)$$

Косозубые колеса нарезают тем же инструментом, что и прямозубые. Наклон зуба получают поворотом инструмента на угол β . Профиль косо́го зуба в нормальном сечении соответствует исходному контуру инструментальной рейки и, следовательно, совпадает с профилем прямого зуба модуля $m = m_n$.

Высоты головки косо́го зуба h' и ножки h'' соответственно равны:

$$h' = m_n; \quad h'' = 1,25 m_n. \quad (6.46)$$

Диаметр окружности выступов

$$D_e = d_d + 2m_n. \quad (6.47)$$

Межосевое расстояние

$$A = \frac{d_{d1} + d_{d2}}{2} = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} - \frac{m_n z_c}{2 \cos \beta}. \quad (6.48)$$

В косозубой передаче, меняя величину угла β , можно незначительно изменить A .

Прямозубую передачу можно рассматривать как частный случай косозубой, у которой $\beta = 0$ и, следовательно, $m = m_n = m_s$.

ЭКВИВАЛЕНТНОЕ КОЛЕСО

Как указывалось выше, профиль косо́го зуба в нормальном сечении $A-A$ (рис. 6.34) соответствует исходному контуру инструментальной рейки и, следовательно, совпадает с профилем прямозубого колеса. Так как прочность на изгиб косо́го зуба определяется его размерами в нормальном сечении, то расчет косозубых колес ведут, используя параметры эквивалентного прямозубого колеса, полученные из следующих условий.

Делительная окружность косо́го колеса в нормальном сечении $A-A$ (см. рис. 6.34) образует эллипс, радиус кривизны которого в полюсе зацепления

$$\rho_a = \frac{d_d}{2 \cos^2 \beta}. *$$

Профиль зуба в этом сечении почти совпадает с профилем условного прямозубого колеса, называемого эквивалентным, диаметр

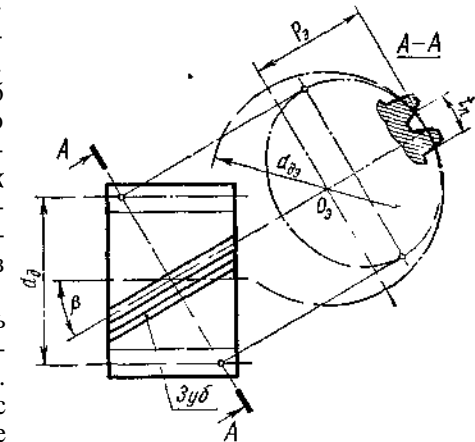


Рис. 6.34. Схема для определения ρ_a косо́го колеса

* См. курс аналитической геометрии.

делительной окружности которого.

$$d_{d\beta} = 2\rho_s = \frac{d_d}{\cos^2 \beta} = \frac{m_s z}{\cos^2 \beta} = \frac{m_n z}{\cos^3 \beta} = m_n z_\beta,$$

откуда эквивалентное число зубьев

$$z_\beta = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (6.49)$$

где z — действительное число зубьев косозубого колеса.

Из формулы (6.49) следует, что с увеличением β возрастает z_β , следовательно, повышается прочность косых зубьев.

СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

В косозубой передаче нормальное усилие P_n составляет угол β с торцом колеса (рис. 6.35). Разложив P_n на составляющие, получим:

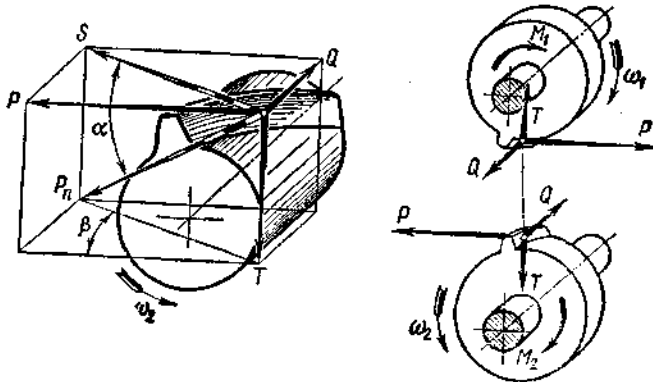


Рис. 6.35. Схема усилий в косозубой передаче

окружное усилие

$$P = \frac{2M_1}{d_{d1}} ;$$

радиальное усилие

$$T = S \operatorname{tg} \alpha = \frac{P}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha ; \quad (6.50)$$

осевое усилие

$$Q = P \operatorname{tg} \beta \quad (6.51)$$

При определении направлений усилий учитывают направление вращения колес и направление наклона зуба (правое или левое),

Осевое усилие Q дополнительно нагружает подшипники, возрастая с увеличением β . По этой причине для косозубых колес принимают $\beta = 8 \div 15^\circ$. Наличие в зацеплении осевых сил является недостатком косозубой передачи.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОСОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

Вследствие наклонного расположения зубьев в косозубом зацеплении одновременно находится несколько пар зубьев, что уменьшает нагрузку на один зуб, повышая его прочность. Наклонное расположение зубьев увеличивает их жесткость на изгиб, уменьшает динамические нагрузки. Все эти особенности трудно учесть при выводе расчетных формул, поэтому расчет на прочность косозубых передач ведут по формулам эквивалентных прямозубых передач с введением в них поправочных коэффициентов. По условиям прочности габариты косозубых передач получаются меньше, чем прямозубых.

Проектный расчет. Аналогично расчету прямозубой передачи [см. формулу (6.34)] нормальный модуль зацепления

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2M_1 K \gamma}{\psi_m z_1 y_\beta [\sigma]_H k_{Hn}}} \quad (6.52)$$

где дополнительно:

$\psi_m = \frac{b_2}{m_n} — коэффициент ширины обода колеса.$
Для косозубых передач рекомендуется $\psi_m = 15—40$, при этом $b_2 \leq 1,5 d_{d1}$. Здесь b_2 — ширина обода колеса;

$y_\beta — коэффициент формы зуба.$ Выбирают из табл. 6.6 по эквивалентному числу зубьев z_β .

В формулу (6.52) подставляют меньшее из двух произведений $y_\beta [\sigma]_H$, вычисленных для шестерни и колеса.

$k_{Hn} = 1,3—1,4 — коэффициент, учитывающий повышение прочности на изгиб косых зубьев по сравнению с прямыми.$

Проверочный расчет. Аналогично расчету прямозубой передачи [см. формулы (6.33) и (6.35)] напряжения изгиба в зубьях шестерни и колеса:

$$\sigma_{H1} = \frac{2M_1 K \gamma}{b_2 m_n^2 z_1 y_{\beta 1} k_{Hn}} \leq [\sigma]_{H1} ; \quad (6.53)$$

$$\sigma_{H2} = \sigma_{H1} \frac{y_{\beta 1}}{y_{\beta 2}} \leq [\sigma]_{H2} \quad (6.54)$$

Проверка прочности зубьев при перегрузках по $\sigma_{\text{инк}}$ аналогична проверке прямозубой передачи.

Последовательность расчета открытых цилиндрических косозубых передач. Расчет ведут аналогично расчету открытых прямозубых передач (см. стр. 131) со следующими изменениями:

в пункте 8 задаются углом наклона зуба $\rho = 8 \div 15^\circ$, определяют эквивалентное число зубьев $z_{\text{э}1}$ и $z_{\text{э}2}$ и по табл. 6.6 принимают $y_{\text{э}1}$ и $y_{\text{э}2}$;

в пункте 11 определяют нормальный модуль зацепления m_n [формула (6.52)], значение которого округляют по ГОСТ 9563—60 (табл. 6.1). В проверочном расчете напряжения $\sigma_{\text{н}}$ и $\sigma_{\text{н инк}}$ определяют по формулам (6.53), (6.54) и (6.38).

Пример 19. В приводе автоматической линии примера 17 открытая цилиндрическая прямозубая передача заменена косозубой с углом $\rho = 13^\circ 6'$, $\psi_m = 25$, $k_{\text{нн}} = 1,3$; $K = 1,4$.

Как изменится межосевое расстояние передачи, если материал колес, число зубьев и коэффициент y оставить прежними?

Решение. 1. Согласно решению примера 17 расчет передачи следует вести по зубу колеса, эквивалентное число зубьев которого (формула 6.49)

$$z_{\text{э}2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{80}{\cos^3 13^\circ 6'} = 86,6.$$

По табл. 6.6 $y_{\text{э}2} = 0,479$.

2. По формуле (6.52) нормальный модуль зацепления

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2M_1 K y}{\psi_m z_1 y_{\text{э}2} [\sigma]_{\text{н}2} k_{\text{нн}}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 147,7 \cdot 10^3 \cdot 1,4 \cdot 1,8}{25 \cdot 20 \cdot 0,479 \cdot 104 \cdot 1,3}} = 2,84 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563—60 (табл. 6.1) принимаем $m_n = 3 \text{ мм}$.

3. Межосевое расстояние [формула (6.48)]

$$A = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{3 (20 + 80)}{2 \cos 13^\circ 6'} = 154 \text{ мм.}$$

Следовательно, межосевое расстояние уменьшится на 46 мм, или примерно на 23%.

Задача 14. Определить диаметры заготовок (диаметры окружностей выступов) колес цилиндрической косозубой передачи, если $A = 100 \text{ мм}$; $m_n = 1,5 \text{ мм}$; $z_1 = 22$; $i = 5$.

Ответ. $D_{e1} = 36,3 \text{ мм}$; $D_{e2} = 169,7 \text{ мм}$.

Контрольные вопросы

1. Какое направление наклона зуба (правое или левое) имеет шестерня на рис. 6.1, б?

2. Как влияет на работу зубчатой передачи изменение угла β ?

3. Какие модули зацепления различают для косых зубьев? Какова зависимость между ними?

4. Что такое эквивалентное число зубьев косозубого колеса и как оно определяется?

5. Объясните, почему с увеличением угла ρ контактная и изгибная прочности косых зубьев повышаются?

Дополнительная литература

[11], стр. 104—110.

[18], стр. 157, задача 9.37.

ЗАНЯТИЕ 23

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОСОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

Проектный расчет. Аналогично расчету прямозубой передачи [см. формулу (6.40)] межосевое расстояние для стальной косозубой пары

$$A \geq (1+i) \sqrt[3]{\frac{340}{[\sigma]_{\text{н}}} \frac{M_1 K}{\psi_A i k_{\text{нн}}}}, \quad (6.55)$$

где дополнительно:

$\psi_A = 0,2—0,63$ — коэффициент ширины обода колеса, при этом $\psi_A \geq 1,5d_{\text{а}1}$. Значение $\psi_A < 0,4$ может быть принято при условии соблюдения неравенства $\psi_A \geq \frac{2,5m_n}{A \sin \rho}$, при котором в зацеплении косозубых колес одновременно участвует не менее двух пар зубьев, Рекомендации по выбору ψ_A см. на стр. 82;

$k_{\text{нн}} = 1,25—1,35$ — коэффициент, учитывающий повышение контактной прочности косых зубьев по сравнению с прямыми.

Проверочный расчет. Аналогично расчету прямозубой передачи [см. формулу (6.39)] контактные напряжения в поверхностном слое косых зубьев

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{340}{A} \sqrt{\frac{M_1 K' (1+i)^3}{b_2 i k_{\text{нн}}}} \leq [\sigma]_{\text{н}}. \quad (6.56)$$

Проверка прочности на изгиб по $\sigma_{\text{н}}$ аналогична проверке открытой косозубой передачи, но без учета износа зубьев (см. стр. 147). Проверка прочности зубьев при перегрузках аналогична проверке прямозубой закрытой передачи (см. стр. 138).

Последовательность расчета. (см. решение примера 20). Этот расчет ведут так же, как и расчет закрытых прямозубых передач (см. стр. 138), со следующими изменениями:

в пункте 6 задаются расчетными коэффициентами: K (см. стр. 128), Ψ_A (стр. 149) и $k_{\text{шк}}$ (там же);

в пункте 8 задаются $m_n = (0,01 \div 0,02)$ Л, затем округляют m_n по ГОСТ 9563—60 (табл. 6.1);

в пункте 9 принимают предварительно угол β (см. стр. 147), определяют числа зубьев z_c [формула (6.48)], z_1 и z_2 , а затем уточняют угол β^* .

В проверочном расчете напряжения σ_k определяют по формуле (6.56), а напряжения σ_H по формулам (6.53) и (6.54)

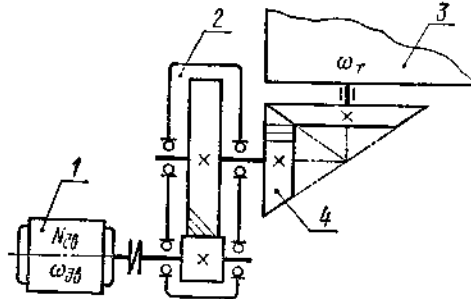


Рис. 6.36. Схема привода к решению примеров 20 и 22:

1 — электродвигатель; 2 — редуктор; 3 — винтовой транспортер; 4 — открытая коническая прямозубая передача

портера $\omega_r = 14$ рад/сек. Нагрузка неререверсивная, переменная. В период пуска кратковременно действующая перегрузка в 1,7 раза больше номинальной. Габариты привода должны быть наименьшими.

Решение. 1. Общее передаточное число привода

$$i_{\text{общ}} = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_r} = \frac{152}{14} = 10,8.$$

Для редуктора принимаем $i = 5$.

Угловая скорость колеса редуктора

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i} = \frac{\omega_{\text{дв}}}{i} = \frac{152}{5} = 30,4 \text{ рад/сек.}$$

2. Вращающий момент на валу шестерни

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{N_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{14}{152} = 92,1 \text{ н} \cdot \text{м} = 92,1 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм.}$$

3. Материалы шестерни и колеса. Для уменьшения габаритов редуктора принимаем по табл. 6.5 для шестерни улучшенную сталь 40X. При диаметре заготовки до 120 мм $\sigma_T = 686$ н/мм², $\sigma_{-1} = 480$ н/мм², твердость HB257—285; для колеса — нормализо-

* Значение $\cos \beta$ следует вычислять с точностью до пяти знаков.

ванную сталь 40X. При диаметре заготовки до 300 мм $\sigma_T = 490$ н/мм², $\sigma_{-1} = 352$ н/мм², HB200—230.

4. Число циклов нагружения зубьев [формула (6.16)]: шестерни

$$N_{\text{ц1}} = 572,4 \omega_1 T = 572,4 \cdot 152 \cdot 12 \cdot 10^3 = 104 \cdot 10^7;$$

колеса

$$N_{\text{ц2}} = 572,4 \omega_2 T = 572,4 \cdot 30,4 \cdot 12 \cdot 10^3 = 20,8 \cdot 10^7.$$

Подставив в формулы (6.15) и (6.22) значения $N_{\text{ц1}}$ и $N_{\text{ц2}}$, получим $k_{\text{рн}} = 1$; $k_{\text{рн}} = 1$.

5. а) Допускаемое контактное напряжение [формула (6.17)]

$$[\sigma]_k = 0,5 ([\sigma]_{\text{к1}} + [\sigma]_{\text{к2}}) = 0,5 (706 + 550) = 628 \text{ н/мм}^2,$$

где для материала шестерни

$$[\sigma]_{\text{к1}} = 2,75 \text{ HB}_{\text{min}} k_{\text{рн}} = 2,75 \cdot 257 \cdot 1 = 706 \text{ н/мм}^2;$$

для материала колеса

$$[\sigma]_{\text{к2}} = 2,75 \text{ HB}_{\text{min}} k_{\text{рн}} = 2,75 \cdot 200 \cdot 1 = 550 \text{ н/мм}^2.$$

Условие $[\sigma]_k \leq 1,25 [\sigma]_{\text{к2}}$ соблюдается;

б) Допускаемое предельное контактное напряжение [формула (6.18)]

$$[\sigma]_{\text{к пред}} = 2,5 [\sigma]_k = 2,5 \cdot 628 = 1570 \text{ н/мм}^2.$$

в) Допускаемые напряжения изгиба [формула (6.20)] для шестерни и колеса

$$[\sigma_0]_{\text{н1}} = \frac{(1,4 \div 1,6) \sigma_{-1}}{k_\sigma [n]} = \frac{1,5 \cdot 480}{1,8 \cdot 1,5} = 266 \text{ н/мм}^2,$$

$$[\sigma_0]_{\text{н2}} = \frac{(1,4 \div 1,6) \sigma_{-1}}{k_\sigma [n]} = \frac{1,5 \cdot 352}{1,8 \cdot 1,5} = 195 \text{ н/мм}^2,$$

где $k_\sigma = 1,8$; $[n] = 1,5$ (см. стр. 122);

г) Допускаемые предельные напряжения изгиба [формула (6.23)]:

для шестерни

$$[\sigma]_{\text{н1 пред}} = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 686 = 548 \text{ н/мм}^2;$$

для колеса

$$[\sigma]_{\text{н2 пред}} = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 490 = 392 \text{ н/мм}^2.$$

6. Принимаем расчетные коэффициенты:

$K = 1,3$ (см. стр. 128); $\Psi_A = 0,5$ (см. стр. 149); $k_{\text{пк}} = 1,3$ (там же).

7. Межосевое расстояние передачи [формула (6.55)]

$$A \geq (1+i) \sqrt[3]{\left(\frac{340}{[\sigma]_k}\right)^2 \frac{M_1 K}{\Psi_A^2 k_{\text{пк}}}} = (1+5) \sqrt[3]{\left(\frac{340}{628}\right)^2 \frac{92,1 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{0,5 \cdot 5 \cdot 1,3}} = 136 \text{ мм.}$$

Принимаем $L = 140$ мм.

8. Модуль зацепления

$$m_n = (0,01 \div 0,02) L = (0,01 - 0,02) \cdot 140 = 1,4 \div 2,8 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563—60 (см. табл. 6.1) принимаем $m_n = 1,5$ мм.

9. а) Задаемся предварительно углом наклона зуба $\beta = 10^\circ$ (см. стр. 147).

б) Суммарное число зубьев [формула (6.48)]

$$z_c = \frac{2A \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 140 \cos 10^\circ}{1,5} = 183,8.$$

Принимаем $z_c = 184$.

в) Числа зубьев:
шестерни

$$z_1 = \frac{z_c}{i+1} = \frac{184}{5+1} = 30,7,$$

принимаем $z_1 = 31$;
колеса

$$z_2 = z_c - z_1 = 184 - 31 = 153.$$

г) Фактический угол наклона зубьев [формула (6.48)]

$$\cos \beta = \frac{m_n z_c}{2A} = \frac{1,5 \cdot 184}{2 \cdot 140} = 0,98571; \beta = 9^\circ 42'.$$

10. Фактическое передаточное число

$$i' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{153}{31} = 4,93.$$

11. Основные геометрические размеры шестерни и колеса:
диаметры делительных окружностей:

$$d_{\partial 1} = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 31}{\cos 9^\circ 42'} = 47,17 \text{ мм,}$$

$$d_{\partial 2} = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 153}{\cos 9^\circ 42'} = 232,83 \text{ мм,}$$

при этом соблюдается равенство

$$A' = A = \frac{d_{\partial 1} + d_{\partial 2}}{2} = \frac{47,17 + 232,83}{2} = 140 \text{ мм;}$$

диаметры окружностей выступов:

$$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2m_n = 47,17 + 2 \cdot 1,5 = 50,17 \text{ мм,}$$

$$D_{e2} = d_{\partial 2} + 2m_n = 232,83 + 2 \cdot 1,5 = 235,83 \text{ мм,}$$

что соответствует предварительно принятым диаметрам заготовок;
ширина обода:
колеса

$$b_2 = \psi_A A' = 0,5 \cdot 140 = 70 \text{ мм,}$$

шестерни

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} = 70 + 5 = 75 \text{ мм.}$$

Условие $b_2 \leq 1,5d_{\partial 1}$ выполнено.

12. Окружная скорость косозубых колес

$$v = \frac{\omega_1 d_{\partial 1}}{2 \cdot 1000} = \frac{152 \cdot 47,17}{2 \cdot 1000} = 3,57 \text{ м/сек.}$$

По табл. 6.2 принимаем 8-ю степень точности изготовления колес.

13. Уточненный коэффициент нагрузки K' . По табл. 6.7 $K'_{\text{дин}} = 1,25$.

Для переменной нагрузки по формуле (6.37), табл. 6.8 при $\frac{v}{d_{\partial 1}} = \frac{3,57}{47,17} = 1,48$ и симметричном расположении колес относительно опор

$$K'_{\text{кц}} = \frac{K'_{\text{кц}} + 1}{2} = \frac{1,37 + 1}{2} = 1,18.$$

По формуле (6.36) $K' = K'_{\text{дин}} K'_{\text{кц}} = 1,25 \cdot 1,18 = 1,47$.

14. Расчетное контактное напряжение [формула (6.56)]

$$\sigma_{\text{к}} = \frac{340}{A'} \sqrt{\frac{M_1 K' (1+i')^3}{b_1 i' k_{\text{пк}}}} = \frac{340}{140} \sqrt{\frac{92,1 \cdot 10^3 \cdot 1,47 (1+4,93)^3}{70 \cdot 4,93 \cdot 1,3}} = 610 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{к}} = 628 \text{ н/мм}^2,$$

т. е. условие прочности выполнено.

Недогрузка составляет 2,8%.

15. Эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса [формула (6.49)]:

$$z_{\partial 1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{31}{\cos^3 9^\circ 42'} = 32,3,$$

$$z_{\partial 2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{153}{\cos^3 9^\circ 42'} = 159,5.$$

Коэффициенты формы зубьев (см. табл. 6.6): шестерни $y_{\partial 1} = 0,423$; колеса $y_{\partial 2} = 0,490$.

Расчетные напряжения изгиба в зубьях шестерни и колеса [формулы (6.53) и (6.54)] при $k_{\text{пк}} = 1,35$ (см. стр. 147):

$$\sigma_{\sigma \text{ н1}} = \frac{2M_1 K'}{b_2 m_n^2 z_1 y_{\partial 1} k_{\text{пк}}} = \frac{2 \cdot 92,1 \cdot 10^3 \cdot 1,47}{70 \cdot 1,5^2 \cdot 31 \cdot 0,423 \cdot 1,35} = 97,2 \text{ н/мм}^2 < [\sigma_{\sigma}]_{\text{н2}} = 266 \text{ н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\sigma \text{ н2}} = \sigma_{\sigma \text{ н1}} \frac{y_{\partial 1}}{y_{\partial 2}} = 97,2 \frac{0,423}{0,490} = 83,7 \text{ н/мм}^2 < [\sigma_{\sigma}]_{\text{н2}} = 195 \text{ н/мм}^2.$$

Уменьшить m_n нельзя, так как он принят по наименьшему рекомендуемому значению*.

* В редукторах общего назначения рекомендуется модуль зацепления принимать не менее 1,5 мм.

16. Расчетные предельные напряжения в период перегрузок:
 а) Контактные напряжения для рабочих поверхностей зубьев [формула (6.41)]

$$\sigma_{к\text{ пик}} = \sigma_k \sqrt{\frac{M_{1\text{ пик}}}{M_1}} = 610 \sqrt{1,7} = 795 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_{к\text{ пред}} = 1570 \text{ н/мм}^2.$$

б) Напряжения изгиба в основании зуба [формула (6.38)]: шестерни

$$\sigma_{\sigma\text{ и1 пик}} = \sigma_{\sigma\text{ и1}} \frac{M_{1\text{ пик}}}{M_1} = 97,2 \cdot 1,7 = 165 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{ипред}} = 548 \text{ н/мм}^2,$$

колеса

$$\sigma_{\sigma\text{ и2 пик}} = \sigma_{\sigma\text{ и2}} \frac{M_{1\text{ пик}}}{M_1} = 83,7 \cdot 1,7 = 142 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{ипред}} = 392 \text{ н/мм}^2.$$

ШЕВРОННАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА

Шевронное колесо представляет собой *сдвоенное косозубое колесо*, выполненное как одно целое (см. рис. 6.1, а). Вследствие разного направления зубьев на полушевронах, осевые силы Q взаимно уравновешиваются на колесе и на подшипники не передаются (рис. 6.37). Это обстоятельство позволяет принимать у шевронных колес угол наклона зуба $\rho = 25 \div 40^\circ$, что повышает прочность зубьев и плавность передачи. Шевронный зуб требует строго определенного осевого положения шестерни относительно колеса, поэтому вал шестерни монтируют в подшипниках, допускающих осевую «игру» вала.

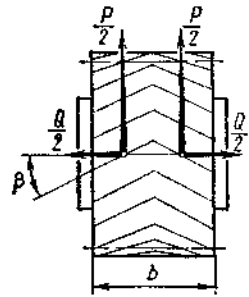


Рис. 6.37. Схема усилий на шевронном колесе

Недостатком шевронных колес является большая стоимость их изготовления. Применяются в мощных быстроходных закрытых передачах. Геометрический и прочностной расчеты шевронной передачи аналогичны расчетам косозубой передачи. Для шевронной передачи коэффициент ширины обода колеса $\psi_A = 0,4 - 0,8$, при этом $b_2 \leq 2,5d_{\sigma 1}$ (в некоторых случаях, например в прокатном оборудовании, допускается t_{y_A} до 1,25).

Задача 15. Определить, с какой окружной скоростью работает шевронная передача, если $A = 630 \text{ мм}$, $m_n = 10 \text{ мм}$, $i = 4$, $z_1 = 22$. Угловая скорость шестерни $\omega_1 = 151 \text{ рад/сек}$.

Ответ. $v = 19 \text{ м/сек}$.

Контрольные вопросы

1. Как влияет изменение диаметров зубчатых колес на их контактную прочность?

2. Что представляют собой шевронные зубчатые колеса и какими достоинствами они обладают?

3. Укажите рекомендуемые углы наклона зуба для цилиндрических косозубых и шевронных колес и объясните причину их разного значения.

4. Почему вал шевронной шестерни должен быть плавающим?

Дополнительная литература

[18], стр. 158, задача 9.38.

В. КОНИЧЕСКАЯ ПРЯМОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА

ЗАНЯТИЕ 24

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, когда оси валов пересекаются под углом δ (см. рис. 6.2). Наибольшее распространение имеют передачи с углом $\delta = 90^\circ$, которые и рассматриваются ниже. Конические колеса бывают с прямыми (см. рис. 6.2, а), косыми (см. рис. 6.2, б), круговыми (см. рис. 6.2, в) и редко с шевронными зубьями. Далее рассматриваются только прямозубые конические передачи.

Внутреннее зацепление с коническими колесами практически не применяется. Конические зубчатые передачи по сравнению с цилиндрическими сложнее в изготовлении и монтаже. Нарезание зубьев производится на специальных станках. В конических передачах, как правило, шестерня располагается консольно (рис. 6.38), при этом вследствие меньшей жесткости консольного вала

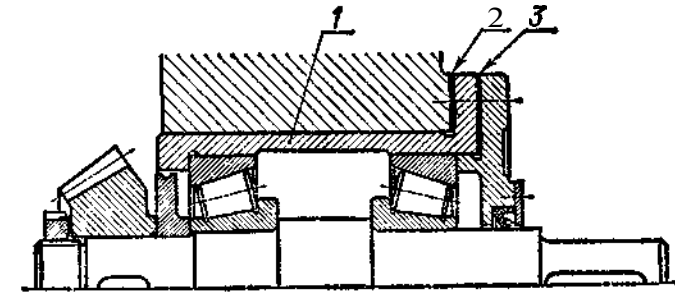


Рис. 6.38. Подшипниковый узел вала конической шестерни: 1 — стакан; 2 — набор металлических прокладок для регулирования зацепления; 3 — набор металлических прокладок для регулирования подшипников

увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. По этой причине конические колеса работают с большим шумом. Подшипники вала шестерни располагаются в стакане для обеспечения возможности осевого регулирования зацепления колес при сборке (рис. 6.38).

ГЕОМЕТРИЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕС

Роль начальных и делительных цилиндров цилиндрических зубчатых передач в конических передачах играют начальные и делительные конусы. При вращении колес начальные конусы катятся друг по другу без скольжения (рис. 6.39). В конических передачах угловая коррекция не применяется, поэтому начальные

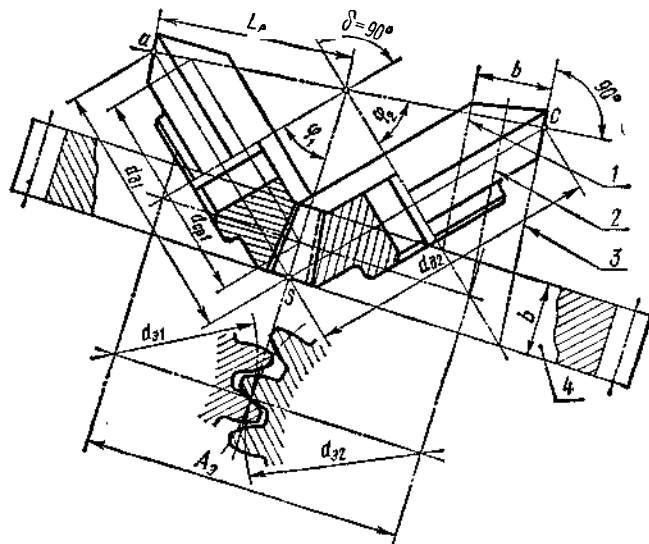


Рис. 6.39. Схема к геометрии зацепления конических колес: 1, 2, 3 — образующие внутреннего, среднего и наружного дополнительных конусов; 4 — эквивалентное колесо

и делительные конусы всегда совпадают. Углы делительных конусов обозначают соответственно φ_1 и φ_2 . Угол между осями $\delta = \varphi_1 + \varphi_2$. Эвольвентные зубья конического колеса профилируют на развертке дополнительного конуса, образующая которого перпендикулярна к образующей делительного конуса. Дополнительные конусы можно построить для наружного, среднего и внутреннего сечений конического колеса. Ширина обода зубчатого колеса B ограничена двумя дополнительными конусами — наружным и внутренним.

ЭКВИВАЛЕНТНОЕ КОЛЕСО

Профили зубьев конического колеса, построенные на развертке дополнительного конуса (см. рис. 6.39), весьма близки к профилям зубьев эквивалентного цилиндрического колеса, делительная окружность которого получена разверткой дополнительного конуса на плоскость. Дополнив развертку до полной окружности (рис. 6.40), получим эквивалентное колесо с числом зубьев z_a .

Из треугольника OCS (см. рис. 6.40) диаметр делительной окружности эквивалентной шестерни

$$d'_{a1} = \frac{d_{\delta 1}}{\cos \varphi_1} = \frac{m z_1}{\cos \varphi_1} = m z_{a1},$$

откуда эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса

$$z_{a1} = \frac{z_1}{\cos \varphi_1}; \quad z_{a2} = \frac{z_2}{\cos \varphi_2}, \quad (6.57)$$

где z_1 и z_2 — действительные числа зубьев конических колес.

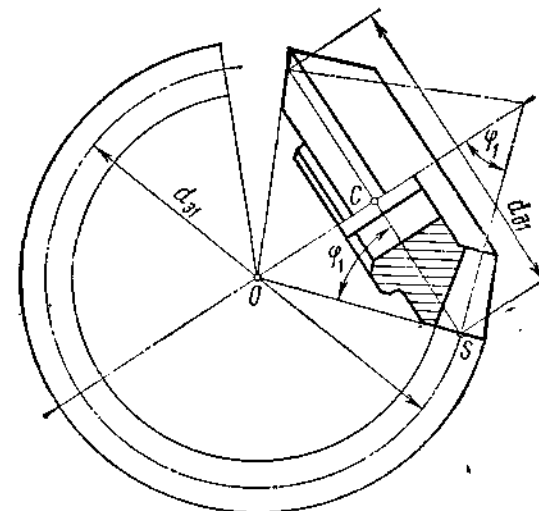


Рис. 6.40. Схема для определения эквивалентного числа зубьев

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

Аналогично - конической фрикционной передаче при $\delta = 90^\circ$ (стр. 85)

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{\delta 2}}{d_{\delta 1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{1}{\tan \varphi_1} = \tan \varphi_2. \quad (6.58)$$

Для конической прямозубой передачи рекомендуется $i = 2-3$; при колесах с непрямыми зубьями возможны более высокие значения i ; наибольшее значение $i = 6,3$ (ГОСТ 12289—66).

ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ

Как известно, модуль зацепления представляет собой отношение диаметра делительной окружности к числу зубьев колеса, но для делительного конуса конического зубчатого колеса этих диа-

метров, а следовательно, и модулей бесчисленное множество. При разных по длине зуба модулях высота зуба также величина переменная (рис. 6.41). Для удобства измерения размеры конических колес принято определять по наружному торцу зуба, образованному наружным дополнительным конусом. Максимальный модуль зацепления m , полученный по наружному торцу, иногда

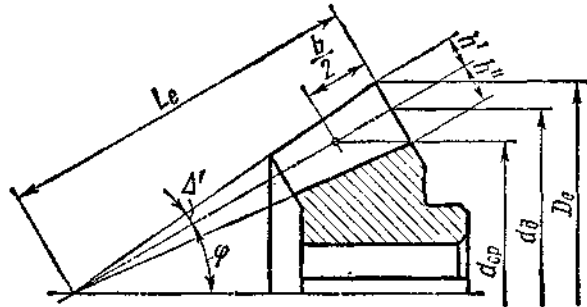


Рис. 6.41. К геометрическому расчету конического колеса

называют производственным модулем зацепления. Его обычно округляют по ГОСТ 9563—60 (см. табл. 6.1). В конических зубчатых колесах одним и тем же зуборезным инструментом можно нарезать колеса с различным модулем.

Диаметр основания делительного конуса

$$d_d = mz$$

Высоты головки зуба h' и ножки h'' соответственно равны:

$$h' = m; \quad h'' = 1,2m \quad (6.59)$$

Диаметр окружности выступов

$$D_e = d_d + 2m \cos \varphi \quad (6.60)$$

Длина образующей делительного конуса (см. треугольник aCS на рис. 6.39)

$$L_e = \frac{1}{2} \sqrt{d_{d1}^2 + d_{d2}^2} = \frac{d_{d1}}{2} \sqrt{1 + i^2} = \frac{d_{m2}}{2i} \sqrt{1 + i^2} \quad (6.61)$$

или

$$L_e = \frac{d_{d1}}{2 \sin \varphi_1} = \frac{mz_1}{2 \sin \varphi_1} \quad (6.62)$$

Угол головки зуба Δ' (см. рис. 6.41)

$$\operatorname{tg} \Delta' = \frac{h'}{L_e} \quad (6.63)$$

Диаметр средней делительной окружности шестерни

$$d_{cp1} = d_{d1} - b \sin \varphi_1 \quad (6.64)$$

где b — ширина обода колес.

Разделив на z_1 левую и правую части формулы (6.64), получим средний модуль зацепления:

$$m_{cp} = \frac{b \sin \varphi_1}{z_1} \quad (6.65)$$

УСИЛИЯ В ПЕРЕДАЧЕ

Усилия в конической прямозубой передаче определяют по размерам средних сечений зубьев, в которых лежит точка приложения усилия P_n , действующего перпендикулярно к поверхности зуба (рис. 6.42). Разложив P_n на составляющие, получим: окружное усилие на шестерне

$$P_1 = \frac{2M_1}{d_{cp1}}; \quad (6.66)$$

радиальное усилие на шестерне

$$T_1 = P_1 \operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_1; \quad (6.67)$$

осевое усилие на шестерне

$$Q_1 = P_1 \operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_1 \quad (6.68)$$

Усилия на колесе по величине соответственно равны:

$$P_2 = P_1; \quad T_2 = Q_1; \quad Q_2 = T_1.$$

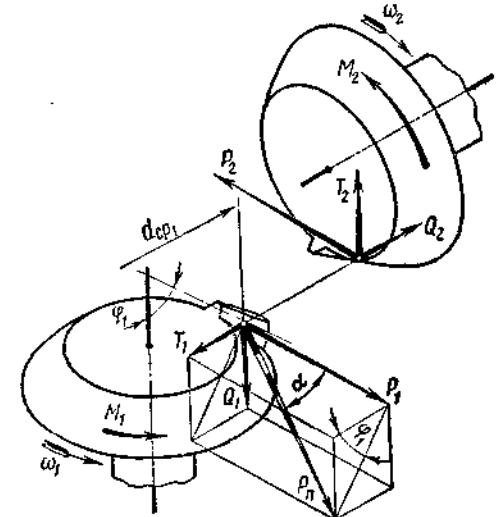


Рис. 6.42. Схема сил в конической прямозубой передаче

Пример 21. Коническое колесо имеет $m = 4$ мм; $z_2 = 50$. Определить угол обточки заготовки колеса при $i = 4$. Зубья нормальной высоты.

Решение. 1. Угол делительного конуса колеса [формула (6.58)]

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = i = 4; \quad \varphi_2 = 75^\circ 58'.$$

2. Длина образующей делительного конуса [формула (6.62)]

$$L_e = \frac{0,7 \cdot z_2}{2 \sin \varphi_2} = \frac{4 \cdot 50}{2 \sin 75^\circ 58'} = 102,8 \text{ мм.}$$

3. Угол головки зуба (см. рис. 6.41)

$$\operatorname{tg} \Delta' = \frac{k'}{L_e} = \frac{m}{L_e} = \frac{4}{102,8} = 0,03890; \quad \Delta' = 2^\circ 14'.$$

4. Угол обточки заготовки колеса

$$\varphi_{e2} = \varphi_2 + \Delta' = 75^\circ 58' + 2^\circ 14' = 78^\circ 12'.$$

Задача 16. Определить осевое усилие Q_1 на шестерне конической передачи, если мощность $N_1 = 6,1$ кВт при $\omega_1 = 99,4$ рад/сек. Параметры передачи: $m = 2$ мм; $z_1 = 20$; $b = 32$ мм; $i = 2$.

Ответ. $Q_1 = 223$ н.

Контрольные вопросы

1. Какие недостатки имеет коническая зубчатая передача по сравнению с цилиндрической?
2. Какова связь между производственным и средним модулями зацепления в конической передаче?
3. Почему зуб конического колеса имеет бесчисленное множество значений модуля зацепления?
4. Направление каких усилий, возникающих в зацеплении конических колес, зависит от направления вращения колес (см. рис. 6.42)?

Дополнительная литература

- [12], лист 24.
[18], стр. 168, задача 9.54.

ЗАНЯТИЕ 25

РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет конической передачи на прочность основан на допущении, что несущая способность зубьев конического колеса будет такой же, как и у эквивалентного цилиндрического (см. рис. 6.39) с той же длиной зуба b и профилем, соответствующим среднему дополнительному конусу (среднему сечению зубьев). Однако пра-

ктика эксплуатации показала, что при одинаковой степени нагруженности конические передачи выходят из строя быстрее цилиндрических. Поэтому при расчете вводят коэффициент понижения допускаемой нагрузки конической зубчатой передачи по сравнению с эквивалентной цилиндрической; этот коэффициент равен 0,85.

Расчет открытой передачи

Проектный расчет. Аналогично расчету цилиндрической прямозубой передачи [см. формулу (6.34)] средний модуль зацепления

$$m_{cp} \geq \sqrt[3]{\frac{2M_1 K \gamma}{\psi_m z_1 y_3 [\sigma]_H \cdot 0,85}}, \quad (6.69)$$

где дополнительно:

$\psi_m = \frac{k}{m_{cp}}$ — коэффициент ширины обода колеса по отношению к среднему модулю. Обычно принимают $\psi_m = 10 \div 15$;
 y_3 — коэффициент формы зуба эквивалентного колеса. Выбирают по z_3 (см. табл. 6.6).

В формулу (6.69) подставляют меньшее из двух произведений $y_3 [\sigma]_H$ для шестерни и колеса.

Проверочный расчет. Аналогично расчету цилиндрической прямозубой передачи [см. формулы (6.33) и (6.35)] расчетные напряжения изгиба в зубьях конических колес и условие их прочности выражаются формулой

$$\sigma_{H1} = \frac{2M_1 K' \gamma}{b m_{cp}^2 z_1 y_{31} \cdot 0,85} \leq [\sigma]_1, \quad (6.70)$$

$$\sigma_{H2} = \sigma_{H1} \frac{y_{31}}{y_{32}} \leq [\sigma]_{H2}.$$

Проверка прочности зубьев по $\sigma_{H \text{ пик}}$ при перегрузках аналогична проверке цилиндрической передачи (см. стр. 130).

Расчет закрытой передачи

Проверочный расчет. Формула (6.39) в параметрах эквивалентной цилиндрической прямозубой передачи по среднему дополнительному конусу (см. рис. 6.39) имеет вид

$$\sigma_k = \frac{340}{A_3} \sqrt{\frac{M_{31} K (1+i_3)^3}{b i_3 \cdot 0,85}} \leq [\sigma]_k.$$

Заменяя значения A_3 , M_{31} и i_3 аналогично конической фрикционной передаче (см. стр. 88), получим формулу провероч-

ного расчета для стальных конических прямозубых колес:

$$\sigma_k = \frac{340}{(L_e - 0,5b)} \sqrt{\frac{M_1 K (\sqrt{1+i^2})^3}{\sigma 0,85}} \leq [\sigma]_k \quad (6.71)$$

Проектный расчет. Заменяв в формуле (6.71) значения

$$L_e = \frac{d_{\partial 2}}{2i} \sqrt{1+i^2} \text{ и } \psi = \psi_L L_e,$$

получим формулу проектного расчета для стальных конических прямозубых передач

$$d_{\partial 2} \geq 2i \sqrt[3]{\frac{340}{[\sigma]_k} \frac{M_1 K}{\psi_L (1-0,5\psi_L)^2 i \cdot 0,85}} \quad (6.72)$$

где $t_{yr} = \frac{b}{L_e}$ — коэффициент ширины обода колеса.

Обычно принимают $\psi_L = 0,25 - 0,3$.

Конические зубчатые передачи редукторов выполняют по ГОСТ 12289—66, который регламентирует i , $d_{\partial 2}$ и b (табл. 6.9).

Таблица 6.9

Рекомендуемые основные параметры конических зубчатых передач
(извлечение из приложения к ГОСТ 12289—66)

Диаметр основания делительного конуса колеса $d_{\partial 2}$, мм	Передаточное число i				
	2	2,24	2,5	2,8	3,15
Ширина конического зубчатого колеса b , мм					
63	10	—	—	—	—
80	13	12	12	—	—
100	16	16	15	15	15
125	20	19	19	19	19
160	25	25	25	24	24
200	32	32	30	30	30
250	40	40	38	38	38
230	45	42	42	42	42

Примечания. 1. В приложение к ГОСТ 12289—66 включены: значения $d_{\partial 2}$ от 50 до 1600 мм; значения i от 1 до 6,3.

2. Фактическое отклонение $d_{\partial 2}$ от стандартного значения не должно превышать $\pm 3\%$.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ОТКРЫТЫХ КОНИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

(см. решение примера 22)

Расчет ведется так же, как и открытых цилиндрических прямозубых передач (см. стр. 131).

Исключения составляют:

в пункте 8 определяют: а) углы при вершинах делительных конусов φ_1 и φ_2 [формула (6.58)];

б) эквивалентные числа зубьев шестерни $z_{\partial 1}$ и колеса $z_{\partial 2}$ [формула (6.57)];

в) коэффициенты формы зуба шестерни $y_{\partial 1}$, колеса $y_{\partial 2}$ (см. табл. 6.6);

в пункте 11 определяют: а) средний модуль зацепления $m_{ср}$ [формула (6.69)];

б) ширину зубчатого венца $b = t_{yr} m_{ср}$;

в) производственный модуль зацепления m [формула (6.65)], округляя по ГОСТ 9563—60 (табл. 6.1);

в пункте 13 степень точности изготовления передачи назначают по окружной скорости $v_{ср}$, для чего уточняют средний модуль $m_{ср}$ [формула (6.65)], определяют диаметр средней делительной окружности шестерни $d_{ср1}$, а затем $v_{ср}$.

Напряжения изгиба $\sigma_{из}$ в основании зубьев определяют по формулам (6.70).

Пример 22. Рассчитать открытую коническую прямозубую передачу (см. рис. 6.36) по данным примера 20 (см. стр. 150).

Редуктор имеет к.п.д. $\eta_{ред} = 0,94$ и передаточное число $i_{ред} = 4,93$.

Угол между осями валов конической передачи $\delta = 90^\circ$.

Решение. 1. Передаточное число открытой конической зубчатой передачи

$$i = \frac{i_{общ}}{i'_{ред}} = \frac{10,8}{4,93} = 2,19.$$

2. Число зубьев шестерни принимаем $z_1 = 22$. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 i = 22 \cdot 2,19 = 48,2$. Принимаем $z_2 = 48$.

3. Фактическое передаточное число

$$i' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{48}{22} = 2,181.$$

Угловые скорости шестерни и колеса:

$$\omega_1 = \frac{\omega_{дв}}{i'_{ред}} = \frac{152}{4,93} = 30,8 \text{ рад/сек};$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i'} = \frac{30,8}{2,181} = 14,1 \text{ рад/сек}.$$

4. Мощность и вращающий момент на валу конической шестерни:

$$N_1 = N_{\text{дв}} \eta_{\text{ред}} = 14 \cdot 0,94 = 13,15 \text{ кВт};$$

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{13,15}{30,8} = 427 \text{ н} \cdot \text{м} = 427 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

5. Материалы шестерни и колеса. Чтобы получить наименьшие размеры передачи по табл. 6.4 и 6.5, принимаем для шестерни нормализованную сталь 40Х. При диаметре заготовки до 200 мм

$\sigma_T = 490 \text{ н/мм}^2$; $\sigma_{-1} = 362 \text{ н/мм}^2$; *HV*200—230;
для колеса — нормализованную сталь 55.

При диаметре заготовки до 500 мм $\sigma_T = 304 \text{ н/мм}^2$;
 $\sigma_{-1} = 262 \text{ н/мм}^2$, *HV*185—229.

6. Число циклов нагружения зубьев [формула (6.16)]:
шестерни

$$N_{\text{ц1}} = 572,4 \omega_1 T = 572,4 \cdot 30,8 \cdot 12 \cdot 10^3 = 21,3 \cdot 10^7;$$

колеса

$$N_{\text{ц2}} = 572,4 \omega_2 T = 572,4 \cdot 14,1 \cdot 12 \cdot 10^3 = 9,7 \cdot 10^7.$$

По формуле (6.22) коэффициент режима нагрузки $k_{\text{рн}} = 1$.

7. Допускаемые напряжения изгиба [формулы (6.20) и (6.23)]:
для материала шестерни

$$[\sigma_0]_{\text{н1}} = \frac{(1,4 \div 1,6) \sigma_{-1}}{k_\sigma [n]} = \frac{1,5 \cdot 362}{1,8 \cdot 1,5} = 200 \text{ н/мм}^2,$$

где $k_\sigma = 1,8$, $[n] = 1,5$ (стр. 122);

$$[\sigma]_{\text{н1 пред}} = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 490 = 392 \text{ н/мм}^2;$$

для материала колеса

$$[\sigma_0]_{\text{н2}} = \frac{(1,4 \div 1,6) \sigma_{-1}}{k_\sigma [n]} = \frac{1,5 \cdot 262}{1,8 \cdot 1,5} = 145 \text{ н/мм}^2,$$

$$[\sigma]_{\text{н2 пред}} = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 304 = 243 \text{ н/мм}^2.$$

8, а) Углы при вершинах делительных конусов [формула (6.58)]:

$$\text{tg } \varphi_1 = \frac{1}{i'} = \frac{1}{2,101} = 0,45850; \quad \varphi_1 = 24^\circ 38';$$

$$\varphi_2 = \delta - \varphi_1 = 90^\circ - 24^\circ 38' = 65^\circ 22'.$$

б) Эквивалентное число зубьев [формула (6.57)]
шестерни

$$z_{\text{э1}} = \frac{z_1}{\cos \varphi_1} = \frac{22}{\cos 24^\circ 38'} = 24,2;$$

колеса

$$z_{\text{э2}} = \frac{z_2}{\cos \varphi_2} = \frac{48}{\cos 65^\circ 22'} = 115.$$

в) Коэффициенты формы зуба по табл. 6.6:
для шестерни $y_{\text{э1}} = 0,395$; для колеса $y_{\text{э2}} = 0,482$.

9. Сравнительная характеристика прочности зубьев на изгиб:
для шестерни

$$y_{\text{э1}} [\sigma_0]_{\text{н1}} = 0,395 \cdot 200 = 79 \text{ н/мм}^2,$$

для колеса

$$y_{\text{э2}} [\sigma_0]_{\text{н2}} = 0,482 \cdot 145 = 70 \text{ н/мм}^2.$$

Расчет передачи следует вести по зубу колеса как менее прочному.

10. Расчетные коэффициенты. Принимаем $K = 1,5$ (см. стр. 128),
 $\psi_m = 12$ (см. стр. 161); $\gamma = 1,6$ (см. стр. 127).

11. а) Средний модуль зацепления [формула (6.69)]

$$m_{\text{ср}} = \sqrt[3]{\frac{2M_1 K \gamma}{\psi_m z_1 y_{\text{э2}} [\sigma_0]_{\text{н2}} \cdot 0,85}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 427 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 1,6}{12 \cdot 22 \cdot 0,482 \cdot 145 \cdot 0,85}} = 5,07 \text{ мм}.$$

б) Ширина зубчатого обода $b = \psi_m m_{\text{ср}} = 12 \cdot 5,07 \approx 60 \text{ мм}$.

в) Производственный модуль зацепления [формула (6.65)]

$$m = m_{\text{ср}} + \frac{b \sin \varphi_1}{z_1} = 5,07 + \frac{60 \sin 24^\circ 38'}{22} = 6,2 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 9563—60 (см. табл. 6.1) принимаем $m = 7 \text{ мм}$,

12. Основные геометрические размеры передачи:

а) Диаметры оснований делительных конусов

$$d_{\text{д1}} = m z_1 = 7 \cdot 22 = 154 \text{ мм},$$

$$d_{\text{д2}} = m z_2 = 7 \cdot 48 = 336 \text{ мм}.$$

б) Диаметры окружностей выступов

$$D_{e1} = d_{\text{д1}} + 2m \cos \varphi_1 = 154 + 2 \cdot 7 \cos 24^\circ 38' = 166,8 \text{ мм},$$

$$D_{e2} = d_{\text{д2}} + 2m \cos \varphi_2 = 336 + 2 \cdot 7 \cos 65^\circ 22' = 341,8 \text{ мм}.$$

Полученные диаметры D_e соответствуют предварительно принятым диаметрам заготовок.

в) Длина образующей делительного конуса [формула (6.62)]

$$L_e = \frac{m z_1}{2 \sin \varphi_1} = \frac{7 \cdot 22}{2 \sin 24^\circ 38'} = 101,7 \text{ мм}.$$

13. а) Фактический средний модуль [формула (6.65)]

$$m'_{\text{ср}} = m \frac{i \sin \varphi_1}{2} = \frac{60 \sin 24^\circ 38'}{2} = 5,87 \text{ мм}.$$

б) Диаметр средней делительной окружности шестерни

$$d_{\text{ср1}} = m'_{\text{ср}} z_1 = 5,87 \cdot 22 = 129,1 \text{ мм}.$$

в) Окружная скорость зубчатых колес

$$v_{\text{ср}} = \frac{\omega_1 d_{\text{ср1}}}{2 \cdot 1000} = \frac{30,8 \cdot 129,1}{2 \cdot 1000} = 1,99 \text{ м/сек}.$$

По табл. 6.2 принимаем 9-ю степень точности передачи.
 14 Уточняем коэффициент нагрузки [формула (6.36)]. По табл. 6.7 (см. примечание) $K_{дин} = 1,54$. Для колес с твердостью $< HB350$ при переменной нагрузке

$$K_{кц} = \frac{K'_{кц} + 1}{2} = \frac{1,41 + 1}{2} = 1,205,$$

где

$$K'_{кц} = 1,41 \text{ (см. табл. 6.8) при } \frac{b}{d_{ср1}} = \frac{60}{129,1} \approx 0,465.$$

Тогда $K' = K_{дин} K_{кц} = 1,54 \cdot 1,205 = 1,85$.

15. Напряжения изгиба в основании зуба колеса как менее прочного [формула (6.70)]

$$\begin{aligned} \sigma_{0н2} &= B (m'_{ср})^2 z_1 y_{\alpha 2} \cdot 0,85 = 60 \cdot 5,87^2 \cdot 220,182 \cdot 0,85 = \\ &= 136 \text{ н/мм}^2 < [\sigma_0]_{н2} = 145 \text{ н/мм}^2. \end{aligned}$$

Недогрузка составляет 6,2%, что допустимо.

16. Напряжения изгиба в основании зуба колеса в период пуска [формула (6.38)]

$$\sigma_{н2 пик} = \sigma_{0н2} \frac{M_{1 пик}}{M_1} = 136 \cdot 1,7 = 231 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_{н2 пред} = 243 \text{ н/мм}^2,$$

следовательно, прочность зубьев обеспечена.

Задача 17. Во время работы конической передачи в основании зубьев колеса возникает напряжение изгиба $\sigma_{н2} = 128 \text{ н/мм}^2$. Определить напряжение в зубьях шестерни, если $i = 3,12$ и $z_1 = 24$.

Ответ. $\sigma_{н1} = 157,5 \text{ н/мм}^2$.

Контрольные вопросы

1. Почему при расчете на прочность конической зубчатой передачи вводят коэффициент 0,85?
2. Почему расчеты на прочность конических передач ведут по размерам в среднем сечении колес?
3. Объясните, почему при работе зубчатой пары с передаточным числом $i \neq 1$ напряжения изгиба $\sigma_{н}$ в основании ножки зубьев шестерни и колеса разные?
4. Что выражают коэффициенты ψ_m и y_L' , каковы обычно принимаемые их значения?
5. Как определить напряжения изгиба в основании зуба шестерни $\sigma_{н1 пик}$ в примере 22?

Дополнительная литература

[18], стр. 169, задача 9.56.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ЗАКРЫТЫХ КОНИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

(см. решение примера 23)

Расчет ведется аналогично расчету закрытых цилиндрических прямозубых передач (см. стр. 138) со следующими изменениями: в пункте 6 задаются коэффициентами K (см. стр. 128) и ψ_L (см. стр. 162);

в пункте 7 определяют диаметр основания делительного конуса колеса $d_{\alpha 2}$ [формула (6.72)]. Для стандартных редукторов $d_{\alpha 2}$ принимают по ГОСТ 12289—66 (см. табл. 6.9);

в пункте 8 задаются производственным модулем зацепления, исходя из числа зубьев шестерни $z_1 = 18—28$:

$$m = \frac{d_{\alpha 2}}{(18—28)i}.$$

Из полученного интервала модулей принимают по ГОСТ 9563—60 (см. табл. 6.1) такое значение m , которому соответствовало бы целое или близкое к нему число зубьев колеса $z_2 = \frac{d_{\alpha 2}}{m}$. По принятым значениям m и z_2 уточняют диаметр колеса $d'_{\alpha 2} = m z_2$. Допускаемое отклонение $d'_{\alpha 2}$ от стандартного значения $\pm 3\%$;

в пункте 9 определяют число зубьев шестерни $z_1 = \frac{z_2}{i}$, округляют до целого числа, а затем уточняют передаточное число

$$i' = \frac{z_2}{z_1};$$

в пункте 10 определяют углы делительных конусов ϕ_1 и ϕ_2 ; в пункте 12 определяют средний модуль $m_{ср}$ [формула (6.65)] и диаметр средней делительной окружности шестерни $d_{ср1}$, а затем среднюю окружную скорость колес $v_{ср}$, по которой назначают степень точности (см. табл. 6.2);

в пункте 14 определяют расчетные контактные напряжения для поверхностей зубьев в зоне зацепления $\sigma_{к}$ и $\sigma_{к пик}$ при номинальной и пиковой нагрузках [формулы (6.71), (6.41)];

в пункте 15 определяют эквивалентное число зубьев колес $z_{\alpha 1}$ и $z_{\alpha 2}$ [формула (6.57)], по которым по табл. 6.6 принимают коэффициенты формы зубьев $y_{\alpha 1}$ и $y_{\alpha 2}$;

в пункте 16 определяют расчетные напряжения изгиба $\sigma_{н}$ и $\sigma_{н пик}$ в основании зубьев шестерни и колеса при номинальной и пиковой нагрузках [формулы (6.70) и (6.38)]. Износом зубьев в закрытой передаче пренебрегают ($\gamma = 1$).

Пример 23. Рассчитать закрытую коническую прямозубую передачу редуктора привода автоматической линии по данным

примера 17 (см. стр. 132). Угол между осями валов редуктора $\delta = 90^\circ$ (см. рис. 6.30).

Решение. 1. Согласно данным примера 17, передаточно: число конического редуктора $i = 2,5$. Мощность на валу конической шестерни $N_1 = N_{дв} = 6,1 \text{ кВт}$, при $\omega_1 = \omega_{дв} = 99,4 \text{ рад/сек}$. Угловая скорость конического колеса

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i} = \frac{99,4}{2,5} = 39,7 \text{ рад/сек}.$$

2. Вращающий момент на валу шестерни

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{6,1}{99,4} = 61,4 \text{ Н} \cdot \text{м} = 61,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

3. Материалы зубчатой пары. Не имея указаний об ограничении размеров редуктора, выбираем для колес углеродистые конструкционные стали, аналогично примеру 15 (см. стр. 122), т. е. для шестерни — нормализованную сталь 50Г; для колеса — нормализованную сталь 45.

4. Число циклов нагружения зубьев за $T = 21 \cdot 10^3$ ч работы: шестерни

$$N_{ц1} = 572,4 \omega_1 T = 572,4 \cdot 99,4 \cdot 21 \cdot 10^3 = 119,5 \cdot 10^7;$$

колеса

$$N_{ц2} = 572,4 \omega_2 T = 572,4 \cdot 39,7 \cdot 21 \cdot 10^3 = 47,7 \cdot 10^7.$$

По формулам (6.15) и (6.22) коэффициенты режима нагрузки $k_{рк} = 1$, $k_{ри} = 1$.

5. Допускаемые напряжения. Согласно решению примера 15 (см. стр. 123): для материала шестерни

$$[\sigma_0]_{н1} = 152 \text{ Н/мм}^2 \text{ и } [\sigma]_{н1 \text{ пред}} = 290 \text{ Н/мм}^2;$$

для материала колеса

$$[\sigma]_к = 459 \text{ Н/мм}^2; \quad [\sigma]_{к \text{ пред}} = 1147 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_0]_{н2} = 136 \text{ Н/мм}^2 \text{ и } [\sigma]_{н2 \text{ пред}} = 227 \text{ Н/мм}^2.$$

6. Принимаем расчетные коэффициенты $K = 1,5$ (см. стр. 128) и $\psi_L = 0,27$ (см. стр. 162).

7. Диаметр основания делительного конуса колеса [формула (6.72)]

$$d_{d2} \geq 2i \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{340}{[\sigma]_к}\right)^2 \frac{M_1 K}{\psi_L (1 - 0,5\psi_L)^2 i \cdot 0,85}}{}} =$$

$$= 2 \cdot 2,5 \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{340}{459}\right)^2 \frac{61,4 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{0,27 (1 - 0,5 \cdot 0,27)^2 \cdot 2,5 \cdot 0,85}}{}} = 246 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 12289—66 принимаем $d_{d2} = 250 \text{ мм}$ (см. табл. 6.9).

8. При числе зубьев шестерни $z_1 = 18—28$, рекомендуемые значения производственного модуля

$$m = \frac{d_{d2}}{(18 \div 28)i} = \frac{250}{(18 \div 28) \cdot 2,5} = 5,55 \div 3,57 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 9563—60 (см. табл. 6.1) принимаем $m = 5 \text{ мм}$, которому соответствует целое число зубьев

$$z_2 = \frac{d_{d2}}{m} = \frac{250}{5} = 50.$$

В данном примере фактическое значение

$$d'_{d2} = d_{d2} = mz_2 = 250 \text{ мм},$$

9. Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_2}{i} = \frac{50}{2,5} = 20.$$

В данном примере фактическое значение

$$i' = i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{20} = 2,5.$$

10. Углы делительных конусов [формула (6.58)]: шестерни

$$\text{tg } \varphi_1 = \frac{1}{i} = \frac{1}{2,5} = 0,4; \quad \varphi_1 = 21^\circ 48';$$

колеса

$$\varphi_2 = 90^\circ - 21^\circ 48' = 68^\circ 12'.$$

11. Основные геометрические размеры передачи: диаметр основания делительного конуса шестерни

$$d_{d1} = mz_1 = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм};$$

диаметр окружностей выступов [формула (6.60)]: шестерни

$$D_{e1} = d_{d1} + 2m \cos \varphi_1 = 100 + 2 \cdot 5 \cos 21^\circ 48' = 109,2 \text{ мм};$$

колеса

$$D_{e2} = d_{d2} + 2m \cos \varphi_2 = 250 + 2 \cdot 5 \cos 68^\circ 12' = 253,7 \text{ мм};$$

длина образующей делительного конуса

$$L_e = \frac{mz_1}{2 \sin \varphi_1} = \frac{5 \cdot 20}{2 \sin 21^\circ 48'} = 134,7 \text{ мм};$$

ширина обода зубчатых колес

$b = \psi_L L_e = 0,27 \cdot 134,7 = 36,4 \text{ мм}$. По табл. 6.9 принимаем $b = 38 \text{ мм}$.

12. а) Средний модуль зацепления [формула (6.65)]

$$m_{ср} = m \frac{b \sin \varphi_1}{z_1} = 5 \frac{38 \sin 21^\circ 48'}{20} = 4,29 \text{ мм.}$$

б) Диаметр средней делительной окружности шестерни

$$d_{ср1} = m_{ср} z_1 = 4,29 \cdot 20 = 85,8 \text{ мм.}$$

в) Средняя окружная скорость зубчатых колес

$$v_{ср} = \frac{\omega_1 d_{ср1}}{2 \cdot 1000} = \frac{99,4 \cdot 85,8}{2 \cdot 1000} = 4,26 \text{ м/сек.}$$

По табл. 6.2 принимаем 7-ю степень точности передачи.

13. Уточняем коэффициент нагрузки K' . По табл. 6.7 (см. примечание) $K_{двн} = 1,54$. При постоянной нагрузке $K_{кц} = 1$ (стр. 130).

$$K' = K_{двн} K_{кц} = 1,54 \cdot 1 = 1,54.$$

14. Расчетные контактные напряжения: при номинальной нагрузке [формула (6.71)]

$$\begin{aligned} \sigma_* &= \frac{340}{(L_e - 0,5b)} \sqrt{\frac{M_1 K' (\sqrt{1 + i'^2})^3}{b i' \cdot 0,85}} = \\ &= \frac{340}{(134,7 - 0,5 \cdot 38)} \sqrt{\frac{61,4 \cdot 10^3 \cdot 1,54 (\sqrt{1 + 2,5^2})^3}{38 \cdot 2,5 \cdot 0,85}} = \\ &= 446 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_к = 459 \text{ н/мм}^2. \end{aligned}$$

Недогрузка составляет $\sim 2,8\%$, что допустимо; при пиковой нагрузке [формула (6.41)]

$$\sigma_{к пик} = \sigma_k \sqrt{\frac{M_{1 пик}}{M_1}} = 446 \sqrt{1,5} = 546 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_{к пред} = 1147 \text{ н/мм}^2,$$

что допустимо.

15. Эквивалентные числа зубьев колес [формула (6.57)]:

$$z_{a1} = \frac{z_1}{\cos \varphi_1} = \frac{20}{\cos 21^\circ 48'} = 21,5; \quad z_{a2} = \frac{z_2}{\cos \varphi_2} = \frac{50}{\cos 68^\circ 12'} = 135.$$

По табл. 6.6 $y_{a1} = 0,380$; $y_{a2} = 0,484$.

16. Напряжение изгиба в основании зуба шестерни и колеса: при номинальной нагрузке ($\gamma = 1$) [формула (6.70)]

$$\begin{aligned} \sigma_{oн1} &= \frac{2 M_1 K'}{t m_{ср}^2 z_1 y_{a1}} = \frac{2 \cdot 61,4 \cdot 10^3 \cdot 1,54}{38 \cdot 4,29 \cdot 20 \cdot 0,380 \cdot 0,85} = \\ &= 42 \text{ н/мм}^2 < [\sigma_o]_{н1} = 152 \text{ н/мм}^2; \end{aligned}$$

$$\sigma_{oн2} = \sigma_{oн1} \frac{y_{a1}}{y_{a2}} = 42 \frac{0,380}{0,484} = 33 \text{ н/мм}^2 < [\sigma_o]_{н2} = 136 \text{ н/мм}^2,$$

что допустимо;

при пиковой нагрузке (формула 6.38):

$$\sigma_{н1 пик} = \sigma_{oн1} \frac{M_{1 пик}}{M_1} = 42 \cdot 1,5 = 63 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_{н1 пред} = 290 \text{ н/мм}^2;$$

$$\sigma_{н2 пик} = \sigma_{oн2} \frac{M_{1 пик}}{M_1} = 33 \cdot 1,5 = 49,5 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_{н2 пред} = 227 \text{ н/мм}^2,$$

что допустимо.

Задана 18. Определить коэффициент ширины обода колес ψ_L конической прямозубой передачи, если $m = 4 \text{ мм}$; $z_1 = 25$; $z_2 = 50$; $b = 32 \text{ мм}$; $\delta = 90^\circ$.

Ответ. $\psi_L = 0,285$.

КОНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ С КОСЫМИ И КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

Конические передачи с косыми и круговыми зубьями (см. рис. 6.2, б, в) применяют в тяжело нагруженных быстроходных пере-

дачах. По сравнению с прямозубыми, эти передачи обладают большей несущей способностью, работают плавно и бесшумно. Нарезание кругового зуба резцовыми головками (рис. 6.43) является высокопроизводительным способом зубообработки, что способствует распространению колес этого вида. Расчет конических передач с непрямыми зубьями ведется по формулам прямозубых конических передач, но с учетом особенностей их геометрии*,

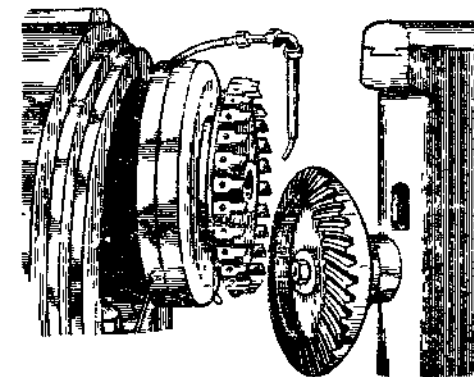


Рис. 6.43. Нарезание кругового зуба конического колеса резцовой головкой

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ЗАЦЕПЛЕНИЕМ М. Л. НОВИКОВА

Эвольвентное зацепление, господствующее в современном машиностроении, является *линейчатый*, так как контакт зубьев происходит по линии (практически по узкой площадке), расположенной вдоль зуба (рис. 6.44). Вследствие малого приведенного радиуса кривизны контактная прочность эвольвентного зацепления срав-

* Подробнее см. [15].

нительно невысока, поэтому для современных мощных передач важен вопрос повышения несущей способности зубчатых передач.

М. Л. Новиковым было предложено новое *точечное зацепление*, в котором профили зубьев колес в торцовом сечении очерчены по дугам окружности (рис. 6.45). Зуб шестерни делается выпуклым, а зуб колеса — вогнутым, что увеличивает их приведенный радиус кривизны, значительно повышая контактную прочность передачи.

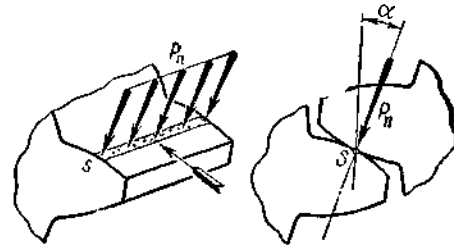


Рис. 6.44. Схема движения контактной площадки в эвольвентном зацеплении

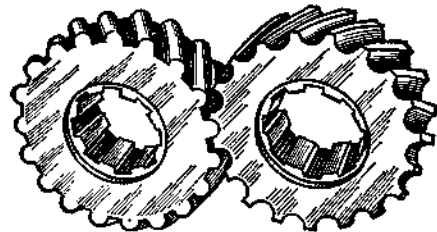


Рис. 6.45. Передача Новикова

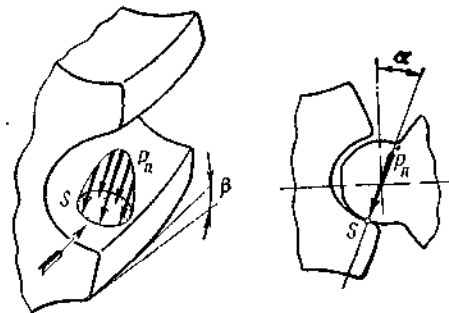


Рис. 6.46. Схема движения контактной площадки в зацеплении Новикова

является повышенная чувствительность к изменению межосевого расстояния и к значительным колебаниям нагрузок.

Расчет передач с зацеплением Новикова ведется аналогично расчету передач с эвольвентным зацеплением, но с учетом их особенностей (см. [33]).

В зацеплении Новикова линия контакта зубьев обращается в точку и зубья касаются только в момент прохождения профилей через эту точку (рис. 6.46), а непрерывность передачи движения обеспечивается винтовой формой зубьев. Поэтому *зацепление Новикова может быть только косозубым* с углом наклона зубьев $\rho = 10 - 30^\circ$. В результате упругой деформации точечный контакт переходит в контакт по малой площадке. При взаимном перекатывании зубьев контактная площадка перемещается вдоль зуба с большой скоростью, что создает благоприятные условия для образования устойчивого масляного слоя между зубьями. По этой причине потери на трение в передаче Новикова уменьшаются примерно в два раза.

Зубья колес точечного зацепления нарезают методом обкатки на том же оборудовании, что и при эвольвентном зацеплении, но особым зуборезным инструментом.

Существенным недостатком зацепления Новикова является

В зависимости от назначения и размеров зубчатые колеса имеют различную конструкцию. Цилиндрические и конические шестерни выполняют как одно целое с валом (вал-шестерня), если расстояние a от впадины зуба до шпоночного паза (рис. 6.47)

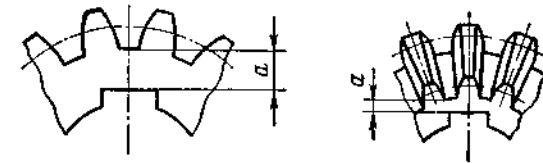


Рис. 6.47. Шестерни

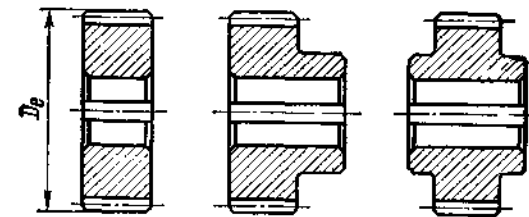


Рис. 6.48. Монолитные зубчатые колеса

меньше $2,5m_s$ для цилиндрических и $1,6m$ для конических шестерен. Во всех остальных случаях зубчатые колеса выполняют насадными.

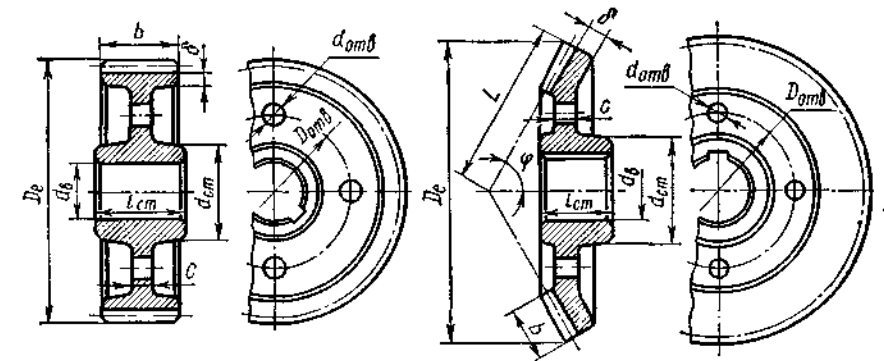


Рис. 6.49. Конструкции кованных колес при $D_e \leq 500$ мм:
 $\delta = (3 \div 4) m$; $d_{ст} = 1,6d_B$; $l_{ст} = (1,2 \div 1,5) d_B$; $c = (0,2 - 0,3) b$; $D_{отв}$ — конструктивно; $d_{отв} = 10 \div 20$ мм

При диаметре $D_e \leq 150$ мм колеса изготавливают в форме сплошных дисков из проката или из поковок (рис. 6.48)*. Зубчатые

* См. нормы машиностроения от МН 2793—61 до МН 2865—61 [7].

колеса диаметром $D_e \leq 500$ мм получают ковкой, штамповкой (рис. 6.49), отливкой (рис. 6.50, а) или сваркой (рис. 6.50, б). Колеса диаметром $D_e \geq 500$ мм выполняются отливкой или сваркой. Бандажированные (рис. 6.51, а) или свертные (рис. 6.51, б) колеса применяют в целях экономии легированных сталей,

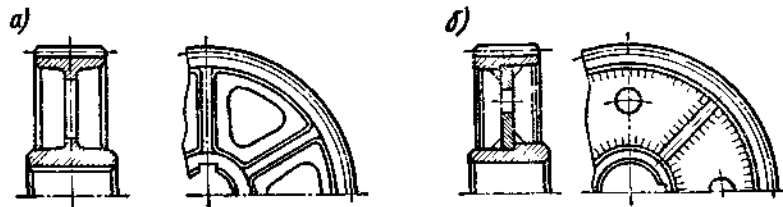


Рис. 6.50. Зубчатые колеса:
а — литые; б — сварные

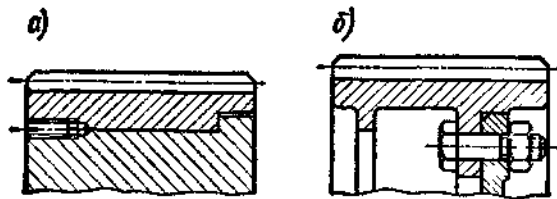


Рис. 6.51. Зубчатые колеса:
а — бандажированные; б — свертные

Контрольные вопросы

1. Почему в проверочном расчете зубьев на изгиб закрытых передач принимают коэффициент $\gamma = 1$?
2. Объясните, как перемещается контактная площадка сопряженных зубьев при работе эвольвентного зацепления и зацепления Новикова?
3. Каковы достоинства передач с зацеплением Новикова?
4. Как различают зубчатые колеса по конструкции?

Дополнительная литература

- [7], т. 2, стр. 326—360; 366—367, 381—389.
[12], листы 25—35.
[18], стр. 288, задача 17.55.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Передача винт—гайка служит для преобразования вращательного движения в поступательное, при этом гайка и винт могут иметь либо одно из названных движений, либо оба движения вместе.

Достоинства:

1. Простота конструкции и изготовления.
2. Компактность при высокой нагрузочной способности.
3. Высокая надежность.
4. Плавность и бесшумность.
5. Большой выигрыш в силе.
6. Возможность обеспечения медленных перемещений с большой точностью.

Недостатки: 1. Повышенный износ резьбы вследствие большого трения.

2. Низкий к. п. д.

Применение. Передача винт—гайка широко применяется:

- для создания больших усилий (прессы, домкраты, тиски и т. п.);
- для точных перемещений (механизмы подачи станков, измерительные приборы, установочные и регулировочные устройства).

РАЗНОВИДНОСТИ ВИНТОВ ПЕРЕДАЧИ

В зависимости от назначения передачи винты бывают:

1. Грузовые. Применяются для создания больших осевых усилий. При знакопеременной нагрузке имеют трапециевидную резьбу (см. стр. 39), при большой односторонней нагрузке — упорную (см. стр. 40), Гайки грузовых винтов цельные (рис. 7.1, а).

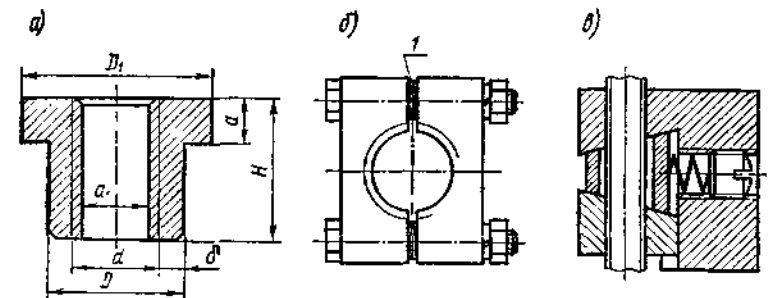


Рис. 7.1. Гайки передачи винт-гайка

В домкратах (рис. 7.2) для большого выигрыша в силе и обеспечения самоторможения применяют однозаходную резьбу с малым углом подъема λ (см. стр. 37).

2. **Ходовые.** Применяются для перемещений в механизмах подачи. Для уменьшения трения имеют преимущественно трапецеидальную многозаходную резьбу. Для устранения «мертвого» хода из-за износа резьбы гайки ходовых винтов выполняют разъемными (см. рис. 7.1, б; I — набор металлических прокладок).

3. **Установочные.** Применяются для точных перемещений и регулировок. Имеют метрическую резьбу (см. стр. 38). Для обеспечения безлюфтовой передачи гайки делают сдвоенными (см. рис. 7.1, в). В механизмах точных перемещений, где важно малое трение и отсутствие зазора в резьбе, применяют шариковые винтовые пары, в которых трение скольжения заменено трением качения (рис. 7.3). К. п. д. такой передачи достигает 0,95.

К. П. Д. И ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

К. п. д. В передаче винт—гайка потери возникают в резьбе и в опорах. Потери в резьбе составляют главную часть. Они зависят от профиля резьбы, ее заходности, материала винтовой пары, точности изготовления и способа смазки (см. стр. 51).

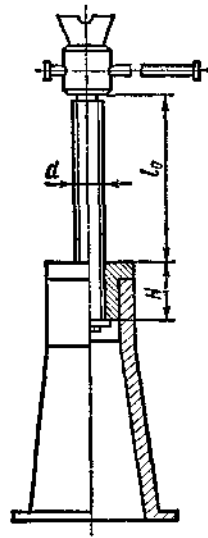


Рис. 7.2. Винтовой домкрат

$$\eta_{в. пер} \cdot \eta_{оп} \eta_{в. п} \cdot \eta_{оп} \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho')} \quad (7.1)$$

где $\eta_{оп}$ — коэффициент, учитывающий потерн в опорах. Этот коэффициент зависит от конструкции винтового механизма и может колебаться в широких пределах. Так, например, для хо-

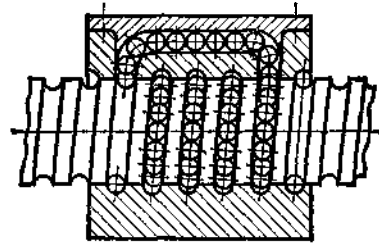


Рис. 7.3. Шариковая винтовая пара

ДОВЫХ винтов станков $\eta_{оп} = 0,90—0,95$; для домкратов и прессов $\eta_{оп} = 0,5—0,7$; при этом обычно в домкратах и прессах $\eta_{оп}$ не принимают, а вычисляют.

Силовые зависимости в передаче винт—гайка такие же, как и в крепежной резьбе (см. стр. 47),

Передачное число. В передаче винт—гайка вращение винта (или гайки) осуществляется с помощью штурвала (см. рис. 7.4, стр. 184), зубчатого колеса, рукоятки (см. рис. 7.2) и др. Понятия передаточного числа в обычном смысле для передачи **ВИНТ—гайка** не существует, так как здесь происходит преобразование вращательного движения в поступательное, и наоборот. Но все же введем понятие об условном передаточном числе. Так, назовем отношение перемещения штурвала $\Delta_{ш}$ к перемещению гайки $\Delta_{г}$, т. е.

$$i = \frac{\Delta_{ш}}{\Delta_{г}} = \frac{2\pi R}{S_1} \quad (7.2)$$

где R — радиус штурвала (зубчатого колеса) или длина рукоятки; S_1 — ход резьбы.

В передаче винт—гайка передаточное число i большое, следовательно, и большой выигрыш в силе.

Пример 24. Определить передаточное число и к. п. д. передачи винт—гайка, резьба которой *Тран* 60x3 ($d = 60$ мм, $S_1 = S = 3$ мм). Материал винта — сталь, материал гайки — бронза. Смазка периодическая. Радиус штурвала винта $R = 400$ мм, $\eta_{оп} = 0,92$.

Решение. 1. По табл. 3.2 средний диаметр резьбы $d_2 = 58,5$ мм.
2. Передаточное число передачи [формула (7.2)]

$$i = \frac{2\pi R}{S_1} = \frac{2\pi \cdot 400}{3} = 838.$$

3. Угол подъема резьбы [формула (3.1)]

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{S_1}{\pi d_2} = \frac{3}{\pi \cdot 58,5} = 0,0164; \quad \lambda = 0^\circ 56'$$

4. Приведенный угол трения [формула (3.3)]

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha/2} = \operatorname{arctg} \frac{0,09}{\cos 15^\circ} = 5^\circ 19'$$

где по табл. 5.1 $f = 0,09$ и $\alpha = 30^\circ$ (см. стр. 39).

5. К. п. д. передачи винт—гайка [формула (7.1)]

$$\eta_{в. пер} = \eta_{оп} \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho')} = 0,92 \frac{\operatorname{tg} 0^\circ 56'}{\operatorname{tg}(0^\circ 56' + 5^\circ 19')} = 0,138$$

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ПЕРЕДАЧИ И МАТЕРИАЛЫ ВИНТОВОЙ ПАРЫ

Виды разрушения. Основной причиной выхода из строя винтов и гаек является большой износ их резьбы. Поэтому при определении размеров передачи исходят из расчета на износостойкость резьбы по допускаемому давлению $[p]$ с последующей проверкой

винта на прочность. Потеря устойчивости длинных сжатых винтов может быть также причиной разрушения передачи.

Материалы. *Материалы винта и гайки должны представлять антифрикционную пару*, т. е. быть износостойкими и иметь невысокий коэффициент трения. Выбор марки материала зависит от назначения передачи, условий работы и способа обработки резьбы.

Для винтов рекомендуются стали Ст. 5, 45, 50, 40Х, 40ХГ и др. В ответственных передачах для повышения износостойкости применяют закалку винтов с последующей шлифовкой резьбы.

Гайки ответственных передач изготавливают из оловянных бронз Бр. ОФ 10-1, Бр. ОЦС 6-6-3 и др., а в тихоходных передачах — из антифрикционных чугунов АВЧ-1, АСЧ-3 и др.

РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ — ГАЙКА

Основным критерием работоспособности передачи является *износостойкость*, которая оценивается по величине среднего давления p между витками резьбы винта и гайки. Расчет передачи ведут из условия износостойкости (иногда говорят из условия невыдавливаемости смазки), предполагая, что нагрузка по виткам резьбы распределяется равномерно:

$$\frac{Q}{Fz} = \frac{Q}{\pi d_2 h z} \leq [p], \quad (a)$$

где Q — осевое усилие;

F — площадь рабочей поверхности витка;

h — рабочая высота профиля (см, рис. 3.6; 3.10; 3.11);

z — число витков в гайке высотой H ;

$$z = \frac{H}{S}, \quad (7.3)$$

где S — шаг резьбы.

Подставив в формулу (а) значение g и выразив $H = \psi_H d_2$, а $h = \zeta S$, получим формулу для проектного расчета передачи:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{Q}{\pi \psi_H \zeta [p]}}, \quad (7.4)$$

где $\psi_H = \frac{H}{d_2}$ — коэффициент высоты гайки;

для цельных гаек $\psi_H = 1,2-2,5$;

для разъемных и сдвоенных гаек $\psi_H = 2,5-3,5$;

ζ — коэффициент рабочей высоты профиля резьбы;

для трапецеидальной резьбы $\zeta = 0,5$ (см. рис. 3.10);

» упорной » $\zeta = 0,75$ (см. рис. 3.11);

» треугольной » $\zeta = 0,541$ (см. рис. 3.6).

Ход резьбы S_1 определяют в зависимости от скорости поступательного движения v и угловой скорости ω винта или гайки:

$$S_1 = \frac{2\pi v}{\omega}, \quad (7.5)$$

где v — мм/сек; ω — рад/сек.

Длину винта выбирают конструктивно в зависимости от требуемой величины перемещения l_0 . Для домкратов рекомендуется $l_0 = (8 \div 10) d$ (см. рис. 7.2).

Наружный диаметр гайки D (см. рис. 7.1, а) определяют из условия прочности ее тела на растяжение и кручение:

$$D \geq \sqrt{\frac{4Q_{расч}}{\pi [\sigma]_p} + d^2}, \quad (7.6)$$

где $Q_{расч}$ см. в формуле (3.11).

Диаметр буртика гайки D_1 определяется из условия прочности на смятие:

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi [\sigma]_{см}} + D^2}. \quad (7.7)$$

Для равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы высоту буртика гайки a принимают

$$a = \frac{H}{4 \div 3}. \quad (7.8)$$

Сильно нагруженные винты проверяют на прочность по гипотезе энергии формоизменения:

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{\left(\frac{4N}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_k}{0,2d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma], \quad (7.9)$$

где $\sigma_{экр}$ — эквивалентное напряжение для опасной точки винта; N и M_k — продольная сила и крутящий момент, возникающие в проверяемом поперечном сечении винта.

Сжатые винты проверяют на устойчивость по условию устойчивости:

$$n_y = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma} \geq [n_y], \quad (7.10)$$

где n_y — расчетный коэффициент запаса устойчивости;

$[n_y]$ — допускаемый (требуемый) коэффициент запаса устойчивости; для грузовых и ходовых винтов принимают $[K] = 4-5$;

$\sigma = \frac{4N}{\pi d_1^2}$ — расчетное напряжение в поперечном сечении винта;
 $\sigma_{кр}$ — критическое напряжение, возникающее в поперечном сечении винта.

В зависимости от метода определения $\sigma_{кр}$ при расчете на устойчивость винты делятся на три группы:

1-я группа. *Винты большой гибкости*, для которых должно соблюдаться условие $\lambda \geq \lambda_{пред}$, где λ — гибкость винта, зависящая от его приведенной длины и внутреннего диаметра резьбы (см. ниже); $\lambda_{пред}$ — предельная гибкость для материала винта, при которой критическое напряжение в поперечном сечении винта равно пределу пропорциональности (табл. 7.1). Для этой группы винтов критическое напряжение определяют по формуле Эйлера

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}, \quad (7.11)$$

здесь E — модуль продольной упругости материала винта.

2-я группа. *Винты средней гибкости*, для которых должно соблюдаться условие $\lambda_0 \leq \lambda \leq \lambda_{пред}$, где λ_0 — гибкость, при которой критическое напряжение в поперечном сечении винта равно пределу текучести σ_T (табл. 7.1). Для этой группы винтов критическое напряжение определяют по формуле Ясинского

$$\sigma_{кр} = a - b\lambda, \quad (7.12)$$

где a и b — эмпирические коэффициенты, имеющие размерность напряжения и зависящие от материала винта (табл. 7.1).

Таблица 7.1
Значения $\lambda_{пред}$, λ_0 , a , b и σ_T

Марка стали	$\lambda_{пред}$	λ_0	n/mm^2		
			a	b	σ_T
Ст. 5	92	57	343	1,39	274
45	85	60	578	3,75	353
50	82	50	404	1,23	373

3-я группа. *Винты малой гибкости*, для которых соблюдается условие $\lambda < \lambda_0$. Для этой группы винтов принимают $\sigma_{кр} = \sigma_T$, т. е. нет надобности в специальном расчете на устойчивость.

Из курса сопротивления материалов известно, что гибкость винта

$$\lambda = \frac{l}{i}, \quad (7.13)$$

где l — длина винта. Для винтов, у которых второй опорой служит гайка, l равно расстоянию между опорой и серединой гайки;

$i = \sqrt{\frac{J}{\pi^2}}$ — радиус инерции поперечного сечения винта,
 здесь J — момент инерции поперечного сечения винта, который вычисляется по эмпирической формуле

$$J = \frac{\pi d_1^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d}{d_1} \right);$$

μ — коэффициент приведения длины, учитывающий способ закрепления концов винта;

$\mu = 1$ — оба конца оперты шарнирно;

$\mu = 2$ — один конец свободен, другой заделан;

$\mu = 0,7$ — один конец заделан, другой закреплен шарнирно;

$\mu = 0,5$ — оба конца заделаны.

Разъемную гайку считают шарнирной опорой.

ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Для материалов передачи винт — гайка рекомендуются:

1. Допускаемое напряжение $[\sigma]$ на растяжение или сжатие стальных винтов по формуле (3.10) при $[n_r] = 3$.

2. Допускаемые напряжения для материала гайки: на смятие бронзы или чугуна по чугуну или стали $[\sigma]_{см} = 42 \div 55 \text{ н/мм}^2$;

на растяжение: для бронзы $[\sigma]_p = 34 \div 44 \text{ н/мм}^2$,
 для чугуна $[\sigma]_p = 20 \div 24 \text{ н/мм}^2$.

3. Допускаемое давление в резьбе: сталь по чугуну $[p] = 5 \div 6 \text{ н/мм}^2$,
 сталь по бронзе $[p] = 8 \div 10 \text{ н/мм}^2$,
 закаленная сталь по бронзе $[p] = 10 \div 12 \text{ н/мм}^2$.

Для винтов домкратов и струбцин, т. е. сравнительно редко работающих механизмов, значения $[p]$ повышают на 30 ÷ 40%.

Задача 19. Определить необходимое число заходов для резьбы *Трап* 40x6, если угловая скорость гайки $\omega = 3,5 \text{ рад/сек}$, а скорость перемещения винта $v = 10 \text{ мм/сек}$.

Ответ. $z = 3$.

Контрольные вопросы

1. Какие четыре случая комбинации движения винта и гайки возможны в передаче винт — гайка?
2. Укажите, какие резьбы применяют для грузовых винтов, и дайте их характеристику?
3. Что влияет на величину к.п.д. передачи винт — гайка?

4. Как выводится формула (7.5)?

5. Что такое самоторможение в винтовой паре и от чего оно зависит?

Дополнительная литература

[11], стр. 210—215.

[18], стр. 93, задача 5.65.

ЗАНЯТИЕ 28

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ ВИНТ—ГАЙКА

(см. решение примера 25)

Исходные данные:

1. Величина нагрузки Q .
2. Длина перемещения l_0 (высота подъема, ход ползуна и т. д.).
3. Назначение передачи и условия работы.

Последовательность расчета:

1. Учитывая назначение передачи, выбирают материалы винта и гайки.

2. Определяют допускаемые напряжения: $[a]$ для материала винта; $[\sigma]_p$, $[\sigma]_{cm}$ для материала гайки, а также допускаемое давление $[p]$ (см. стр. 181).

3. В зависимости от величины и направления нагрузки задаются профилем резьбы передачи и коэффициентом ξ (см. стр. 178).

4. В зависимости от назначения передачи задаются конструкцией гайки (цельная, разъемная, сдвоенная) и принимают коэффициент t_{yH} (см. стр. 178).

5. Определяют средний диаметр резьбы d_2 [формула (7.4)], а затем по ГОСТу принимают размеры резьбы (табл. 3.1; 3.2 и др.).

6. В зависимости от назначения передачи и того, требуется ли самоторможение, задаются числом заходов резьбы z . При известной скорости поступательного движения v винта или гайки по формуле (7.5) определяют ход резьбы S_1 , а затем число заходов z .

Определяют угол подъема резьбы λ [формула (3.1)] и приведенный угол трения ρ' [формула (3.3)]. Если в передаче необходимо самоторможение, то должно быть выполнено условие $K < \rho'$ (см. стр. 51).

7. Определяют размеры гайки. Учитывая неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы, необходимо выдержать условие $z \leq 10$ (см. стр. 67). Если по расчету число витков $z > 10$, то необходимо изменить размеры резьбы или выбрать другие материалы.

8. Полученные размеры винта проверяют:

А. На прочность: а) определяют момент M в резьбе [формула (3.5)] и момент трения $M_{тр}$ на торце опорной поверхности [формула (3.6)];

б) для выявления наиболее нагруженного сечения винта строят эпюры продольных сил и крутящих моментов;

в) определяют эквивалентное напряжение $\sigma_{эkv}$ для наиболее нагруженного сечения винта [формула (7.9)]. Если по расчету $\sigma_{эkv} > [\sigma]$, то необходимо увеличить d_1 или изменить материал винта.

Б. На устойчивость: а) в зависимости от принятого способа закрепления концов винта принимают коэффициент μ (см. стр. 181);

б) определяют момент инерции J и радиус инерции i поперечного сечения винта;

в) определяют гибкость винта λ [формула (7.13)], сравнивают с $\lambda_{гред}$ и λ_0 , а затем вычисляют $\sigma_{кр}$ [формулы (7.11), (7.12)] в зависимости от полученного результата;

г) определяют расчетный коэффициент запаса устойчивости n_y [формула (7.10)] и сравнивают с допускаемым значением $[n_y]$. Если по расчету $n_y < [n_y]$, то необходимо увеличить d_1 .*

Пример 25. Рассчитать передачу винт-гайка ручного винтового пресса на усилие $Q = 49 \text{ кН}$ (рис. 7.4). Ход ползуна $l_0 = 120 \text{ мм}$.

Решение. 1. Материалы винта и гайки. Для винта принимаем нормализованную сталь 45, (по табл. 7.1 $\sigma_T = 353 \text{ н/мм}^2$), для гайки — бронзу Бр. ОФ 10-1.

2. Допускаемые напряжения:

для материала винта [формула (3.10)] при $[n_1] = 3$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_1} = \frac{353}{3} = 117,7 \text{ н/мм}^2;$$

для материала гайки (см. стр. 181)

$$[a]_p = 40 \text{ н/мм}^2; \quad [a]_{cm} = 45 \text{ н/мм}^2;$$

допускаемое давление для пары сталь—бронза (см. стр. 181) $[p] = 10 \text{ н/мм}^2$.

3. Учитывая сравнительно небольшое усилие пресса, принимаем для передачи трапецеидальную резьбу с $\xi = 0,5$ (см. стр. 178).

4. Конструкцию гайки выбираем цельную (см. рис. 7.1, а) с $\psi_H = 1,5$ (см. стр. 178).

* В отдельных случаях винт дополнительно проверяют на жесткость по абсолютной величине укорочения или удлинения и углу **закручивания**, например, для ходовых винтов станков с **тем**, чтобы изменение их шага резьбы не приводило к недопустимым погрешностям в шаге нарезаемой резьбы. **Витки гайки** иногда дополнительно проверяют на срез.

5. Средний диаметр резьбы [формула (7.4)]

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{Q}{\pi \psi_H \xi [\rho]}} = K \sqrt{\frac{49 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1,5 \cdot 0,5 \cdot 10}} = 45,6 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9484—60 (табл. 3.2) $d = 50 \text{ мм}$, $S = 8 \text{ мм}$, $d_2 = 46 \text{ мм}$, $d_1 = 41 \text{ мм}$.

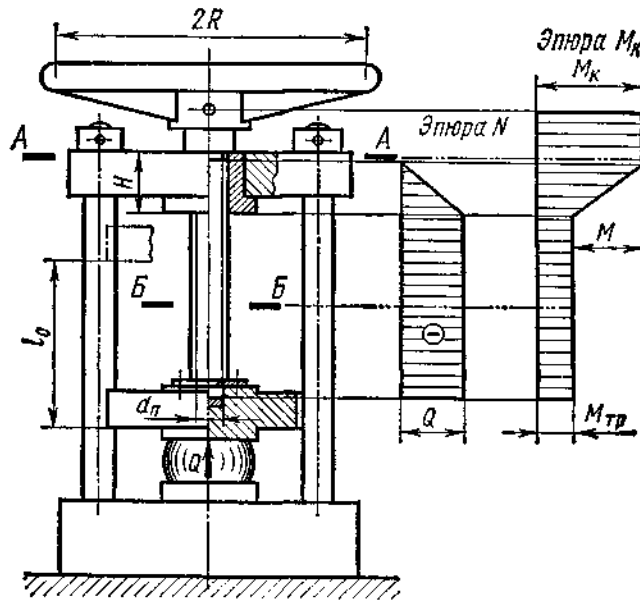


Рис. 7.4. Винтовой пресс

6. Для большего выигрыша в силе принимаем **однозаходную** резьбу ($z = 1$; $S_1 = S$). Угол подъема резьбы [формула (3.1)]

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{S_1}{\pi d_2} = \frac{8}{\pi \cdot 46} = 0,0553; \lambda = 3^\circ 10'.$$

Приведенный угол трения [формула (3.3)]

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha/2} = \operatorname{arctg} \frac{0,09}{\cos 15^\circ} = 5^\circ 19',$$

где $f = 0,09$ (см. табл. 5.1); $\frac{\alpha}{2} = 15^\circ$ (см. рис. 3.10).

Так как $\lambda < \rho'$, передача винт — гайка пресса самотормозящая.

7. Размеры гайки. Высота гайки

$$H = \psi_H d_2 = 1,5 \cdot 46 = 69 \text{ иш.}$$

Принимаем $Я = 70 \text{ мм}$.

Число витков в гайке [формула (7.3)]

$$\bullet z = \frac{H}{S} = \frac{70}{8} = 8,75 < \gamma = 10, \text{ что допустимо,}$$

Наружный диаметр гайки [формула (7.6)]

$$D \geq \sqrt{\frac{4Q_{\text{расч}}}{\pi [\sigma]_p} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25 \cdot 49 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40} + 50^2} = 66,7 \text{ мм.}$$

Принимаем $D = 68 \text{ мм}$.

Диаметр буртика гайки [формула (7.7)]

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi [\sigma]_{\text{с.м}}} + D^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 49 \cdot 10^3}{\pi \cdot 45} + 68^2} = 77,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_1 = 80 \text{ мм}$.

Высота буртика гайки [формула (7.8)]

$$a = \frac{H}{4 \div 3} = \frac{70}{3,5} = 20 \text{ мм.}$$

8. Проверочный расчет винта.

А. На прочность. а) Момент в резьбе [формула (3.5)]

$$M = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} (\lambda + \rho') = 49 \cdot 10^3 \frac{46}{2} \operatorname{tg} (3^\circ 10' + 5^\circ 19') = 167,9 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм.}$$

Согласно рис. 7.4 винт опирается на ползун сплошной пятой диаметром $d_n = d_1$. При стальном подпятнике принимаем $f = 0,17$ (см. табл. 5.1). Момент трения на торце пяты [формула (3.6)]

$$M_{\text{тр}} = Q \frac{f}{3} d_n = 49 \cdot 10^3 \frac{0,17}{3} \cdot 41 = 113,8 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм.}$$

б) Строим эпюры продольных сил N и крутящих моментов M_k (см. рис. 7.4). При условии равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы продольная сила винта в пределах гайки будет уменьшаться от Q до 0, а крутящий момент — от $M + M_{\text{тр}}$ до $M_{\text{тр}}$. По эпюрам N и M_k положение опасного сечения винта не очевидно: оно может быть либо выше гайки (сечение $A-A$), либо ниже ее (сечение $B-B$)*. Сделаем проверку для того и другого сечений.

Сечение $A-A$. В этом сечении продольная сила $N = 0$, а крутящий момент $M_k = M + M_{\text{тр}} = 167,9 \cdot 10^3 + 113,8 \cdot 10^3 = 281,7 \times 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}$. Эквивалентное напряжение [формула (7.9)]

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\left(\frac{4V}{\pi d_1^3}\right)^2 + 3\left(\frac{M_k}{0,2d_1^3}\right)^2} = \sqrt{3\left(\frac{281,7 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 41^3}\right)^2} = 36,1 \text{ н/мм}^2 < [a] = 117,7 \text{ н/мм}^2.$$

* Доказывается, что сечения винта в пределах гайки менее опасны, чем сечения $A-A$ и $B-B$, указанные на рис. 7.4 (см. работу [18], стр. 94, пример 5.67).

Сечение Б—Б. В этом сечении $N=Q$, а $M_k = M_{тр}$:

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\left(\frac{4N}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_k}{0,2d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 49 \cdot 10^3}{\pi \cdot 41^2}\right)^2 + 3\left(\frac{113,8 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 41^3}\right)^2} = 40 \text{ н/мм}^2 < [\sigma],$$

следовательно, в обоих сечениях прочность винта обеспечена.

Б. На устойчивость. а) Согласно рис. 7.4 один конец винта заделан в гайке, а другой пятой опирается шарнирно на ползун. Принимаем коэффициент $\mu = 0,7$ (см. стр. 181).

б) Момент инерции сечения винта (см. стр. 181)

$$J = \frac{\pi d_1^4}{64} (0,375 + 0,625 \frac{d}{d_1}) = \frac{\pi \cdot 41^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{50}{41}\right) = 15,7 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Радиус инерции сечения винта (см. стр. 181)

$$r = \frac{2}{d_1} \sqrt{\frac{J}{\pi}} = \frac{2}{41} \sqrt{\frac{15,7 \cdot 10^4}{\pi}} = 10,9 \text{ мм.}$$

По табл. 7.1 для стали 45 $\lambda_{пред} = 85$; $\lambda_0 = 60$; $\sigma_T = 353 \text{ н/мм}^2$.
Согласно рис. 7.4 длина винта

$$l = l_0 + H/2 = 120 + 70/2 = 155 \text{ мм.}$$

Гибкость винта

$$\lambda = \frac{\mu l}{r} = \frac{0,7 \cdot 155}{10,9} = 10 < \lambda_0,$$

следовательно, винт малой гибкости, для которого $\sigma_{кр} = \sigma_T$, т. е. специальный расчет на устойчивость не нужен,

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ — ГАЙКА

1. Винты не должны иметь высокие буртики и глубокие проточки, в противном случае в местах резкого изменения поперечного сечения винта будут возникать высокие местные напряжения.

2. Во избежание сильной деформации гайки при запрессовке толщина ее тела $\delta \geq 4 \text{ мм}$ (см. рис. 7.1, а).

Задача 20. Из условия износостойкости резьбы определить величину допускаемой осевой нагрузки [P] винтового домкрата (см. рис. 7.2), упорная резьба которого Уп 40 х 6 имеет $d_2 = 35,5 \text{ мм}$. Высота гайки $H = 75 \text{ мм}$. Материал винта — сталь, материал гайки — чугун.

Ответ. [P] = 36 кН при [p] = 5,8 н/мм².

Контрольные вопросы

1. По рис. 7.1, б и 7.1, в объясните, как устраняется люфт в разъемной и сдвоенной гайках?
2. Почему число витков в гайке не должно превышать десяти?
3. Чем объясняется большой выигрыш в силе в передаче винт—гайка?
4. Как определить величину момента, требуемого для вращения винта?
5. Почему для винтов не рекомендуют высокие буртики?

Дополнительная литература

[12], листы 118—124.
[18], стр. 94—97. примеры 5.67, 5.68, 5.70.

ГЛАВА 8

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ЗАНЯТИЕ 29

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Червячные передачи применяются для передачи вращательного движения между валами, у которых угол скрещивания осей обычно составляет $\theta = 90^\circ$ (рис. 8.1).

В большинстве случаев ведущим является червяк, т. е. короткий винт с трапецеидальной или близкой к ней резьбой.

Для облегчения тела червяка венцы червячного колеса имеют зубья дугообразной формы, что увеличивает длину контактных линий в зоне зацепления. Параметрам червяка приписывается индекс 1, а параметрам колеса — индекс 2.

Червячная передача — это зубчатая-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары.

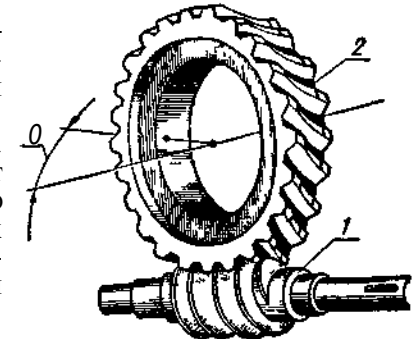


Рис. 8.1 Червячная передача:
1 — червяк, 2 — венец червячного колеса

ДОСТОИНСТВА, НЕДОСТАТКИ И ПРИМЕНЕНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

- Достоинства:
1. Плавность и бесшумность работы.
 2. Компактность и сравнительно небольшая масса конструкции.
 3. Возможность большого редуцирования, т. е. получения больших передаточных чисел (в отдельных случаях в несиловых передачах до 1000).

4. Возможность получения самотормозящей передачи, т. е. допускающей передачу движения только от червяка к колесу. Самоторможение червячной передачи позволяет выполнить механизм без тормозного устройства, препятствующего обратному вращению колеса.

Недостатки: 1. Сравнительно низкий к. п. д. вследствие скольжения витков червяка по зубьям колеса.

2. Значительное выделение тепла в зоне зацепления червяка с колесом.

3. Необходимость применения для венцов червячных колес дефицитных антифрикционных материалов.

4. Повышенный износ и склонность к заеданию.

Применение. Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 50 квт. Применение передач при больших мощностях неэкономично из-за сравнительно низкого к. п. д. и требует специальных мер для охлаждения передачи во избежание сильного нагрева.

Червячные передачи широко применяют в станках, подъемно-транспортных машинах, троллейбусах и т. д.

При проектировании передач, состоящих из зубчатых и червячных пар, червячную пару рекомендуется применять в качестве быстроходной ступени, так как при увеличении окружной скорости червяка создаются более благоприятные условия для образования устойчивого масляного клина в червячном зацеплении и, следовательно, уменьшаются потери на трение.

Червячные передачи во избежание их перегрева предпочтительно использовать в приводах периодического (а не непрерывного) действия.

КЛАССИФИКАЦИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

В зависимости от формы внешней поверхности червяка передачи бывают с цилиндрическим (рис. 8.2, а) или с глобоидным (рис. 8.2, б) червяком.

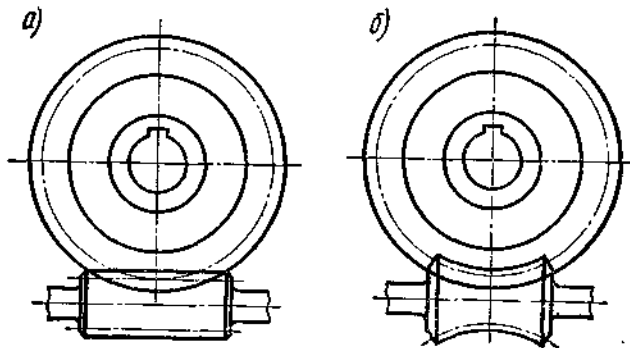


Рис. 8.2. Схемы червячных передач

Глобоидная передача имеет повышенный к. п. д., более надежна и долговечна, но из-за сложности изготовления имеет пока ограниченное применение.

В зависимости от направления винтовой линии резьбы червяка червячные передачи бывают с правым или левым червяком. Наибольшее применение имеют правые червяки.

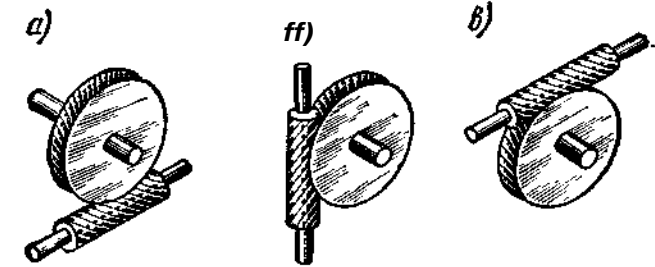


Рис. 8.3. Схемы расположения червяка относительно колеса

В зависимости от числа заходов резьбы червяка передачи бывают с однозаходным или многозаходным червяками.

В зависимости от расположения червяка относительно колеса передачи бывают (рис. 8.3) с нижним (а), боковым (б) и верхним (в) червяками. Нижний червяк обычно применяется при окружной скорости червяка $v_1 \leq 4$ м/сек. При $v_1 > 4$ м/сек рекомендуется верхний червяк.

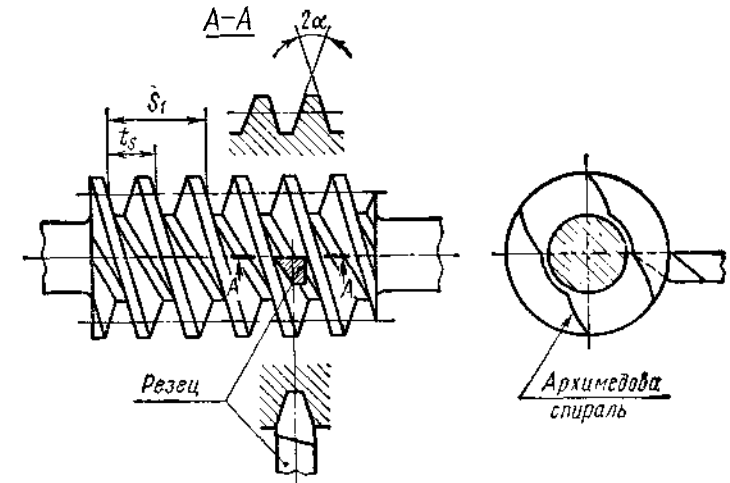


Рис. 8.4. Схема установки инструмента при нарезании архимедова червяка

В зависимости от формы винтовой поверхности резьбы цилиндрического червяка передачи бывают с архимедовым, конволютным и эвольвентным червяками. Каждый из них требует различных способов нарезания.

Если резец, имеющий в сечении форму трапеции (см. рис. 8.4), установить на станке так, чтобы верхняя плоскость резца $A-A$ проходила через ось червяка, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном к оси червяка, даст кривую — архимедову спираль. Червяк с такой винтовой поверхностью называют архимедовым.

Архимедов червяк в осевом сечении имеет прямолинейный профиль равнобедренной трапеции, аналогичный инструментальной рейке.

Угол между боковыми сторонами профиля витка у стандартных червяков $2\alpha = 40^\circ$.

Если тот же резец повернуть на угол подъема винтовой линии червяка λ_∂ (рис. 8.5) так, чтобы верхняя плоскость резца $A-A$

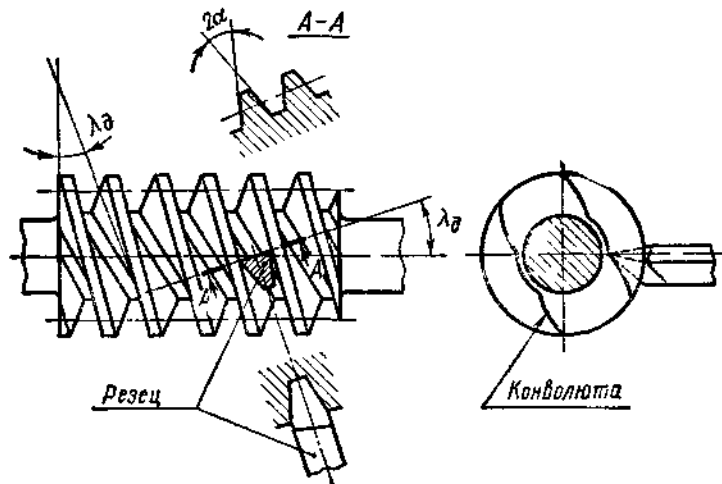


Рис. 8.5. Схема установки инструмента при нарезании конволютного червяка

была перпендикулярна к винтовой линии, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном к оси червяка, даст кривую — конволюту*, а червяк соответственно будет называться конволютным.

Если резец установить так, чтобы верхняя плоскость резца $B-B$ или $B-B$, смещенная на некоторую величину e (рис. 8.6), была параллельна оси червяка, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном к оси червяка, даст кривую — эвольвенту окружности, а червяк будет называться эвольвентным.

Эвольвентный червяк представляет собой цилиндрическое косозубое колесо с эвольвентным профилем и с числом зубьев, равным числу заходов червяка.

* Конволюта — удлиненная или укороченная эвольвента окружности.

Практика показала, что при одинаковом качестве изготовленная форма профиля нарезки червяка мало влияет на работоспособность передачи. Из всех вариантов червяков наибольшее рас-

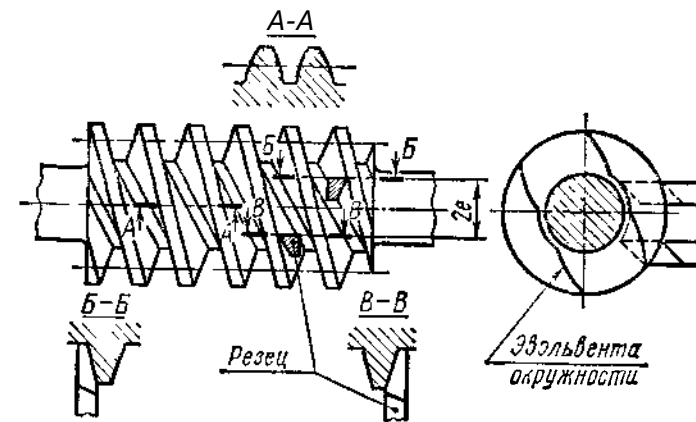


Рис. 8.6. Схема установки инструмента при нарезании эвольвентного червяка

пространение получили архимедовы червяки, поэтому ниже будут рассмотрены червячные передачи только с цилиндрическими архимедовыми червяками.

НАРЕЗАНИЕ ЧЕРВЯКОВ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

Архимедовы червяки подобны ходовым винтам с трапецидальной резьбой. Основными способами их изготовления являются:

1. Нарезание резцом на токарно-винторезном станке (см. рис. 8.4). Этот способ точный, но малопроизводительный.
2. Нарезание модульной фрезой на резьбо-фрезерном станке. Способ более производительный.

Работоспособность червячной передачи зависит от твердости и чистоты винтовой поверхности резьбы червяка, поэтому после нарезания резьбы и термообработки червяки часто шлифуют, а в отдельных случаях полируют. Архимедовы червяки применяют и без шлифовки резьбы, так как для шлифовки требуются круги фасонного профиля, что затрудняет обработку и снижает точность изготовления.

Червячные колеса чаще всего нарезают червячными фрезами (рис. 8,7), причем червячная фреза должна представлять копию

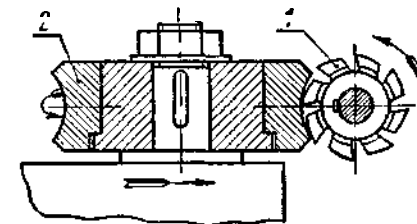


Рис. 8.7. Схема нарезания червячного колеса:
1 — фреза; 2 — заготовка колеса

того червяка, с которым будет зацепляться червячное колесо.

При нарезании заготовка колеса и фреза совершают такое же взаимное движение, какое будут иметь червяк и червячное колесо при работе.

Степени точности червячных передач указаны в ГОСТ 3675—56.

ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Геометрические размеры червяка и колеса определяют по формулам, аналогичным формулам для зубчатых колес.

В червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка m_s , равный торцовому модулю червячного колеса. Этот модуль должен соответствовать ГОСТ 2144—66 (см. табл. 8.1).

Основными геометрическими размерами червяка являются (рис. 8.8):

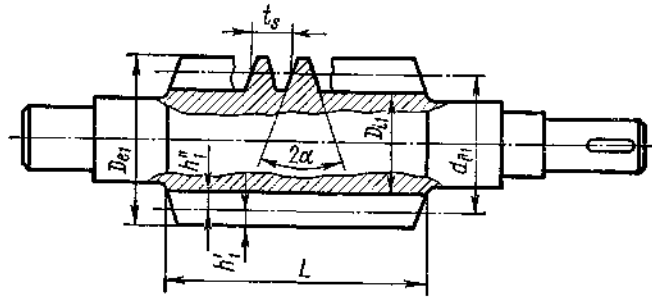


Рис. 8.8. Основные размеры цилиндрического червяка

1. Угол профиля витка в осевом сечении $2\alpha = 40^\circ$.
2. Осевой шаг червяка

$$t_s = \pi m_s, \quad (8.1)$$

откуда модуль зацепления

$$m_s = \frac{t_s}{\pi}. \quad (8.2)$$

3. Ход винтовой линии (см. рис. 8.9)

$$t_b = S_1 = t_s z_1, \quad (8.3)$$

где z_1 — число заходов червяка.

- и 4. Высота головки витков (рис. 8.8)

$$h_1' = m_s;$$

высота ножки витков

$$h_1'' = 1,2 m_s.$$

5. Диаметр делительного цилиндра, т. е. такого цилиндра червяка, на котором толщина витка равна ширине впадины,

$$d_{\partial 1} = q m_s, \quad (8.4)$$

где $q = 7,5—16$ — число модулей в диаметре делительного цилиндра червяка или относительная толщина червяка.

Чтобы червяк не был слишком тонким, q увеличивают с уменьшением m_s . Тонкие червяки при работе получают большие прогибы, что нарушает правильность зацепления.

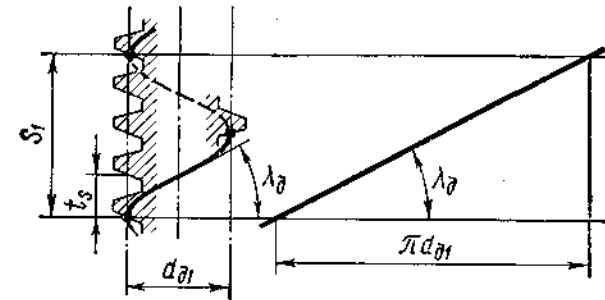


Рис. 8.9. Схема определения угла подъема винтовой линии по делительному цилиндру червяка

Величину q принимают в соответствии с m_s по ГОСТ 2144—66 (табл. 8.1).

Таблица 8.1

Значения осевого модуля m , и относительной толщины червяка q по ГОСТ 2144—66 (извлечение)

$m, \text{мм}$	3	3,5	4	5	6	7	8	10
q	10; 12; 14	10; 12; 14	9; 10; 12; 14; 16	9; 10; 12; 16	9; 10; 12; 14	9; 10; 12	8; 9; 10; 12	8; 9; 10; 12

6. Угол подъема винтовой линии по делительному цилиндру (рис. 8.9)

$$\operatorname{tg} \lambda_{\partial} = \frac{S_1}{\pi d_{\partial 1}} = \frac{t_s z_1}{\pi q m_s} = \frac{z_1}{q}, \quad (8.5)$$

Величины λ_∂ для стандартных значений z_1 и q приведены в табл. 8.2.

Таблица 8.2

Значения угла подъема λ_∂ витка червяка на делительном цилиндре (ГОСТ 2144—66)

z_1^*	9						
	16	14	12	10	9	8	7,5
1	3°34'35"	4°05'08"	4°45'49"	5°42'38"	6°20'25"	7°07'30"	7°35'41"
2	7°07'30"	8°07'48"	9°27'44"	11°18'36"	12°31'44"	14°02'10"	14°55'53"
4	14°02'10"	15°56'43"	18°25'06"	21°48'05"	23°57'45"	26°33'54"	28°04'21"

* По ГОСТ 2144-66 червяки с $z_1=3$ не применяются.

Г. Диаметр цилиндра выступов (см. рис. 8.8)

$$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2h_1' = m_s(q + 2) \quad (8.6)$$

8. Диаметр цилиндра впадин

$$D_{i1} = d_{\partial 1} - 2h_1'' = m_s(q - 2,4) \quad (8.7)$$

9. Длина нарезанной части червяка зависит от числа заходов:

$$\text{при } z_1 = 1-2 \quad L = (11 + 0,06z_2)m_s \quad (8.8)$$

$$\text{при } z_1 = 4 \quad L = (12,5 + 0,09z_2)m_s \quad (8.9)$$

где z_2 — число зубьев червячного колеса.

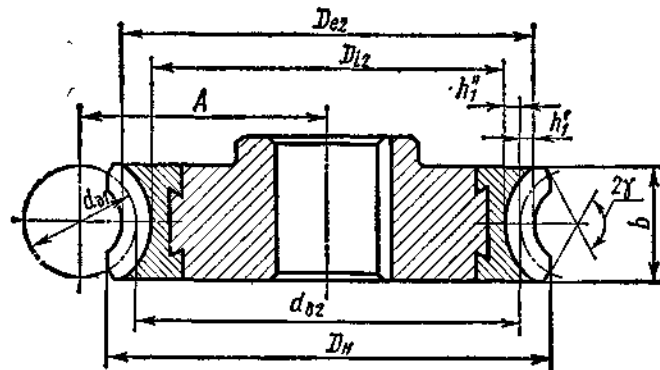


Рис. 8.10. Основные размеры венца червячного колеса

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков по технологическим причинам L увеличивают на 25 ÷ 50 мм.

Основные геометрические размеры венца червячного колеса определяют в среднем его сечении (рис. 8.10). К ним относятся:

1. Диаметр делительной окружности

$$d_{\partial 2} = m_s z_2 \quad (8.10)$$

2. Диаметр окружности выступов

$$D_{e2} = d_{\partial 2} + 2h_1' = m_s(z_2 + 2) \quad (8.11)$$

3. Диаметр окружности впадин

$$D_{i2} = d_{\partial 2} - 2h_1'' = m_s(z_2 - 2,4) \quad (8.12)$$

4. Межосевое расстояние передачи

$$A = \frac{d_{\partial 1} + d_{\partial 2}}{2} = m_s \frac{q + z_2}{2} \quad (8.13)$$

5. Наружный диаметр D_N и ширина b колеса зависят от числа заходов червяка z_1 (см. табл. 8.3).

Таблица 8.3

Зависимость D_N и b от z_1			
z_1	1	2	4
D_N	$\leq D_{e2} + 2m_s$	$\leq D_{e2} + 1,5m_s$	$\leq D_{e2} + m_s$
b	$\leq 0,75D_{e1}$		$\leq 0,67D_{e1}$

6. Условный угол обхвата червяка колесом 2γ определяется точками пересечения дуги окружности диаметром $D_{e1} - 0,5m_s$ с контуром венца:

$$\sin \gamma = \frac{b}{D_{e1} - 0,5m_s} \quad (8.14)$$

Пример 26. Определить модуль зацепления, если замером получены следующие параметры червячного редуктора: межосевое расстояние передачи $A = 160$ мм, диаметр цилиндра выступов червяка $D_{e1} = 80$ мм, число зубьев червячного колеса $z_2 = 32$, число заходов червяка $z_1 = 2$.

Решение 1. По формуле (8.13) $2A = m_s(q + z_2)$.

По формуле (8.6) $D_{e1} = m_s(q + 2)$.

Разделив первое уравнение на второе, найдем число модулей в диаметре делительного цилиндра червяка:

$$\frac{2A}{D_{e1}} = \frac{q + z_2}{q + 2} \text{ или } 2Aq + 4A = D_{e1}q + D_{e1}z_2,$$

откуда

$$q = \frac{D_{e1}z_2 - 4A}{2A - D_{e1}} = \frac{80 \cdot 32 - 4 \cdot 160}{2 \cdot 160 - 80} = 8.$$

2. Модуль зацепления [формула (8.13)]

$$m_s = \frac{2A}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 160}{8 + 32} = 8 \text{ мм.}$$

Задача 21. Определить угол подъема λ_∂ винтовой линии по делительному цилиндру двухзаходного червяка, у которого диаметр цилиндра выступов $D_{e1} = 35$ мм, а осевой модуль $m_s = 2,5$ мм.

Ответ. $\lambda_\partial \approx 9^\circ 27'$.

Контрольные вопросы

1. Объясните, почему зубья червячного колеса имеют дугообразную форму?
2. Почему червячную передачу не рекомендуется применять при больших мощностях?
3. Определите направление винтовой линии и заходность червяка, изображенного на рис. 8.4.
4. Объясните, как получается винтовая поверхность архимеда червяка при его нарезании резцом на токарно-винторезном станке?
5. Какой модуль червячной передачи принимают за расчетный?
6. Почему с уменьшением m_s следует увеличивать параметр q червяка?

Дополнительная литература

- [7], т. 2, стр. 390—402.
 [12], листы 72 и 86
 [18], стр. 179, задача 10.6.

ЗАНЯТИЕ 30

СКОРОСТЬ СКОЛЬЖЕНИЯ В ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Во время работы червячной передачи витки червяка скользят по зубьям червячного колеса.

Скорость скольжения $v_{ск}$ (рис. 8.11) направлена по касательной к винтовой линии делительного цилиндра червяка. Являясь

относительной скоростью, скорость скольжения легко определяется через окружные скорости червяка и колеса. Окружная скорость червяка

$$v_1 = \frac{\omega_1 d_{\partial 1}}{2 \cdot 1000} \text{ м/сек,} \quad (8.15)$$

окружная скорость колеса

$$v_2 = \frac{\omega_2 d_{\partial 2}}{2 \cdot 1000} \text{ м/сек,} \quad (8.16)$$

где $d_{\partial 1}$ и $d_{\partial 2}$ — диаметры червяка и колеса в мм;

ω_1 и ω_2 — угловые скорости червяка и колеса в рад/сек.

Скорость скольжения в червячной передаче определяется из параллелограмма скоростей (см. рис. 8.11):

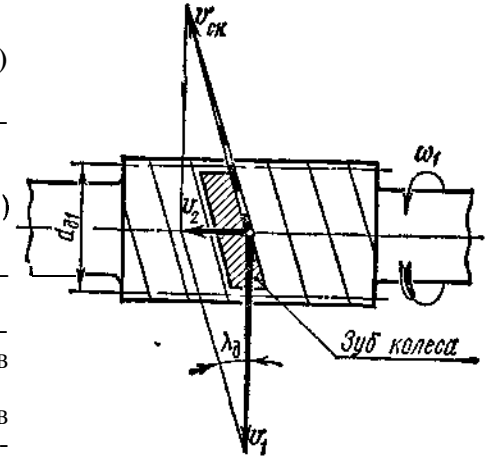


Рис 8.11 Схема определения скорости скольжения в червячной передаче

$$v_{ск} = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \lambda_\partial} = \frac{\omega_1 d_{\partial 1}}{2000 \cos \lambda_\partial}. \quad (8.17)$$

Как видно из формулы (8.17), всегда $v_{ск} > v_1$. Большое скольжение в червячной передаче повышает износ зубьев червячного колеса, увеличивает склонность к заеданию (см. стр. 118).

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Из рис. 8.11 следует, что $v_2 = v_1 \operatorname{tg} \lambda_\partial$, или

$$\frac{\omega_2 d_{\partial 2}}{2 \cdot 1000} = \frac{\omega_1 d_{\partial 1}}{2 \cdot 1000} \operatorname{tg} \lambda_\partial,$$

откуда

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{d_{\partial 1}}{d_{\partial 2}} \operatorname{tg} \lambda_\partial = \omega_1 \frac{m_s q}{m_s z_2} \operatorname{tg} \lambda_\partial = \omega_1 \frac{z_1}{z_2},$$

где z_1 — число заходов червяка. Из формулы (8.5) $z_1 = q \operatorname{tg} \lambda_\partial$;

z_2 — число зубьев колеса.

Передаточное число передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\omega_1}{\omega_1 \frac{z_1}{z_2}} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (8.18)$$

На практике в силовых передачах применяют червяки с числом заходов $z_1 = 1-4$. С увеличением z_1 возрастают технологические трудности изготовления передачи и увеличивается число зубьев червячного колеса z_2 .

Во избежание подреза основания ножки зуба в процессе нарезания зубьев принимают $z_2 \geq 28$. Оптимальным является $z_2 = 50-60$. Диапазон передаточных чисел в этих передачах $i = 10-80$.

Пример 27. Определить число заходов червяка и число зубьев червячного колеса, если угловые скорости валов червяка и червячного колеса соответственно равны $\omega_1 = 151 \text{ рад/сек}$ и $\omega_2 = 9,45 \text{ рад/сек}$. Допускаемое отклонение угловой скорости червячного колеса от заданной $\pm 2,5\%$.

Решение. 1. Передаточное число червячной передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{151}{9,45} = 15,9.$$

2. Минимальное число заходов червяка [формула (8.18)]

$$z_{1 \min} = \frac{z_{2 \min}}{j} = \frac{28}{15,9} = 1,76.$$

Принимаем $z_1 = 2$.

3. Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 i = 2 \cdot 15,9 = 31,8.$$

Принимаем $z_2 = 32$.

4. Фактическое передаточное число

$$i' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{32}{2} = 16.$$

5. Фактическая угловая скорость вала червячного колеса

$$\omega_2' = \frac{\omega_1}{i'} = \frac{151}{16} = 9,44 \text{ рад/сек}.$$

Отклонение фактической угловой скорости вала колеса от заданной составляет:

$$\frac{\omega_2 - \omega_2'}{\omega_2} \cdot 100\% = \frac{9,45 - 9,44}{9,45} \cdot 100\% \approx 0,1\% < 2,5\%,$$

что допустимо.

Задача 22. Определить заходность червяка, который вращается с угловой скоростью 99 рад/сек . Червячное колесо имеет 52 зуба и вращается с угловой скоростью $3,82 \text{ рад/сек}$.

Ответ. $z_1 = 2$.

Червячная передача является зубчато-винтовой передачей, поэтому в ней имеются потери, свойственные как зубчатой передаче, так и передаче винт — гайка.

Общий к.п.д. червячной передачи

$$\eta = \eta_n^n \eta_p \eta_{з.з} \eta_{в.п} \quad (8.19)$$

где n — число пар подшипников в передаче;

η_n — к.п.д., учитывающий потери в одной паре подшипников;

для подшипников качения $\eta_n = 0,99-0,995$;

для подшипников скольжения $\eta_n = 0,97-0,99$;

η_p — к.п.д., учитывающий гидравлические потери, связанные с перемешиванием и разбрызгиванием масла в корпусе передачи; при средних скоростях принимают $\eta_p = 0,97-0,98$;

$\eta_{з.з}$ — к.п.д., учитывающий потери в зубчатом зацеплении (см. табл. 6.3). Так как бронзовый зуб червячного колеса легко прирабатывается к виткам червяка, то принимают $\eta_{з.з} = 0,97-0,98$;

$\eta_{в.п}$ — к.п.д., учитывающий потери в винтовой паре, которые составляют главную часть всех потерь передачи. Определяют по формуле (3.8), выведенной для винтовой пары:

$$\eta_{в.п} = \frac{\text{tg } \lambda_\partial}{\text{tg } (\lambda_\partial + \rho')}$$

Угол трения ρ' зависит не только от материала червяка и зубьев колеса, чистоты обработки рабочих поверхностей, качества смазки, но и от скорости скольжения $v_{ск}$ (табл. 8.4). Величина ρ' значительно снижается при увеличении $v_{ск}$, так как при этом в зоне зацепления создаются благоприятные условия для образования масляного клина.

Таблица 8.4

Зависимость угла трения ρ' от скорости скольжения $v_{ск}$ при работе стального червяка с колесом из оловянной бронзы

$v_{ск}, \text{ м/сек}$	ρ'	$v_{ск}, \text{ м/сек}$	ρ'	$v_{ск}, \text{ м/сек}$	ρ'
0,1	4°34'—5°09'	1,5	2°17'—2°52'	3	1°36'—2°00'
0,5	3°09'—3°43'	2	2°00'—2°35'	4	1°19'—1°43'
1,0	2°35'—3°09'	2,5	1°43'—2°17'	7	1°02'—1°29'

Примечания. 1. Меньшие значения относятся к передачам с закаленными шлифованными червяками при обильной смазке.

2. При венце колеса из безоловянной бронзы табличные значения увеличивают на 30—50%.

Учитывая, что $\operatorname{tg} \lambda_{\partial} = \frac{z}{q}$, заключаем, что уменьшение q в допустимых пределах обеспечивает повышение к.п.д. червячной передачи.

При предварительных расчетах, когда размеры червячной передачи еще неизвестны, величину к.п.д. принимают ориентировочно по табл. 8.5.

Таблица 8.5

Зависимость к.п.д. η червячных передач от числа заходов червяка z_1

z_1	1	2	3	4
η	0,70—0,75	0,75—0,82	0,82—0,87	0,87—0,92

После определения размеров передачи величину к.п.д. уточняют расчетом по формуле (8.19).

Червячные передачи, как уже указывалось, имеют сравнительно низкий к.п.д., что является крупным недостатком, ограничивающим область их применения.

Пример 28. Определить к.п.д. червячной передачи редуктора, у которого двухзаходный червяк $z_1 = 2$ с диаметром делительного цилиндра $d_{\partial 1} = 40$ мм вращается с угловой скоростью $\omega_1 = 101$ рад/сек. Модуль зацепления $m_s = 4$ мм.

Зубчатый венец червячного колеса изготовлен из бронзы Бр.ОФ10-1. Стальной червяк закален до твердости $> HRC45$ и шлифован. Смазка передачи обильная.

Решение. 1. Число модулей в диаметре делительного цилиндра червяка [формула (8.4)]

$$q = \frac{d_{\partial 1}}{m_s} = \frac{40}{4} = 10.$$

2. По табл. 8.2 угол подъема винтовой линии $\lambda_{\partial} = 11^{\circ}18'36''$.

3. Скорость скольжения в зацеплении [формула (8.17)]

$$v_{\text{ск}} = \frac{\omega_1 d_{\partial 1}}{2000 \cos \lambda_{\partial}} = \frac{101 \cdot 40}{2000 \cos 11^{\circ}18'36''} = 2,06 \text{ м/сек.}$$

4. Принимаем для валов червяка и колеса по одной паре подшипников качения, т. е. $n = 2$ (см. стр. 199). Принимаем: $\eta_n = 0,99$; $\eta_p = 0,98$; $\eta_{з.з} = 0,98$.

По табл. 8.4 при $v_{\text{ск}} = 2,06$ м/сек принимаем $\rho' = 2^{\circ}$. Следовательно,

$$\eta_{\text{в.п}} = \frac{\operatorname{tg} \lambda_{\partial}}{\operatorname{tg} (\lambda_{\partial} + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} 11^{\circ}18'36''}{\operatorname{tg} (11^{\circ}18'36'' + 2^{\circ})} = 0,845.$$

5. К.п.д. червячной передачи редуктора

$$\eta = \eta_n^2 \eta_p \eta_{з.з} \eta_{\text{в.п}} = 0,99^2 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,845 = 0,795.$$

Задача 23. Определить к.п.д. червячной передачи, если $m_s = 8$ мм; $z_1 = 1$; $q = 9$; $\omega_1 = 73$ рад/сек.

Венец червячного колеса изготовлен из бронзы Бр.ОНФ. Червяк стальной с твердостью $< HRC45$, нешлифованный. Принять: $\eta_n = 0,99$; $\eta_p = 0,98$; $\eta_{з.з} = 0,97$.

Ответ. $\eta \approx 0,74$.

СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЧЕРВЯЧНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

В приработанной червячной передаче, как и в зубчатых передачах, усилие червяка воспринимается не одним, а несколькими зубьями колеса.

Для упрощения расчета силу взаимодействия червяка и колеса P_n (рис. 8.12, а) принимают сосредоточенной и приложен-

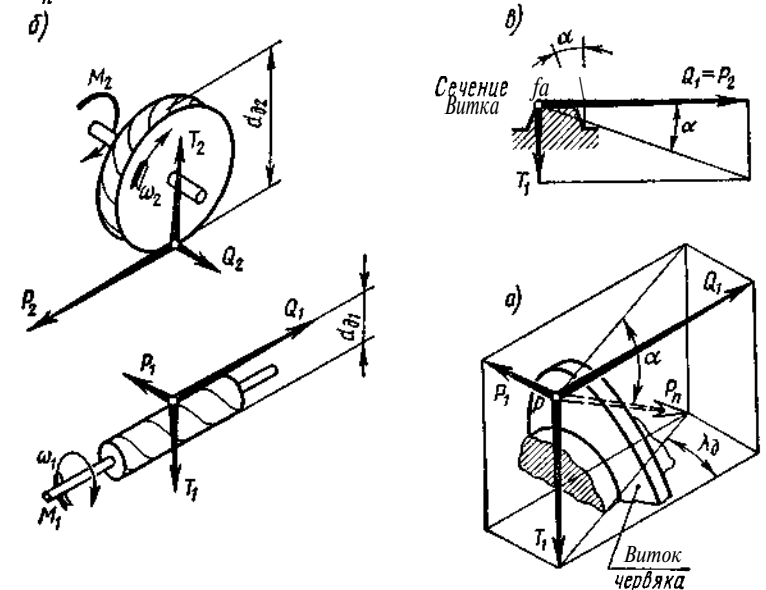


Рис. 8.12. Схема сил, действующих в червячном зацеплении

ной в полюсе зацепления p по нормали к рабочей поверхности витка. По правилу параллелепипеда P_n раскладывают по двум взаимно перпендикулярным направлениям на составляющие P_1 , T_1 , Q_1 . Для ясности изображения усилий на рис. 8.12, б червячное зацепление раздвинуто.

Окружное усилие на червяке P_1 численно равно осевому усилию на червячном колесе Q_2 :

$$P_1 = Q_2 = \frac{2M_1}{d_{\partial 1}}, \quad (8.20)$$

где M_1 — вращающий момент на червяке.

Окружное усилие на червячном колесе P_2 численно равно осевому усилию на червяке Q_1 :

$$P_2 = Q_1 = \frac{2M_2}{d_{\partial 2}}, \quad (8.21)$$

где M_2 — вращающий момент на червячном колесе.

Радиальное усилие на червяке T_1 численно равно радиальному усилию на колесе T_2 (рис. 8.12, в):

$$T_1 = T_2 = P_2 \operatorname{tg} \alpha. \quad (8.22)$$

Направления осевых усилий червяка и червячного колеса зависят от направления вращения червяка, а также от направления его винтовой линии. Направление усилия P_2 всегда совпадает с направлением скорости вращения колеса, а усилие P_1 направлено в сторону, противоположную скорости вращения червяка.

Пример 29. Определить усилия в полюсе червячного зацепления редуктора, если мощность на валу червяка $N_1 = 4,5$ кВт при угловой скорости $\omega_1 = 151$ рад/сек. Передаточное число передачи $i = 16$, к.п.д. $\eta = 0,915$. Диаметр делительного цилиндра червяка $d_{\partial 1} = 64$ мм, диаметр делительной окружности колеса $d_{\partial 2} = 256$ мм.

Решение. 1. Вращающий момент на валу червяка [формула (4.5)]

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{4,5}{151} = 29,8 \text{ н} \cdot \text{мм} = 29,8 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

2. Вращающий момент на валу червячного колеса [формула (4.7)]

$$M_2 = M_1 i \eta = 29,8 \cdot 10^3 \cdot 16 \cdot 0,915 = 436 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

3. Окружное усилие на червяке

$$P_1 = Q_2 = \frac{2M_1}{d_{\partial 1}} = \frac{2 \cdot 29,8 \cdot 10^3}{64} = 931 \text{ н}.$$

4. Окружное усилие на колесе

$$P_2 = Q_1 = \frac{2M_2}{d_{\partial 2}} = \frac{2 \cdot 436 \cdot 10^3}{256} = 3405 \text{ н}.$$

5. Радиальные усилия на червяке и колесе

$$T_1 = T_2 = P_2 \operatorname{tg} \alpha = 3405 \operatorname{tg} 20^\circ = 1240 \text{ н}.$$

Задача 24. Аналогично рис. 8.12, б вычертить схему червячной передачи с нижним левым червяком, который вращается

против часовой стрелки; если смотреть вд него с левого торца. На схеме показать стрелкой направление вращения червячного колеса и вычертить векторы усилий, возникающих в полюсе зацепления.

Контрольные вопросы

1. Из каких соображений выбирают число заходов червяка z_1 ?
2. Почему при необходимости получения самотормозящей передачи применяют $z_1 = 1$?
3. Как влияет z_1 на величину к.п.д. передачи?
4. Объясните, почему осевое усилие на червяке Q_1 всегда больше окружного P_1 и радиального T_1 усилий?
5. Изменится ли направление вращения червячного колеса на рис. 8.12, б, если червяк перевести из нижнего положения в верхнее, сохраняя прежнее направление его вращения?

Дополнительная литература

[11], стр. 172—176.

[18], стр. 180, задача 10.10.

ЗАНЯТИЕ 31

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

В червячной паре менее прочным элементом является зуб колеса, для которого возможны все виды разрушений и повреждений, встречающиеся в зубчатых передачах, т. е. усталостное выкрашивание, износ, заедание и поломка зубьев (см. стр. 116). Из перечисленного наиболее редко встречается поломка зубьев колеса.

В передачах с колесами из оловянных бронз (мягкие материалы) наиболее опасно усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев колеса, но возможно и заедание, которое проявляется в намазывании бронзы на червяк. Сечение зуба постепенно уменьшается, при этом передача может еще продолжать работать длительное время.

При венцах колес из твердых бронз (алюминиевых) заедание переходит в задир с последующим катастрофическим износом зубьев колеса частицами бронзы, приварившимися к виткам червяка. Этот вид разрушения зубьев встречается наиболее часто.

Для предупреждения заедания рекомендуется тщательно обрабатывать поверхности витков и зубьев, применять качественные антифрикционные материалы (бронзы) и ограничивать величину контактных напряжений σ_k .

Износ зубьев колес червячных передач зависит от степени загрязненности масла, точности монтажа, частоты пусков и остановок, а также от величины контактных напряжений.

Излом зубьев червячных колес происходит в большинстве случаев после износа.

МАТЕРИАЛЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ

Ввиду того что в червячном зацеплении преобладает трение скольжения, материалы червячной пары должны иметь низкий коэффициент трения, обладать хорошей износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию. Для этого в червячной передаче сочетают разнородные материалы при высоком классе чистоты соприкасающихся поверхностей.

Червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок 40, 45, 50 или легированных сталей марок 40X, 40XH с поверхностной или объемной закалкой до твердости $HRC45-55$. При этом необходима шлифовка рабочих поверхностей витков.

Хорошую работу передачи обеспечивают червяки из цементуемых сталей (15X, 20X и др.) с твердостью после закалки $HRC58-63$.

Зубчатые венцы червячных колес изготавливают преимущественно из бронзы, причем выбор марки материала зависит от скорости скольжения $v_{ск}$ и длительности работы.

При высоких скоростях скольжения, когда $v_{ск} = 6 \div 25$ м/сек, и при длительной работе рекомендуются оловянные бронзы марок Бр.ОФ 10-1, БР.ОНФ, которые обладают хорошими противозадирными свойствами. При средних скоростях скольжения, когда $v_{ск} = 2 \div 6$ м/сек, применяют алюминиевую бронзу марки Бр.АЖ 9-4. Эта бронза обладает пониженными противозадирными свойствами, поэтому применяется в паре с закаленными до твердости $\geq HRC45$ и шлифованными червяками. В отдельных случаях ее применяют до $v_{ск} = 8$ м/сек.

При малых скоростях скольжения, когда $v_{ск} < 2$ м/сек, червячные колеса можно изготавливать из серых чугунов марок СЧ 12-28, СЧ 15-32 и др.

Практика показала, что срок службы бронзовых венцов червячных колес сильно зависит от способа отливки заготовок.

Таблица 8.6

Механические характеристики материалов венцов червячных колес

Марка бронзы или чугуна	Способ отливки	Предел текучести σ_T	Предел прочности при растяжении σ_B	Предел прочности при изгибе $\sigma_{вн}$	Твердость НВ
		н/мм ²			
Бр.ОНФ	Центробежный	170	285	—	100—120
Бр.ОФ 10-1	В кокиль	150	255	—	100—120
Бр.ОФ 10-1	В землю	140	225	—	80—100
Бр.АЖ 9-4	Центробежный	200	490	—	120
Бр.АЖ 9-4	В кокиль	200	490	—	100
Бр.АЖ 9-4	В землю	200	392	—	100
СЧ 12-28	То же	—	118	274	143—229
СЧ 15-32	»	—	147	314	163—229

Большее сопротивление изнашиванию оказывают зубья венцов, отлитых центробежным способом.

Механические характеристики для некоторых материалов венцов червячных колес приведены в табл. 8.6.

ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ДЛЯ МАТЕРИАЛОВ ВЕНЦОВ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

Червячные передачи, аналогично зубчатым, рассчитывают на контактную прочность и на изгиб зубьев червячного колеса как менее прочных по сравнению с витками червяка.

1. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_к$ для оловянных бронз (Бр.ОФ 10-1, Бр.ОНФ и др.) определяют из условий сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев по эмпирической формуле

$$[\sigma]_к = C \sigma_B k_{рк} \quad (8.23)$$

где C — эмпирический коэффициент; $C = 0,75-0,90$. Большие значения коэффициента рекомендуются принимать при закаленных до твердости $\geq HRC45$ шлифованных червяках;

σ_B — предел прочности бронзы при растяжении (см. табл. 8.6);
 $k_{рк}$ — коэффициент режима нагрузки при расчете на контактную прочность;

$$k_{рк} = \sqrt[3]{\frac{10^7}{N_{ц}}} \quad (8.23a)$$

здесь $N_{ц}$ — число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы передачи [формула (6.16)].

Если $N_{ц} > 25 \cdot 10^7$, то его принимают равным $25 \cdot 10^7$.

2. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_к$ для твердых бронз (Бр.АЖ 9-4 и др.) и чугунов определяют из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения по табл. 8.7.

Таблица 8.7

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_к$ для материалов червячных колес из условия сопротивления заеданию

Материалы		$[a]_к$, н/мм ² , при скорости скольжения $v_{ск}$, м/сек							
венца колеса	червяка								
		0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
Бр. АЖ 9-4	Закаленная сталь, твердость $\geq HRC45$	—	245	225	205	177	157	118	88
СЧ 12-28 или СЧ 15-32	Сталь 45 или Ст. 6	137	117	88	68	—	—	—	—

3. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_н$ определяют по эмпирическим формулам в зависимости от материала венца червячного колеса и характера нагрузки по табл. 8.8.

Таблица 8.8

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_н$ для материалов червячных колес, работающих в паре с незакаленными нешлифованными червяками

Материал венца колеса	Нереверсивная передача (работа зубьев одной стороной)	Реверсивная передача (работа зубьев обеими сторонами)
Бронза Чугун	$[\sigma_0]_н = (0,08\sigma_в + 0,25\sigma_т) k_{рн}$ $[\sigma_0]_н = 0,12\sigma_{вн}$	$[\sigma_{-1}]_н = 0,16\sigma_в k_{рн}$ $[\sigma_{-1}]_н = 0,075\sigma_{вн}$

Примечания: 1. При закаленном и шлифованном червяке $[\sigma]_н$ увеличивают на 25%.

2. $k_{рн}$ — коэффициент режима нагрузки при расчете на изгиб;

$$k_{рн} = \sqrt[9]{\frac{10^9}{N_{ц}}}$$

где $N_{ц}$ — число циклов нагружения зубьев червячного колеса [формула (6.16)]. Если $N_{ц} < 10^8$, то его принимают равным 10^8 . Если $N_{ц} > 25 \cdot 10^7$, то его принимают равным $25 \cdot 10^7$.

3. $\sigma_т$, $\sigma_в$, $\sigma_{вн}$ — предел текучести и пределы прочности при растяжении и изгибе в $н/мм^2$ (см. табл. 8.6).

4. Допускаемые предельные напряжения для проверки зубьев червячного колеса на действие кратковременных пиковых нагрузок, не учитываемых в основном расчете, принимают:

$$\text{для бронзы и чугуна } [\sigma]_{к \text{ пред}} = 2 [\sigma]_к, \quad (8.24)$$

$$\text{для бронзы } [\sigma]_{н \text{ пред}} \approx 0,8\sigma_т, \quad (8.25)$$

$$\text{для чугуна } [\sigma]_{н \text{ пред}} \approx 0,6\sigma_{вр}. \quad (8.25a)$$

Пример 30. Выбрать материал червячной пары редуктора и определить допускаемые напряжения $[\sigma]_к$ и $[\sigma]_н$ для материала зубьев колеса, если передача нереверсивная, работает без перерывов. Срок службы $T = 21 \cdot 10^3$ ч (5 лет при 2-сменной работе). Угловая скорость червячного колеса $\omega_2 = 9,44$ рад/сек.

Решение. 1. По условию червячная передача должна работать без перерывов при 2-сменной работе.

Для повышения к.п.д., предупреждения заедания и перегрева передачи принимаем для зубчатого венца червячного колеса оловянную бронзу Бр.ОФ 10-1 с отливкой в кокиль.

По табл. 8.6 $\sigma_в = 255$ н/мм², $\sigma_т = 150$ н/мм². Для червяка принимаем сталь 45 с поверхностной закалкой до твердости $> HRC45$ и последующей шлифовкой.

2. Число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы [формула (6.16)]

$$N_{ц} = 572,4\omega_2 T = 572,4 \cdot 9,44 \cdot 21 \cdot 10^3 = 11,4 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

Коэффициент режима нагрузки

$$k_{рн} = \sqrt[9]{\frac{10^9}{N_{ц}}} = \sqrt[9]{\frac{10^9}{11,4 \cdot 10^7}} = 0,738;$$

$$k_{рн} = \sqrt[9]{\frac{10^9}{N_{ц}}} = \sqrt[9]{\frac{10^9}{11,4 \cdot 10^7}} = 0,83.$$

3. Допускаемое контактное напряжение для материала зубьев червячного колеса [формула (8.23)].

При закаленном и шлифованном червяке принимаем $C = 0,9$.

$$[\sigma]_к = C\sigma_в k_{рн} = 0,9 \cdot 255 \cdot 0,738 = 170 \text{ н/мм}^2,$$

$$[\sigma]_{к \text{ пред}} = 2 [\sigma]_к = 2 \cdot 170 = 340 \text{ н/мм}^2.$$

5. Допускаемое напряжение изгиба для зубьев червячного колеса при нереверсивной передаче (табл. 8.8).

Для закаленного и шлифованного червяка допускаемое напряжение увеличиваем на 25% (см. примечание 1):

$$[\sigma_0]_н = 1,25(0,08\sigma_в + 0,25\sigma_т) k_{рн} = 1,25(0,08 \cdot 255 + 0,25 \cdot 150) \cdot 0,83 = 60 \text{ н/мм}^2;$$

$$[\sigma_0]_{н \text{ пред}} = 0,8\sigma_т = 0,8 \cdot 150 = 120 \text{ н/мм}^2.$$

Задача 25. Определить допускаемые напряжения $[\sigma]_к$ и $[\sigma]_н$ для зубьев червячного колеса, венец которого выполнен из бронзы Бр.АЖ 9-4 (отливка центробежная). Червяк закаленный (твердость $> HRC45$), шлифованный, имеет $\omega_1 = 99$ рад/сек; $d = 8$; $z_1 = 2$; $m_s = 8$ мм. Передача реверсивная, срок службы неограничен ($N_{ц} > 25 \cdot 10^7$).

Ответ. $[\sigma]_к = 171,8$ н/мм²; $[\sigma_{-1}]_н = 79,6$ н/мм².

Контрольные вопросы

1. Какие виды разрушения чаще всего встречаются у зубьев червячных колес?
2. Что такое заедание и при каких обстоятельствах оно может перейти в задир?
3. От каких факторов зависит интенсивность износа зубьев червячного колеса?
4. Для зубчатого венца колеса принята бронза Бр.АЖ 9-4. Сталь какой марки следует выбрать для червяка? Нужны ли закалка и шлифование рабочих поверхностей витков?
5. Как влияет число циклов нагружения $N_{ц}$ на величину $[\sigma]_н$?

Дополнительная литература

[И], стр. 77—183.

[18], стр. 184, пример 10.19.

РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

Червячные передачи, аналогично зубчатым, рассчитывают на контактную прочность и на изгиб зубьев червячного колеса как менее прочных по сравнению с витками червяка.

Как отмечалось выше (см. стр. 203), в червячных передачах, кроме выкрашивания рабочих поверхностей зубьев, велика опасность заедания и износа, которые зависят от величины контактных напряжений σ_k . Поэтому, в отличие от зубчатых, для всех червячных передач (открытых и закрытых) расчет по контактным напряжениям является основным, а расчет по напряжениям изгиба — проверочным.

Расчет по контактным напряжениям. В основу вывода расчетных формул для червячных передач положены те же исходные зависимости и предположения, что и в зубчатых передачах (см. стр. 136).

Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления по формуле Герца

$$\sigma_z = 0,418 \sqrt{q_n \frac{E_{np}}{\rho_{np}}},$$

где q_n — нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий. Эта нагрузка распределяется неравномерно вследствие деформаций валов червяка и колеса, а также подшипников и корпуса передачи.

$$q_n = \frac{P_n}{L_{min}},$$

P_n — нагрузка, нормальная к поверхности зуба червячного колеса и витка червяка и приложенная в полюсе зацепления. Согласно рис. 8.12, а

$$P_n = \frac{Q_1}{\cos \alpha \cos \lambda_d} = \frac{P_2}{\cos \alpha \cos \lambda_d} = \frac{2M_2}{d_{d2} \cos \alpha \cos \lambda_d};$$

L_{min} — минимальная длина контактных линий в зацеплении червячной передачи. При средних значениях условного угла обхвата $2\gamma \approx 100^\circ$ и коэффициента перекрытия в средней плоскости сечения колеса $e = 1,82$

$$L_{min} = \frac{1,3d_{d1}}{\cos \lambda_d}.$$

После подстановки получим

$$q_n = \frac{2M_2K}{1,3d_{d1}d_{d2} \cos \alpha}.$$

* Определение L_{min} см. в работе [36].

Здесь дополнительно введен K — коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки вследствие деформации деталей передачи, а также дополнительные динамические нагрузки;

E_{np} — приведенный модуль упругости;

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}.$$

Для стального червяка $E_1 \approx 2,1 \cdot 10^5$ н/мм²; для бронзового или чугунного колеса $E_2 \approx 0,98 \cdot 10^5$ н/мм². Следовательно,

$$E_{np} = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,98 \cdot 10^5}{2,1 \cdot 10^5 + 0,98 \cdot 10^5} = 1,34 \cdot 10^5 \text{ н/мм}^2;$$

ρ_{np} — приведенный радиус кривизны профилей витков червяка и зубьев колеса в полюсе зацепления.

В осевом сечении профиль витка червяка прямолинейный (рис. 8.13), поэтому приведенный радиус кривизны для червячной пары равен радиусу кривизны профиля зуба червячного колеса в полюсе зацепления:

$$\rho_{np} = \rho_2 = \frac{d_{d2}}{2} \sin \alpha.$$

Подставив q_n , E_{np} , ρ_{np} в формулу Герца и приняв $\alpha = 20^\circ$, получим формулу проверочного расчета червячных передач по контактным напряжениям:

$$\sigma_k = \frac{476}{d_{d2}} \sqrt{\frac{M_2K}{d_{d1}}} \leq [\sigma]_k, \tag{8.26}$$

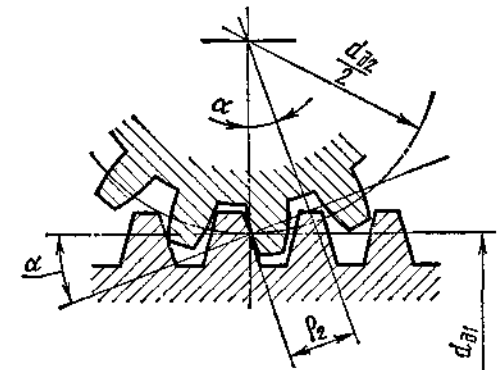


Рис. 8.13. Схема определения приведенного радиуса кривизны в червячном зацеплении

где σ_k — расчетное контактное напряжение для поверхностей зубьев и витков в зоне зацепления в н/мм²;

d_{d1} , d_{d2} — диаметры червяка и колеса в мм;

M_2 — вращающий момент на червячном колесе в н·мм.

Заменив в формуле (8.26) значения

$$d_{d1} = m_s q; \quad d_{d2} = m_s z_2 \text{ и } m_s = \frac{1A}{z_2 + q},$$

получим формулу проектного расчета • червячных передач

$$A \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{ \left(\frac{169}{\frac{z_2}{q} [\sigma]_k} \right)^2 M_2 K } \quad (8.27)$$

где A — межосевое расстояние передачи в мм.

Червячные передачи работают плавно, бесшумно, поэтому в них дополнительные динамические нагрузки невелики. Хорошая приработка зубьев колес к виткам червяков значительно уменьшает концентрацию нагрузки.

При удовлетворительной точности изготовления принимают:

$K = 1$ — при постоянной нагрузке,

$K = 1,3 \div 1,5$ — при переменной нагрузке.

Расчет по напряжениям изгиба. Расчет зубьев червячного колеса на изгиб аналогичен расчету зубьев цилиндрических косозубых колес. Вследствие дугообразной формы зубьев (см. рис. 8.10) считают, что их прочность на изгиб примерно на 40% выше, чем зубьев цилиндрических колес.

В формулу (6.53) вводят поправки, учитывающие увеличение прочности зубьев червячного колеса благодаря их дугообразной форме и одновременному зацеплению нескольких зубьев с витками червяка. С учетом этих поправок получается формула проверочного расчета червячных передач по напряжениям изгиба:

$$\sigma_k = \frac{1,2 M_2 K \gamma}{y_{\alpha 2} m_s d_{\partial 1} d_{\partial 2}} \leq [\sigma]_k \quad (8.28)$$

где σ_k — расчетное напряжение изгиба в опасном сечении зубьев червячного колеса;

γ — коэффициент износа зубьев;

для закрытых передач (т. е. при обильной смазке)

$\gamma = 1 - 1,1$;

для открытых передач (т. е. при недостаточной смазке)

$\gamma = 1,5$;

$y_{\alpha 2}$ — коэффициент формы зуба колеса, который выбирают по табл. 6.6 в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_{\alpha 2}$.

Так как зуб червячного колеса имеет угол наклона λ_{∂} , то по аналогии с косозубым колесом

$$z_{\alpha 2} = \frac{z_2}{\cos^3 \lambda_{\partial}} \quad (8.29)$$

Разрушение зубьев колеса может носить не только усталостный характер, но явиться следствием действия кратковременной пиковой нагрузки $M_{2 \text{ пик}}$. Поэтому в передачах, в которых воз-

никают кратковременные пиковые нагрузки, зубья дополнительно проверяют на предотвращение пластической деформации или хрупкого разрушения от контактных напряжений по формуле (6.41) и от напряжений изгиба по формуле (6.38), в которые подставляют $M_{2 \text{ пик}}$ и M_2 .

Пример 31. По данным примера 26 определить допускаемую мощность на валу червячного колеса из условия контактной прочности зубьев, если $[\sigma]_k = 180 \text{ н/мм}^2$. Передача работает при постоянной нагрузке. Угловая скорость колеса $\omega_k = 8 \text{ рад/сек}$.

Решение. 1. Диаметр делительного цилиндра червяка

$$d_{\partial 1} = m_s q = 8 \cdot 8 = 64 \text{ мм.}$$

Диаметр делительной окружности колеса

$$d_{\partial 2} = m_s z = 8 \cdot 32 = 256 \text{ мм.}$$

2. По формуле (8.26) допускаемый момент на валу колеса при $K = 1$ (см. стр. 210)

$$[M_J] = \frac{d_{\partial 1} d_{\partial 2}^2 [\sigma]_k^2}{476^2} = \frac{64 \cdot 256^2 \cdot 180^2}{476^2} = 600 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм.}$$

3. Допускаемая мощность на валу колеса (формула 4.5)

$$[N_2] \leq \frac{[M_2] \omega_2}{10^6} = \frac{600 \cdot 10^3 \cdot 8}{10^6} = 4,8 \text{ квт.}$$

Задача 26. По данным примера 26 определить допускаемую мощность на валу червячного колеса из условия прочности зубьев на изгиб, если $[\sigma]_k = 40 \text{ н/мм}^2$. Коэффициент износа зубьев $\gamma = 1,1$.

Ответ. $[N_2] = 13,4 \text{ квт.}$

Контрольные вопросы

1. Объясните, почему расчет червячных передач на прочность ведется по зубу колеса, а не по витку червяка?

2. Что учитывает коэффициент нагрузки K и каковы его значения?

3. Напишите формулу для проектного расчета червячной передачи на контактную прочность и дайте анализ входящих в нее величин.

4. Сравните ответы примера 31 и задачи 26 и объясните, почему данная червячная передача может передавать $[N_2] = 4,8 \text{ квт.}$

Дополнительная литература

[18J, стр. 184; задача 10.18.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ
ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

(см. решение примера 32)

Исходные данные:

1. Передаваемая мощность N на валу червяка или колеса,
2. Угловые скорости червяка ω_1 и колеса ω_2 .
3. Условия работы передачи.

Последовательность расчета:

1. Определяют передаточное число i (формула 8.18).
2. Задаются числом зубьев колеса $z_2 \geq 28$ и определяют число заходов червяка (формула 8.18).
3. По принятым z_1 и z_2 уточняют i' и ω_2' .
4. Выбирают материалы для венца червячного колеса и червяка в зависимости от условий работы.
5. Определяют допускаемые напряжения $[\sigma]_к$, $[\sigma]_н$, $[\sigma]_{к\text{ пред}}$, $[\sigma]_{н\text{ пред}}$ для материала венца колеса*. При определении $[\sigma]_к$ для твердых бронз (АЖ 9-4 и др.) предварительно задаются скоростью скольжения $v_{ск}$.
6. Если задана нагрузка на червяке, то предварительно задаются к.п.д. передачи η (см. табл. 8.5) и определяют номинальный вращающий момент на валу колеса M_2 .
7. В зависимости от характера нагрузки принимают коэффициент нагрузки K (см. стр. 210).
8. Предварительно задаются относительной толщиной червяка $q = 8 - 12$ (см. стр. 193).

9. Определяют межосевое расстояние передачи A из условия контактной прочности** [формула (8.27)].

10. Определяют осевой модуль зацепления m_s [формула (8.13)] и округляют полученное значение по ГОСТ 2144—66. В зависимости от значения m_s уточняют величину q [формула (8.13)], согласуя ее с ГОСТ 2144—66 (см. табл. 8.1), а затем уточняют межосевое расстояние A' также по формуле (8.13).

Межосевое расстояние A' должно выражаться целым числом мм. В случае, если этого не получилось, надо несколько изменить параметры передачи, например, изменить q или на 1—2 единицы z_2 .

* Величины $[\sigma]_{к\text{ пред}}$ и $[\sigma]_{н\text{ пред}}$ определяют только в тех случаях, когда в передаче возникают пиковые нагрузки.

** Если червячная передача должна быть стандартной, то полученное расчетным путем значение A округляют до стандартного значения по ГОСТ 2144—66, которому соответствуют определенные m_s , q , z_1 и z_2 .

11. Определяют геометрические размеры червяка и венца колеса [формулы (8.4)—(8.11)].

12. Находят скорость скольжения $v'_{ск}$ в зацеплении [формула (8.17)].

13. Вычисляют расчетное значение к.п.д. передачи η' [формула (8.19)].

14. Уточняют номинальный вращающий момент на валу колеса M'_2 [формула (4.5)].

15. Если материалом колеса является твердая бронза или чугун, то уточняют $[\sigma]_к$ по полученной величине $v'_{ск}$ (см. табл. 8.7). При необходимости определяют $[\sigma]_{к\text{ пред}}$ [формула (8.24)]. Определяют расчетное контактное напряжение [формула (8.26)] и сравнивают с допускаемой величиной $[\sigma]_к$ или $[\sigma]_к'$. Допускается недогрузка не более 10% и перегрузка до 5%.

16. Определяют эквивалентное число зубьев червячного колеса [формула (8.29)] и по табл. 6.6 принимают коэффициент y_{32} .

17. Определяют расчетное напряжение изгиба в основании зуба червячного колеса [формула (8.28)] и сравнивают его с допускаемой величиной $[\sigma]_н$. В большинстве случаев расчетная величина σ_n значительно меньше $[\sigma]_н$.

18. В случае, если передача подвержена действию кратковременных пиковых нагрузок, то определяют соответственно напряжения $\sigma_{к\text{ пик}}$ и $\sigma_{н\text{ пик}}$ и сравнивают их с допускаемыми [формулы (6.41) и (6.38)].

Примечание. При проектировании червячных передач тело червяка проверяют на прочность и жесткость (см. расчет валов, стр. 282 и 285).

Пример 32. Рассчитать червячную передачу редуктора. Мощность на валу червяка $N_1 = 2,2$ квт. Угловые скорости валов червяка и колеса соответственно $\omega_1 = 151$ рад/сек, $\omega_2 = 5,55$ рад/сек. Допускаемое отклонение ω_2 от заданной $\pm 2,5\%$. Передача реверсивная, нагрузка с небольшими толчками. Срок службы неограничен. Расположение червяка — нижнее. В период пуска кратковременная пиковая нагрузка в два раза больше номинальной.

Решение. 1. Передаточное число (ориентировочно)

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{151}{5,55} = 27,2.$$

2. Число заходов червяка при принятом $z_2 = 28$ (см. стр. 198)

$$z_1 = \frac{z_2}{i} = \frac{28}{27,2} = 1,03.$$

Для повышения к. п. д. принимаем $z_1 = 2$, тогда число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 i = 2 \cdot 27,2 = 54,4.$$

Принимаем $z_2 = 54$.

3. Фактическое передаточное число передачи

$$i' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{54}{2} = 27.$$

Фактическая угловая скорость червячного колеса

$$\omega_2' = \frac{\omega_1}{i'} = \frac{151}{27} = 5,6 \text{ рад/сек.}$$

Отклонение фактической угловой скорости от заданной составляет $\sim 0,9\%$, что допустимо.

4. Материалы венца червячного колеса и червяка. По условию задачи к редуктору не предъявляются специальные требования, поэтому в целях экономии дорогих оловянных бронз для венца колеса принимаем алюминиевую бронзу Бр. АЖ 9-4 (отливка в землю) с $\sigma_T = 200 \text{ н/мм}^2$ и $\sigma_B = 392 \text{ н/мм}^2$ (см. табл. 8.6). Выбранная бронза имеет пониженные противозадирные свойства, следовательно, для червяка принимаем сталь 40X с закалкой до твердости $> \text{HRC}45$ и последующим шлифованием и полированием витков.

5. Допускаемые напряжения для материала венца колеса. Ориентировочно принимаем скорость скольжения $v_{ск} \approx 3,5 \text{ м/сек}$ и по табл. 8.7 находим $[\sigma]_{к} = 167 \text{ н/мм}^2$.

По табл. 8.8 для реверсивной передачи с закаленным шлифованным червяком (см. примечание 1) принимаем

$$[\sigma_{-1}]_{к} = 1,25 \cdot 0,16 \sigma_B k_{рн}.$$

При неограниченном сроке службы передачи согласно примечанию 2 к табл. 8.8 принимаем $N_{ц} = 25 \cdot 10^7$ циклов, тогда

$$k_{рн} = \sqrt[3]{\frac{10^6}{N_{ц}}} = \sqrt[3]{\frac{10^6}{25 \cdot 10^7}} = 0,814;$$

$$[\sigma_{-1}]_{к} = 1,25 \cdot 0,16 \cdot 392 \cdot 0,814 = 63,8 \text{ н/мм}^2.$$

По формуле (8.25) $[\sigma]_{к пред} = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ н/мм}^2$.

6. Задаемся предварительно к. п. д. передачи. По табл. 8.5 при $z_1 = 2$ принимаем $\eta = 0,80$.

Номинальный вращающий момент на валу червячного колеса

$$M_2 = \frac{N_1 \eta}{\omega_2} = \frac{2,2 \cdot 0,80}{5,6} = 315 \text{ н} \cdot \text{м} = 315 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

7. Согласно условию червячная пара работает с небольшими толчками. Принимаем коэффициент нагрузки $K = 1,3$ (см. стр. 210).

8. Предварительно принимаем число модулей в диаметре делительного цилиндра червяка $q = 9$.

9. Межосевое расстояние передачи из условия контактной прочности [формула (8.27)]

$$A \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{169}{\frac{z_2}{q} [\sigma]_{к}} \right)^2 M_2 K } = \\ = \left(\frac{54}{9} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{169}{\frac{54}{9} \cdot 167} \right)^2 315 \cdot 10^3 \cdot 1,3 } = 158,9 \text{ мм}.$$

10. Осевой модуль зацепления [формула (8.13)]

$$m_s = \frac{2A}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 158,9}{9 + 54} = 5,04 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 2144—66 (см. табл. 8.1) принимаем $m_s = 5 \text{ мм}$, Уточняем значение q [формула (8.13)]

$$q = \frac{2A}{m_s} - z_2 = \frac{2 \cdot 158,9}{5} - 54 = 9,6.$$

По ГОСТ 2144—66 (см. табл. 8.1) для $m_s = 5 \text{ мм}$ принимаем $q = 10$.

Фактическое межосевое расстояние передачи [формула (8.13)]

$$A' = m_s \frac{q + z_2}{2} = 5 \frac{10 + 54}{2} = 160 \text{ мм}.$$

11. Основные геометрические размеры червяка [формулы (8.4)—(8.9)]:

диаметр делительного цилиндра

$$d_{д1} - q m_s = 10 \cdot 5 = 50 \text{ мм};$$

диаметр цилиндра выступов

$$D_{e1} = m_s (q + 2) = 5 (10 + 2) = 60 \text{ мм};$$

диаметр цилиндра впадин

$$D_{f1} = m_s (q - 2,4) = 5 (10 - 2,4) = 38 \text{ мм};$$

длина нарезанной части

$$L = (11 + 0,06 z_2) m_s = (11 + 0,06 \cdot 54) \cdot 5 = 71,2 \text{ мм}.$$

Для шлифованного червяка полученную длину увеличиваем примерно на 25 мм (см. стр. 195) и принимаем $L = 92 \text{ мм}$.

Угол подъема винтовой линии по делительному цилиндру (см. табл. 8.2)

$$\lambda_d = 11^\circ 18' 36''.$$

Основные геометрические размеры венца червячного колеса [формулы (8.10) и (8.11)]:

диаметр делительной окружности

$$d_{\partial 2} = m_s z_2 = 5 \cdot 54 = 270 \text{ мм};$$

диаметр окружности выступов

$$D_{e2} = m_s (z_2 + 2) = 5 (54 + 2) = 280 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр D_n и ширину венца b при $z_1 = 2$ определяем по табл. 8.3:

$$D_n \leq D_{e2} + 1,5 m_s = 280 + 1,5 \cdot 5 = 287,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_n = 287 \text{ мм}$.

$$b \leq 0,75 D_{e1} = 0,75 \cdot 60 = 45 \text{ мм}.$$

12. Скорость скольжения [формула (8.17)]

$$v_{ск} = \frac{\omega_1 d_{\partial 1}}{2000 \cos \lambda_{\partial}} = \frac{151 \cdot 50}{2000 \cos 11^\circ 18' 36''} = 2,05 \text{ м/сек}.$$

13. Расчетное значение к. п. д. η' передачи [формула (8.19)]. Для червячной пары принимаем:

$$n = 2, \eta_n = 0,99; \eta_p = 0,97; \eta_{в.з} = 0,97.$$

По табл. 8.4 согласно примечаниям 1 и 2 при $v_{ск} = 3,85 \text{ м/сек}$ принимаем $\rho' = 1^\circ 42'$ (табличное значение увеличено на 35%). Тогда

$$\eta_{в.п} = \frac{\operatorname{tg} \lambda_{\partial}}{\operatorname{tg} (\lambda_{\partial} + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} 11^\circ 18' 36''}{\operatorname{tg} (11^\circ 18' 36'' + 1^\circ 42')} = 0,866,$$

следовательно,

$$\eta' = \eta_n^n \eta_p \eta_{в.з} \eta_{в.п} = 0,99^2 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,866 = 0,797.$$

14. Расчетный номинальный момент M_2' на валу червячного колеса [формула (4.5)]

$$M_2' = 10^6 \frac{N_1 \eta'}{0,2} = 10^6 \frac{2,2 \cdot 0,797}{5,6} = 314 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

15. Расчетная скорость скольжения $v'_{ск}$ отличается от предварительно принятой $v_{ск}$, поэтому по табл. 8.7 уточняем $[\sigma]_к$ и получаем $[\sigma]_к = 160 \text{ н/мм}^2$.

По формуле (8.24) $[\sigma]_{к пред} = 2 [\sigma]_к' = 2 \cdot 160 = 320 \text{ н/мм}^2$.

Расчетное контактное напряжение $\sigma_к$ в зацеплении (формула (8.26))

$$\begin{aligned} \sigma_к &= \frac{476}{d_{\partial 2}} \sqrt{\frac{M_2' K}{d_{\partial 1}}} = \frac{476}{270} \sqrt{\frac{314 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{50}} = \\ &= 159 \text{ н/мм}^2 < [a]_к = 160 \text{ н/мм}^2. \end{aligned}$$

Недогрузка составляет $0,63\% < 10\%$, что допустимо.

16. Эквивалентное число зубьев червячного колеса [формула (8.29)]

$$z_{э} = \frac{z}{\cos^3 \lambda_{\partial}} = \frac{54}{\cos^3 11^\circ 18' 36''} = 57,3.$$

По табл. 6.6 выбираем коэффициент формы зуба $y_{э} = 0,464$.

17. Расчетное напряжение изгиба $\sigma_{-1н}$ в основании зуба колеса при $\gamma = 1,05$ (см. стр. 210)

$$\begin{aligned} \sigma_{-1н} &= \frac{1,2 M_2' K \gamma}{y_{э} m_s d_{\partial 1} d_{\partial 2}} = \frac{1,2 \cdot 314 \cdot 10^3 \cdot 1,3 \cdot 1,05}{0,464 \cdot 5 \cdot 50 \cdot 270} = 16,4 \text{ н/мм}^2 < \\ &< [\sigma_{-1}]_н = 63,8 \text{ н/мм}^2. \end{aligned}$$

18. Расчетные напряжения в период кратковременных пиковых нагрузок:

контактные напряжения в зацеплении [формула (6.41)]

$$\begin{aligned} \sigma_{к пик} &= \sigma_к \sqrt{\frac{M_2 \text{ пик}}{M_2}} = 159 \sqrt{2} = \\ &= 225 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_{к пред} = 320 \text{ н/мм}^2; \end{aligned}$$

напряжения изгиба в основании зуба колеса [формула (6.38)]

$$\sigma_{-1 и пик} = \sigma_{-1н} \frac{M_2 \text{ пик}}{M_2} = 16,4 \cdot 2 = 32,8 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_{и пред} = 160 \text{ н/мм}^2.$$

Задача 27. Как изменится модуль червячного зацепления в решении примера 32, если для червячного колеса принять бронзу Бр. ОФ10-1 (отливка в кокиль), а червяк выполнить стальным незакаленным, нешлифованным?

Ответ. $m_s = 6 \text{ мм}$.

Контрольные вопросы

1. Для чего в исходных данных проектного расчета должны быть указаны условия работы передачи?
2. Почему число зубьев у червячного колеса обычно принимают не менее 28?
3. Какую перегрузку по расчетным напряжениям передачи принято считать допустимой?
4. Объясните, почему, заменив в примере 32 менее качественную бронзу Бр. АЖ 9-4 (отливка в землю) на более качественную Бр. ОФ 10-1 (отливка в кокиль), получили в задаче 27 больший модуль, а следовательно, и более громоздкую передачу?

Дополнительная литература

[18], стр. 188, задача 10.24.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

При работе червячных передач с механическими приводами выделяется большое количество тепла. Потерянная мощность $(1-\eta)N_1$ на трение в зацеплении и подшипниках, а также на размешивание и разбрызгивание масла переходит в тепло, которое нагревает масло, а оно через стенки корпуса передает это тепло окружающей среде.

Если отвод тепла будет недостаточным, передача перегреется. При перегреве смазочные свойства масла резко ухудшаются (его вязкость падает) и возникает опасность заедания, что может привести к выходу передачи из строя.

Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы производится на основе теплового баланса, т. е. равенства тепловыделения Q_B и теплоотдачи Q_0 .

Количество тепла, выделяющегося в непрерывно работающей передаче в одну секунду,

$$Q_B = (1-\eta)N_1,$$

где η — общий к. п. д. червячной передачи;
 N_1 — мощность на червяке в *вт*.

Количество тепла, отводимого наружной поверхностью корпуса, в одну секунду

$$Q_0 = K_T(t_M - t_B)F,$$

где F — площадь в m^2 поверхности корпуса, омываемая внутри маслом или его брызгами, а снаружи воздухом. Поверхность днища корпуса не учитывается, так как она не омывается свободно циркулирующим воздухом;

t_B — температура воздуха вне корпуса в градусах; в цеховых условиях обычно $t_B = 20^\circ C$;

t_M — температура масла в корпусе передачи в $^\circ C$;

K_T — коэффициент теплопередачи, т. е. число, показывающее, сколько тепла в секунду передается одним квадратным метром поверхности корпуса при перепаде температур в один градус. Зависит от материала корпуса редуктора и скорости циркуляции воздуха (интенсивности вентиляции помещения). Для чугунных корпусов принимают $K_T = 8 - 17 \text{ вт}/m^2 \times \text{град}$.

Большие значения используют при незначительной шероховатости поверхности наружных стенок, хорошей циркуляции воздуха вокруг корпуса и интенсивном перемешивании масла (при нижнем или боковом расположении червяка).

По условию теплового баланса $Q_B = Q_0$, т. е.,

$$(1-\eta)N_1 = K_T(t_M - t_B)F,$$

откуда температура масла в корпусе червячной передачи при непрерывной работе

$$t_M = t_B + \frac{(1-\eta)N_1}{K_T F} \leq [t]_M. \quad (8.30)$$

Величина $[t]_M$ зависит от марки масла. Обычно принимают $[t]_M = 70 - 90^\circ C$.

Если при расчете окажется, что $t_M > [t]_M$, то необходимо:

1. Либо увеличить поверхность охлаждения F , применяя охлаждающие ребра (в расчете учитывается только 50% поверхности ребер).

2. Либо применить искусственное охлаждение, которое может осуществляться:

а) обдувом корпуса воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка (рис. 8.14); в этом случае увеличивается K_T ;

б) охлаждением масла водой, проходящей через змеевик (рис. 8.15, а);

в) применением циркуляционной системы смазки со специальным холодильником (рис. 8.15, б).

В случаях б) и в) формула (8.30) не применима*.

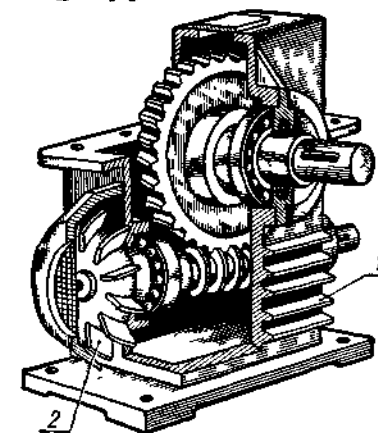


Рис. 8.14. Охлаждение ребристого корпуса редуктора обдувом воздухом от вентилятора: 1 — охлаждающие ребра, 2 — вентилятор

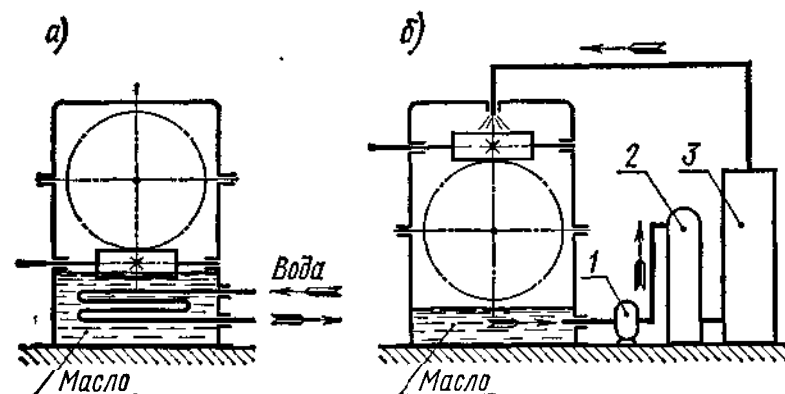


Рис. 8.15. Схемы искусственного охлаждения червячных передач: а — охлаждение масляной ванны водой, проходящей через змеевик; б — циркуляционная смазка, 1 — насос, 2 — фильтр; 3 — холодильник

* Подробнее см. в работе [33].

Тепловой расчет червячных передач производится как **проверочный** после ориентированного определения размеров корпуса при эскизном проектировании*.

Пример 33. По данным примера 32 проверить тепловой режим червячного редуктора, работающего непрерывно в течение смены. Редуктор расположен в помещении с температурой $t_{в} = 20^{\circ}\text{C}$. Размеры корпуса указаны на рис. 8.16. Вся внутренняя поверхность корпуса омывается маслом.

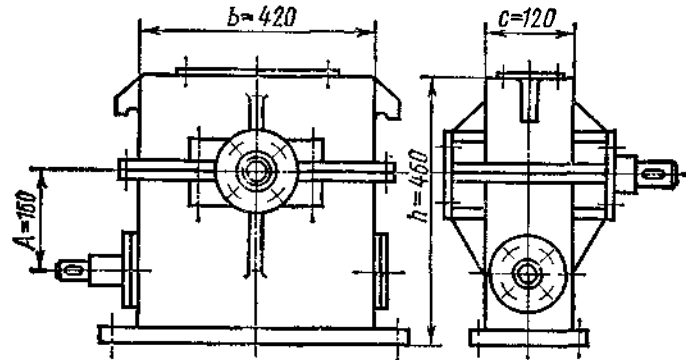


Рис. 8.16. Корпус червячного редуктора к решению примера 33

Решение 1. Ориентировочно определяем площадь поверхности корпуса (без учета бобышек и выступов). Согласно рис. 8.16

$$F = 2hb + 2hc + bc = 2(460 \cdot 420) + 2(460 \cdot 120) + 420 \cdot 120 = 55 \cdot 10^4 \text{ мм}^2 = 0,55 \text{ м}^2.$$

2. Принимаем $K_{т} = 17 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$ и определяем фактическую температуру масла в редукторе:

$$t_{м} = t_{в} + \frac{(1-\eta) N_1}{K_{т} F} = 20^{\circ} + \frac{(1-0,797) \cdot 2,2 \cdot 10^3}{17 \cdot 0,55} = 68^{\circ} < [t]_{м} = 90^{\circ}\text{C},$$

что допустимо.

Задача 28. Определить максимально допустимую по нагреву мощность на валу червяка редуктора, работающего в цехе с $t_{в} = 20^{\circ}\text{C}$. Расположение червяка нижнее, $[t]_{м} = 90^{\circ}\text{C}$, $K_{т} = 14 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$. К. п. д. передачи $\eta = 0,84$, поверхность охлаждения корпуса $F = 0,48 \text{ м}^2$.

Ответ. $[N]_{т} = 2,1 \text{ квт}$.

* Об эскизном проектировании см. в работе [17].

КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

В большинстве случаев червяк изготавливают как одно целое с валом (см. рис. 8.8), реже отдельно от него, чтобы сэкономить высоколегированную сталь. В конструкции червяка, изготовленного отдельно от вала (рис. 8.17), должно быть соблюдено условие $d_{р} \leq \frac{D_{и1}}{2}$.

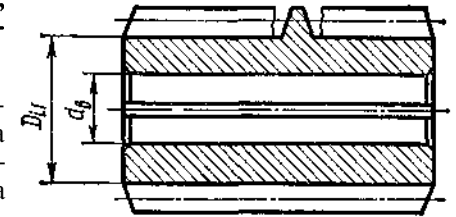


Рис. 8.17. Конструкция насадного червяка

Для экономии бронзы зубчатый венец червячного колеса изготавливают отдельно от чугунного (реже стального) диска (рис. 8.18).

В машиностроении применяют следующие конструкции венцов червячных колес:

1. С напрессованным венцом (рис. 8.18, а) — бронзовый венец насажен на чугунный диск с натягом, обычно по легкопрессовой посадке.

Для предотвращения смещения венца относительно диска применяют дополнительное крепление 3 ÷ 8 винтами.

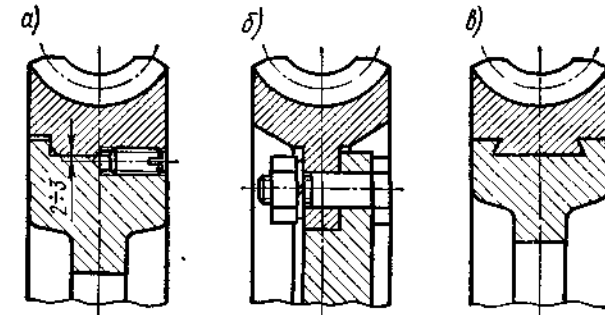


Рис. 8.18. Конструкции венцов червячных колес

Оси отверстий под винты должны быть смещены относительно стыка на 2 ÷ 3 мм в сторону чугуна для центрирования сверла при сверлении. Конструкция с напрессованным венцом применяется при небольшом диаметре колес и невысокой температуре нагрева передачи. При высокой температуре эта конструкция не рекомендуется, так как посадка соединения ослабнет (бронза расширяется сильнее чугуна) и передача выйдет из строя.

2. С привернутым венцом (рис. 8.18, б) — бронзовый венец с фланцем крепят болтами к диску. Фланец выполняют симметрично относительно венца для уменьшения температурных деформаций зубьев. Болты — точеные, а отверстия под них обрабатывают разверткой. Такую конструкцию применяют при значительных диаметрах колес и при высоких температурах нагрева.

3. С венцом, отлитым на чугунном центре (рис. 8.18, в)—чугунный диск вставляют в форму, в которую заливают бронзу для получения венца. Эту конструкцию применяют в серийном и массовом производствах.

Во всех рассмотренных конструкциях чистовую обточку заготовки колеса и нарезание зубьев производят после закрепления венца на диске.

Размеры элементов диска определяют по соотношениям, рекомендуемым для цилиндрических зубчатых колес*.

РЕДУКТОРЫ

Редуктором называется механизм, понижающий угловую скорость в приводах от двигателя к рабочей машине и состоящий из зубчатых или червячных передач, установленных в отдельном корпусе.

Редукторы широко применяют в различных отраслях машиностроения и поэтому они весьма разнообразны по своим кинематическим схемам и конструктивному исполнению. Редукторы бывают с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами, а также с червячными парами. Зубчатые колеса могут быть с прямыми, косыми, круговыми и шевронными зубьями. В червячных редукторах применяют червяки цилиндрической и глобоидальной формы. Вид и конструкция редуктора определяются типом, расположением и количеством отдельных передач (ступеней).

Различают следующие виды редукторов:

по типу передачи—цилиндрические зубчатые (рис. 8.19, а—д), конические зубчатые (рис. 8.19, е), червячные (рис. 8.18, и—м), коническо-цилиндрические зубчатые (рис. 8.19, ж), червячно-цилиндрические (рис. 8.19, з) и др.;

по числу ступеней—одно- (рис. 8.19, а, е, и, к, л), двух- (рис. 8.19, б—д, з, м), трехступенчатые (рис. 8.19, ж) и т. д.;

по расположению валов и зубчатых колес—горизонтальные (рис. 8.19, б) и вертикальные (рис. 8.19, в).

Зубчатые редукторы. Цилиндрические зубчатые редукторы благодаря широкому диапазону передаваемых мощностей, долговечности, простоте изготовления и обслуживания имеют широкое распространение в машиностроении. При передаточных числах $i \leq 6,3$ применяют одноступенчатые редукторы (см. рис. 8.19, а). Наиболее часто в машиностроении используют *двухступенчатые*

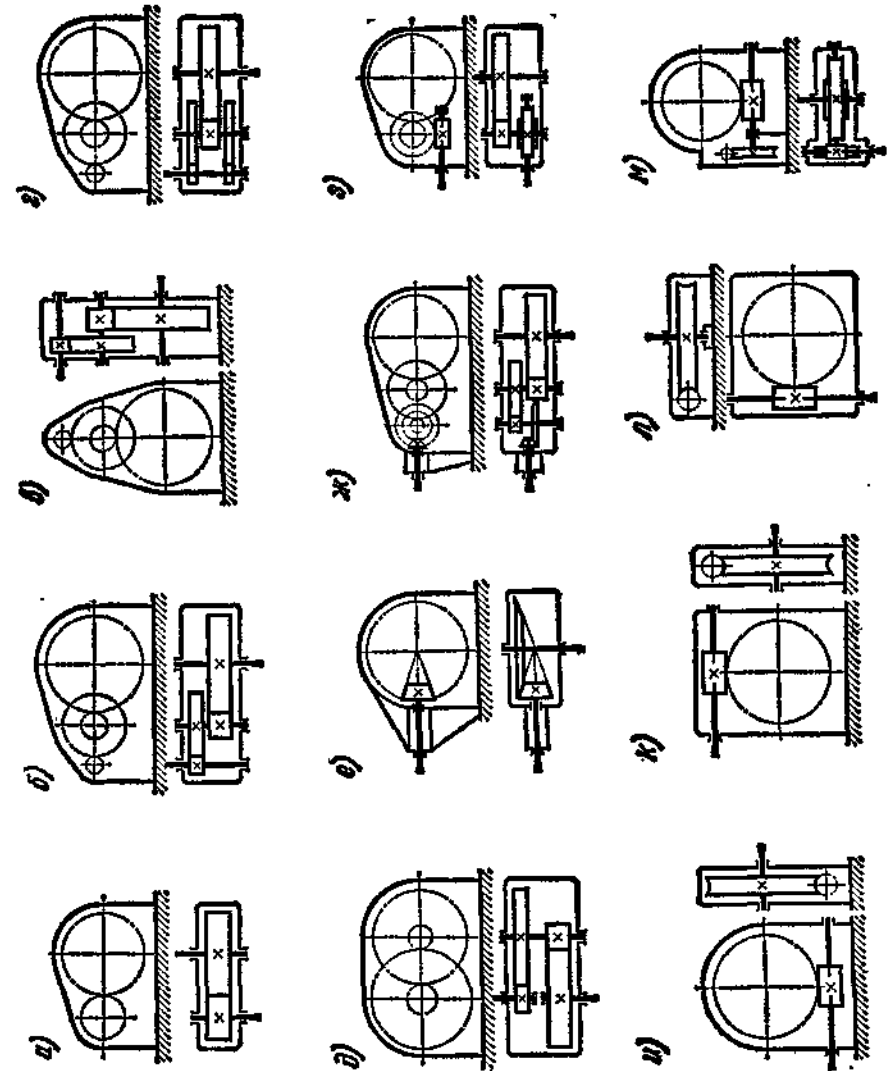


Рис. 8.19. Кинематические схемы редукторов

* О конструировании червяков и червячных колес подробно см. в работах [12] и [17].

редукторы (рис. 8.19, б–д), для которых $i \leq 63$. При передаточных числах $i \leq 400$ применяют трехступенчатые редукторы.

Из двухступенчатых редукторов наибольшее распространение имеют редукторы с последовательным расположением ступеней (см. рис. 8.19, б) как наиболее простые по конструкции. Недостатком этих редукторов является повышенная неравномерность распределения нагрузки по длине зуба из-за несимметричного расположения колес относительно опор. Для улучшения условий работы зубчатых колес применяют редукторы с раздвоенной ступенью (см. рис. 8.19, в). В таких редукторах вследствие симметричного расположения колес относительно опор деформации валов не вызывают существенного перекоса колес, а следовательно, большой концентрации нагрузки по длине зубьев.

Соосные редукторы (см. рис. 8.19, д) применяют для уменьшения длины корпуса редуктора.

При взаимно перпендикулярном расположении входного и выходного валов применяют одноступенчатые конические редукторы, если $i \leq 6,3$ (рис. 8.19, е), а при больших передаточных числах — комбинированные коническо-цилиндрические редукторы (рис. 8.19, ж).

Параметры зубчатых зацеплений цилиндрических зубчатых редукторов регламентированы ГОСТ 2185--66, а конических ГОСТ 12289--66.

Червячные редукторы. Основное распространение имеют *одноступенчатые* редукторы (см. рис. 8.19, и–л) с передаточным числом $i = 8-80$.

При больших передаточных числах применяют комбинированные червячно-цилиндрические (см. рис. 8.19, з) или двухступенчатые червячные редукторы (см. рис. 8.19, м). Червяк в редукторе может располагаться под колесом (см. рис. 8.19, и), над колесом (см. рис. 8.19, к) и сбоку колеса (см. рис. 8.19, л). Боковое расположение червяка усложняет смазку подшипников вертикального вала.

Корпусы (картеры) редукторов должны быть прочными и жесткими. Их отливают из серого чугуна, а для червячных редукторов — также из алюминиевых сплавов. Для удобства сборки корпусы редукторов выполняют разъемными (рис. 8.20).

Опорами валов редукторов, как правило, являются подшипники качения.

Смазка зубчатых или червячных передач редукторов в большинстве случаев осуществляется окунанием, а подшипников — разбрызгиванием или консистентной смазкой. В корпус редуктора заливают масло из расчета $0,4 \div 0,7$ л на 1 кВт передаваемой мощности, при этом колесо или червяк должны погружаться в масло на глубину не менее, чем высота зуба или витка.

Допускается погружать в масляную ванну тихоходные колеса многоступенчатых редукторов на глубину до $\frac{1}{3}$ радиуса колеса (см. рис. 8.20).

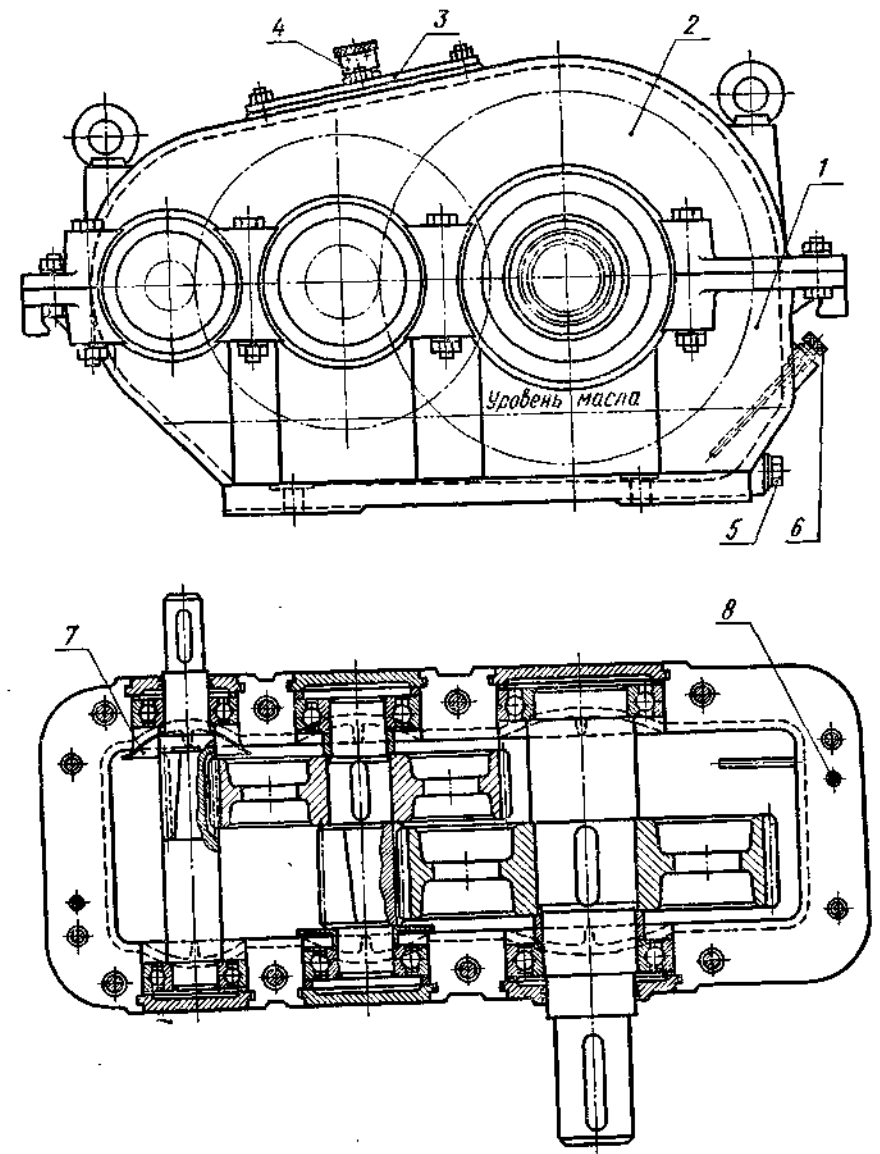


Рис 8.20. Редуктор зубчатый цилиндрический двухступенчатый:
1 — корпус; 2 — крышка корпуса; 3 — крышка смотрового окна; 4 — отдушина; 5 — пробка маслосливная; 6 — маслоуказатель; 7 — шайба маслоотражательная; 8 — установочный конический штифт

Контрольные вопросы

1. Почему опасен перегрев червячной передачи?
2. Объясните, почему введение охлаждающих ребер корпуса передачи (см. рис. 8.14) производится преимущественно в зоне червяка?
3. В каких случаях прибегают к искусственному охлаждению червячной передачи и как оно осуществляется?
4. Почему в большинстве случаев червячные колеса изготавливают составными, т. е. зубчатый венец из одного материала, а диск из другого?
5. В каких случаях венец червячного колеса необходимо делать из бронзы?
6. По каким признакам классифицируют редукторы?

Дополнительная литература

- [И], стр. 193—196.
[12], листы 73—88 и 37—54.
[18], стр. 189, задача 10.32.

ГЛАВА 9 РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ЗАНЯТИЕ 35

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. Состоит из ведущего и ведомого шкивов, огибаемых ремнем (рис. 9.1). Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивом и ремнем вследствие натяжения последнего. Параметрам ведущего шкива приписывают индекс 1, параметрам ведомого — индекс 2.

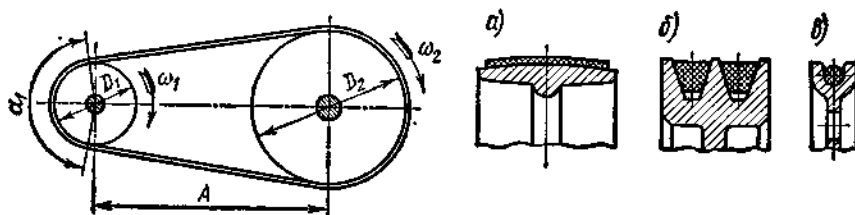


Рис. 9.1. Схема ременной передачи

В зависимости от формы поперечного сечения ремня передача бывают: плоскоременные (рис. 9.1, а), клиноременные (рис. 9.1, б) и круглоременные (рис. 9.1, в). Передача

с круглым ремнем имеет ограниченное применение (швейные машины, настольные станки).

Рассмотрим достоинства, недостатки и применение ременных передач.

Достоинства:

1. Простота конструкции и малая стоимость.
2. Возможность передачи мощности на значительные расстояния (до 15 м).
3. Плавность и бесшумность работы.
4. Смягчение вибрации и толчков вследствие упругой вытяжки ремня.

Недостатки:

1. Большие габаритные размеры, в особенности при передаче значительных мощностей.
2. Малая долговечность ремня в быстроходных передачах.
3. Большие нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня.
4. Непостоянное передаточное число из-за неизбежного упругого проскальзывания ремня.
5. Необходимость в постоянном надзоре во время работы из-за возможного соскакивания и обрыва ремня.
6. Неприменимость во взрывоопасных местах вследствие электризации ремня.

Применение. Ременные передачи применяют в большинстве случаев как *замедлительные*, когда по конструктивным соображениям межосевое расстояние A должно быть достаточно большим, а передаточное число i не строго постоянным.

Мощность, передаваемая ременной передачей, обычно до 50 кВт и в редких случаях достигает 1000 кВт. Скорость ремня $v = 5—30$ м/сек, а в сверхскоростных передачах может доходить до ~ 100 м/сек. В сочетании с другими передачами ременную передачу применяют на быстроходных ступенях привода (см. рис. 4.2).

ПЛОСКОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

Плоскоременная передача (рис. 9.2) имеет простую конструкцию шкивов и вследствие большой гибкости ремня обладает повышенной долговечностью.

Эта передача рекомендуется при: больших межосевых расстояниях (до 15 ж), весьма высоких скоростях (до 100 м/сек).

Различают следующие основные типы плоскоременных передач:

1. **Открытые**—оси валов параллельны, вращение шкивов в одном направлении (рис. 9.2, а). *Открытые передачи получили наибольшее распространение* вследствие благоприятных условий работы ремня, обеспечивающих большую его долговечность.

2. **Перекрестные**—оси валов параллельны, вращение шкивов в противоположных направлениях (рис. 9.2, б). Вследствие взаимного трения ветвей имеют повышенный износ ремня, В настоящее время встречаются редко.

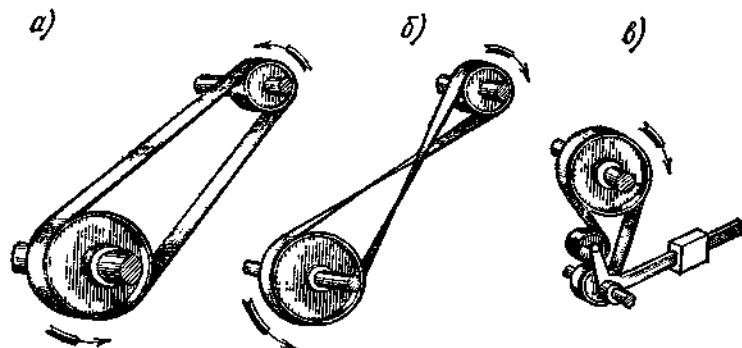


Рис. 9.2 Типы плоскоремennых передач

3. Передача с натяжным роликом, обеспечивающим постоянное натяжение ремня (рис. 9.2, в). Применяется при больших передаточных числах или при малых межосевых расстояниях. В настоящее время успешно заменяется клиноремennой передачей.

ПЛОСКИЕ ПРИВОДНЫЕ РЕМНИ

Материал ремня должен обладать достаточной прочностью, износостойкостью, эластичностью и долговечностью, хорошо сцепляться со шкивами и иметь низкую стоимость.

В машиностроении применяют различные типы плоских ремней.

Прорезиненные ремни (ГОСТ 101—54*). Состоят из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани—прокладок, связанных вулканизированной резиной.

Ткань передает основную часть нагрузки, а резина предохраняет ткань от повреждений и повышает коэффициент трения. Будучи прочными, эластичными, малочувствительными к влаге прорезиненные ремни получили большое применение для широкого диапазона мощностей при передаче спокойных нагрузок. Эти ремни непригодны в помещениях с повышенным содержанием паров нефтепродуктов, которые разрушают резину.



Рис. 9.3. Типы прорезиненных ремней

Прорезиненные ремни выпускаются трех типов (табл. 9.1): ремни типа А—нарезанные, с резиновыми прослойками между тканевыми прокладками (рис. 9.3, а). *Рекомендуются для шкивов малого диаметра при $v \leq 30$ м/сек;*

ремни типа Б—послойно завернутые с прослойками или без прослоек между прокладками (рис. 9.3, б). *Рекомендуются для тяжелых условий работы при $v \leq 20$ м/сек;*

ремни типа В—спирально завернутые из одного куска ткани, без резиновых прослоек (рис. 9.3, в). *Рекомендуются для небольших нагрузок при $v \leq 15$ м/сек.*

Прорезиненные ремни всех типов могут иметь резиновые обкладки для работы в сырых помещениях.

Таблица 9.1

Прорезиненные ремни по ГОСТ 101—54* (извлечение)

Размеры в мм

Тип ремня					
А		Б		В	
Ширина ремня b	Число прокладок z	Ширина ремня b	Число прокладок z	Ширина ремня b	Число прокладок z
20; 25; 30; 40; 45; 50; 60; (65); 70; 75	3—5	20; 25; 30; 40; 45	2	20; 25; 30; 40	3
80; 85; 90; 100	3—6	—	—	50; 60; (65); 70; 75	3—5
				80; 85; 90, 100	3—6
(115; 120); 125; 150; (175); 200; (225); 250	4—6	150; 200; 250	4—6	125; 150; 200; 250	4—6

Примечания. 1. Число прокладок указано для ремней, изготовленных из бельтинга (ткани) марки Б-820. Толщина одной прокладки с резиновой прослойкой 1,5 мм, без резиновой прослойки—1,25 мм.

2. Размеры, указанные в скобках, по возможности не применять.

Хлопчатобумажные цельнотканые ремни (ГОСТ 6982—54). Изготавливают из хлопчатобумажной ткани с пропиткой специальным составом для увеличения срока их службы.

Будучи легкими и гибкими хорошо работают на шкивах малых диаметров. По сравнению с прорезиненными ремнями обла-

дают меньшей тяговой способностью и долговечностью. *Рекомендуются для небольших переменных нагрузок при $v \leq 20$ м/сек.* Для работы в сырых помещениях непригодны.

Шерстяные ремни (ОСТ НКТП 3157). Изготавливают из шерстяной пряжи, переплетенной и прошитой хлопчатобумажными нитями, с последующей пропиткой специальным составом. Обладая большой упругостью, *могут работать при резких колебаниях нагрузки.* Малочувствительны к влаге, пыли, кислотам и повышенной температуре, что и определяет область их применения. Имеют высокую стоимость.

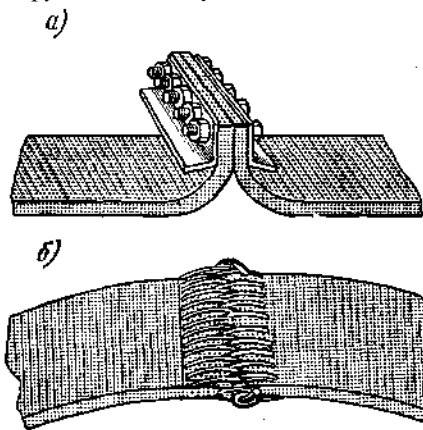


Рис. 9.4. Металлическое скрепление концов ремней:

а — гребешком; б — спиралью

Кожаные ремни (ОСТ НКЛП 5773/176) изготавливают из кожи, выработанной из шкур крупного рогатого скота. Обладают высокой тяговой способностью и долговечностью. *Рекомендуются для передачи переменных и ударных нагрузок.* Из-за дефицитности и дороговизны имеют ограниченное применение.

В настоящее время в промышленности применяют также специальные нестандартные ремни из синтетических волокон. Такие ремни достаточно прочны, легки, эластичны; допускают работу со скоростями до 100 м/сек.

КЛИНОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

Клиноременная передача применяется в виде открытой передачи и работает с одним или несколькими ремнями (см. рис. 9.1, б). В этой передаче благодаря клиновидной форме канавки на шкиве сила сцепления ремня со шкивом больше, чем в плоскоремненной, вследствие чего клиноременной передачей можно передавать большую мощность, допускать меньшее межосевое расстояние A и меньший угол обхвата α_1 (см. рис. 9.1).

Недостатками клиноременной передачи в сравнении с плоскоремненной является меньшая долговечность ремней вследствие значительной их толщины, более низкий к. п. д. и большая стоимость шкивов.

Клиноременные передачи рекомендуются при: малых межосевых расстояниях, больших передаточных числах, вертикальном расположении осей валов.

Скорость ремней клиноременной передачи не должна превышать 30 м/сек, так как при больших скоростях клиновые ремни вибрируют. Наибольшую нагрузку клиновые ремни передают при $v = 20 \div 25$ м/сек. Невыгодны скорости меньше 5 м/сек.

КЛИНОВЫЕ ПРИВОДНЫЕ РЕМНИ

Для приводов общего назначения по ГОСТ 1284—68 клиновые ремни выпускают семи сечений (О, А, Б, В, Г, Д, Е) в виде бесконечных колец (табл. 9.2).

Таблица 9.2

Клиновые ремни (по ГОСТ 1284—68)

Тип ремня	Размеры сечения, мм (рис. 9.5)			F_0 , мм ²	Расчетная длина L ремня, мм
	b_0	b_p	h		
О	10	8,5	6	47	400—2500
А	13	11	8	81	560—4000
Б	17	14	10,5	138	800—6300
В	22	19	13,5	230	1800—10 600
Г	32	27	19	476	3150—15 000
Д	38	32	23,5	692	4500—18 000
Е	50	42	30	1170	6300—18 000

Примечания: 1. Размер b_p относится к нейтральному слою.
2. Площадь поперечного сечения ремня F_0 в ГОСТ 1284—68 не указана. Она определена по размерам b_0 и h при $\varphi_0 = 40^\circ$.
3. Стандартный ряд предпочтительных расчетных длин L в мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11 200, 12500, 14000, 16000, 18000.

Кроме того, по ГОСТ 5813—64 для автомобилей, тракторов и комбайнов выпускают вентиляторные клиновые ремни пяти сечений (1; 2; 3; 4; 5).

По конструкции клиновые ремни бывают двух типов: **корд-тканевые** (рис. 9.5, а) и **кордшнуровые** (рис. 9.5, б). В первых корд* состоит из нескольких рядов ткани, расположенных в зоне нейтрального слоя ремня. Выше и ниже корда расположены резиновые прослойки. Снаружи ремень завернут

* Корд — прочная крученая нить из хлопчатобумажного или искусственного волокна.

в два-три слоя прорезиненной ткани. Кордканевые ремни применяют в приводах общего назначения.

Более совершенными являются *кордшнуровые ремни*, в которых корд состоит из одного ряда толстых шнуров. Эти ремни более гибки и долговечны и предназначены для быстроходных передач. Замена текстильных нитей корда синтетическими волокнами или стальными тросами значительно повышает прочность ремней,

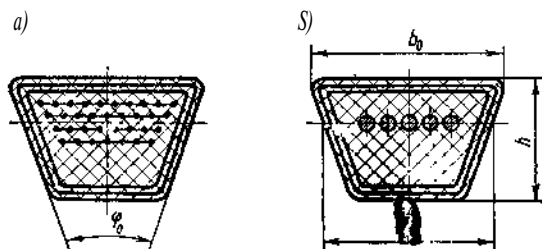


Рис. 9.5. Конструкции клиновых ремней

Все клиновые ремни в сечении имеют форму трапеции с углом профиля $\phi_0 = 40^\circ$ в недеформированном состоянии. Расчетная длина L клинового ремня соответствует длине по нейтральному слою.

Контрольные вопросы

1. Чем определяется выбор типа ременной передачи?
2. Почему ременные передачи применяют на быстроходных ступенях привода?
3. Дайте сравнительную характеристику плоскоремной и клиноремной передач?
4. Почему в клиновом ремне корд располагается в зоне нейтрального слоя?

Дополнительная литература

[7], стр. 273—279.

ЗАНЯТИЕ 36

ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В ОТКРЫТЫХ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ

1. Межосевое расстояние A ременной передачи (рис. 9.6) определяется в основном конструкцией привода машины. Рекомендуется:

для плоскоремных передач

$$15m \geq A \geq 2(D_2 + D_1) \quad ; \quad (9.1)$$

для клиноремных передач

$$2(D_2 + D_1) \geq A \geq 0,55(D_2 + D_1) + h \quad , \quad (9.2)$$

где D_1 и D_2 — диаметры шкивов;
 h — высота сечения ремня.

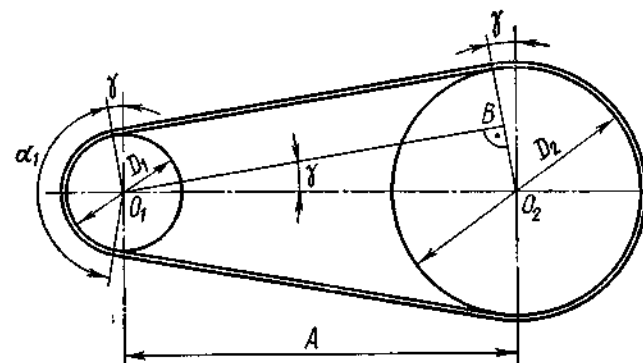


Рис. 9.6. Геометрические параметры открытой ременной передачи

2. Расчетная длина ремня L равна сумме длин прямолинейных участков и дуг обхвата шкивов. Значение длины ремня

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} \quad . \quad (9.3)$$

При наличии сшивки длину ремня увеличивают на $\Delta L = 100 \div 400$ мм.

3. Межосевое расстояние при окончательно установленной длине ремня

$$A = \frac{2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \quad . \quad (9.4)$$

4. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma^\circ.$$

Из треугольника O_1BO_2

$$\sin \gamma = \frac{BO_2}{O_1O_2} = \frac{D_2 - D_1}{2A}.$$

Практически γ не превышает $\frac{\pi}{6}$, поэтому приближенно принимают $\sin \gamma \approx \gamma$ рад, тогда

$$\gamma = \frac{D_2 - D_1}{2A} \text{ рад} \text{ или } \gamma^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \frac{D_2 - D_1}{2A}.$$

Следовательно,

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{D_1}{A} \geq [\alpha_1] \quad (9.5)$$

Для плоскоремненной передачи рекомендуется $[\alpha_1] \geq 150^\circ$, а для клиноремненной $[\alpha_1] \geq 120^\circ$.

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Основными критериями работоспособности ременных передач являются:

тяговая способность, которая зависит от величины сил трения между ремнем и шкивом;

долговечность ремня, т. е. его способность сопротивляться усталостному разрушению.

Основным расчетом ременных передач, обеспечивающим требуемую прочность ремней, является расчет по тяговой способности. Расчет на долговечность производится как проверочный.

УСИЛИЯ В ВЕТВЯХ РЕМНЯ

Для создания трения между ремнем и шкивом ремень надевают с предварительным натяжением S_0 . Чем больше S_0 , тем выше тяговая способность передачи. В состоянии покоя или холостого хода каждая ветвь ремня натянута одинаково с усилием S_0 (рис. 9.7, а). При приложении рабочей нагрузки M_1 происходит

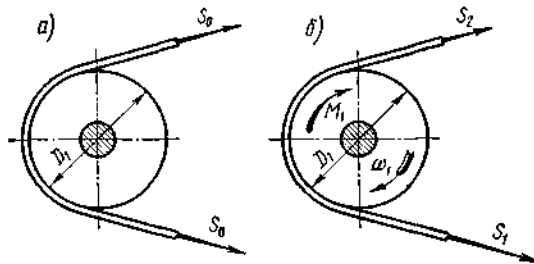


Рис. 9.7. Усилия в ветвях ремня

перераспределение натяжений в ветвях ремня: ведущая ветвь дополнительно натягивается до усилия S_1 , а натяжение ведомой ветви уменьшается до S_2 (рис. 9.7, б). Из условия равновесия моментов внешних сил относительно оси вращения имеем:

$$-M_1 + S_1 \cdot \frac{D_1}{2} - S_2 \cdot \frac{D_1}{2} = 0$$

или

$$S_1 - S_2 = P, \quad (9.6)$$

где $P = \frac{2M_1}{D_1}$ — окружное усилие на шкиве,

Общая геометрическая длина ремня во время работы передачи остается неизменной, так как дополнительное удлинение ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви. Следовательно, насколько возрастает натяжение ведущей ветви ремня, настолько же оно снижается в ведомой, т. е.

$$S_1 = S_0 + \Delta S \quad \text{и} \quad S_2 = S_0 - \Delta S$$

или

$$S_1 + S_2 = 2S_0. \quad (9.7)$$

Решая совместно уравнения (9.6) и (9.7), получаем:

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2}; \quad S_2 = S_0 - \frac{P}{2} \quad (9.8)$$

При обегании ремнем шкивов в ремне возникает центробежная сила

$$S_v = \rho F v^2, \quad (9.9)$$

где ρ — плотность ремня;

F — площадь сечения ремня.

Сила S_v , отбрасывая ремень от шкива, уменьшает полезное действие предварительного натяжения S_0 , понижая нагрузочную способность передачи. Таким образом, натяжение в ведущей и ведомой ветвях ремня при работе будет $S_1 + S_v$, $S_2 + S_v$ и для холостого хода $S_0 + S_v$.

Пример 34. Ведущий шкив ременной передачи имеет диаметр $D_1 = 250$ мм и работает с угловой скоростью $\omega_1 = 101$ рад/сек. Ремень — прорезиненный, площадь сечения его $F = 400$ мм² и плотность $\rho = 1400$ кг/м³. Определить усилия в ветвях ремня при передаче мощности $N_1 = 10$ кВт, если предварительное натяжение $S_0 = 800$ н.

Решение. 1. Скорость ремня [формула (4.3)]

$$v = \frac{\omega_1 D_1}{2 \cdot 1000} = \frac{101 \cdot 250}{2 \cdot 1000} = 12,6 \text{ м/сек.}$$

2. Окружное усилие [формула (4.4)]

$$P = \frac{1000N}{v} = \frac{1000 \cdot 10}{12,6} = 794 \text{ н.}$$

3. Центробежная сила [формула (9.9)]

$$S_v = \rho F v^2 = 1400 \cdot 400 \cdot 10^{-6} \cdot 12,6^2 = 89 \text{ н.}$$

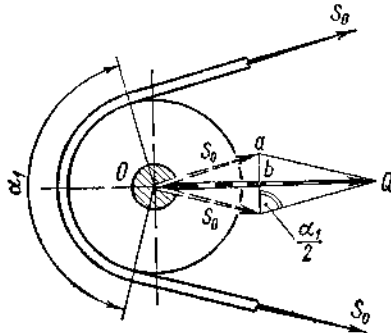
4. Натяжения в ведущей и ведомой ветвях ремня при работе:

$$S_1 + S_v = S_0 + \frac{P}{2} + S_v = 800 + \frac{794}{2} + 89 = 1286 \text{ н};$$

$$S_2 + S_v = S_0 - \frac{P}{2} + S_v = 800 - \frac{794}{2} + 89 = 492 \text{ н}$$

НАГРУЗКА НА ВАЛЫ И ПОДШИПНИКИ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Усилия натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники. Из треугольника Oab (рис. 9.8) равнодействующая сила



$$Q = 2S_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (9.10)$$

Направление силы Q принимают по линии центров передачи. Обычно Q в два-три раза больше окружного усилия P , что является крупным недостатком ременных передач.

СКОЛЬЖЕНИЕ РЕМНЯ

Рис 9 8 К определению нагрузки на валы ременной передачи

В ременной передаче возникают два вида скольжения ремня по шкиву: упругое—неизбежное при нормальной работе передачи и буксование—при перегрузке.

В процессе обегания ремнем ведущего шкива натяжение его падает от S_1 до S_2 (рис. 9 9). Ремень укорачивается и отстает от шкива—возникает упругое скольжение. На ведомом шкиве происходит аналогичное скольжение, но здесь натяжение ремня возрастает от S_2 до S_1 , он удлиняется и опережает шкив. Упругое скольжение ремня происходит не на всей дуге обхвата, а лишь на части ее—дуге скольжения α_c , которая всегда располагается со стороны сбегания ремня со шкива. Длина дуги скольжения определяется условием равновесия окружного усилия $P = S_1 - S_2$ и сил трения на этой дуге.

Со стороны набегающего ремня на шкив имеется дуга покоя α_n , на которой усилие в ремне не изменяется, оставаясь равным натяжению набегающей ветви, и ремень движется вместе со шкивом без скольжения. Сумма дуг α_c и α_n равна дуге обхвата α . Скорости прямолинейных ветвей v_1 и v_2 равны окружным скоростям шкивов, на которые они набегают. Потеря скорости $v_1 - v_2$ определяется скольжением только на ведущем шкиве, где направление скольжения не совпадает с направлением движения шкива (см. мелкие стрелки на дуге α_{c1} , рис. 9 9). Таким образом, упругое скольжение ремня неизбежно в ременной передаче, оно воз-

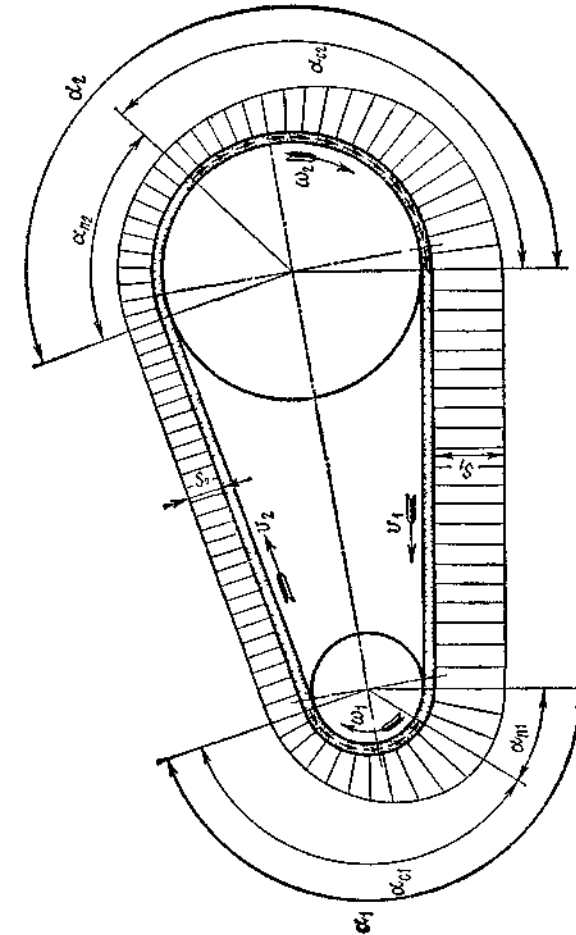


Рис. 9.9. Скольжение в ременной передаче

никает в результате разности натяжения ведущей и ведомой ветвей. Упругое скольжение приводит к снижению скорости, следовательно, к потере части мощности, а также вызывает электризацию, нагревание и износ ремня, сокращая его долговечность.

По мере роста усилия P уменьшается дуга покоя $\alpha_{п1}$, следовательно, уменьшается и запас сил трения. При значительной перегрузке дуга скольжения $\alpha_{с1}$ достигает дуги обхвата α_1 и ремень скользит по всей поверхности касания с ведущим шкивом, т. е. буксует. При буксовании ведомый шкив останавливается, К.п.д. передачи падает до нуля.

Упругое скольжение ремня характеризуется коэффициентом скольжения ε , который представляет относительную потерю скорости на шкивах:

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1}, \quad (9.11)$$

где v_1 и v_2 — окружные скорости ведущего и ведомого шкивов.

При нормальном режиме работы обычно $\varepsilon = 0,01—0,02$.

Упругое скольжение является причиной некоторого непостоянства передаточного числа i ременных передач.

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

Окружные скорости шкивов передачи

$$v_1 = \frac{\omega_1 D_1}{2} \quad \text{и} \quad v_2 = \frac{\omega_2 D_2}{2},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости ведущего и ведомого шкивов;

D_1 и D_2 — диаметры этих шкивов.

Вследствие упругого скольжения $v_1 > v_2$. Разделив v_1 на v_2 с учетом формулы (9.11), получим передаточное число ременной передачи:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}. \quad (9.12)$$

Для плоскоремennых передач рекомендуется $i \leq 5$, для клиноремennых $i \leq 7$.

Задача 29. Открытая ременная передача работает с угловыми скоростями шкивов: ведущего $\omega_1 = 151 \text{ рад/сек}$ и ведомого $\omega_2 = 47,6 \text{ рад/сек}$. Диаметры шкивов соответственно $D_1 = 160 \text{ мм}$ и $D_2 = 500 \text{ мм}$. Определить передаточное число i и коэффициент скольжения ε .

Ответ. $i = 3,17$; $\varepsilon = 0,012$.

1. Чему равно окружное усилие P на ободе ведомого шкива, если натяжение ведущей ветви 1800 н , а ведомой 1000 н ?

2. Что такое упругое скольжение ремня и можно ли от него избавиться?

3. Объясните явление буксования ремня.

4. Чем ограничено увеличение передаточного числа ременной передачи?

Дополнительная литература

[11], стр. 84—93.

[18], стр. 130, задача 8.1.

ЗАНЯТИЕ 37

НАПРЯЖЕНИЯ В РЕМНЕ

При работе ременной передачи напряжения по длине ремня распределяются неравномерно (рис. 9.10). Различают следующие виды напряжения в ремне:

1. Предварительное напряжение σ_0 . В состоянии покоя или при холостом ходе каждая ветвь ремня натянута с усилием S_0 , следовательно,

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{F}, \quad (9.13)$$

где F — площадь поперечного сечения ремня.

Из условия долговечности рекомендуется: для плоских ремней $\sigma_0 = 1,76 \text{ н/мм}^2$, для клиновых ремней $\sigma_0 = 1,18—1,47 \text{ н/мм}^2$.

2. Удельное окружное усилие (полезное напряжение) k_n . Отношение окружного усилия в передаче (полезной нагрузки) P к площади поперечного сечения F называют удельным окружным усилием k_n , или полезным напряжением:

$$k_n = \frac{P}{F}.$$

Удельное окружное усилие k_n является разностью напряжений в ведущей σ_1 и ведомой σ_2 ветвях ремня при рабочем ходе на малой скорости (без учета влияния центробежных сил), т. е.

$$\sigma_1 - \sigma_2 = k_n,$$

так как

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{F} = \frac{S_0}{F} + \frac{P}{2F} = \sigma_0 + \frac{k_n}{2};$$

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{F} = \frac{S_0}{F} - \frac{P}{2F} = \sigma_0 - \frac{k_n}{2}.$$

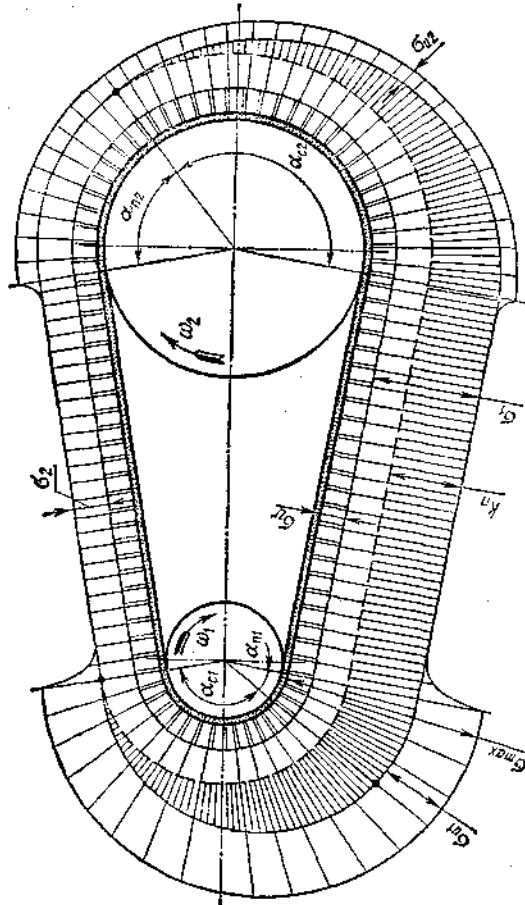


Рис. 9.10. Эпюра напряжений в ремне орта работе пер чз

Величиной k_n оценивается тяговая способность ременной передачи.

3. Напряжение изгиба σ_n . Возникает в ремне при огибании шкивов. По закону Гука $\sigma_n = \epsilon E$, где $\epsilon = \frac{y_{\max}}{r}$ — относительное удлинение волокон на выпуклой стороне ремня при изгибе. Согласно рис 9.11 $y_{\max} = 0,5\delta$ и $r = 0,5(D + \delta)$, следовательно,

$$\sigma_n = \frac{\delta}{D + \delta} E.$$

Пренебрегая величиной δ по сравнению с D , получаем

$$\sigma_n = \frac{\delta}{D} E, \quad (9.14)$$

где δ — толщина ремня;

E — модуль продольной упругости материала ремня.

Из формулы (9.14) следует, что наибольшее напряжение изгиба в ремне возникает на малом шкиве D_1 . Обычно по соображениям компактности стремятся принимать небольшие значения D_1 , поэтому σ_{n1} может в несколько раз превышать все другие напряжения в ремне. На практике величина σ_{n1} ограничивается минимально допустимым значением $\frac{\sigma}{D_1}$ (см. табл. 9.3, стр. 243). Напряжение изгиба не влияет на тяговую способность передачи. Изменяясь по ступенчатому циклу, оно является *главной причиной усталостного разрушения ремня*.

4. Напряжение от центробежных сил

$$\sigma_v = \frac{S_v}{F}. \quad (9.15)$$

Наибольшее суммарное напряжение σ_{\max} (см. рис. 9.10) возникает в поперечном сечении ремня в месте его набегания на малый шкив (эта же величина напряжения сохраняется на всей дуге покоя)

$$\sigma_{\max} = \sigma_v + \sigma_1 + \sigma_{n1}. \quad (9.16)$$

КРИВЫЕ СКОЛЬЖЕНИЯ

Тяговая способность ременной передачи обуславливается сцеплением ремня со шкивами. Исследуя тяговую способность, строят графики — кривые скольжения и к. п. д. (рис. 9.12); на их базе разработан современный метод расчета ременных передач.

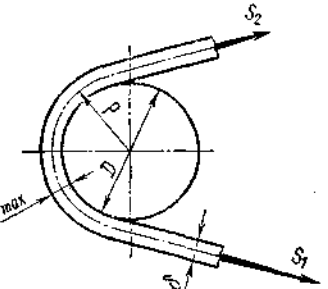


Рис. 9.11 К изгибу ремня на шкиве

В результате исследования кривых скольжения, построенных по опытным данным, устанавливают связь между полезной нагрузкой — окружным усилием P и предварительным натяжением ремня S_0 в зависимости от коэффициента скольжения ε . По оси абсцисс

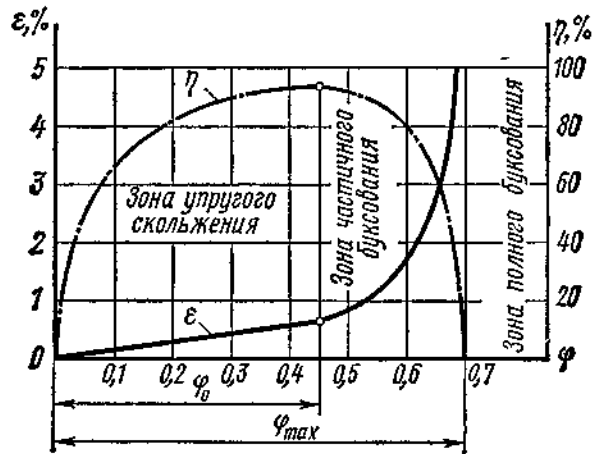


Рис. 9.12. Кривые скольжения и к. п. д.

графика откладывают нагрузку, выраженную через коэффициент тяги:

$$\varphi = \frac{P}{S_1 + S_2} = \frac{P}{2S_0} = \frac{k_n}{2\sigma_0}; \quad (9.17)$$

по оси ординат — коэффициент скольжения ε и к. п. д. передачи η . При построении кривых постепенно повышают полезную нагрузку P при постоянном натяжении $S_1 + S_2 = 2S_0$, замеряя при этом скольжение и к. п. д. передачи. При возрастании коэффициента тяги от нуля до критического значения φ_0 наблюдается только упругое скольжение. В этой зоне упругие деформации ремня приближенно подчиняются закону Гука, поэтому кривая скольжения близка к прямой. При значении φ_0 окружное усилие P достигает величины максимальной силы трения, дуга покоя $\alpha_{п1}$ исчезает, а дуга скольжения $\alpha_{с1}$ распространяется на весь угол обхвата (см. рис. 9.9).

При увеличении коэффициента тяги от φ_0 до φ_{max} работа передачи становится неустойчивой. К упругому скольжению прибавляется частичное буксование, которое по мере увеличения φ растет, ремень быстро изнашивается, к. п. д. передачи резко падает. При φ_{max} наступает полное буксование, ведомый шкив останавливается, к. п. д. падает до нуля.

Согласно кривой скольжения, коэффициент тяги φ следует принимать близким φ_0 , которому соответствует η_{max} . Работа при

$\varphi > \varphi_0$ допускается только при кратковременных перегрузках, например, в период пуска. Значения φ_0 устанавливают экспериментально для каждого типа ремня.

Таким образом, кривая скольжения отражает явления, происходящие в ременной передаче и совместно с кривой к. п. д. характеризует ее работу в данных условиях. Критерием рациональной работы ремня служит коэффициент тяги φ_0 , величина которого определяет максимальное окружное усилие P_{max} , до которого ременная передача при предварительном натяжении ремня S_0 может работать в нормальных условиях,

Из формулы (9.17)

$$P_{max} = 2\varphi_0 S_0. \quad (9.18)$$

ДОПУСКАЕМОЕ УДЕЛЬНОЕ ОКРУЖНОЕ УСИЛИЕ

Определение допускаемого удельного окружного усилия, или допускаемого полезного напряжения $[k_n]$, основано на кривых скольжения. Разделив обе части равенства (9.18) на площадь поперечного сечения ремня F , получим

$$[k_0] = 2\varphi_0 \sigma_0,$$

где $[k_0]$ — допускаемое приведенное полезное напряжение в ремне, соответствующее критическому значению коэффициента тяги φ_0 (см. рис. 9.12).

Приведенным оно называется потому, что получено при определенных условиях испытания ремня, т. е. при:

- угле обхвата $\alpha_1 = 180^\circ$,
- скорости ремня $v = 10$ м/сек,
- спокойной нагрузке и горизонтальном расположении линии центров передачи.

Как показал опыт, величина $[k_0]$ зависит от типа ремня и его толщины δ , диаметра шкива D_1 , скорости ремня v и предварительного напряжения σ_0 .

Значения $[k_0]$ для различных типов ремней, полученные в результате обработки многочисленных кривых скольжения, приведены в табл. 9.3 и 9.4.

Значения $[k_0]$ для различных типов ремней, полученные в результате обработки многочисленных кривых скольжения, приведены в табл. 9.3 и 9.4.

Таблица 9.3

Значения $[k_0]$ для плоских ремней при $\sigma_0 = 1,76$ н/мм²; $\alpha_1 = 180^\circ$; $v = 10$ м/сек и спокойной нагрузке

Тип ремня	$[k_0]$, н/мм ²	δ/D_1
Прорезиненный	2,45—9,81 δ/D_1	$\leq \frac{1}{40}$
Хлопчатобумажный	2,06—14,7 δ/D_1	$\leq \frac{1}{30}$

Таблица 9.4

Значения $[k_n]$ для клиновых ремней при $\alpha_1 = 180^\circ$; $v = 10$ м/сек и спокойной нагрузке

Диаметр малого шкива $D_1, мм$	Тип режак	$[k_0]$		Диаметр малого шкива $D_1, мм$	Тип режак	$[k_0]$	
		при $\sigma_0 = 1,18$ н/мм ²	при $\sigma_0 = 1,47$ н/мм ²			при $\sigma_0 = 1,18$ н/мм ²	при $\sigma_0 = 1,47$ н/мм ²
71 80 90	0	1,42	1,59	320 360 400 450	e	1,48	1,64
		1,54	1,71			1,69	1,89
		1,62	1,82			1,87	2,12
100 112 125	A	1,48	1,64	500 560 630	d	1,48	1,64
		1,58	1,76			1,69	1,89
		1,67	1,87			1,88	2,20
140 160 180	B	1,48	1,64	800 900 1000	E	1,48	1,64
		1,64	1,84			1,70	1,91
		1,71	2,01			1,88	2,20
200 224 250 280	B	1,48	1,64				
		1,66	1,85				
		1,80	2,03				
		1,87	2,20				

Примечание. При числе пробогов $u < 5$ в секунду рекомендуется $\sigma_0 = 1,47$ н/мм², при $u = 5 \div 10$ в секунду $\sigma_0 = 1,18$ н/мм².

Расчет проектируемой ременной передачи ведут по допускаемому удельному окружному усилию (допускаемому полезному напряжению) $[k_n]$. От значения $[k_0]$ к значению $[k_n]$ переходят при помощи поправочных коэффициентов, учитывающих геометрию, кинематику и режим работы проектируемой передачи:

$$[k_n] = [k_0] C_\alpha C_v C_p C_\theta, \quad (9.19)$$

где C_α — коэффициент угла обхвата (табл. 9.5);
 C_v — скоростной коэффициент;
 для плоских ремней

$$C_v = 1,04 - 0,0004 v^2; \quad (9.20)$$

для клиновых ремней

$$C_v = 1,05 - 0,0005 v^2; \quad (9.21)$$

C_p — коэффициент нагрузки и режима работы (табл. 9.6);
 C_θ — коэффициент, учитывающий вид передачи и ее расположение (табл. 9.7).

Таблица 9.5

Значения коэффициента C_α

C_α	Угол обхвата α_1°	180	170	160	150	140	130	120
		для плоских ремней для клиновых ремней	1,00 1,00	0,97 0,98	0,94 0,95	0,91 0,92	— 0,89	— 0,86

Таблица 9.6

Значения коэффициента C_p

Характер нагрузки	Значения коэффициента C_p			
	Спокойная. Пусковая нагрузка до 120% номинальной	С умеренными колебаниями. Пусковая нагрузка до 150% номинальной	Со значительными колебаниями. Пусковая нагрузка до 200% номинальной	Ударная и резко неравномерная. Пусковая нагрузка до 300% номинальной
C_p	1,0	0,9	0,8	0,7

Примечание. При двухсменной работе C_p следует понижать на 0,1, при трехсменной — на 0,2.

Таблица 9.7

Значение коэффициента C_θ для плоскоремennых передач

Передача	C_θ при угле наклона линии центров передачи к горизонту θ°		
	0—60	60—80	80—90
Открытая	1,0	0,9	0,8
Перекрестная	0,9	0,8	0,7

Примечание. Для клиноремennых передач и плоскоремennых передач с автоматическим натяжением $C_\theta = 1$ независимо от угла θ .

К. П. Д. РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Величина к. п. д. ременных передач зависит от потерь на скольжение ремня по шкивам, на внутреннее трение в ремне при изгибе, на сопротивление воздуха движению ремня и шкивов, на трение в подшипниках.

При нормальных условиях работы принимают (см. рис. 9.12):
 для плоскоремennой передачи $\eta = 0,96$;
 для клиноремennой передачи $\eta = 0,95$.

Пример 35. Клиноременная передача имеет число ремней $z = 4$ типа *Б* и работает с $\sigma_0 = 1,18 \text{ н/мм}^2$. Определить коэффициент тяги φ , если усилия в ведущей и в ведомой ветвях соответственно равны: $S_1 = 950 \text{ н}$ и $S_2 = 350 \text{ н}$.

Решение. 1. По табл. 9.2 для ремня типа *Б* площадь сечения $F_0 = 138 \text{ мм}^2$.

2. Предварительное натяжение ремней [формула (9.13)]

$$S_0 = F\sigma_0 = zF_0\sigma_0 = 4 \cdot 138 \cdot 1,18 = 650 \text{ н,}$$

3. Окружное усилие [формула (9.6)]

$$P = S_1 - S_2 = 950 - 350 = 600 \text{ н.}$$

4. Коэффициент тяги [формула (9.17)]

$$\varphi = \frac{P}{2S_0} = \frac{600}{2 \cdot 650} = 0,46.$$

Задача 30. Хлопчатобумажный ремень часто буксовал и его заменили прорезиненным тех же размеров. Насколько увеличилась тяговая способность передачи, если в обоих случаях $\delta/D_1 = 1/40$ и предварительное напряжение $\sigma_0 = 1,76 \text{ н/мм}^2$.

Ответ. В 1,3 раза.

Контрольные вопросы

1. По какой дуге прилегания ремня к шкиву изменяется напряжение в ремне от σ_1 до σ_2 ?
2. Почему при огибании шкивов равных диаметров напряжения в клиновом ремне значительно больше, чем в плоском?
3. Что такое коэффициент тяги и как он выражается через полезное напряжение?
4. Почему для клиновых ремней рекомендуется σ_0 меньше, чем для плоских?
5. Какие потери имеются в ременных передачах и почему к. п. д. клиноременных передач меньше, чем плоскоремennых?

Дополнительная литература

[18], стр. 130—134; задача 8.2 и примеры 8.5 и 8.7.

ЗАНЯТИЕ 38

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ РЕМНЕЙ

Усталостное разрушение. Изгиб ремня при набегании на шкивы сопровождается внутренним трением между его элементами, которое при циклическом деформировании приводит к усталостному разрушению — ремень расслаивается, ткани перетираются. С увеличением суммарного напряжения в ремне (см. рис. 9.10) и частоты циклов этих напряжений срок службы ремня уменьшается.

Перегрев ремня. В результате упругого скольжения и внутреннего трения ремень нагревается, температура его повышается с увеличением частоты циклов напряжений. Перегрев отрицательно влияет на физико-механические свойства ремня, срок его службы уменьшается.

Износ ремня. Возникает вследствие упругого скольжения и частичного буксования.

РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ ПО ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ

Согласно кривым скольжения (см. рис. 9.12) прочность ремня не является достаточным условием, определяющим работоспособность передачи, так как ремень, рассчитанный на прочность, может оказаться недогруженным или же будет буксовать. *Основным расчетом* ременных передач является расчет по тяговой способности, основанный на кривых скольжения. Этот расчет одновременно обеспечивает требуемую прочность ремней.

Расчет по тяговой способности сводится к определению расчетной площади сечения ремня:

$$F = \frac{P}{[k_n]}, \quad (9.22)$$

где P — передаваемое окружное усилие;
 $[k_n]$ — допускаемое полезное напряжение в ремне, полученное согласно кривым скольжения [формула (9.19)].

Для плоскоремennой передачи $F = 8b$, где δ и b — толщина и ширина ремня.

Для клиноременной передачи $F = zF_0$, где F_0 — площадь поперечного сечения одного ремня (см. табл. 9.2); z — число ремней. Рекомендуется $z \leq 8$, так как при большем числе клиновых ремней нельзя гарантировать равномерность их нагружения.

РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Долговечность ремня определяется в основном его усталостной прочностью, которая зависит не только от величины напряжений, но также и от частоты циклов напряжений, т. е. от числа изгибов ремня в единицу времени. Для уменьшения напряжений изгиба [формула (9.14)] рекомендуется выбирать возможно меньшее отношение $\frac{\delta}{D_1}$, что благоприятно влияет на долговечность, а также и на тяговую способность передачи (см. табл. 9.3). Полный цикл напряжений (см. рис. 9.10) соответствует одному пробегу ремня. Полное число пробегов ремня за весь срок работы

передачи пропорционально числу пробегов в секунду:

$$u = \frac{v}{L} \leq [u], \quad (9.23)$$

где v — скорость ремня в м/сек;

L — длина ремня в м;

$[u]$ — допускаемое число пробегов в секунду.

Число пробегов является скоростным фактором, влияющим на долговечность: чем больше u , тем выше частота циклов, тем меньше срок службы ремня. В связи с тем что пока еще нет метода расчета ремней на долговечность, учитывающего все влияющие на нее факторы, то расчет ремней на долговечность ограничивают выбором $\frac{A}{D_1}$ в рекомендуемых пределах и проверкой числа пробегов ремня в секунду.

Практика рекомендует: для плескоремненной передачи $[u] \leq 5$ 1/сек, для клиноремненной — $[u] \leq 10$ 1/сек.

Ремни, рассчитанные по тяговой способности, обладают нормальной долговечностью, которая в среднескоростных передачах равна $2000 \div 5000$ ч.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

(см. решение примера 36)

Исходные данные:

1. Мощность на валу малого шкива N_1 .
2. Угловые скорости шкивов ω_1 и ω_2 .
3. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. В зависимости от условий работы выбирают тип плоского ремня (см. занятие 35).
2. Определяют диаметр малого шкива по эмпирической формуле

$$D_1 = (520 \div 610) \sqrt[3]{\frac{N_1}{\omega_1}} \text{ мм}, \quad (9.24)$$

где N_1 — мощность на валу малого шкива в кВт.

Размер D_1 должен соответствовать ГОСТ 17383—72 (табл. 9.9).

3. Определяют скорость ремня v и сопоставляют ее с оптимальной для принятого типа ремня (см. занятие 35). При неудовлетворительной v изменяют D_1 .

4. Задаются коэффициентом скольжения e и определяют диаметр большего шкива D_2 [формула (9.12)]. Полученный размер округляют до стандартного значения (табл. 9.9).

5. Уточняют передаточное число (формула 9.12),

6. Ориентировочно принимают межосевое расстояние A или в соответствии с требованием конструкции, или в рекомендуемых пределах (см. стр. 232).

7. Определяют расчетную длину ремня L [формула (9.3)]. Для бесконечных ремней L округляют до стандартного значения.

8. Проверяют передачу на долговечность по числу пробегов ремня [формула (9.23)] и, если оно выше допустимого, увеличивают длину ремня, т. е. принимают большее L .

9. Уточняют межосевое расстояние A [формула (9.4)]. Расчет производят только для передач с бесконечным ремнем при окончательно установленном длине по стандарту.

10. Проверяют угол обхвата α_1 ремнем малого шкива [формула (9.5)] и при необходимости увеличивают межосевое расстояние A или применяют натяжной ролик.

И. Согласно рекомендациям (табл. 9.3) задаются отношением δ/D_1 и определяют толщину ремня b , округляя ее до ближайшего меньшего стандартного значения (табл. 9.1).

Определяют допускаемое приведенное полезное напряжение (допускаемое приведенное удельное окружное усилие) $[k_0]$ (см. табл. 9.3).

12. Находят поправочные коэффициенты C_a, C_v, C_p, C_θ и вычисляют допускаемое полезное напряжение [формула (9.19)].

13. Вычисляют окружное усилие P .

14. Из расчета по тяговой способности определяют требуемую площадь поперечного сечения ремня и его ширину b [формула (9.22)], округляя до ближайшего большего стандартного значения (см. табл. 9.1 и др.). При несоответствии ширины b указанным в стандарте (для принятой толщины b) производят перерасчет передачи.

15. Находят усилие предварительного натяжения ремня S_0 [формула (9.13)].

Пример 36. Рассчитать открытую плескоремненную передачу от электродвигателя к приводу поршневого водяного насоса. Мощность электродвигателя $N_1 = 4,5$ кВт; угловая скорость $\omega_1 = 78$ рад/сек. Передаточное число $i = 3,16$. Нагрузка с умеренными колебаниями, работа двухсменная. Угол наклона линии центров шкивов к горизонту $\beta = 75^\circ$. Передачу выполнить с возможно меньшими габаритами.

Решение. 1. Учитывая повышенную влажность окружающей среды и желая получить недорогую передачу, принимаем прорезиненный ремень типа А.

2. Диаметр малого шкива [формула (9.24)]

$$D_1 = (520 \div 610) \sqrt[3]{\frac{N_1}{\omega_1}} = (520 \div 610) \sqrt[3]{\frac{4,5}{78}} = 200 \div 236 \text{ мм.}$$

По табл. 9.9 (стр. 257) принимаем $D_1 = 200$ мм.

3. Скорость ремня

$$v = \frac{\omega_1 D_1}{2 \cdot 1000} = \frac{78 \cdot 200}{2 \cdot 1000} = 7,8 \text{ м/сек.}$$

Полученное значение скорости допустимо для прорезиненного ремня типа А (см. стр. 229).

4. Принимаем коэффициент скольжения $\epsilon = 0,01$. Диаметр большого шкива [формула (9.12)]

$$D_2 = i D_1 (1 - \epsilon) = 3,16 \cdot 200 (1 - 0,01) = 626 \text{ мм.}$$

По табл. 9.9 (стр. 257) принимаем $D_2 = 630 \text{ мм}$.

5. Фактическое передаточное число

$$i' = \frac{D_2}{D_1 (1 - \epsilon)} = \frac{630}{200 (1 - 0,01)} = 3,18.$$

6. Исходя из требования получить возможно меньшие габариты передачи, принимаем межосевое расстояние [формула (9.1)]

$$A = 2 (D_2 + D_1) = 2 (630 + 200) = 1660 \text{ мм.}$$

1. Расчетная длина ремня [формула (9.3)]

$$L = 2A + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} = 2 \cdot 1660 + \frac{\pi}{2} (630 + 200) + \frac{(630 - 200)^2}{4 \cdot 1660} = 4658 \text{ мм.}$$

Прибавляем на сшивку ремня $\Delta L = 242 \text{ мм}$. Общая длина ремня

$$L_0 = L + \Delta L = 4658 + 242 = 4900 \text{ мм.}$$

8. Число пробегов ремня в секунду [формула (9.23)]

$$u = \frac{v}{L} = \frac{7,8}{4,658} = 1,67 \text{ 1/сек} < [u] = 5 \text{ 1/сек,}$$

что допустимо.

9. Уточнения межосевого расстояния не производим, так как ремень не бесконечный, а сшивной.

10. Угол обхвата ремнем малого шкива [формула (9.5)]

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{A} = 180^\circ - 57^\circ \frac{630 - 200}{1660} \approx 165^\circ > [\alpha_1] = 150^\circ.$$

11. Толщина ремня δ . По табл. 9.3 для прорезиненных ремней $\delta/D_1 \leq \frac{1}{40}$.

$$\text{При } D_1 = 200 \text{ мм } \delta \leq \frac{D_1}{40} = \frac{200}{40} = 5 \text{ мм.}$$

По табл. 9.1 для ремня типа А принимаем толщину $\delta = 4,5 \text{ мм}$ (три прокладки с резиновыми прослойками).

Допускаемое приведенное полезное напряжение в ремне при $\sigma_0 = 1,76 \text{ н/мм}^2$ (табл. 9.3)

$$[k_0] = 2,45 - 9,81 \frac{\delta}{A} = 2,45 - 9,81 \frac{4,5}{200} = 2,23 \text{ н/мм}^2.$$

12. Поправочные коэффициенты:

по табл. 9.5 (интерполированием) $C_\alpha = 0,957$;

по формуле (9.20) $C_\nu = 1,04 - 0,0004 \nu^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 7,8^2 = 1,02$;

по табл. 9.6 (см. примечание) $C_p = 0,8$;

по табл. 9.7 $C_\theta = 0,9$.

Допускаемое полезное напряжение [формула (9.19)]

$$[k_n] = [k_0] C_\alpha C_\nu C_p C_\theta = 2,23 \cdot 0,957 \cdot 1,02 \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 1,56 \text{ н/мм}^2.$$

13. Окружное усилие

$$P = \frac{N_1}{v} = \frac{4,5 \cdot 10^8}{7,8} = 577 \text{ н.}$$

14. Площадь сечения F и ширина ремня b (формула 9.22):

$$F = \delta b = \frac{P}{[k_n]} = \frac{577}{1,56} = 370 \text{ мм}^2,$$

$$b = \frac{F}{\delta} = \frac{370}{4,5} = 82 \text{ мм.}$$

По табл. 9.1 принимаем $b = 85 \text{ мм}$.

15. Усилие предварительного натяжения ремня [формула (9.13)]

$$S_0 = F \sigma_0 = \delta b \sigma_0 = 4,5 \cdot 85 \cdot 1,76 = 672 \text{ н.}$$

Задача 31. Открытая плоскоремная передача имеет: диаметры шкивов $D_1 = 200 \text{ мм}$ и $D_2 = 560 \text{ мм}$; межосевое расстояние $L = 1500 \text{ мм}$, толщину хлопчатобумажного ремня $\delta = 6,5 \text{ мм}$. Определить допускаемое полезное напряжение для ремня, если угловая скорость малого шкива $\omega_1 = 99 \text{ рад/сек}$. Линия центров передачи наклонена к горизонту под углом $\theta = 30^\circ$. Нагрузка со значительными колебаниями, работа односменная,

Ответ. $[k_n] \approx 1,21 \text{ н/мм}^2$.

Контрольные вопросы

1. Что влияет на тяговую способность ремня?
2. В чем заключается усталостное разрушение ремней?
3. Как влияет на долговечность ремня изменение межосевого расстояния, если прочие условия остаются прежними?
4. Для чего применяется натяжной ролик?
5. Как влияет увеличение усилия предварительного натяжения S_0 на срок службы передачи?

[11], стр. 93—101.
[18], стр. 133—135, примеры 8.8 и 8.14.

ЗАНЯТИЕ 39

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

(см. решение примера 37)

Расчет ведется аналогично расчету плоскоремennых передач (см. 248) со следующими изменениями:

в пункте 1 по передаваемой мощности и предполагаемой скорости ремня выбирают тип клинового ремня (табл. 9.8), а затем определяют размеры сечения (табл. 9.2).

Таблица 9.8

Выбор типа клинового ремня в зависимости от передаваемой мощности и скорости ремня
(приложение к ГОСТ 1284—68)

Передаваемая мощность, кВт	Тип ремня при скорости, м/сек			Передаваемая мощность, кВт	Тип ремня при скорости, м/сек		
	<5	5—10	>10		<5	5—10	>10
≤1	0, А	0, А	0	15—30	—	В	В, Г
1—2	0, А, Б	0, А	0, А	30—60	—	Г, Д	В, Г
2—4	А, Б	0, А, Б	0, А	60—120	—	Д	З, Д
4—7,5	Б, В	А, Б	А, Б	120—200	—	Д, Е	З, Д
7,5—15	В	Б, В	Б, В	>200	—	—	Д, Е

В табл. 9.8 для каждого значения мощности рекомендуется два-три типа ремня. Расчет передачи выполняют параллельно для всех рекомендуемых ремней, принимая окончательно тот из них, который обеспечивает меньшие габариты передачи и большую долговечность *;

в пункте 2 для выбранного типа ремня принимают диаметр малого шкива по табл. 9.4;

в пункте 11 задаются напряжением предварительного натяжения σ_0 (см. стр. 239, 244) и для выбранного типа ремня принимают допустимое приведенное полезное напряжение $[k_0]$ (табл. 9.4);

в пункте 14 из расчета тяговой способности определяют число ремней [формула (9.22)] **.

* Из-за ограниченного объема книги пример 37 решен в одном варианте.
** Число ремней z можно также определить по мощности, допускаемой для одного ремня (см. ГОСТ 1284—68).

Пример 37. Рассчитать клиноремennую передачу от электродвигателя к редуктору привода ленточного транспортера (см. рис. 4.2). Требуемая номинальная мощность электродвигателя $N_{\text{ив}} = 5,2 \text{ кВт}$ при $\omega_{\text{дв}} = 300 \text{ рад/сек}$. Передаточное число ременной передачи $i = 3,02$.

Работа двухсменная. В период пуска кратковременная (пиковая) нагрузка в 1,8 раза больше номинальной.

Решение. 1. По табл. 9.8 для передачи мощности 5,2 кВт принимаем клиновой ремень типа Б, который имеет $b_p = 14 \text{ мм}$, $h = 10,5 \text{ мм}$; $F_0 = 138 \text{ мм}^2$ (табл. 9.2).

2. По табл. 9.4 принимаем диаметр малого шкива $D_1 = 160 \text{ мм}$.
3. Скорость ремня

$$v = \frac{\omega_{\text{дв}} D_1}{2 \cdot 1000} = \frac{300 \cdot 160}{2 \cdot 1000} = 24 \text{ м/сек}.$$

Полученная скорость соответствует оптимальной для клиновых ремней (см. стр. 231). Выбранный ремень типа Б при данной скорости допускается (см. табл. 9.8).

4. Принимаем коэффициент скольжения $e = 0,01$ (см. стр. 238). Диаметр большого шкива [формула (9.12)]

$$D_2 = i D_1 (1 - e) = 3,02 \cdot 160 (1 - 0,01) = 478,4 \text{ мм}.$$

По табл. 9.10 (см. примечание) принимаем $D_2 = 500 \text{ мм}$.

5. Фактическое передаточное число

$$i' = \frac{D_2}{D_1 (1 - e)} = \frac{500}{160 (1 - 0,01)} = 3,16,$$

отклонение от заданного составляет 4,64%.

6. Ориентировочно принимаем минимальное межосевое расстояние [формула (9.2)]

$$A = 0,55 (D_2 + A) + h = 0,55 (500 + 160) + 10,5 = 374 \text{ мм}.$$

7. Расчетная длина ремня [формула (9.3)]

$$L = 2A + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} = \\ = 2 \cdot 374 + \frac{\pi}{2} (500 + 160) + \frac{(500 - 160)^2}{4 \cdot 374} = 1860 \text{ мм}.$$

По табл. 9.2 принимаем $L = 2000 \text{ мм} = 2 \text{ м}$.

8. Число пробегов ремня в секунду [формула (9.23)]

$$u = \frac{v}{L} = \frac{94}{2} = 12 \text{ 1/сек} > [u] = 10 \text{ 1/сек},$$

что недопустимо.

При $[u] = 10 \text{ 1/сек}$ расчетная длина ремня

$$L \geq \frac{v}{[u]} = \frac{94}{10} = 9,4 \text{ м} = 2400 \text{ мм}.$$

По табл. 9.2 принимаем $L = 2500 \text{ мм}$.

9. Уточняем межосевое расстояние [формула (9.4)].

$$A' = \frac{2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 2500 - \pi(500 + 160) + \sqrt{[2 \cdot 2500 - \pi(500 + 160)]^2 - 8(500 - 160)^2}}{8} = 712 \text{ мм},$$

что соответствует рекомендации [формула (9.2)].

10. Угол обхвата ремнем малого шкива [формула (9.5)]

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{A'} = 180^\circ - 57^\circ \frac{500 - 160}{712} = 152,8^\circ > [\alpha_1] = 120^\circ.$$

11. По табл. 9.4 принимаем $\sigma_0 = 1,18 \text{ н/мм}^2$ и $[k_n] = 1,64 \text{ н/мм}^2$.

12. Поправочные коэффициенты:

по табл. 9.5 (интерполированием) $C_\alpha = 0,93$;

по формуле (9.21) $C_v = 1,05 - 0,0005v^2 = 1,05 - 0,0005 \cdot 24^2 = 0,76$;

по табл. 9.6 (см. примечание) $C_p = 0,7$;

по табл. 9.7 (см. примечание) $C_\beta = 1$.

Допускаемое полезное напряжение [формула (9.19)]

$$[k_n] = [k_n] C_\alpha C_v C_p C_\beta = 1,64 \cdot 0,93 \cdot 0,76 \cdot 0,7 \cdot 1 = 0,81 \text{ н/мм}^2.$$

13. Окружное усилие

$$P = \frac{N_{\text{лв}}}{v} = \frac{5,2 \cdot 10^3}{24} = 217 \text{ н}.$$

14. Требуемое число ремней z [формула (9.22)]

$$F = zF_0 = \frac{P}{[k_n]} = \frac{217}{0,81} = 268 \text{ мм}^2,$$

$$z = \frac{F}{F_0} = \frac{268}{138} = 1,94.$$

Принимаем $z = 2$.

15. Усилие предварительного натяжения ремней [формула (9.13)]

$$S_0 = F\sigma_0 = zF_0\sigma_0 = 2 \cdot 138 \cdot 1,18 = 326 \text{ н}.$$

Задача 32. Клиноременная передача имеет шесть ремней типа А. Диаметры шкивов $D_1 = 100 \text{ мм}$ и $D_2 = 320 \text{ мм}$. Определить наибольшую допускаемую мощность передачи, если угловая скорость малого шкива $\omega_1 = 151 \text{ рад/сек}$. Межосевое расстояние $A = 250 \text{ мм}$. Нагрузка с умеренными колебаниями; работа в две смены.

Ответ. $[N] = 3,8 \text{ квт}$.

НАТЯЖЕНИЕ РЕМНЕЙ

Предварительное натяжение ремня S_0 является необходимым условием работы ременной передачи. Чем выше S_0 , тем больше тяговая способность и к. п. д. передачи, но меньше долговеч-

ность ремня. Наиболее экономичными и долговечными будут передачи, в которых S_0 выбрано по рекомендованному значению σ_0 . Натяжение ремня в передачах осуществляется:

1. Устройствами периодического действия, где натяжение производится винтами (рис. 9.13, а) и др.

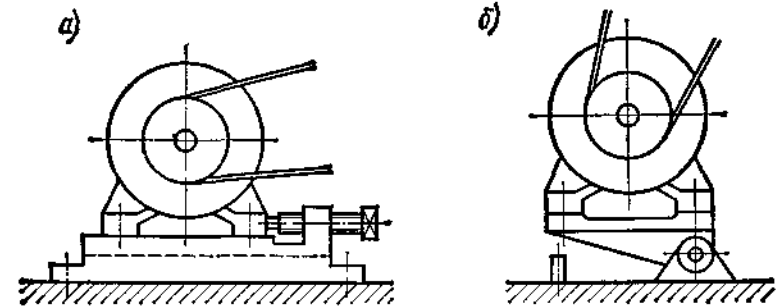


Рис. 9.13. Схемы натяжных устройств

2. Устройствами постоянного действия, где натяжение создается грузом, силой тяжести узла или пружиной. К ним относятся натяжные ролики (см. рис. 9.2, в), качающиеся плиты (рис. 9.13, б) и др.

3. Устройствами, автоматически обеспечивающими регулирование натяжения в зависимости от нагрузки с использованием активных и реактивных сил и моментов, действующих в передаче.

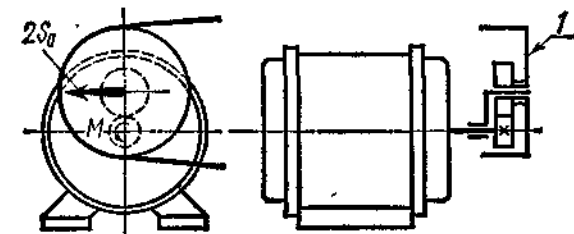


Рис. 9.14. Схема передачи с автоматическим регулированием натяжения ремня

На рис. 9.14 показан пример такого устройства. Шкив / здесь установлен на качающемся рычаге, который является одновременно осью ведомого колеса зубчатой передачи. Натяжение ремня ($2S_0$) равно окружному усилию на шестерне электродвигателя, а следовательно, пропорционально передаваемому моменту. Эти устройства сравнительно дороги и не получили широкого распространения.

ШКИВЫ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Таблица 9.9

Наибольшее распространение получили литые шкивы из чугуна марки СЧ 15-32, которые применяют при $v \leq 30$ м/сек. Стальные сварные шкивы допускают окружные скорости до 60 м/сек. Для снижения центробежных нагрузок при высоких скоростях применяют шкивы из алюминиевых сплавов. В настоящее время широко применяются шкивы из пластмасс, они имеют малую массу и повышенный коэффициент трения между ремнем и шкивом, поэтому эти материалы очень перспективны.

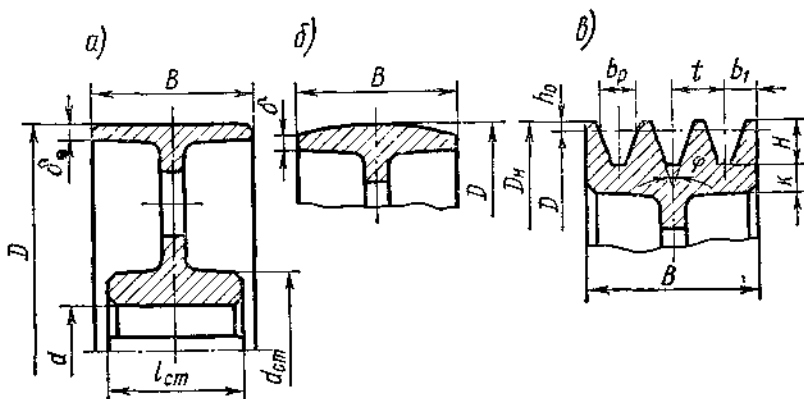


Рис. 9.15. Литые шкивы

Шкивы быстроходных передач подвергают балансировке.

При диаметре $D \leq 300$ мм шкивы выполняют с дисками без спиц, шкивы больших диаметров — с 4—6 спицами. Число спиц, их форму и размеры выбирают по справочной литературе [7], [11] и др.

Диаметр и длина ступицы (рис. 9.15, а)

$$d_{ст} = (1,7 \div 2) d, \quad (9.25)$$

$$l_{ст} = (1,5 \div 2) d \leq B, \quad (9.26)$$

где d — диаметр вала,

B — ширина обода шкива.

Окончательно $l_{ст}$ принимают после расчета шпоночного или зубчатого соединения.

Плоскоременные шкивы имеют гладкую рабочую поверхность обода. Для центрирования ремня поверхность ведомого шкива делается выпуклой (рис. 9.15, б), а ведущего — цилиндрической. При $v > 25$ м/сек оба шкива делают выпуклыми.

Толщина обода чугунных шкивов

$$6 = 0,005D + 3 \text{ [мм]}. \quad (9.27)$$

Размеры плоскоременных шкивов приведены в табл. 9.9.

Размеры плоскоременных шкивов

(рис. 9.15, а, б) по ГОСТ 17383—72 (извлечение)

Диаметры шкивов D , мм					
50, 63, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2250, 2500, 2800, 3200, 3600, 4000					
Размеры, мм					
Ширина ремня b	Ширина шкива B	Стрелка выпуклости обода шкива	Ширина ремня b	Ширина шкива B	Стрелка выпуклости обода шкива
30 40 50	40 50 60	1	80 85 90	100 100 100	1,5
60 70 75	70 85 85	1,5	100 125	125 150	2

У клиноременных шкивов рабочей поверхностью являются боковые стороны клиновых канавок (рис. 9.15, в). Диаметр D , по которому определяют расчетную длину ремня, называют расчетным диаметром шкива.

Для обеспечения правильного контакта ремня со шкивом угол канавки φ назначают в соответствии с углом деформированного ремня в зависимости от диаметра шкива (табл. 9.10).

Таблица 9.10

Размеры клиноременных шкивов

(рис. 9.15, в) по ГОСТ 1284—68 (извлечение)

Размеры, мм									
Тип ремня	л.	н	t	b ₁	k	Расчетные диаметры шкивов D			
0	2,5	10	12	8	5,5	63—71	80—100	112—160	≥180
A	3,5	12,5	16	10	6	90—112	125—160	180—400	≥450
Б	5	16	20	12,5	7,5	125—160	180—224	250—500	≥560
B	6	21	26	17	10	200	224—315	355—630	≥710
Г	8,5	28,5	37,5	24	12	—	315—450	500—900	≥1000
Д	10	34	44,5	29	15	—	500—560	630—1120	≥1250
E	12,5	43	58	38	18	—	—	800—1400	≥1600
Угол φ°						34	36	38	40

Примечание. Расчетные диаметры шкивов, т. е. диаметры окружностей, проходящих через центры тяжести сечения ремня, находящегося на шкиве, выбирают из ряда (мм) 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2250, 2500, 2800, 3150, 3350, 4000.

Расчету на прочность подвергают только те шкивы, которые имеют отклонения размеров от рекомендуемых справочной литературой. Обод рассчитывают на прочность под действием центростремительных сил как свободно вращающееся кольцо.

Спицы рассчитывают на изгиб как консольные балки, заделанные в ступице, с силами, приложенными на концах, причем считают, что окружное усилие воспринимается только $\frac{1}{3}$ общего числа спиц.

РЕКОМЕНДАЦИИ по КОНСТРУИРОВАНИЮ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

1. Для удобства надевания ремней шкивы передач должны быть консольными, иначе для смены ремня потребуется разборка узла.

2. Необходимо избегать минимальных диаметров шкивов, так как с уменьшением диаметра долговечность и к. п. д. передачи резко падают.

3. Для удешевления клиноременной передачи при $i \geq 3$ можно выполнять большой шкив гладким, а не желобчатым.

4. Для создания натяжения ремня конструкция должна допускать изменение межосевого расстояния в сторону уменьшения на $0,015L$ и в сторону увеличения на $0,03L$ (где L — длина ремня). В противном случае применяют натяжной ролик, который устанавливают на ведомой ветви.

5. Рекомендуется ведомую ветвь передачи располагать сверху для увеличения угла обхвата а при провисании ремня.

Контрольные вопросы

1. Почему при передаче той же нагрузки в клиноременной передаче по сравнению с плоскоременной требуется меньшее предварительное натяжение ремня S_0 ?

2. Чем определяется область применения чугунных шкивов?

3. Почему угол профиля канавки ϕ клиноременного шкива уменьшается с уменьшением диаметра шкива (см. табл. 9.10)?

4. По какой причине натяжной ролик нельзя применять в реверсивной передаче?

Дополнительная литература

- [7], стр. 282–304.
[12], листы 95–104.
[18], стр. 140, пример 8.26.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью. Состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью (рис. 10.1). Параметрам ведущей звездочки приписывается индекс 1, а ведомой — индекс 2. В отличие от ременной, цепная передача работает без проскальзывания.

Достоинства:

1. По сравнению с зубчатыми передачами цепные передачи могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях (до 8 м).

2. По сравнению с ременными передачами:

а) более компактны; б) могут передавать большие мощности (до 3000 квт); в) силы, действующие на валы, значительно меньше, так как предварительное натяжение цепи мало; г) могут передавать движение одной цепью нескольким звездочкам.

Недостатки:

1. Значительный шум вследствие удара звена цепи при входе в зацепление, особенно при малых числах зубьев звездочек и большом шаге. Этот недостаток ограничивает возможность применения цепных передач при больших скоростях.

2. Сравнительно быстрый износ шарниров цепи вследствие затруднительного подвода смазки.

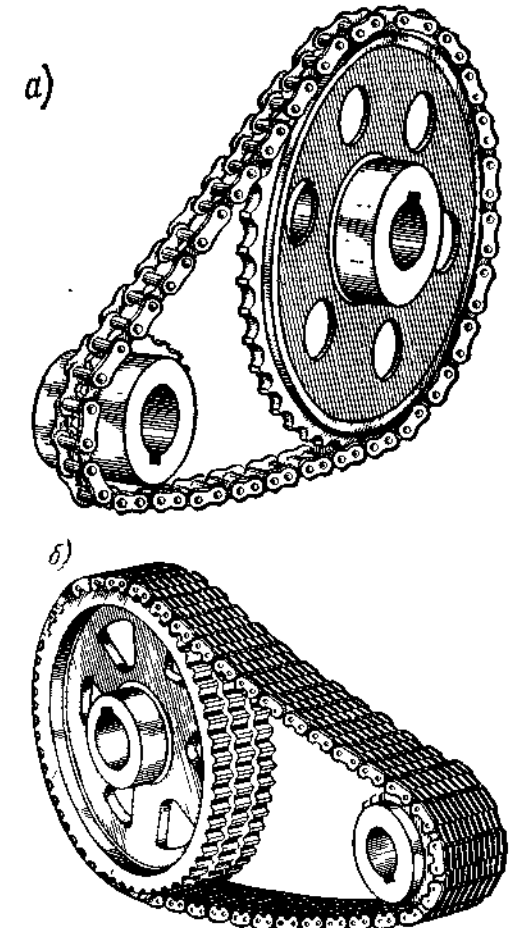


Рис. 10.1. Цепная передача:
а — роликовой цепью, б — зубчатой цепью

3. Удлинение цепи из-за износа шарниров, что требует натяжных устройств.

4. Необходимость точного изготовления цепи и высококачественного монтажа передачи.

5. Высокая стоимость.

Применение. Цепные передачи применяют в станках, транспортных и других машинах для передачи движения между параллельными валами, расположенными на значительном расстоянии, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные ненадежны. Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 квт при окружных скоростях до 15 м/сек.

ПРИВОДНЫЕ ЦЕПИ

Главный элемент цепной передачи—приводная цепь, которая состоит из соединенных шарнирами звеньев*.

Основными типами приводных цепей являются втулочные, роликовые и зубчатые, которые стандартизированы и изготавливаются специализированными заводами.

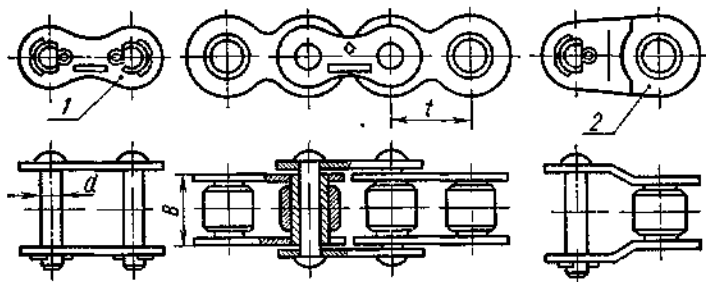


Рис. 10.2. Приводная роликовая однорядная цепь:
1—соединительное звено, 2—переходное звено

Роликовые цепи. (ГОСТ 10947—64). Состоят из двух рядов наружных и внутренних пластин (рис. 10.2). В наружные пластины запрессованы валики, пропущенные через втулки, на которые напрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры. На втулки свободно надеты закаленные ролики. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который перекачивается по зубу и уменьшает его износ. Кроме того, ролик выравнивает давление зуба на втулку и предохраняет ее от износа.

Роликовые цепи имеют широкое распространение, рекомендуются при скоростях $v \leq 15$ м/сек (табл. 10.1).

Втулочные* цепи (ГОСТ 10947—64). Эти цепи по конструкции аналогичны предыдущим, но не имеют роликов, что удешевляет

* Тяговые и грузовые цепи не рассматриваются.

Цепи типа ПР (рис. 10.2)—приводные роликовые
однорядные нормальные (извлечение из ГОСТ 10947—64)

Шаг t , мм	Диаметр валика L , мм	Ширина внутреннего звена B , мм	Разрушающая нагрузка Q , кН	Вес 1 м цепи q , кг
19,05	5,96	17,75	24,52	14,9
25,4	7,95	22,61	49,03	25,3
31,75	9,55	27,46	68,65	36,5

цепь, уменьшает ее массу, но увеличивает износ. Втулочные цепи применяют в неотвественных передачах при $v \leq 1$ м/сек.

В зависимости от передаваемой мощности и роликовые цепи изготавливают однорядными (см. рис. 10.2) и многорядными (рис. 10.3).

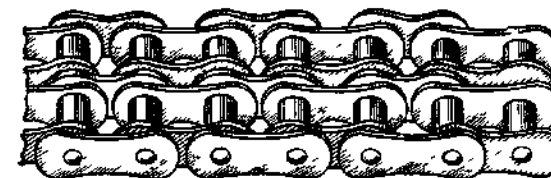


Рис. 10.3. Приводная роликовая двухрядная цепь

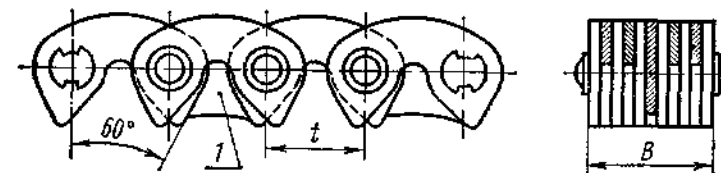


Рис. 10.4. Приводная зубчатая цепь

Соединение концов цепи при четном числе ее звеньев производят соединительным звеном, при нечетном—переходным (см. рис. 10.2).

Зубчатые цепи. Состоят из набора пластин зубообразной формы шарнирно соединенных между собой (рис. 10.4). Число пластин определяет ширина цепи B , которая зависит от передаваемой мощности. Рабочими гранями пластин являются плоскости зубьев, расположенные под углом 60° , которыми каждое звено цепи садится на два зуба звездочки (см. рис. 10.7). Благодаря этой особенности зубчатые цепи обладают минимально возможным шагом и поэтому допускают более высокие скорости.

Для устранения бокового спадания цепи со звездочки применяются направляющие пластины *1*, расположенные по середине цепи.

Шарниры зубчатых цепей бывают с трением скольжения и с трением качения (рис. 10.5).

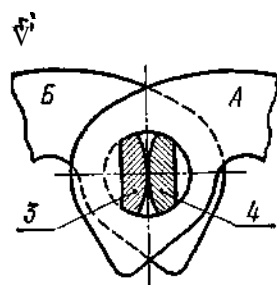
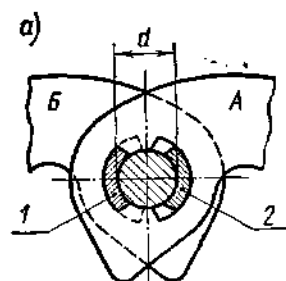


Рис. 10.5. Шарниры зубчатых цепей

изготавливают из стали 50 с закалкой до твердости *HRC* 38—45, оси, втулки, ролики, вкладыши и призмы—из цементуемых сталей, например, 15; 20 с закалкой до твердости *HRC* 52—60.

Цепи с шарниром скольжения изготовляют по нормалам, а с шарниром качения—по ГОСТ 13552—68.

Шарнир трения скольжения (рис. 10.5, а) образует валик и два сегментных вкладыша, длина которых равна ширине цепи. Вкладыш *1* закрепляется неподвижно в пластинах *A*, а вкладыш *2*—в пластинах *B*. Образующийся при этом вырез обеспечивает повороты звеньев.

Шарнир трения качения (рис. 10.5, б) состоит из двух призм *3* и *4* с цилиндрическими поверхностями, которые обеспечивают трение качения. Длина призм равна ширине цепи. Призма *3* закреплена в пластинах *A*, а призма *4*—в пластинах *B*.

Зубчатые цепи по сравнению с другими работают более плавно, с меньшим шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку, но тяжелее и дороже. Рекомендуются при скоростях $v \leq 25$ м/сек.

Материал цепей. Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей

ШАГ ЦЕПИ

Шаг *z* цепи является основным параметром цепной передачи и принимается по ГОСТу. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи, но сильнее удар звена о зуб в период набегания на звездочку, меньше плавность, бесшумность и долговечность передачи. При больших скоростях принимают цепи с малым шагом. В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуются также цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые многорядные. Максимальное значение шага цепи ограничивается угловой скоростью малой звездочки (табл. 10.2).

ЗВЕЗДОЧКИ

Звездочки по конструкции отличаются от зубчатых колес лишь профилем зубьев, размеры и форма которых зависят от типа цепи.

Наибольшие допустимые угловые скорости $\omega_{1 \max}$ малой звездочки

Число зубьев z_1	" $\omega_{1 \max}$ " рад/сек, при шаге t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
	Для роликовых и втулочных цепей							
15	241	199	141	120	105	78,5	68	63
23	262	220	157	131	115	84	78,5	68
30	272	230	162	136	115	84	78,5	73
	Для зубчатых цепей							
17—35	314	278	230	173	136	—	—	—

Методы расчета и построения профиля зубьев для роликовых и втулочных цепей (рис. 10.6) указаны в ГОСТ 591—69, а для зубчатых (рис. 10.7)—в ГОСТ 13576—68.

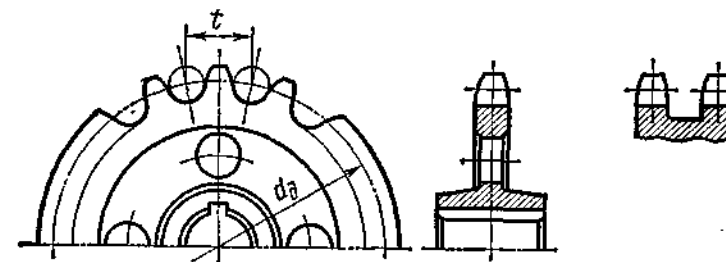


Рис. 10.6. Звездочки роликовой и втулочной цепей

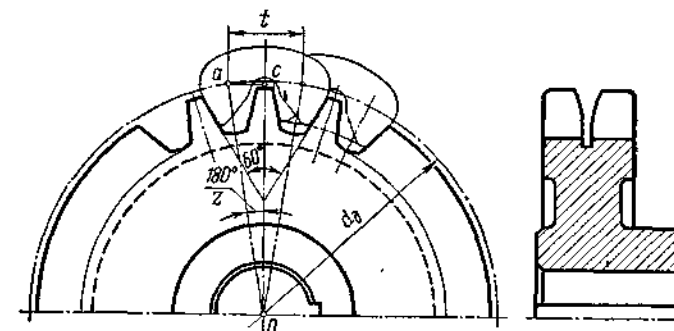


Рис. 10.7. Звездочка зубчатой цепи

Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи. Из треугольника *Oac* (см. рис, 10.7)

$$d_d = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}, \quad (\text{ЮЛ})$$

где *z* — число зубьев звездочки.

Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев меньшей звездочки. При малом числе зубьев в зацеплении находится небольшое число звеньев, что снижает плавность передачи и увеличивает износ цепи из-за большого угла поворота шарнира.

Однако при вытягивании цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем больше, чем больше число зубьев звездочки. При весьма большом числе зубьев даже у мало изношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зубьев нарушается зацепление со звездочкой. Поэтому максимальное число зубьев большой звездочки ограничено: для втулочной цепи $z_2 \leq 90$, для роликовой $z_2 \leq 120$, для зубчатой $z_2 \leq 140$. Число зубьев малой звездочки принимают по табл. 10.3.

Таблица 10.3

Рекомендуемое число зубьев малой звездочки z_1						
Тип цепи	z_1 при передаточном числе i					
	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	>6
Роликовая и втулочная	31—27	27—25	25—23	23—21	21—17	17—15
Зубчатая	40—35	35—31	31—27	27—23	23—19	19—17

Предпочтительно принимать нечетные числа зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее износу.

Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Звездочки изготавливают из сталей 45, 40X и др. с закалкой или из цементуемых сталей 15, 20X и др. Перспективным является изготовление зубчатого венца звездочек из пластмасс, что понижает шум при работе передачи и износ цепи.

Задача 33. Определить шаг роликовой цепи, если малая звездочка имеет $d_{d1} = 152 \text{ мм}$ и $z_1 = 25$.

Ответ. $t = 19,05 \text{ мм}$.

Контрольные вопросы

1. Каковы достоинства и недостатки цепной передачи по сравнению с зубчатой и ременной?
2. Дайте сравнительную характеристику передач с роликовой, втулочной и зубчатой цепью.
3. В каких случаях применяют многорядные роликовые цепи?
4. Как влияет на равномерность вращения ведомой звездочки увеличение шага цепи?
5. Почему нельзя принимать малое число зубьев малой звездочки и слишком большое для большой звездочки?

Дополнительная литература

- [7], стр. 531—554.
[12], лист 105—108.

ЗАНЯТИЕ 41

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цепь за один оборот звездочки проходит путь t/z , следовательно, средняя скорость цепи

$$v = \frac{tz_1\omega_1}{2\pi \cdot 1000} = \frac{tz_2\omega_2}{2\pi \cdot 1000}, \quad (\text{Ю.2})$$

где t — шаг цепи в мм;

z_1 и z_2 — числа зубьев ведущей и ведомой звездочек;

ω_1 и ω_2 — угловые скорости ведущей и ведомой звездочек в рад/сек.

Из равенства скоростей цепи на звездочках

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (10.3)$$

Передачное число цепной передачи переменное в пределах поворота звездочки на один зуб, что практически заметно при малом числе z_1 . Непостоянство i вызывает неравномерность хода передачи. Среднее передаточное число за оборот постоянно. Для цепных передач рекомендуется $t \leq 8$.

ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

1. Оптимальное межосевое расстояние передачи (рис. 10.8) принимают из условия долговечности цепи:

$$L = (30 \div 50) t, \quad (10.4)$$

где t — шаг цепи.

2. Длину цепи L_t вычисляют по формуле, аналогичной формуле для определения длины ремня:

$$L_t = \frac{2A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2t} \right)^2 \frac{t}{A}, \quad (10.5)$$

где L_t — длина цепи в шагах или число звеньев цепи.

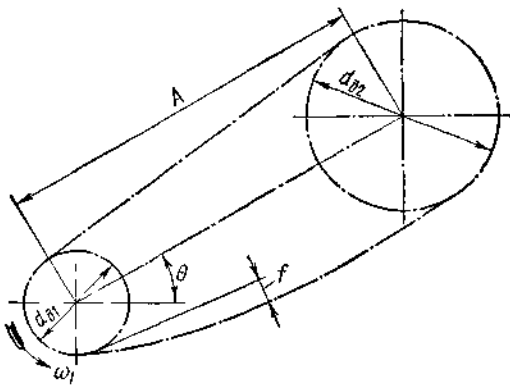


Рис. 10.8. Схема цепной передачи

Значение L_t округляют до целого четного числа, что в сочетании с нечетным числом зубьев звездочек способствует более равномерному износу цепи.

3. Межосевое расстояние передачи при окончательно выбранном числе шагов

$$A' = \frac{t}{4} \left[L_t \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2t} \right)^2} \right]. \quad (10.6)$$

Для нормальной работы передачи ведомая ветвь должна иметь небольшое провисание f , для чего расчетное межосевое расстояние уменьшают на $(0,002 \div 0,004)A'$.

УСИЛИЯ В ВЕТВЯХ ЦЕПИ

Окружное усилие, передаваемое цепью,

$$P = \frac{2M}{d_\partial}, \quad (10.7)$$

где d_∂ — диаметр длительной окружности звездочки.

Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви

$$S_0 = k_f q A, \quad (10.8)$$

где q — вес 1 м цепи в н (см. табл. 10.1); A — межосевое расстояние в м; k_f — коэффициент провисания; для горизонтальных передач $k_f = 6$, для наклоненных к горизонту до 40° — $k_f = 5$, для вертикальных — $k_f = 1$.

Натяжение цепи от центробежных сил

$$S_v = \frac{q}{g} v^2. \quad (10.9)$$

Сила S_v нагружает звенья цепи по всему ее контуру, но звездочками не воспринимается.

Натяжение ведущей ветви цепей работающей передачи (рис. 10.9)

$$S_1 = P + S_0 + S_v. \quad (10.10)$$

Натяжение ведомой ветви цепи

$$S_2 = S_0 + S_v. \quad (10.11)$$

Благодаря тому, что шарнир сбегающего звена цепи упирается в зуб, усилие S_2 не передается на звенья, расположенные на звездочке.

Нагрузка на валы звездочек. Цепь действует на валы звездочек с силой

$$Q = k_B P + 2S_0. \quad (10.12)$$

где k_B — коэффициент нагрузки вала (табл. 10.4).

Направление силы Q принимают по линии центров валов.

Таблица 10.4

Значение коэффициента k_B		
Наклон линии центров звездочек к горизонту	Характер нагрузки	k_B
0—40°	Спокойная	1,15
	Ударная	1,30
40—90°	Спокойная	1,05
	Ударная	1,15

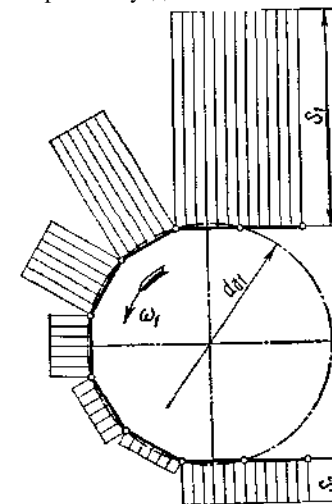


Рис. 10.9. Эпюра усилий в звеньях цепи при работе передачи

Пример 38. Определить натяжения ведущей и ведомой ветвей цепи и силы давления на валы звездочек, если $M_1 = 189,5 \times 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}$, $d_{o1} = 170,5 \text{ мм}$. Роликовая цепь с шагом $t = 25,4 \text{ мм}$ работает со скоростью $v = 2,11 \text{ м/сек}$; $A = 1,016 \text{ м}$; нагрузка спокойная, наклон линии центров к горизонту $\Theta = 30^\circ$ (см. рис. 10.8).

Решение. 1. Окружное усилие, передаваемое цепью,

$$P = \frac{2M_1}{d_{o1}} = \frac{2 \cdot 189,5 \cdot 10^3}{170,5} = 2225 \text{ н.}$$

2. По табл. 10.1 принимаем $q = 25,3 \text{ н/м}$. Натяжение цепи от провисания ведомой ветви при $k_f = 3$ [формула (10.8)]

$$S_0 = k_f q A = 3 \cdot 25,3 \cdot 1,016 = 76,7 \text{ н.}$$

3. Натяжение цепи от центробежных сил [формула (10.9)]

$$S_v = \frac{q}{g} v^2 = \frac{25,3}{9,81} 2,11^2 = 11,3 \text{ н.}$$

4. Натяжение ведущей ветви цепи [формула (10.10)]

$$S_1 = P + S_0 + S_v = 2225 + 76,7 + 11,3 = 2313 \text{ н.}$$

5. Натяжение ведомой ветви цепи [формула (10.11)]

$$S_2 = S_0 + S_v = 76,7 + 11,3 = 88 \text{ н.}$$

6. По табл. 10.4 принимаем $k_p = 1,15$. Нагрузка на валы звездочек [формула (10.12)]

$$Q = k_p P + 2S_0 = 1,15 \cdot 2225 + 2 \cdot 76,7 = 2713 \text{ н.}$$

Как видим, натяжение S_1 близко к величине P , а натяжение S_2 мало. Следовательно, нагрузка на валы в цепной передаче значительно меньше, чем, при прочих равных условиях, в ременной передаче.

РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

Критерии работоспособности. Основным критерием работоспособности цепных передач является долговечность цепи, определяемая износом шарниров. В соответствии с этим за основной принят расчет цепных передач, обеспечивающий износостойкость шарниров. Цепи, выбранные из условия износостойкости, обладают, как правило, достаточной прочностью.

Расчет передачи. Нагрузочная способность цепи определяется из условия, чтобы среднее давление p в шарнире звена не превышало допустимого $[p]$, указанного в табл. 10.5 (стр. 270):

$$p = \frac{PK}{F} \leq [p], \quad (10.13)$$

где P — окружное усилие, передаваемое цепью;

F — площадь проекции опорной поверхности шарнира; для роликовых и втулочных цепей

$$F = dB;$$

для зубчатых цепей с шарниром трения скольжения

$$F = 0,76 dB,$$

d — диаметр оси;

B — длина втулки или ширина зубчатой цепи;

K — коэффициент эксплуатации;

$$K = K_{дин} K_A K_c K_\theta K_p K_{рег}, \quad (10.14)$$

$K_{дин}$ — коэффициент динамичности нагрузки; при спокойной нагрузке $K_{дин} = 1$; при толчках $K_{дин} = 1,2 - 1,5$;

K_A — коэффициент межосевого расстояния; $K_A = 1$ — при $A = (30 \div 50)t$; $K_A = 1,25$ — при $A < 25t$; $K_A = 0,8$ — при $A = (60 \div 80)t$;

K_c — коэффициент способа смазки; при непрерывной смазке $K_c = 0,8$; при капельной $K_c = 1$; при периодической $K_c = 1,5$;

K_θ — коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту (см. рис. 10.8);

при $\Theta \leq 60^\circ$ $K_\theta = 1$; при $\Theta > 60^\circ$ $K_\theta = 1,25$;

K_p — коэффициент режима работы; при односменной работе $K_p = 1$; при двухсменной $K_p = 1,25$; при трехсменной $K_p = 1,5$;

$K_{рег}$ — коэффициент способа регулирования натяжения цепи; при регулировании отжимными опорами $K_{рег} = 1$; при регулировании нажимными роликами или оттяжными звездочками $K_{рег} = 1,1$; для нерегулируемой передачи $K_{рег} = 1,25$.

Выразив в формуле (10.13) окружное усилие через момент M_1 на малой звездочке, шаг цепи t и число зубьев z , а площадь проекции опорной поверхности шарниров через шаг t , получим формулу для предварительного подбора шага цепи:

роликовой и втулочной

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{M_1 K}{v z_1 [p]}} \text{ мм}, \quad (10.15)$$

зубчатой с шарниром скольжения

$$t \geq 3,3 \sqrt[3]{\frac{M_1 K}{\psi z_1 [p]}} \text{ мм}, \quad (10.16)$$

где ν — число рядов роликовой или втулочной цепи;

$$\psi_t = \frac{p}{d} \text{ — коэффициент ширины цепи; для зубчатых цепей } \psi_t = 2 \text{—} 8.$$

Таблица 10.5

Допускаемые давления в шарнирах цепей $[p]$								
Шаг цепи $t, \text{ мм}$	$[p], \text{ н/мм}^2$, при угловой скорости меньшей звездочки $\omega_1, \text{ рад/сек}$							
	<5,27	21	42	63	84	105	126	168
Для роликовых и втулочных цепей								
12,7—15,875	34,3	30,9	28,1	25,7	23,7	22,0	20,6	18,1
19,05—25,4	34,3	29,4	25,7	22,9	20,6	18,6	17,2	14,7
31,75—38,1	34,3	28,1	23,7	20,6	18,1	16,3	14,7	—
Для зубчатых цепей с шарниром скольжения								
12,7—15,875	19,6	17,6	16,1	14,7	13,7	12,9	11,8	10,3
19,05—25,4	19,6	16,7	14,7	12,9	11,8	10,8	9,81	8,43
31,75	19,6	16,1	13,7	11,8	10,3	9,32	8,43	—

Задача 34. По условиям примера 38 определить нагрузку на валы цепной передачи с горизонтальным расположением линии центров звездочек. Нагрузка ударная.

Ответ. $R = 3073$ и.

Контрольные вопросы

1. По какой причине в цепной передаче нельзя применять большие скорости движения?
2. Почему для цепей рекомендуется четное число звеньев, а для звездочек нечетные числа зубьев?
3. Почему в цепных передачах нагрузки на валы меньше, чем в ременных?
4. Укажите причины, по которым цепные передачи выходят из строя.
5. Чем определяется работоспособность цепных передач?

Дополнительная литература

- [11], стр. 196—210.
[18], стр. 194, задача 11.2.

ЗАНЯТИЕ 42

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

(см. решение примера 39)

Исходные данные:

1. Мощность на валу ведущей звездочки N_1 .
2. Угловые скорости звездочек ω_1 и ω_2 .

3. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. В зависимости от передаваемой мощности N_1 , предполагаемой скорости цепи и условий работы передачи выбирают тип цепи (см. стр. 260).
2. Определяют передаточное число передачи i .
3. По передаточному числу i принимают число зубьев малой звездочки z_1 (табл. 10.3) и определяют число зубьев большой звездочки z_2 [формула (10.3)]; при этом должно соблюдаться условие $z_2 \leq z_{2 \max}$ (см. стр. 264).
4. Определяют вращающий момент на малой звездочке M_1 .
5. Выбирают допускаемое давление в шарнирах $[p]$, ориентируясь на меньшее значение при заданной ω_1 (табл. 10.5).
6. Задаются расчетными коэффициентами $K_{\text{дин}}$, K_A , K_c , K_θ , K_p , $K_{\text{рег}}$ (см. стр. 269) и определяют коэффициент эксплуатации K [формула (10.14)].
7. Определяют шаг цепи из условия износостойкости шарниров [формула (10.15) или (10.16)] и принимают ближайшее значение по стандарту.
8. Принятый шаг проверяют по допустимой угловой скорости малой звездочки ω_1 (табл. 10.2).
- Если условие $\omega_1 \leq \omega_{1 \max}$ не соблюдается, то увеличивают число рядов роликовой (втулочной) или ширину зубчатой цепи и расчет повторяют. В отдельных случаях принимают другой тип цепи.
9. Определяют среднюю скорость цепи v [формула (10.2)] и передаваемое окружное усилие P [формула (4.4)].
10. Проверяют износостойкость цепи по формуле (10.13). Если условие $p \leq [p]$ не соблюдается, то увеличивают шаг цепи или ее ширину, и расчет повторяют.
11. Определяют геометрические размеры передачи.

Пример 39. Рассчитать цепную передачу в приводе ленточного транспортера (см. рис. 4.2). Мощность на ведущей звездочке $N_1 = 4,7 \text{ кВт}$ при угловой скорости $\omega_1 = 24,8 \text{ рад/сек}$. Нагрузка спокойная, работа двухсменная. Смазка цепи периодическая. Наклон линии центров звездочек к горизонту $\nu = 30^\circ$. Регулирование натяжения цепи производится нажимным роликом. Угловая скорость вала транспортера $\omega_2 = 4,96 \text{ рад/сек}$.

Решение. 1. Учитывая небольшую передаваемую мощность N_1 при средней угловой скорости малой звездочки, принимаем для передачи однорядную роликовую цепь.

2. Передаточное число

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{24,8}{4,96} = 5.$$

3. По табл. 10.3 принимаем число зубьев малой звездочки $z_1 = 21$. По формуле (11.3) число зубьев большой звездочки

$$22 = z_1 i = 21 \cdot 5 = 105.$$

Условие $z_2 \leq z_{2 \max} = 120$ — соблюдается.

4. Вращающий момент на малой звездочке

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{4,7 \cdot 10^3}{24,8} = 189,5 \text{ н} \cdot \text{м} = 189,5 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

5. По табл. 10.5 интерполированием находим $[p] = 27,3 \text{ н/мм}^2$, которое соответствует меньшему табличному значению для заданной $\omega_1 = 24,8 \text{ рад/сек}$.

6. Согласно условиям работы принимаем $K = 1$; $K_A = 1$ при $A = (30 \div 50)t$; $K_c = 1,5$; $K_\theta = 1$; $K_p = 1,25$; $K_{\text{пер}} = 1,1$.

Коэффициент эксплуатации [формула (10.14)]

$$K = K_{\text{дин}} K_A K_c K_\theta K_p K_{\text{пер}} = 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,1 = 2,06.$$

7. Шаг цепи [формула (10.15)]

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{M_1 K}{v z_1 [p]}} = 2,8 \sqrt[3]{\frac{189,5 \cdot 10^3 \cdot 2,06}{1 \cdot 21 \cdot 27,3}} = 24,5 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 10947—64 (см. табл. 10.1) принимаем цепь с шагом $t = 25,4 \text{ мм}$, для которой $d = 7,95 \text{ мм}$, $B = 22,61 \text{ мм}$, $q = 25,3 \text{ н/м}$.

8. Для выбранной цепи с $t = 25,4 \text{ мм}$ по табл. 10.2 интерполированием определяем $\omega_{1 \max} = 128 \text{ рад/сек}$, следовательно, условие $\omega_1 < \omega_{1 \max}$ соблюдается.

9. Средняя скорость цепи [формула (10.2)]

$$v = \frac{t z_1 \omega_1}{2\pi \cdot 1000} = \frac{25,4 \cdot 21 \cdot 24,8}{2\pi \cdot 1000} = 2,11 \text{ м/сек}.$$

Окружное усилие, передаваемое цепью,

$$P = \frac{N_1}{v} = \frac{4,7 \cdot 10^3}{2,11} = 2225 \text{ н}.$$

10. Расчетное давление в шарнирах принятой цепи [формула (10.13)]

$$p = \frac{PK}{F} = \frac{PK}{dB} = \frac{2225 \cdot 2,06}{7,95 \cdot 22,61} = 25,6 \text{ н/мм}^2 < [p].$$

11. Межосевое расстояние принимаем по формуле (10.4)

$$A = 40t = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм}.$$

Длина цепи в шагах [формула (10.5)]

$$L_t = \frac{2A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{A} = \\ = \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \frac{21 + 105}{2} + \left(\frac{105 - 21}{2} \right)^2 \frac{25,4}{1016} = 147,5.$$

Принимаем $L_t = 148$.

Межосевое расстояние, соответствующее окончательно принятой длине цепи L_t , не пересчитываем, так как передача имеет натяжное устройство.

Диаметры делительных окружностей звездочек [формула (10.1)]:

$$d_{d1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{21}} = 170,5 \text{ мм};$$

$$d_{d2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{105}} = 846 \text{ мм}.$$

НАТЯЖЕНИЕ И СМАЗКА ЦЕПИ. К.П.Д. ПЕРЕДАЧИ

Натяжение цепи. По мере износа шарниров цепь вытягивается, стрела провисания f ведомой ветви увеличивается (см. рис. 10.8), что вызывает захлестывание звездочки цепью. Для передач с углом наклона $\theta \leq 40^\circ$ к горизонту $[f] \leq 0,02A$; при $\theta > 40^\circ$ $[f] \leq 0,015A$, где A — межосевое расстояние.

Регулирование натяжения цепи осуществляется устройствами, аналогичными применяемым для натяжения ремня, т. е. перемещением вала одной из звездочек, нажимными роликами или оттяжными звездочками.

Натяжные устройства должны компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, при большей вытяжке цепи два ее звена удаляют.

Смазка цепи. Смазка цепи оказывает решающее влияние на ее долговечность. При скорости цепи $v \leq 4 \text{ м/сек}$ применяют периодическую смазку ручной масленкой примерно через каждые 7 ч. При $v \leq 10 \text{ м/сек}$ применяют смазку масленками — капельницами. Наиболее совершенна непрерывная смазка окупанием в маслянную ванну: ведомую ветвь цепи погружают в ванну на глубину высоты пластин. В мощных быстроходных передачах применяют циркуляционную струйную смазку от насоса.

К.п.д. передачи. К.п.д. передачи зависит от потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и на перемешивание масла при смазке окупанием. При нормальных условиях работы среднее значение к.п.д. $\eta = 0,92 - 0,97$.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

1. В приводах с быстроходными двигателями цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора (см. рис. 4.2).

2. Ведомую ветвь цепи рекомендуется располагать внизу во избежание подхватывания ее звеньев зубьями ведущей звездочки.

3. Для обеспечения достаточного самонатяжения цепи не следует делать угол наклона линии центров к горизонту β более 60° .

При $\beta > 60^\circ$ применяют оттяжную звездочку, которую устанавливают на ведомой ветви.

4. Поскольку цепь в поперечном сечении не обладает гибкостью, валы цепной передачи должны быть параллельными, а звездочки установлены в одной плоскости.

Задача 33. Определить допустимую мощность $[N]$ для передачи роликковой однорядной цепью, если $t = 19,05 \text{ мм}$, $\omega_1 = 21 \text{ рад/сек}$, $z_1 = 23$, $K = 1,73$.

Ответ. $N = 2,63 \text{ кВт}$.

Контрольные вопросы

1. В каких случаях применяют многорядные цепи?
2. Объясните назначение натяжных устройств в цепных передачах.
3. Почему нажимной ролик или оттяжную звездочку устанавливают на ведомой ветви цепи?
4. При каких скоростях цепи рекомендуется смазка ее окутанием?
5. Почему при монтаже цепной передачи звездочки устанавливают строго в одной плоскости?

Дополнительная литература

[18], стр. 195; пример 11.12.

ГЛАВА 11 ВАЛЫ, ОСИ, ШПОНОЧНЫЕ И ЗУБЧАТЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

А. ВАЛЫ И ОСИ

ЗАНЯТИЕ 43

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие вращающиеся детали машин устанавливают на валах или осях.

Вал предназначен для поддержания сидящих на нем деталей и для передачи вращающего момента. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях дополнительно растяжение и сжатие.

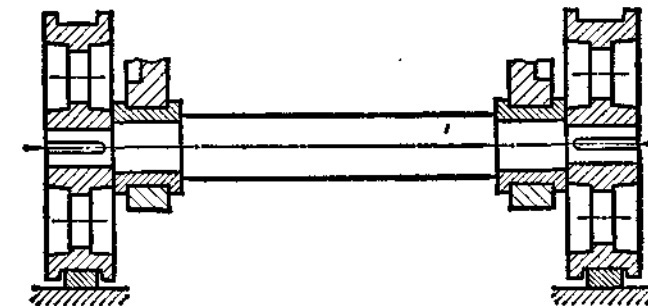


Рис. 11.1. Ось тележки

Ось — деталь, предназначенная только для поддержания сидящих на ней деталей. В отличие от вала, *ось не передает вращающего момента* и, следовательно, не испытывает кручения. Оси могут быть неподвижными (см. рис. 11.10, стр. 294) или вращаться вместе с насаженными на них деталями (рис. 11.1).

РАЗНОВИДНОСТИ ВАЛОВ И ОСЕЙ

По геометрической форме валы делятся на прямые (рис. 11.2), коленчатые и гибкие. Коленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям и в настоящем курсе не рассматриваются. Оси, как правило, изготовляют прямыми (см. рис. 11.1). По конструкции прямые валы и оси мало отличаются друг от друга.

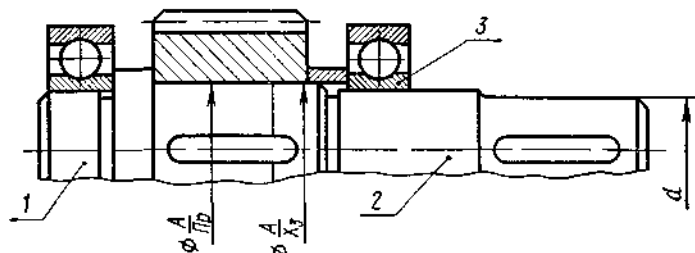


Рис. 11.2 Прямой ступенчатый вал:
1 — шип, 2 — шейка, 3 — подшипник

2. По длине прямые валы и оси могут быть гладкими (см. рис. 11.10) или ступенчатыми (см. рис. 11.2). Образование ступеней связано с различной напряженностью отдельных сечений, а также условиями изготовления и удобства сборки.

3. По типу сечения валы и оси бывают сплошные и полые. Полое сечение применяется для уменьшения массы или для размещения внутри другой детали.

ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ВАЛОВ И ОСЕЙ

1. Цапфы. Участки вала или оси, лежащие в опорах, называют цапфами. Они подразделяются на шипы, шейки и пяты.

Шипом называется цапфа, расположенная на конце вала или оси и передающая преимущественно радиальную нагрузку (см. рис. 11.2).

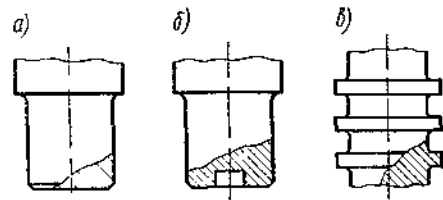


Рис. 11.3 Пяты

Шейкой называется цапфа, расположенная в средней части вала или оси. Опорами для шипов и шеек служат *подшипники*.

Шипы и шейки по форме могут быть цилиндрическими, коническими и сферическими. В большинстве случаев применяются цилиндрические цапфы (см. рис. 11.2).

Пятой называется цапфа, передающая осевую нагрузку (рис. 11.3). Опорами для пят служат *подпятники*. Пяты по форме могут быть сплошными (рис. 11.3, а), кольцевыми (рис. 11.3, б) и гребенчатыми (рис. 11.3, в). Гребенчатые пяты применяют редко.

2. Посадочные поверхности. Посадочные поверхности валов и осей под ступицы насаживаемых деталей выполняют цилиндрическими (см. рис. 11.2) и резе коническими (см. рис. 5.3). При прессовых посадках диаметр этих поверхностей принимают примерно на 5% больше диаметра соседних участков для удобства напрессовки (см. рис. 11.2). Диаметры посадочных поверхностей выбирают по ГОСТ 6636—69 (см. стр. 279), а диаметры под подшипники качения — в соответствии с ГОСТами на подшипники,

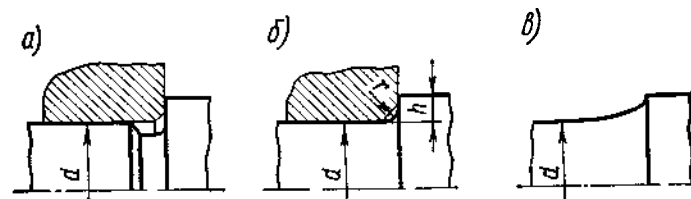


Рис. 11.4 Переходные участки вала

3. Переходные участки. Переходные участки между двумя ступенями валов или осей выполняют:

а) с канавкой со скруглением для выхода шлифовального круга по ГОСТ 8820—69 (рис. 11.4, а). Эти канавки повышают концентрацию напряжений, поэтому рекомендуются на концевых участках, где изгибающие моменты небольшие;

б) с галтелью* постоянного радиуса по ГОСТ 10948—64 (рис. 11.4, б);

в) с галтелью переменного радиуса (рис. 11.4, в), которая способствует снижению концентрации напряжений, а потому применяется на сильно нагруженных участках валов или осей.

Эффективными средствами для снижения концентрации напряжений в переходных участках являются протачивание разгрузочных канавок (рис. 11.5, а), увеличение радиусов галтелей, высверливание в ступенях большого диаметра г (рис. 11.5, б). Пластическое упрочнение (наклеп) галтелей обкаткой роликами повышает несущую способность валов и осей.

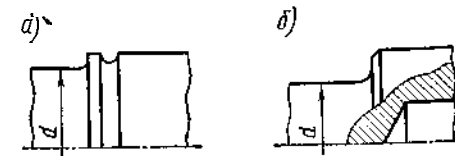


Рис. 11.5. Способы повышения усталостной прочности валов

МАТЕРИАЛЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Материалы валов и осей должны быть прочными, хорошо обрабатываться и иметь высокий модуль упругости. Прямые валы и оси изготовляют преимущественно из углеродистых и легированных сталей.

* Галтель — поверхность плавного перехода от меньшего сечения вала к большему.

Для валов и осей без термообработки применяют стали Ст. 5, Ст. 6, 35, 40; для валов с термообработкой — стали 45, 40Х (см. табл. 6.5). Быстроходные валы, работающие в подшипниках скольжения, изготавливают из сталей 20, 20Х, 12ХНЗА. Цапфы этих валов цементируют для повышения износостойкости.

Валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей.

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Валы и вращающиеся оси при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. Основными критериями работоспособности являются усталостная прочность (выносливость) и жесткость. Усталостная прочность валов и осей оценивается коэффициентом запаса прочности, а жесткость — прогибом в местах посадок деталей и углами наклона или закручивания сечений.

Практикой установлено, что разрушение валов и осей быстроходных машин в большинстве случаев носит усталостный характер, поэтому основным является расчет на усталостную прочность.

РАСЧЕТ ВАЛОВ

Основными расчетными силовыми факторами являются крутящие M_k и изгибающие M_n моменты. Влияние растягивающих и сжимающих сил, как, правило, невелико и в большинстве случаев не учитывается.

Различают проектный и проверочный расчеты валов.

Проектный расчет валов

Проектный расчет валов производится на статическую прочность для ориентировочного определения диаметров. В начале расчета известен только крутящий момент M_k . Изгибающие моменты M_n оказывается возможным определить лишь после разработки конструкции вала, когда согласно чертежу выявится его длина. Кроме того, только после разработки конструкции определяются места концентрации напряжений: галтели, шпоночные канавки и т. п. Поэтому *проектный расчет вала производится условно только на одно кручение.* При этом расчете влияние изгиба, концентрации напряжений и характера нагрузки на прочность вала компенсируются понижением допускаемых напряжений на кручение $[\tau]_k$.

При *проектном расчете* обычно определяют диаметр выходного конца вала, который в большинстве случаев испытывает лишь одно кручение. Промежуточный вал не имеет выходного конца, поэтому для него расчетом определяют диаметр под шестерней. Остальные диаметры вала назначаются при разработке конструкции с учетом технологии изготовления и сборки.

Диаметр расчетного сечения вала определяют по формуле, известной из курса сопротивления материалов:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 [\tau]_k}}, \quad (11.1)$$

где M_k — крутящий момент в $н \cdot мм$, возникающий в расчетном сечении вала и обычно численно равный передаваемому вращающему моменту M , т. е. $M_k = M$;

$[\tau]_k$ — допускаемое напряжение на кручение в $н/мм^2$.

Для валов из сталей Ст. 5, Ст. 6, 35, 40, 45 принимают: при определении диаметра выходного конца $[\tau]_k = 20 \div 25 н/мм^2$; при определении диаметра промежуточного вала под шестерней $[\tau]_k = 10 \div 20 н/мм^2$.

Полученное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного по ГОСТ 6636—69.

Нормальные линейные размеры в $мм$ (извлечение из ГОСТ 6636—69):

16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100.

При проектировании редукторов диаметр выходного конца быстроходного вала часто принимают равным (или почти равным) диаметру вала электродвигателя, с которым он будет соединен муфтой.

Последовательность проектного расчета валов

(см. решение примера 40)

Исходные данные: 1. Передаваемый момент M .

2. Условия работы.

Последовательность расчета: 1. В зависимости от условий работы выбирают материал вала и задаются допускаемым напряжением $[\tau]_k$ (см. выше).

2. Определяют диаметр выходного конца вала из расчета только на кручение [формула (11.1)]. Для промежуточных валов определяют диаметр под шестерней.

3. Разрабатывают конструкцию вала и по чертежу оценивают его размеры. Окончательно форму и размеры вала определяют после подбора подшипников, когда выявятся необходимые размеры цапф.

Пример 40. Рассчитать тихоходный вал одноступенчатого цилиндрического прямозубого редуктора привода ленточного транспортера (см. рис. 4.2). Вращающий момент на валу $M = 189,5 \cdot 10^3 н \cdot мм$. Ширина обода зубчатого колеса $b_2 = 50 мм$. (Начало расчета см. в решениях примеров 10, 18 и 39.)

Решение. 1. Материал вала принимаем сталь 45, для которой по табл. 6.5 $\sigma_T = 294 \text{ н/мм}^2$, $\sigma_{-1} = 253 \text{ н/мм}^2$.

Учитывая, что выходной конец вала помимо кручения испытывает изгиб от натяжения цепи (см. рис. 4.2), принимаем $[\tau]_K = 20 \text{ н/мм}^2$ (см. стр. 279).

2. По формуле (11.1) при $M_K = M$ определяем диаметр выходного конца вала под звездочкой:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_K}{0,2[\tau]_K}} = \sqrt[3]{\frac{189,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 36,4 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 6636—69 (см. стр. 279) принимаем $d = 38 \text{ мм}$.

3. Разрабатываем конструкцию вала и по чертежу оцениваем его размеры (см. рис. 11.9, а, стр. 289).

Диаметр вала в месте посадки звездочки $d = 38 \text{ мм}$ получен расчетом. Диаметр в месте посадки подшипников принимаем $d_1 = 40 \text{ мм}$, чтобы внутреннее кольцо подшипника прошло свободно через посадочное место для звездочки*. Диаметр в месте посадки колеса берем $d_2 = 45 \text{ мм}$ по тем же соображениям. Радиусы галтелей принимаем равными $r = 1,5 \text{ мм}$ (см. [1]). Конструктивно назначаем $l_1 = 70 \text{ мм}$; $l_2 = l_3 = 60 \text{ мм}$ [13; 17].

Задача 36. Определить диаметр выходного конца вала редуктора, который передает мощность $N = 4,5 \text{ квт}$ при угловой скорости $\omega = 76,5 \text{ рад/сек}$. Материал вала сталь 35, $[\tau]_K = 22 \text{ н/мм}^2$.

Ответ. $d = 24 \text{ мм}$.

Контрольные вопросы

1. Какие различают виды валов?
2. Как называются опорные части вала? Какая разница между шипом и шейкой?
3. Назовите основные критерии работоспособности валов и осей и укажите, какими величинами они оцениваются.
4. В чем заключается различие между проектным и проверочным расчетами вала?

Дополнительная литература

[11], стр. 216—223.
[18], стр. 199; задача 12.14.

* Во многих случаях принимают большую, чем здесь, разность диаметров ступеней вала с тем, чтобы при сборке можно было насадить деталь, не вынимая шпонку, установленную в канавке ступени меньшего диаметра.

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Проверочный расчет валов производится на усталостную и статическую прочность и на жесткость, а в отдельных случаях на колебания*. Выполняется после конструктивного оформления вала на основе проектного расчета и подбора подшипников.

Проверочный расчет вала выполняют по его расчетной схеме.

Составление расчетной схемы

Валы рассматривают как прямые брусья, лежащие на шарнирных опорах.

При выборе типа опоры считают, что деформации валов малы и, если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или

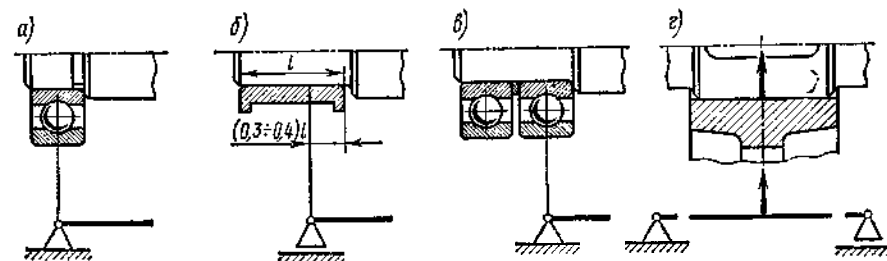


Рис. 11.6. Расчетные схемы

перемещение цапфы, его считают шарнирно-неподвижной или шарнирно-подвижной опорой. Подшипники качения или скольжения, воспринимающие одновременно радиальные и осевые усилия, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры (рис. 11.6, а), а подшипники, воспринимающие только радиальные усилия, — как шарнирно-подвижные (рис. 11.6, б).

На схеме центр шарнира опоры принимают в середине подшипника качения (см. рис. 11.6, а) или на расстоянии 0,3—0,4 длины подшипников скольжения** со стороны нагруженного пролета (см. рис. 11.6, б). При двух подшипниках качения, установленных на одной опоре, центр шарнира опоры принимают в середине ближайшего к пролету подшипника*** (рис. 11.6, в).

Основными нагрузками на валы являются усилия от передач, распределяющиеся по длине ступицы.

* Расчет на колебания в настоящем курсе не рассматривается.

** Давление по длине подшипника скольжения распределяется неравномерно вследствие деформации валов и осей.

*** Иногда при уточненных расчетах два рядом установленных на одной опоре подшипника качения рассматривают как жесткую заделку.

На расчетных схемах эти усилия, а также вращающие моменты изображают как сосредоточенные, приложенные в средних ступиц (рис. 11.6, з). Влиянием силы тяжести валов и насажённых на них деталей пренебрегают (за исключением тяжелых маховиков и т. п.). Силы трения в опорах не учитывают.

Пример перехода от конструкции к расчетной схеме дан на рис. 11.9 (стр. 289).

Расчет на усталостную прочность

Этот расчет валов выполняют как проверочный; он заключается в определении расчетных коэффициентов запасов прочности в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами моментов и расположением зон концентрации напряжений. При расчете принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу (рис. 11.7, а),

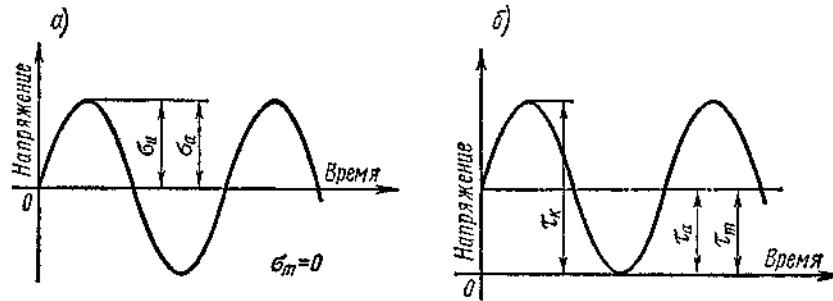


Рис. 11.7. Циклы напряжений

а напряжения кручения — по отнулевому (пульсирующему) циклу (рис. 11.7, б). Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что большинство валов передает переменные по величине, но постоянные по направлению вращающие моменты.

Проверку на усталостную прочность производят по величине коэффициента запаса прочности:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n], \quad (11.2)$$

где n_σ — коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (11.3)$$

n_τ — коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям;

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{f_e}{\varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (11.4)$$

σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости при изгибе и кручении с симметричным циклом (см. табл. 6.5);

$$\tau_{-1} \approx 0,58 \sigma_{-1};$$

k_σ и k_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (табл. 11.1);

ε_σ и ε_τ — масштабные факторы (табл. 11.2);

Таблица 11.1

Значения коэффициентов k_σ и k_τ :

Концентратор напряжения	k_σ		k_τ	
	σ_B стали, н/мм ²			
	< 700	≥ 1000	< 700	≥ 1000
Галтель (рис. 11.4, б) при $h/r = 1$ и $r/d = 0,02$	1,49	1,60	1,37	1,39
0,05	1,69	1,83	1,46	1,51
0,10	1,55	1,72	1,42	1,46
Шпоночная канавка, выполненная торцевой фрезой	1,89	2,26	1,71	2,22
Прессовая посадка** при $p \geq 20$ н/мм ²	2,4	3,6	1,8	2,5
Резьба	2,2	2,61	1,0	1,0

Примечания. 1. Если в одном сечении несколько концентраторов напряжений, то в расчет принимается тот, для которого больше k_σ .

2. Для посадки внутренних колец подшипников качения принимают значения k_σ и k_τ , соответствующие прессовой посадке.

* Подробнее см. работы [9], [11], [17].

** Наибольшая концентрация напряжений возникает у края напрессованной детали.

Таблица 11.2

Значения коэффициентов ϵ_σ и ϵ_τ

Наименьший из примыкающих к зоне концентрации диаметр вала d , мм	Углеродистые стали		Легированные стали	
	ϵ_σ	ϵ_τ	ϵ_σ	ϵ_τ
Свыше 20 до 30	0,91	0,89	0,83	0,89
» 30 » 40	0,88	0,81	0,77	0,81
» 40 » 50	0,84	0,78	0,73	0,78

σ_a и τ_a — амплитуды циклов изменения напряжений при изгибе и кручении.

Согласно рис. 11.7

$$\sigma_a = \sigma_{\text{ст}} \frac{M_a}{W_{\text{нетто}}}, \quad \tau_a = \tau_{\text{ст}} \frac{M_{\text{кр}}}{2W_{\text{кр нетто}}}$$

Где $W_{\text{нетто}}$ и $W_{\text{кр нетто}}$ — моменты сопротивления изгибу и кручению нетто сечения (табл. 11.3);

Таблица 11.3

Формулы для определения $W_{\text{нетто}}$ и $W_{\text{кр нетто}}$

Сечение вала или оси	$W_{\text{нетто}}$	$W_{\text{кр нетто}}$
Круглое, сплошное диаметром d	$\frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3$
С одной шпоночной канавкой (см. рис. 11.11, стр. 296)	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^3}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$

σ_m и τ_m — средние напряжения циклов при изгибе и кручении.

Согласно рис. 11.7 $\sigma_m = 0$; $\tau_m = \tau_a$. Если одновременно с изгибом в расчетном сечении возникает продольная растягивающая сила N , то $\sigma_m = \frac{N}{F}$, где F — площадь сечения;

ψ_σ и ψ_τ — коэффициенты, учитывающие влияние среднего напряжения цикла на усталостную прочность.

Обычно принимают:

для среднеуглеродистых сталей $\psi_\sigma = 0,10$; $\psi_\tau = 0,05$;для легированных сталей $\psi_\sigma = 0,30$; $\psi_\tau = 0,10$; $[n]$ — допустимый (требуемый) запас прочности.Для валов передач рекомендуется $[n] \geq 2,5$.

Проверочный расчет на усталостную прочность ведется по длительно действующей номинальной нагрузке без учета кратковременных пиковых нагрузок, число циклов действия которых невелико и не влияет на усталостную прочность.

Расчет на статическую прочность

Проверка валов на статическую прочность ведется для предупреждения пластических деформаций в период действия пиковых нагрузок (например, в период пуска). Эквивалентное напряжение σ_3 для опасного сечения вала определяют по гипотезе энергии формоизменения:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \leq [\sigma]_{\text{пред}}, \quad (11.5)$$

Где

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{и пик}}}{W_{\text{нетто}}} + \frac{N_{\text{пик}}}{F} \quad \text{и} \quad \tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр пик}}}{W_{\text{кр нетто}}};$$

$M_{\text{и пик}}$ и $M_{\text{кр пик}}$ — изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении при пиковой нагрузке;

$N_{\text{пик}}$ — продольная растягивающая или сжимающая сила в том же сечении при пиковой нагрузке.

Предельное допускаемое напряжение принимают $[\sigma]_{\text{пред}} \approx 0,8\sigma_{\text{T}}$, где σ_{T} — предел текучести (см. табл. 6.5).

Расчет на жесткость

Проверочный расчет валов на жесткость выполняется в тех случаях, когда их деформации существенно влияют на работу сопряженных с валом деталей.

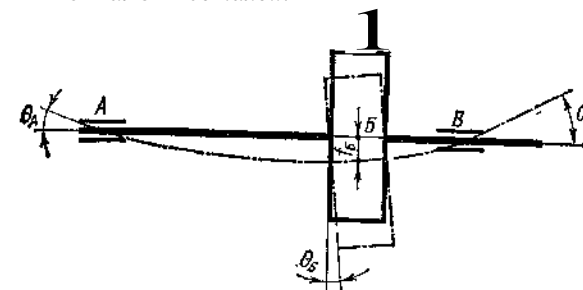


Рис. 11.8. Прогиб и углы наклона сечений вала

Так, например, повышенный прогиб f валов зубчатых передач (рис. 11.8) вызывает перекосяк колес, концентрацию нагрузки по длине зубьев и преждевременный их износ или даже излом, а значительный угол наклона Э цапф — защемление тел качения в подшипниках, повышенное трение и нагрев.

Различают изгибную и крутильную жесткость.

Изгибная жесткость валов оценивается прогибом / и углом наклона θ , которые определяются методами сопротивления материалов.

Требуемая изгибная жесткость обеспечивается при соблюдении условий $f \leq [f]$ и $\theta \leq [\theta]$.

Величина допускаемых прогибов $[f]$ и углов наклона $[\theta]$ зависит от назначения вала или оси.

Для валов зубчатых передач под серединой колеса принимают $[f] \approx (0,01 \div 0,03) m$, а для валов червяков $[f] = (0,005 - 0,01) m_s$, где m и m_s — модули зацепления.

Угол наклона цапф в подшипниках скольжения рекомендуется $[\theta] = 0,001 \text{ рад}$, а в радиальных шарикоподшипниках — $[\theta] \approx \ll 0,01 \text{ рад}$.

В большинстве случаев валы редукторов на жесткость не проверяют, поскольку завышены коэффициенты запаса прочности. Исключение составляют валы червяков, которые всегда проверяют на изгибную жесткость вследствие большого расстояния между опорами. При симметричном расположении опор максимальный прогиб

$$f = \frac{l^3 \sqrt{P_1^2 + T_1^2}}{48EJ} \leq [f], \quad (11.6)$$

где l — расстояние между серединами опор червяка в мм;

P_1 и T_1 — окружное и радиальное усилия на червяке в н;

E — модуль продольной упругости в н/мм²; для стали

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ н/мм}^2;$$

J — приведенный (с учетом витков резьбы) момент инерции сечения вала червяка в мм⁴;

$$J = \frac{\pi D_{i1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{D_{e1}}{D_{i1}} \right).$$

Если расчетный прогиб вала червяка $f > [f]$, то увеличивают относительную толщину червяка q (см. стр. 193) и расчет повторяют.

Крутильная жесткость валов оценивается углом закручивания φ_0 на единицу длины вала:

$$\varphi_0 = \frac{M_k}{GJ_p} \leq [\varphi_0], \quad (11.7)$$

где M_k — крутящий момент в расчетном сечении в н·м;

G — модуль сдвига в н/мм²; для стали $G = 8 \cdot 10^4 \text{ н/мм}^2 = 8 \cdot 10^{10} \text{ н/мм}^2$;

J_p — полярный момент инерции расчетного сечения в мм⁴.

Для круглого сплошного сечения $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$;

$[\varphi_0]$ — допускаемый угол закручивания вала в рад на длине 1 м.

Величина $[\varphi_0]$ зависит от назначения вала и колеблется в широких пределах. $[\varphi_0] = (5,0 \div 22) \cdot 10^{-3} \text{ рад/м}$. Для многих валов передач крутильная жесткость не имеет существенного значения, и такой расчет не производится.

Задача 37. Проверить вал червяка на изгибную жесткость, если модуль зацепления $m_s = 8 \text{ мм}$, число модулей в диаметре делительного цилиндра червяка $q = 8$. Червяк расположен симметрично относительно опор, расстояние между серединами которых $l = 145 \text{ мм}$. Материал червяка — сталь с $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ н/мм}^2$. Окружное усилие на червяке $P_1 = 931 \text{ н}$, радиальное усилие $T_1 = 1240 \text{ н}$. Прогиб под серединой червяка / не должен превышать $[f] = 0,008 m_s$.

Ответ. $f = 0,037 \text{ мм} < [f] = 0,064 \text{ мм}$, следовательно, вал червяка обладает достаточной жесткостью.

Контрольные вопросы

1. Какие допущения необходимы при составлении расчетной схемы вала?
2. Каково назначение расчета валов на усталостную прочность?
3. Что учитывает масштабный фактор ϵ и от чего он зависит?
4. В каких случаях выполняется расчет валов на изгибную жесткость?

Дополнительная литература

[7], стр. 223—235.

[18], стр. 207, задача 12.20.

ЗАНЯТИЕ 45

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА ВАЛОВ НА УСТАЛОСТНУЮ И СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

(см. решение примера 41)

Исходные данные: 1. Нагрузка на вал.

2. Условия работы.

- 3. Чертеж узла.

Последовательность расчета: 1. По чертежу узла составляют расчетную схему.

2. Определяют силы, действующие на вал.

3. Строят эпюры изгибающих моментов в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

4. Строят эпюру крутящих моментов,

5. В соответствии с формой вала и эпюрами моментов выявляют предположительно опасные сечения, подлежащие проверке на усталостную прочность.

6. Для каждого из указанных сечений по формуле (11.2) определяют расчетные коэффициенты запаса прочности n и сравнивают с допускаемым значением $[n]$. При этом должно соблюдаться условие $n \geq [n]$.

7. Если вал в период работы испытывает кратковременные перегрузки, то наиболее нагруженные сечения его проверяют на статическую прочность по формуле (11.5).

В зависимости от результатов проверочного расчета конструкцию вала оставляют без изменения или в нее вносят исправления. В последнем случае проверочный расчет повторяют.

Пример 41. По данным примера 40 проверить вал редуктора на усталостную и статическую прочность (см. рис. 4.2 и 11.9, а). Диаметр делительной окружности зубчатого колеса $d_{d2} = 256$ мм. Сила давления цепи на вал $Q = 2713$ н и направлена под углом $\theta = 30^\circ$ к горизонту. Нагрузка на вал нереверсивная, постоянная. Работа спокойная. В период пуска кратковременная (пиковая) нагрузка в 1,8 раза больше номинальной.

Зубчатое колесо вращается по часовой стрелке, если смотреть на него со стороны звездочки. (Начало расчета см. в решениях примеров 10; 18; 38, 39 и 40)

Решение. 1. Составляем расчетную схему вала (рис. 11.9, б) в соответствии с конструкцией, принятой в примере 40.

2. Определяем силы, действующие на вал (см. рис. 11.9, б). Окружное усилие на колесе

$$P = \frac{2M}{d_{d2}} = \frac{2 \cdot 189,5 \cdot 10^3}{256} = 1486 \text{ н.}$$

Радиальное усилие на колесе (формула 6.32)

$$r = P \operatorname{tg} \alpha = 1486 \operatorname{tg} 20^\circ \approx 540 \text{ н.}$$

Силу давления цепи на вал Q раскладываем на составляющие в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

$$Q_B = Q \sin \theta = 2713 \sin 30^\circ = 1357 \text{ н,}$$

$$Q_\Gamma = Q \cos \theta = 2713 \cos 30^\circ = 2352 \text{ н.}$$

3. Строим эпюры изгибающих моментов.

В вертикальной плоскости (рис. 11.9, б):

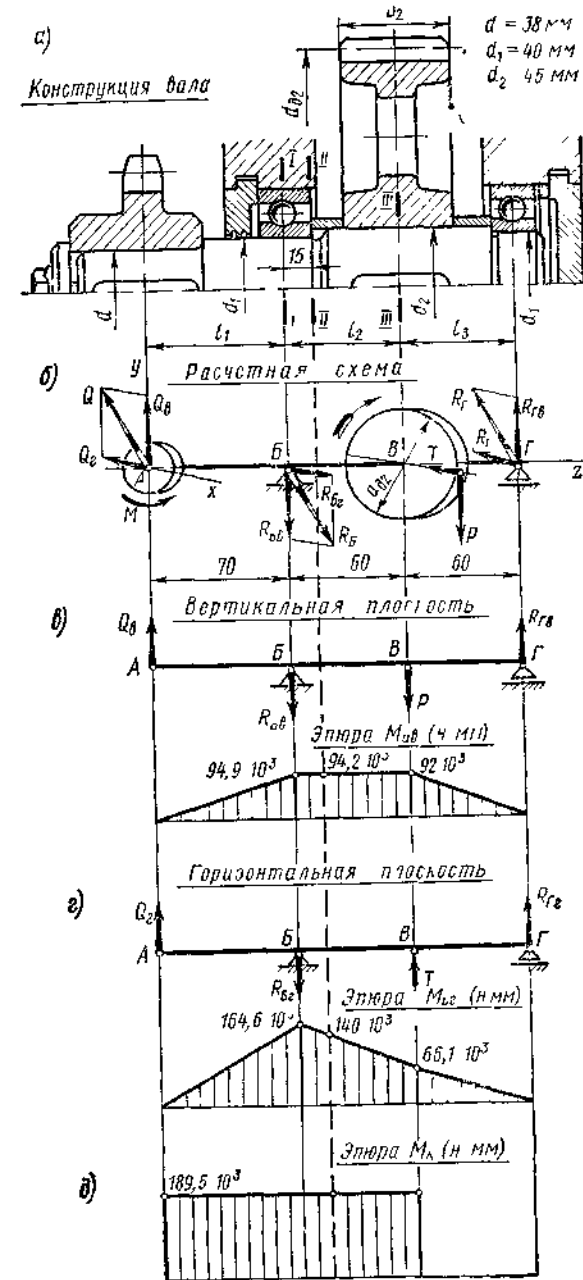


Рис. 11.9 К расчету вала

а) Определяем опорные реакции

$$\begin{aligned} \sum M_B = 0; \quad -Q_B \cdot 70 - P \cdot 60 + R_{ГВ} \cdot 120 = 0; \\ R_{ГВ} = \frac{Q_B \cdot 70 + P \cdot 60}{120} = \frac{1357 \cdot 70 + 1486 \cdot 60}{120} = 1534 \text{ н}; \\ \sum M_G = 0; \quad -Q_B \cdot 190 + R_{БВ} \cdot 120 + P \cdot 60 = 0; \\ R_{БВ} = \frac{Q_B \cdot 190 - P \cdot 60}{120} = \frac{1357 \cdot 190 - 1486 \cdot 60}{120} = 1405 \text{ н}. \end{aligned}$$

б) Проверяем правильность определения реакций:

$$\sum Y = Q_B - R_{БВ} - P + R_{ГВ} = 1357 - 1405 - 1486 + 1534 = 0$$

— реакции найдены правильно.

в) Строим эпюру изгибающих моментов $M_{ив}$, для чего определяем их значения в характерных сечениях вала:

$$\begin{aligned} \text{в сечении } A \quad M_{ив} = 0; \\ \gg \gg \quad B \quad M_{ив} = Q_B \cdot 70 = 1357 \cdot 70 = 94,9 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}; \\ \gg \gg \quad B \quad M_{ив} = R_{ГВ} \cdot 60 = 1534 \cdot 60 = 92 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}; \\ \gg \gg \quad Г \quad M_{ив} = 0. \end{aligned}$$

В горизонтальной плоскости (рис. 11.9, г):

а) Определяем опорные реакции:

$$\begin{aligned} \sum M_B = 0; \quad -Q_G \cdot 70 + T \cdot 60 + R_{ГГ} \cdot 120 = 0; \\ R_{ГГ} = \frac{Q_G \cdot 70 - T \cdot 60}{120} = \frac{2352 \cdot 70 - 540 \cdot 60}{120} = 1102 \text{ н}; \\ \sum M_G = 0; \quad -Q_G \cdot 190 + R_{БГ} \cdot 120 - T \cdot 60 = 0; \\ R_{БГ} = \frac{Q_G \cdot 190 + T \cdot 60}{120} = \frac{2352 \cdot 190 + 540 \cdot 60}{120} = 3994 \text{ н}. \end{aligned}$$

б) Проверяем правильность определения реакций:

$$\sum X = Q_G - R_{БГ} + T + R_{ГГ} = 2352 - 3994 + 540 + 1102 = 0$$

— реакции найдены правильно.

в) Строим эпюру изгибающих моментов $M_{иг}$, для чего определяем их значения в характерных сечениях вала:

$$\begin{aligned} \text{в сечении } A \quad M_{иг} = 0; \\ \gg \gg \quad B \quad M_{иг} = Q_G \cdot 70 = 2352 \cdot 70 = 164,6 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}; \\ \gg \gg \quad B \quad M_{иг} = R_{ГГ} \cdot 60 = 1102 \cdot 60 = 66,1 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}; \\ \gg \gg \quad Г \quad M_{иг} = 0. \end{aligned}$$

4. Строим эпюру крутящих моментов (рис. 11.9, д). Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала от середины ступицы колеса до середины ступицы звездочки (см. рис. 11.9, а)

$$M_k = M = 189,5 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

5. В соответствии с формой вала и эпюрами M_n и M_k предположительно опасными сечениями вала, подлежащими проверке на усталостную прочность, являются сечения I—I, II—II и

III—III, в которых имеются концентраторы напряжений и возникают наибольшие моменты.

6. Определяем запас усталостной прочности в сильно нагруженном сечении II—II, в котором концентрация напряжений обусловлена канавкой с галтелью (см. рис. 11.4, а) и посадкой внутреннего кольца подшипника с натягом. Это сечение расположено на расстоянии 15 мм от середины подшипника.

а) Определяем изгибающие моменты в сечении II—II.

$$\text{Из рис. 11.9, в } M_{ивII} = Q_B \cdot 85 - R_{БВ} \cdot 15 = 1357 \cdot 85 - 1405 \cdot 15 = 94,2 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

$$\text{Из рис. 11.9, г } M_{игII} = Q_G \cdot 85 - R_{БГ} \cdot 15 = 2352 \cdot 85 - 3994 \cdot 15 = 140 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении II—II

$$\begin{aligned} M_{нII} = \sqrt{M_{ивII}^2 + M_{игII}^2} = \sqrt{(94,2 \cdot 10^3)^2 + (140 \cdot 10^3)^2} = \\ = 168,6 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

б) Согласно эпюре крутящий момент в сечении II—II $M_k = 189,5 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$

в) Определяем номинальные напряжения в сечении II—II.

Напряжения изгиба

$$\sigma_n = \frac{M_{нII}}{W} = \frac{M_{нII}}{0,1d_1^3} = \frac{168,6 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 40^3} = 26,3 \text{ н/мм}^2.$$

В сечении II—II отсутствуют продольные силы, следовательно, нормальные напряжения в этом сечении изменяются по симметричному циклу с амплитудой

$$\sigma_a = \sigma_n = 26,3 \text{ н/мм}^2; \quad \sigma_m = 0.$$

Напряжения кручения

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{0,2d_1^3} = \frac{189,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 40^3} = 14,8 \text{ н/мм}^2.$$

При отнулевом цикле изменения касательных напряжений

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_k}{2} = \frac{14,8}{2} = 7,4 \text{ н/мм}^2.$$

г) В сечении II—II два концентратора напряжений: канавка с галтелью и посадка с натягом. Согласно примечаниям к табл. 11.1 в расчет принимаем концентрацию напряжений от посадки внутреннего кольца подшипника, для которой $k_\sigma = 2,4$ и $k_\tau = 1,8$.

По табл. 11.2 $\epsilon_\sigma = 0,88$, $\epsilon_\tau = 0,81$.

д) Определяем коэффициенты запаса прочности вала в сечении II—II по нормальным и касательным напряжениям.

По формуле (11.3)

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{253}{2,4 \cdot 26,3 + 0} = 3,53.$$

По формуле (11.4)

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{e_{\tau}} \tau_{\alpha} + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{147}{\frac{1,8}{0,81} 7,4 + 0,05 \cdot 7,4} = 8,74,$$

где $\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 253 = 147 \text{ н/мм}^2$; $\psi_{\tau} = 0,05$ (см. стр. 284).

Расчетный коэффициент запаса прочности вала в сечении II—II (формула 11.2)

$$n_{II} = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{3,53 \cdot 8,74}{\sqrt{3,53^2 + 8,74^2}} = 3,28 > [n] = 2,5.$$

Усталостная прочность вала в сечении II—II обеспечена.

7. Проверяем статическую прочность вала в сечении II—II.

а) В период пуска кратковременная (пиковая) нагрузка в 1,8 раза больше номинальной, следовательно, в сечении II—II возникают пиковые изгибающий и крутящий моменты:

$$M_{н\text{ пик II}} = 1,8 M_{н II} = 1,8 \cdot 168,6 \cdot 10^3 = 303 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{к\text{ пик II}} = 1,8 M_{к II} = 1,8 \cdot 189,5 \cdot 10^3 = 340 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

б) Расчетные нормальное и касательное напряжения в сечении II—II в период пуска:

$$\sigma_{\text{пик II}} = \frac{M_{н\text{ пик II}}}{W} = \frac{M_{н\text{ пик II}}}{0,1 d_1^3} = \frac{303 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 40^3} = 47,3 \text{ н/мм}^2.$$

$$\tau_{к II} = \frac{M_{к\text{ пик II}}}{W_{\tau}} = \frac{M_{к\text{ пик II}}}{0,2 d_1^3} = \frac{340 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 40^3} = 26,5 \text{ н/мм}^2.$$

в) Предельное допускаемое напряжение для стали 45

$$[\sigma]_{\text{пред}} = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 294 = 235 \text{ н/мм}^2.$$

г) По формуле (11.5) эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{э II}} = \sqrt{\sigma_{\text{пик II}}^2 + 3\tau_{к II}^2} = \sqrt{47,3^2 + 3 \cdot 26,5^2} = 65,8 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{пред}}.$$

Статическая прочность вала в сечении II—II обеспечена.

Проверочный расчет вала на усталостную и статическую прочности в сечениях /—/ и ///—III предлагается учащемуся произвести самостоятельно.

Задача 38. По данным примера 41 определить коэффициент запаса усталостной прочности вала для сечения III—III под серединой зубчатого колеса.

Ответ. $n_{III} = 5,43$.

Контрольные вопросы

1. Объясните, для чего при расчете вала строят эпюры изгибающих и крутящих моментов?

2. Какие сечения вала предположительно опасны?

3. Укажите конструктивные и технологические способы повышения усталостной прочности валов.

4. В каких случаях вал проверяют на статическую прочность?

Дополнительная литература

[18], стр. 207, задача 12.19.

ЗАНЯТИЕ 46

РАСЧЕТ ОСЕЙ

Проектный расчет. Оси работают как поддерживающие детали и поэтому нагружены только изгибающими нагрузками*. Проектный расчет осей на статическую прочность выполняюг аналогично расчету балок с шарнирными опорами обычными методами сопротивления материалов, задаваясь при этом длинами участков осей в зависимости от конструкции узла. Расчет неподвижных осей ведут в предположении изменения напряжений изгиба по отнулевому циклу—самому неблагоприятному из всех знакопостоянных циклов. Для осей, изготовленных из среднеуглеродистых сталей, допускаемое напряжение изгиба принимают $[\sigma_0]_и = 100 \div 160 \text{ н/мм}^2$. Меньшие значения рекомендуются при острых концентраторах напряжений. Напряжения во вращающихся осях изменяются по симметричному циклу, для них принимают $[\sigma_{-1}]_и = (0,5 \div 0,6) [\sigma_0]_и$. Если ось в расчетном сечении имеет шпоночную канавку, то полученный диаметр увеличивают примерно на 10% и округляют до ближайшего большего значения по ГОСТ 6636—59 (см. стр. 279).

Проверочный расчет. Проверочный расчет осей на усталостную прочность и изгибную жесткость ведут аналогично расчету валов при $M_{к} = 0$.

Пример 42. Определить диаметр оси подвески крюка грузоподъемностью $P = 10 \cdot 10^3 \text{ н}$ (рис. 11.10, а).

Решение. 1. Составляем расчетную схему, рассматривая ось как балку с шарнирными опорами, нагруженную сосредоточенными силами (рис. 11.10, б).

2. Определяем опорные реакции R_A и R_G .

$$\text{При симметричном расположении блоков } R_A = R_G = \frac{P}{2} = \frac{10 \cdot 10^3}{2} = 5 \cdot 10^3 \text{ н}.$$

3. Строим эпюру изгибающих моментов M_n :

$$\begin{aligned} \text{в сечении } A & M_n = 0; \\ \gg \gg B & M_n = -R_A \cdot 50 = -5 \cdot 10^3 \cdot 50 = -250 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}; \\ \gg \gg B & M_n = -R_G \cdot 50 = -5 \cdot 10^3 \cdot 50 = -250 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}; \\ \gg \gg Г & M_n = 0. \end{aligned}$$

* Растягивающими и сжимающими нагрузками пренебрегают.

4. Для удобства изготовления и сборки принимаем ось гладкой и неподвижной, Учитывая ответственность оси в крюковой подвеске, выбираем материал сталь Ст. 5 с $[\sigma_0]_k = 125 \text{ н/мм}^2$ (стр. 293).

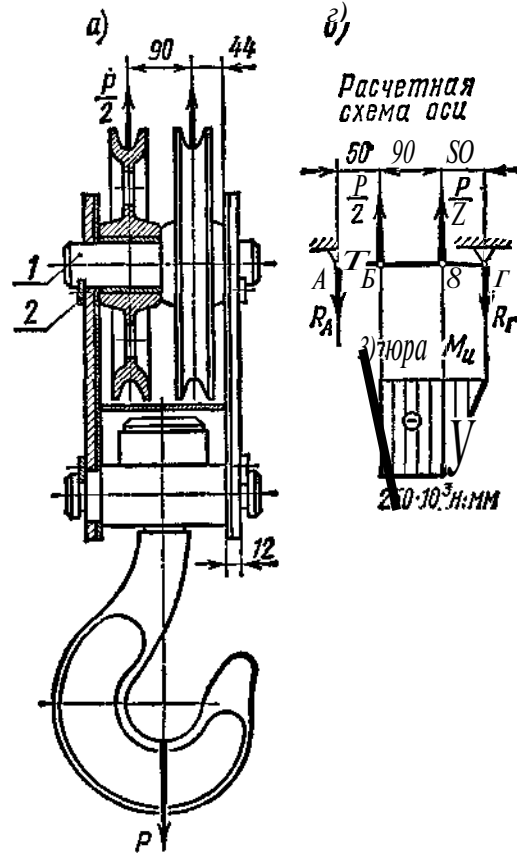


Рис. 11.10. Крюковая подвеска:
1 — неподвижная ось; 2 — ось-держатель

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ВАЛОВ И ОСЕЙ

1. Каждая насаживаемая на вал или ось деталь должна **проходить** до своей посадочной поверхности свободно во избежание повреждения других поверхностей (см. рис. 11.9, s).

2. Торцы валов и осей и их уступы выполняют с фасками (ГОСТ 10948—64) для удобства насадки деталей и соблюдения техники безопасности (см. рис. 11.2).

3. В тяжелонагруженных валах или осях для снижения концентрации напряжений в местах посадочных поверхностей рекомендуется перепады ступеней выполнять минимальными с применением галтелей переменного радиуса (см. рис. 11.4, в).

5. Требуемый диаметр оси определяем из условия прочности на изгиб:

$$W = 0,1 d^3 \geq \frac{M_k}{[\sigma_0]_k},$$

откуда

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{S \cdot f \cdot M_k}{0,1 [\sigma_0]_k}} = \sqrt[3]{\frac{250 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 125}} = 27,2 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 6636—69 (см. стр. 279) принимаем $d = 28 \text{ мм}$.

Задача 39. По данным примера 42 определить расчетный коэффициент запаса усталостной прочности для сечения B оси (см. рис. 11.10, б). Материал оси сталь Ст.5 с $\sigma_{-1} = 215 \text{ н/мм}^2$.

Ответ. $n = n_a = 3,17$; при $\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_k}{2}$ и $k_a = 1$.

4. При прессовых посадках трудно совместить шпоночную канавку в ступице со шпонкой вала. Для облегчения сборки на посадочной поверхности вала предусматривают небольшой направляющий цилиндрический участок с посадкой X_3 (см. рис. 11.2).

5. Для уменьшения номенклатуры резцов радиусы галтелей, углы фасок, ширину проточек на одном валу или оси рекомендуется выполнять одинаковыми. Если на валу несколько шпоночных пазов, то их располагают на одной образующей вала (см. рис. 11.9, а).

6. Выбор рациональной формы вала или оси зависит от масштаба производства. При единичном производстве валы и оси изготавливают преимущественно из круглого проката, поэтому для уменьшения механической обработки принимают простую форму — без буртиков (см. рис. 11.9, а). При массовом производстве валы и оси изготавливают из специальных поковок, которые позволяют применять упорные бурты (см. рис. 11.2).

7. Для увеличения изгибной жесткости валов и осей рекомендуется располагать насаживаемые детали ближе к опорам.

Контрольные вопросы

1. В чем заключается принципиальное различие между валом и осью?
2. Какова последовательность проектного расчета осей?
3. Чем отличается расчет неподвижных осей от расчета вращающихся?
4. Объясните, почему на рис. 11.2 на одной ступени вала проставлены два размера $\varnothing \frac{A}{\pi \nu}$ и $0 \frac{A}{\nu}$?

Дополнительная литература

[7], т. 2, стр. 120-135.

[12], листы 125—129.

[18], стр. 199, задача 12.1.

Б. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ЗАНЯТИЕ 47

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Шпоночные соединения состоят из вала, шпонки и ступицы колеса (шкива или другой детали). **Шпонка** представляет собой стальной брус, вставляемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы у валов получают фрезерованием дисковыми или пальцевыми фрезами, а в ступице — долблением или протягиванием,

Шпонки призматические по ГОСТ 8788—68 (извлечение)

Размеры в мм по рис. 11.11

Диаметр вала d свыше — до	Сечение шпонок		Глубина паза	
	b	h	Вал t	Втулка t_1
30—38	10	8	5	3,3
38—44	12	8	5	3,3
44—50	14	9	5,5	3,8
50—58	16	10	6	4,3
58—65	18	11	7	4,4

Примечание. Длину шпонок выбирают из ряда (по ГОСТ 8789—68), мм: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, ПО, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.

торцом—*исполнение 2* (рис. 11.11, б). Шпонки *исполнения 1* рекомендуются для более точных соединений.

Призматические высокие шпонки (ГОСТ 10748—68) применяют для передачи больших вращающих моментов,

Достоинства:

простота и надежность конструкции,
низкая стоимость,
простота монтажа и демонтажа.

Недостаток—шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу **насаживаемой** на вал детали. Ослабление вала обусловлено не только уменьшением его сечения, но, главное, острой концентрацией напряжений изгиба и кручения, вызываемой шпоночным пазом,

РАЗНОВИДНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Все шпоночные соединения подразделяют на ненапряженные и напряженные. **Ненапряженные** соединения получаются при применении призматических (рис. 11.11) и сегментных (см. рис. 11.14) шпонок. Эти соединения называют **ненапряженными**, так

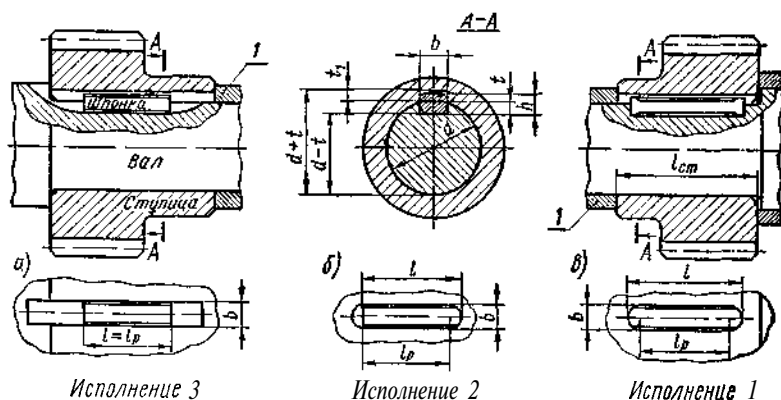


Рис. 11.11. Соединения призматическими шпонками

как при их сборке не возникает предварительных напряжений. **Напряженные** соединения получаются при применении клиновых (см. рис. 11.15) и тангенциальных (см. рис. 11.16) шпонок. Здесь при сборке соединений в их деталях возникают предварительные (монтажные) напряжения.

Соединения призматическими шпонками

Конструкции соединений призматическими шпонками изображены на рис. 11.11. Рабочими являются **боковые**, более узкие грани шпонок высотой h . Размеры сечений шпонок и пазов принимают в зависимости от диаметра вала d по ГОСТ 8788—68 (табл. 11.4).

По форме торцов различают шпонки со скругленными торцами—*исполнение 1* (рис. 11.11, в), с плоскими торцами—*исполнение 3* (рис. 11.11, а) и с одним плоским, а другим скругленным

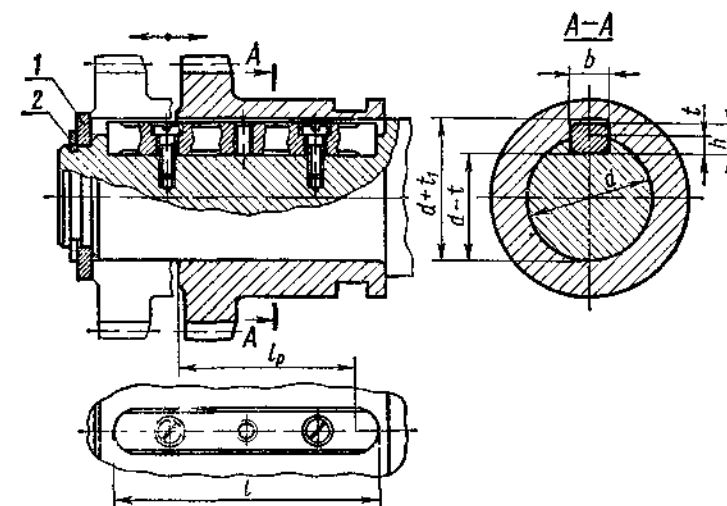


Рис. 11.12. Соединение призматической направляющей шпонкой: 1—кольцо упорное, 2—кольцо пружинное

Соединения призматическими шпонками дают хорошее центрирование деталей на валах, но не удерживают от осевого смещения вдоль вала. Чтобы застопорить колесо от осевого смещения, применяют распорные втулки (1 на рис. 11.11), упорные кольца (рис. 11.12), установочные винты (см. рис. 11.14).

Шпонки сегментные по ГОСТ 8794—68 (извлечение)
Размеры в мм по рис. 11.14

Диаметр вала d		Номинальные размеры шпонок				Глубина паза	
Для шпонок, передающих вращающий момент	Для шпонок, фиксирующих элементы	b	ft	d_1	l	вал t	штулка t_1
			(9) 11	(22) 28	21,6 27,3	(6) 8	3,3 3,3
Свыше 22 до 30	Свыше 38 до 44	8	13 15	32 38	31,4 37,1	10 12	3,3 3,3

Примечание. Размеры, заключенные в скобки, по возможности не применять.

безопасности выступающая головка должна иметь ограждение (I на рис. 11.15). Клиновые шпонки забивают в пазы, в результате создается напряженное соединение, которое передает не только вращающий момент, но и осевое усилие. Эти шпонки не

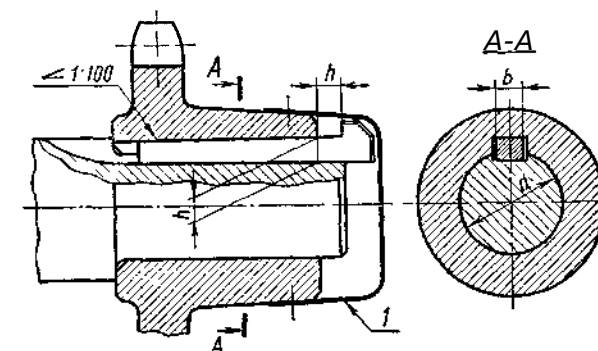


Рис. 11.15. Соединение клиновой шпонкой

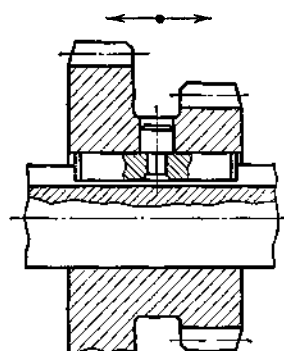
требуют стопорения ступицы от продольного перемещения вдоль вала. При забивании клиновой шпонки в соединении возникают распорные радиальные усилия, которые нарушают центрирование детали на валу, вызывая биение. Клиновые шпонки работают широкими гранями. По боковым граням имеется зазор.

Соединения клиновыми шпонками применяют в тихоходных передачах*. Они хорошо воспринимают ударные и знакопеременные нагрузки.

* В настоящем курсе рассматриваются не все разновидности клиновых шпонок, поскольку применение их в современном производстве резко сокращено.

Призматические направляющие шпонки с креплением на валу (ГОСТ 8790—68) применяют в подвижных соединениях для перемещения ступицы вдоль вала (рис. 11.12). Среднее резьбовое отверстие в шпонке служит для того, чтобы в него можно было ввернуть винт и извлечь шпонку из паза вала.

При большом перемещении детали вдоль вала применяют скользящие шпонки (рис. 11.13).



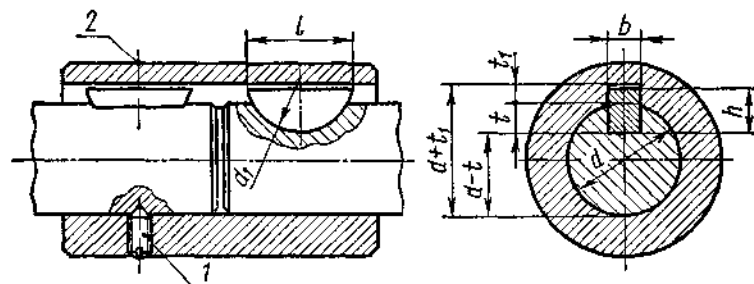
Соединения сегментными шпонками

(рис. 11.14)



Рис. 11.13. Соединение призматической скользящей шпонкой

Сегментные шпонки так же, как и призматические, работают боковыми гранями и образуют ненапряженное соединение. Применяются при передаче небольших вращающих моментов. Сегментные шпонки (табл. 11.5) и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже. Широко применяются в серийном и массовом производствах.

Рис. 11.14. Соединение сегментной шпонкой:
1—винт установочный; 2—кольцо замковое пружинное

Соединения клиновыми шпонками

(рис. 11.15)

Клиновые шпонки имеют форму односкосных самотормозящих клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют пазы в ступицах. Клиновые шпонки без головок изготавливают по ГОСТ 8792—68. Шпонки с головками выполняют по ГОСТ 8793—68. Головка служит для выбивания шпонки из паза. По правилам техники

Соединения тангенциальными шпонками

(рис. 11.16)

Тангенциальные шпонки состоят из двух односкосных клиньев с уклоном 1:100 каждый. Изготавливаются по ГОСТ 8796—68. Работают узкими гранями. Вводятся в пазы ударом. Создают напряженное соединение. Натяг между валом и ступицей создается в касательном (тангенциальном) направлении.

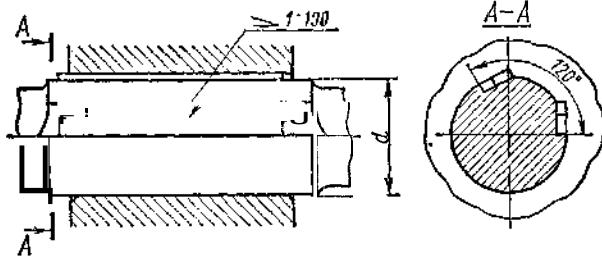


Рис. 11.16. Соединение тангенциальными шпонками

Применяются для валов диаметром свыше 60 мм при передаче больших вращающих моментов с переменным режимом работы. При реверсивной работе ставят две пары тангенциальных шпонок под углом 120°. В современном производстве имеют ограниченное применение.

Контрольные вопросы

1. Каков недостаток шпоночных соединений?
2. В каких случаях применяют призматические шпонки? Каковы их недостатки?
3. Какие достоинства имеют соединения сегментными шпонками и когда их рекомендуется применять?
4. Объясните, почему выступающая головка клиновой шпонки должна иметь ограждение?
5. В каких случаях применяют скользящие шпонки?

Дополнительная литература

- [7], т. 1, стр. 687—704.
[11], стр. 69.
[12], лист 20.

ЗАНЯТИЕ 48

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. Шпонки выбирают по таблицам ГОСТов в зависимости от диаметра вала, а затем соединения проверяют

на прочность. Размеры шпонок и пазов в ГОСТах подобраны из условия прочности на смятие, поэтому основным проверочным расчетом шпоночных соединений является расчет на смятие. Проверку шпонок на срез в большинстве случаев не производят. При расчете многошпоночного соединения допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми шпонками.

Соединения призматическими шпонками (рис. 11.17 и рис. 11.11) проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{P}{F_{см}} \leq [\sigma]_{см}$$

Усилие, передаваемое шпонкой, $P = \frac{2M}{d}$.

Площадь смятия $F_{см} = (h - t - f)L = (h - t - 0,05h)l_p = (0,95h - t)L$, где f — фаска шпонки; $f \approx 0,05t$. Следовательно,

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d(0,95h - t)l_p} \leq [\sigma]_{см} \quad (11.8)$$

где M — передаваемый момент,
 d — диаметр вала,
 $(0,95h - t)$ — рабочая глубина паза в ступице (см. табл. 11.4),
 $[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение смятия (см. табл. 11.6),
 l_p — рабочая длина шпонки,
для шпонок с плоскими торцами $l_p = l$;
» » со скругленными торцами $l_p = l - b$.

Соединения сегментными шпонками (см. рис. 11.14) проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d(h - t)l} \leq [\sigma]_{см} \quad (11.9)$$

где l — длина шпонки (см. табл. 11.5),
 $(h - t)$ — рабочая глубина паза в ступице (см. табл. 11.5).

Сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют на срез.

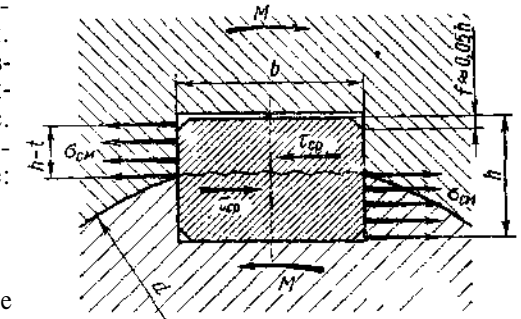


Рис. 11.17. Расчетная схема соединения призматической шпонкой

Условие прочности шпонки на срез

$$\tau_{ср} = \frac{2M}{dbl} \leq [\tau]_{ср}, \quad (11.10)$$

где b — ширина шпонки (см. табл. 11.5),

$[\tau]_{ср}$ — допускаемое напряжение на срез шпонки (см. ниже).

Соединения врезными клиновыми шпонками (см. рис. 11.15) проверяют по условию прочности на смятие рабочих поверхностей контакта:

$$\sigma_{см} = \frac{12M}{bl_p(b+6fd)} \leq [\sigma]_{см}, \quad (11.11)^*$$

где l_p — длина рабочей части шпонки;

f — коэффициент трения; для стали по чугуну или стали $f = 0,15-0,18$.

МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Стандартные шпонки изготовляют из специального сортамента среднеуглеродистой, чистотянутой стали (ГОСТ 8787—68, ГОСТ 8786—68). Легированные стали применяют для специальных шпонок. Допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений выбирают по табл. 11.6.

Таблица 11.6

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{см}$, н/мм², для шпоночных соединений

Соединение	Материал ступицы	Характер нагрузки	
		постоянная	переменная
Неподвижное	Сталь	150	100
		90	60
Подвижное	Чугун	50	30
	Сталь	50	30

Допускаемое напряжение на срез шпонок

$$[\tau]_{ср} = 70 \div 100 \text{ н/мм}^2.$$

Большее значение принимают при постоянной нагрузке.

* Вывод формулы (11.11) см. в работе [33].

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

(см. решение примера 43)

Исходные данные: 1. Передаваемый вращающий момент M .

2. Диаметр вала d и длина ступицы $l_{ст}$.

3. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. Задаются видом шпоночного соединения в зависимости от класса машины, конструкции соединяемых деталей, угловой скорости, величины и характера нагрузки.

2. Зная диаметр вала d , по ГОСТу принимают размеры сечения шпонки $b \times h$.

3. В зависимости от длины ступицы задаются длиной шпонки l из стандартного ряда длин (см. примечание к табл. 11.4).

Рекомендуется $l \leq 1,5d$, но не более длины ступицы. Длину призматических шпонок принимают на 5—10 мм меньше длины ступицы.

4. Из условия прочности на смятие, а в соединениях сегментными шпонками и на срез, определяют расчетные напряжения в соединении и сравнивают с допускаемыми значениями (см. табл. 11.6).

Если расчетное напряжение превышает допускаемое более чем на 5%, то увеличивают длину шпонки и соответственно ступицы или принимают две шпонки. Призматические шпонки устанавливают под углом 180°, сегментные — в ряд по длине ступицы.

Пример 43. По данным примера 40 для соединения стального зубчатого колеса с валом (см. рис. 11.9, а) выбрать тип стандартного шпоночного соединения и подобрать размеры шпонки. Диаметр вала $d = 45$ мм, длина ступицы колеса $l_{ст} = 50$ мм. Соединение передает момент $M = 189,5 \cdot 10^3$ н·мм.

Решение. 1. Зубчатые передачи изготовляют с высокой точностью, поэтому для соединения вала с колесом принимаем призматическую шпонку со скругленными торцами (исполнение 1).

2. По табл. 11.4 для диаметра вала $d = 45$ мм принимаем размеры сечения шпонки $b = 14$ мм; $h = 9$ мм. Глубина паза $t = 5,5$ мм.

3. Из стандартного ряда (см. примечание к табл. 11.4) выбираем длину шпонки $l = 45$ мм, на 5 мм меньшую длины ступицы. Рабочая длина шпонки $l_p = l - b = 45 - 14 = 31$ мм.

4. По табл. 11.6 для неподвижного соединения принимаем

$$[\sigma]_{см} = 150 \text{ н/мм}^2.$$

По формуле (11.8) проверяем принятое шпоночное соединение на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d(0,95h-t)l_p} = \frac{2 \cdot 189,5 \cdot 10^3}{45(0,95 \cdot 9 - 5,5) \cdot 31} = 90,4 \text{ н/мм}^2,$$

что удовлетворяет условию $\sigma_{см} < [\sigma]_{см}$.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

1. Перепад диаметров ступеней вала с призматическими шпонками назначают из условия свободного прохода детали без удаления шпонок из пазов (см. рис. 11.9, а).

2. Две призматические шпонки в соединении ставят под углом 180° одна к другой. Две сегментные шпонки ставят вдоль вала в одном пазу ступицы. Постановка нескольких шпонок сильно ослабляет вал, поэтому в настоящее время их заменяют зубчатым (шлицевым) соединением.

3. Из технологических соображений рекомендуется для ступеней одного и того же ступенчатого вала назначать одинаковые шпонки по сечению и длине, исходя из ступени меньшего диаметра, имеющего шпоночный паз (рис. 11.18).

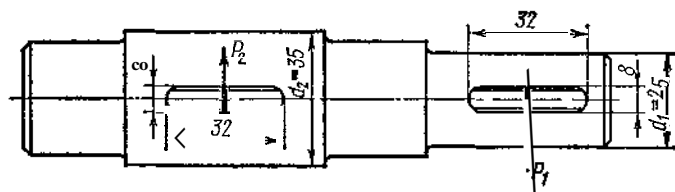


Рис. 11.18. Ступенчатый вал с одинаковыми шпонками

Прочность шпоночных соединений в данном случае получается вполне достаточной, так как усилия P_1 и P_2 , действующие на шпонки, составляют

$$P_1 = \frac{2M}{d_1}; \quad P_2 = \frac{2M}{d_2},$$

но $d_2 > d_1$, следовательно, $P_2 < P_1$. Это доказывает, что чем больше диаметр ступени вала, тем меньшее усилие P передает шпонка этой ступени при одном и том же вращающем моменте M .

Пример 44. Два вала диаметром $d = 25$ мм соединены с муфтой сегментными шпонками (см. рис. 11.14). Определить допускаемую величину передаваемого вращающего момента $[M]$ из условия прочности шпоночного соединения. Материал муфты — сталь. Нагрузка спокойная.

Решение. 1. По табл. 11.5 для вала $d = 25$ мм принимаем размеры шпонки: $b = 8$ мм, $ft = 11$ мм, $l = 27,3$ мм, $t = 8$ мм.

2. По табл. 11.6 принимаем $[\sigma]_{\text{см}} = 150$ н/мм²; $[\tau]_{\text{сп}} = 100$ н/мм².

3. По формуле (11.9) определяем допускаемый вращающий момент из условия прочности соединения на смятие:

$$[M] \leq \frac{d(h-t)l[\sigma]_{\text{см}}}{2} = \frac{25(11-8) \cdot 27,3 \cdot 150}{2} = 153,5 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

4. По формуле (11.10) определяем допускаемый вращающий момент из условия прочности шпонки на срез:

$$[M] \leq \frac{dbt[\tau]_{\text{сп}}}{2} = \frac{25 \cdot 8 \cdot 27,3 \cdot 100}{2} = 273 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

Принимаем $[M] \leq 153,5 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}$.

Задача 40. Из условия прочности на смятие определить длину стандартной призматической шпонки с плоскими торцами (исполнение 3) для передачи вращающего момента с вала на шестерню (см. рис. 11.11, а). Диаметр вала $d = 40$ мм. Материал шестерни — чугун. Передаваемый момент $M = 290 \cdot 10^3$ н·мм. Нагрузка постоянная.

Ответ. $l = 63$ мм.

Контрольные вопросы

1. Как определяют размеры шпонок?
2. Чем объясняется, что основным проверочным расчетом шпоночного соединения служит расчет на смятие?
3. Напишите формулу для расчета на смятие соединения призматической шпонкой и объясните значения величин, входящих в эту формулу.
4. Почему сегментную шпонку необходимо проверять на срез, а призматическую не обязательно?

Дополнительная литература

[11], стр. 69–71.

[18], стр. 106–107, примеры 6.1 и 6.2

В. ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

ЗАНЯТИЕ 49

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Зубчатые соединения образуются выступами — зубьями на валу и соответствующими впадинами — пазами в ступице (рис. 11.19). Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. Зубья вала фрезеруют по методу обкатки или накатывают в холодном состоянии профильными роликами по методу продольной накатки. Пазы отверстия ступицы изготовляют протягиванием.

Зубчатые соединения широко распространены в машиностроении. Все размеры их стандартизованы.

Достоинства зубчатых соединений по сравнению со шпоночными:

1. Обеспечивается лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевом перемещении.

2. Уменьшается число деталей соединения. Зубчатое соединение образуют две детали, шпоночное — три, четыре,
3. При одинаковых габаритах допускают передачу больших вращающих моментов за счет большей поверхности контакта.

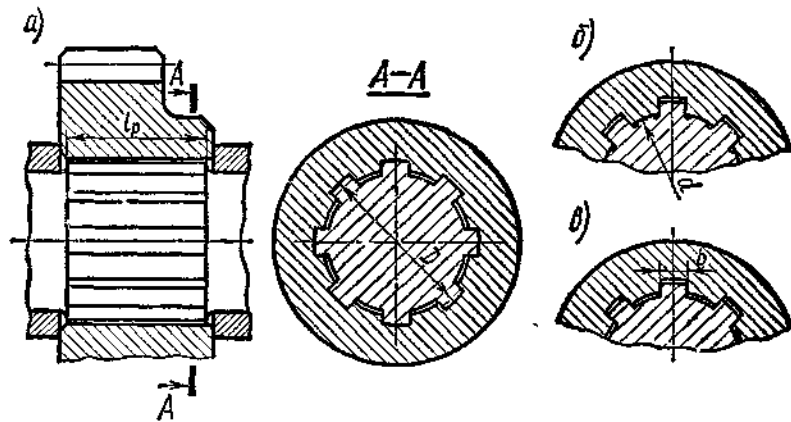


Рис. 11.19. Прямобоочные зубчатые соединения

4. Обеспечивается высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках, вследствие равномерного распределения нагрузки по зубьям.
5. Вал зубьями ослабляется незначительно. Зубчатый вал можно рассчитывать на прочность так же, как гладкий, диаметр которого равен внутреннему диаметру зубчатого вала.
6. Уменьшается длина ступицы.

Недостатками зубчатых соединений по сравнению со шпоночными является более сложная технология изготовления, а следовательно, и более высокая стоимость.

РАЗНОВИДНОСТИ ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Зубчатые соединения различают: по характеру соединения: неподвижные — для закрепления детали на валу (см. рис. 11.19); подвижные — допускаю-

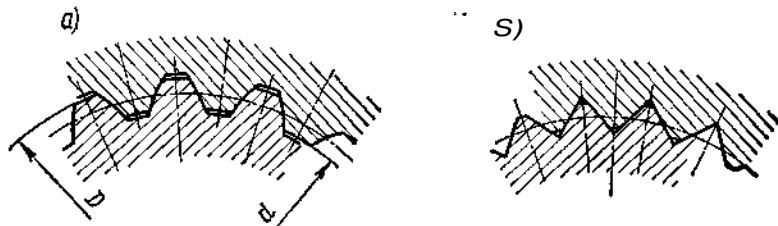


Рис. 11.20. Эвольвентное и треугольное зубчатые соединения

щие перемещение детали вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач станка);

по форме зубьев: прямобоочные (см. рис. 11.19), эвольвентные (рис. 11.20, а); треугольные (рис. 11.20, б);

по способу центрирования ступицы относительно вала: с центрированием по наружному диаметру D (рис. 11.19, а), по внутреннему диаметру d (рис. 11.19, б) и по боковым поверхностям зубьев (рис. 11.19, в и рис. 11.20).

Соединения с прямобоочным профилем зубьев

(см. рис. 11.19)

Применяются в неподвижных и подвижных соединениях. Имеют постоянную толщину зубьев. Выполняются с различными способами центрирования. В соединениях, где требуется высокая соосность вала и ступицы, применяется центрирование по одному из диаметров. Наиболее технологичным является центрирование по наружному диаметру, которое рекомендуется при твердости внутренней поверхности ступицы $< HB350$. Калибровку центрирующих поверхностей ступицы выполняют протягиванием, а калибровку вала — шлифованием. Этот способ применяется при изготовлении неподвижных соединений в серийном и массовом производствах.

Центрирование по внутреннему диаметру рекомендуется при высокой твердости материала ступицы, когда калибровка отверстия протяжкой невозможна. В этом случае центрирующие поверхности ступицы и вала доводят шлифованием. Применяется в индивидуальном и мелкосерийном производствах.

Центрирование по боковым поверхностям обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Рекомендуется для передачи больших переменных ударных нагрузок при пониженной точности центрирования (карданные валы и др.):

ГОСТ 1139—58 предусматривает три серии соединений с прямобоочным профилем зубьев: легкую, среднюю и тяжелую (см. табл. 11.7), которые отличаются высотой и числом зубьев z . Легкая серия рекомендуется для неподвижных соединений, средняя — для подвижных, при перемещении ступицы не под нагрузкой. Тяжелая серия имеет более высокие зубья с большим числом их. Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов, а также для подвижных соединений при перемещении ступицы под нагрузкой.

Соединения с эвольвентным профилем зубьев

(см. рис. 11.20, а)

Применяются в неподвижных и подвижных соединениях. Зуб очерчен по кривой — эвольвенте. Угол зацепления $\alpha = 30^\circ$. Ножка зуба усилена. Серий не имеют. Выполняются по ГОСТ 6033—51

Таблица 11.7

Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные по ГОСТ 1139—58 (извлечение)
Размеры в мм по рис. 11.19 и 11.21
 z — число зубьев

Серия	Номинальный размер $z \times d \times D$	b	f	r
Легкая	6x28x32	1	0,3	0,2
	8X32X36	6	0,4	0,3
	8x35x40	7	0,4	0,3
	8x42x46	8	0,4	0,3
Средняя	6x28x34	7	0,4	0,3
	8x32x38	6		
	8x36x42	7		
	8x42x48	8		
Тяжелая	10 2ax35	4	0,4	0,3
	10x32x40	5		
	10X36X45	5		
	10x42x52	6		

с центрированием по боковым поверхностям зубьев, реже по наружному диаметру. По сравнению с прямобочными зубьями имеют повышенную прочность, лучше центрируют вал в ступице, позволяют применять типовые процессы зубонарезания. Из-за сложности профиля протяжек имеют пока ограниченное распространение. Рекомендуются для передачи больших вращающих моментов при повышенной точности центрирования.

Соединения с треугольным профилем зубьев

(рис. 11.20, б)

Применяются в неподвижных соединениях. Имеют большое число мелких зубьев. Выполняются с центрированием по боковым поверхностям. Не стандартизованы. Рекомендуются для тонкостенных ступиц, пустотелых валов, а также для передачи небольших вращающих моментов.

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Основным критерием работоспособности зубчатых соединений является прочность. Эти соединения аналогично шпоночным выбирают по таблицам стандартов в зависимости от диаметра вала, а затем проверяют расчетом. Размеры зубьев в ГОСТах приняты из условия прочности на смятие, поэтому основным проверочным

расчетом зубчатых соединений является расчет на смятие. Проверку зубьев на срез не производят.

При расчете на прочность допускают, что по боковым поверхностям зубьев нагрузка распределяется равномерно, но из-за неточности изготовления их по шагу в работе участвует 0,75 общего числа зубьев z .

Зубья соединения проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{P}{F_{см}} \leq [\sigma]_{см},$$

где $P = \frac{2M}{0,75zd_{ср}}$ — усилие, передаваемое одним зубом (рис. 11.21);

$$d_{ср} = \frac{D+d}{2} \text{ — средний диаметр соединения;}$$

$F_{см}$ — площадь смятия рабочей поверхности одного зуба;

$[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение смятия (табл. 11.8).

Следовательно,

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{0,75zd_{ср} F_{см}} \leq [\sigma]_{см} \quad (11.12)$$

Для соединения с прямобочным профилем зубьев (см. рис. 11.21)

$$F_{см} = \left(\frac{D-d}{2} - f - r \right) l_p, \quad (11.13)$$

где l_p — рабочая длина зубьев (см. рис. 11.19).

Для соединения с эвольвентным профилем зубьев (см. рис. 11.20, а)

$$F_{см} = 0,8 m l_p,$$

где m — модуль соединения (см. рис. 11.19).

МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Зубчатые валы и ступицы изготавливают из среднеуглеродистых и легированных сталей с $\sigma_B \geq 500 \text{ н/мм}^2$, допускаемые напряжения для которых приведены в табл. 11.8.

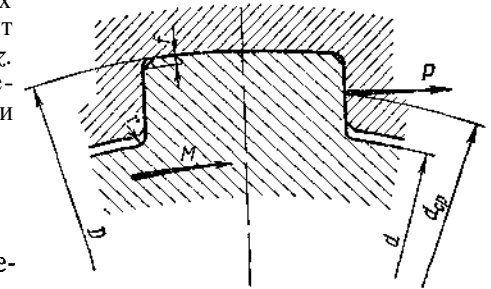


Рис. 11.21 Схема для расчета зубчатых соединений

Таблица 11.8

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{\text{см}}$ в н/мм^2 для зубчатых соединений

Соединение	Условия эксплуатации	Поверхность зуба	
		без термообработки	с термообработкой
Неподвижное	Легкие	80—120	120—200
	Средние	60—100	100—140
	Тяжелые (с ударами)	35—50	40—70
Подвижные не под нагрузкой	Легкие	—	40—70
	Средние	—	30—60
	Тяжелые (с ударами)	—	20—30
Подвижные под нагрузкой	Легкие	—	10—20
	Средние	—	5—15
	Тяжелые (с ударами)	—	3—10

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА
ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

(см. решение примера 45)

Исходные данные:

1. Передаваемый вращающий момент M ,
2. Диаметр вала и длина ступицы.
3. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. Задаются видом зубчатого соединения в зависимости от точности центрирования деталей, величины нагрузки, условий эксплуатации и типа производства.

2. Зная диаметр вала d , по ГОСТу принимают размеры зубчатого соединения, причем серией задаются в зависимости от характера соединения и условий работы.

3. Из условия прочности на смятие определяют расчетное напряжение $\sigma_{\text{см}}$ в соединении и сравнивают с допускаемым $[\sigma]_{\text{см}}$ (табл. 11.8). Если $\sigma_{\text{см}}$ превышает $[\sigma]_{\text{см}}$ более чем на 5%, то увеличивают длину ступицы $l_{\text{ст}}$ или принимают другую серию, а иногда другой вид соединения и повторяют проверочный расчет,

Пример 45. Подобрать зубчатое соединение для блока шестерен с валом коробки передач (рис. 11.22). Расчетный диаметр вала $d = 35 \text{ мм}$, рабочая длина ступицы блока $l_{\text{р}} = 65 \text{ мм}$. Соеди-

нение передает $M = 200 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}$ при реверсивной нагрузке с толчками. Материал вала — сталь 50 ($\sigma_{\text{в}} = 628 \text{ н/мм}^2$), материал блока зубчатых колес — сталь 40Х ($\sigma_{\text{в}} = 981 \text{ н/мм}^2$). Рабочие поверхности зубьев термически обработаны. Блок шестерен переключается не под нагрузкой.

Решение. 1. Выбираем зубчатое соединение — прямобочное как наиболее распространенное. Зубья соединения термообработаны, следовательно, принимаем центрирование по внутреннему диаметру.

2. По табл. 11.7 находим размеры соединения по средней серии, которая рекомендуется при перемещении ступиц не под нагрузкой. Для диаметра вала $d = 35 \text{ мм}$

$$z \times d \times D = 8 \times 36 \times 42 \text{ мм}; f = 0,4 \text{ мм}; r = 0,3 \text{ мм}.$$

3. По табл. 11.8 для подвижного не под нагрузкой соединения при тяжелых условиях эксплуатации принимаем $[\sigma]_{\text{см}} = 25 \text{ н/мм}^2$.

Средний диаметр соединения

$$d_{\text{ср}} = \frac{D+d}{2} = \frac{42+36}{2} = 39 \text{ мм}.$$

Площадь смятия рабочей поверхности одного зуба [формула (11.13)]

$$F_{\text{см}} = \left(\frac{D-d}{2} - f - r \right) l_{\text{р}} = \left(\frac{42-36}{2} - 0,4 - 0,3 \right) \cdot 65 = 149,5 \text{ мм}^2.$$

По формуле (11.12) принятые размеры соединения проверяем на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M}{0,75z d_{\text{ср}} F_{\text{см}}} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 8 \cdot 39 \cdot 149,5} = 11,4 \text{ н/мм}^2,$$

что удовлетворяет условию прочности $\sigma_{\text{см}} < [\sigma]_{\text{см}}$.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

1. Для подвижных соединений рекомендуется рабочую длину ступицы $l_{\text{р}}$ принимать не менее диаметра вала, т. е. $l_{\text{р}} \geq d$ (см. рис. 11.19). При коротких ступицах возможно защемление от перекоса при перемещении вдоль вала.

2. В длинных ступицах, когда $l_{\text{ст}} > 2,5d$, необходима расточка отверстия для выхода стружки при протягивании (см. рис. 11.22).

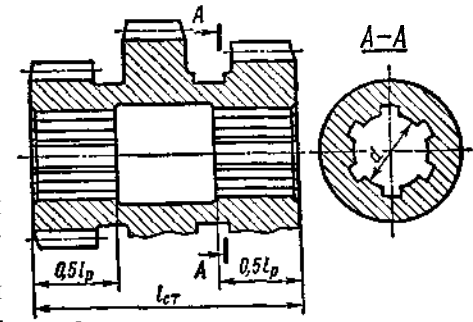


Рис. 11.22. Блок шестерен

Задача 41. Определить длину ступицы колеса из условия прочности на смятие неподвижного прямобочного зубчатого соединения $z \times d \times D = 10 \times 36 \times 45$ мм (рис. 11.19, а). Материал колеса и вала — сталь 45 ($\sigma_B = 589$ н/мм²). Рабочие поверхности зубьев термически не обработаны. Передаваемый момент $M = 1600 \cdot 10^3$ н·мм. Условия эксплуатации средние.

Ответ. $l_{ст} \geq 35$ мм при $[\sigma]_{см} = 80$ н/мм².

Контрольные вопросы

1. Почему зубчатое соединение допускает более короткую ступицу, чем шпоночное?
2. По каким признакам подразделяют зубчатые соединения?
3. В каких случаях следует применять центрирование прямобочного зубчатого соединения по наружному диаметру?
4. Какими достоинствами обладают соединения с эвольвентным профилем зубьев?

Дополнительная литература

[7], т. 1, стр. 705—710.

[12], лист 21.

[18], стр. 111, примеры 6.13, 6.16.

ГЛАВА 12 ПОДШИПНИКИ

А. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

ЗАНЯТИЕ 50

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Подшипники являются опорами валов и вращающихся осей. Они воспринимают нагрузки, приложенные к валу или оси, и передают их на корпус машины. Качество подшипников в значительной степени определяет надежность и долговечность машины.

В зависимости от рода трения подшипники делятся на подшипники скольжения и подшипники качения.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипники бывают:

радиальные—воспринимают радиальные нагрузки, перпендикулярные к оси цапфы;

упорные—воспринимают осевые нагрузки;

радиально-упорные—воспринимают радиальные и осевые нагрузки,

Упорные подшипники часто называют **подпятниками**.

Основным элементом подшипника скольжения является вкладыш, который устанавливают в корпусе подшипника (рис. 12.1)

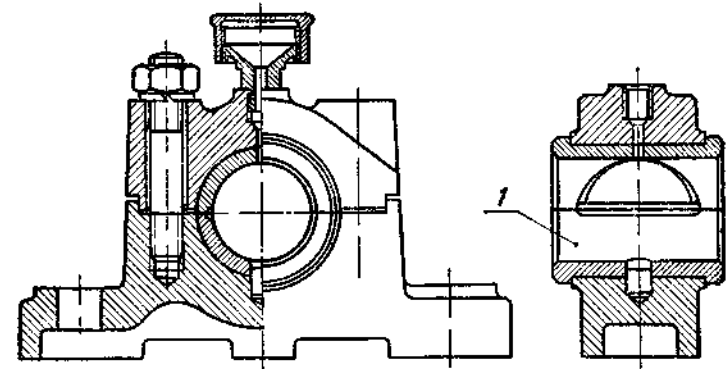


Рис. 12.1. Подшипник с разъемным корпусом и вкладышем (1—вкладыш)

или непосредственно в станине или раме машины (рис. 12.2). Форму рабочей поверхности вкладыша определяет форма цапфы— в большинстве случаев цилиндрическая.

В процессе работы трущиеся поверхности цапфы и вкладыша находятся в состоянии относительного скольжения.

КОНСТРУКЦИИ подшипников скольжения

В большинстве случаев подшипники скольжения состоят из корпуса, вкладышей и смазывающих устройств. Конструкции подшипников разнообразны и определяются конструкцией машины. В простейшем виде подшипник скольжения представляет собой втулку* (вкладыш), встроенную в станину машины (см. рис. 12.2). На рис. 12.3 подшипник имеет отдельный корпус, который крепится на станине машины.

Подшипники скольжения делятся на неразъемные (см. рис. 12.2; 12.3) и разъемные (см. рис. 12.1).

Неразъемные (глухие) подшипники применяют при малой скорости скольжения с перерывами в работе (механизмы управления и др.).

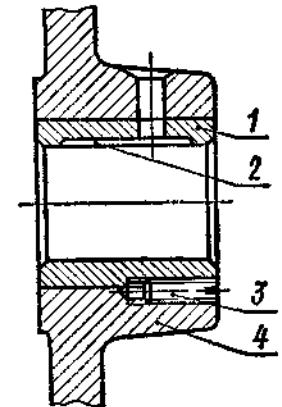


Рис. 12.2. Неразъемный подшипник, встроенный в станину машины:
1—втулка, 2—смазочная канавка, 3—стопорный винт, 4—станина машины

* Размеры чугунных и бронзовых втулок приведены в ГОСТ 1978—43.

Разъемные подшипники имеют основное применение в общем и особенно в тяжелом машиностроении. Они облегчают монтаж валов, что является их большим достоинством.

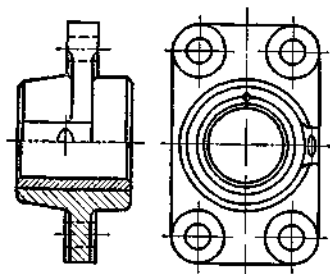


Рис. 12.3. Фланцевый (неразъемный) подшипник

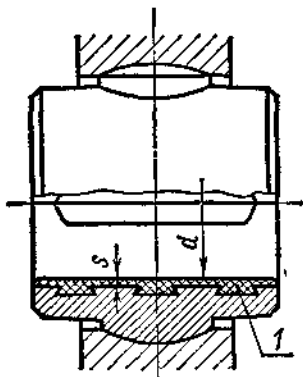


Рис. 12.4. Самоустанавливающийся подшипник (1 — баббитовая заливка)

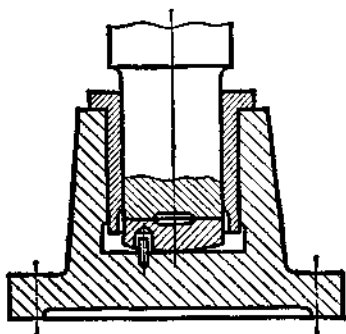


Рис. 12.5. Подпятник

шероховатости поверхностей трения (рис. 12.7). Возникает жидкостное трение, при котором износ и заедание отсутствуют.

При большой длине цапф применяются самоустанавливающиеся подшипники (рис. 12.4). Сферические выступы вкладышей позволяют им самоустанавливаться для устранения перекосов вследствие деформации вала и неточностей монтажа, обеспечивая равномерное распределение нагрузки в подшипнике.

Пример конструкции подпятника показан на рис. 12.5.

РЕЖИМЫ ТРЕНИЯ

В подшипниках скольжения может быть полусухое, полужидкостное и жидкостное трение, переходящее последовательно одно в другое по мере возрастания угловой скорости вала от нуля до определенной величины. Вращающийся вал увлекает смазку в клиновидный зазор между цапфой и вкладышем и создает гидродинамическую подъемную силу, вследствие которой цапфа всплывает по мере увеличения скорости (рис. 12.6). В период пуска, когда скорость скольжения мала, большая часть поверхности трения не разделена смазкой и трение будет полусухое.

При увеличении скорости цапфа всплывает и толщина смазывающего слоя увеличивается, но отдельные выступы трущихся поверхностей остаются не разделенными смазкой. Трение в этом случае будет полужидкостное.

При дальнейшем возрастании угловой скорости и соблюдении определенных условий (см. ниже, стр. 320) появляется сплошной устойчивый слой смазки, полностью разделяющий

В некоторых случаях при малой угловой скорости вала создается граничное трение, когда трущиеся поверхности не разделены слоем смазки, но на поверхностях цапфы и вкладыша имеется тонкая адсорбированная * масляная пленка, толщиной порядка 0,1 мкм **.

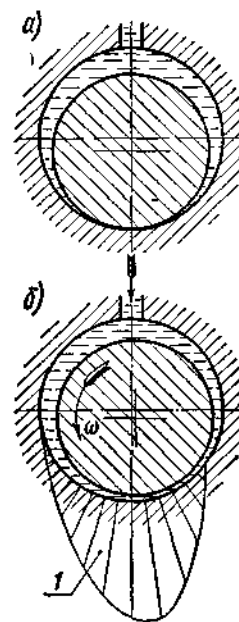


Рис. 12.6. Положение цапфы в подшипнике: а — в состоянии покоя; б — при вращении; I — эпюра давлений в масляном слое

Жидкостное трение возникает лишь в специальных подшипниках при соблюдении определенных условий. Большинство подшипников скольжения работает в условиях полужидкостного трения, а в периоды пуска и останова — в условиях полусухого и граничного трения. Граничное, полусухое и полужидкостное трение объединяют одним понятием — трение при несовершенной смазке.

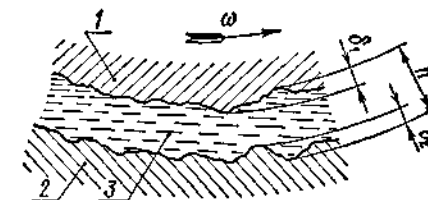


Рис. 12.7. Расположение поверхностей трения при жидкостном трении (сильно увеличено): 1 — цапфа; 2 — вкладыш; 3 — слой смазки

ДОСТОИНСТВА, НЕДОСТАТКИ И ПРИМЕНЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Достоинства:

1. Надежно работают в высокоскоростных приводах. Подшипники качения в этих условиях имеют низкую долговечность.
2. Способны воспринимать большие ударные и вибрационные нагрузки вследствие демпфирующего *** действия масляного слоя.
3. Бесшумно работают.
4. Имеют сравнительно малые радиальные размеры (см. рис. 12.2).
5. Разъемные подшипники допускают установку их на шейки коленчатых валов. При ремонте не требуют демонтажа муфт, шкивов и т. д.

* Адсорбция — поверхностное поглощение.

** мкм — микрометр; 1 мкм = 10^{-6} м = 10^{-3} мм.

*** Демпфирование — смягчение (гашение) колебаний.

6. Для тихоходных машин могут иметь весьма простую конструкцию (см. рис. 12.2),

Недостатки:

1. В процессе работы требуют постоянного надзора вследствие высоких требований к смазке и опасности перегрева. Перерыв в подаче смазки ведет к выходу из строя подшипника.

2. Сравнительно большие осевые габаритные размеры.

3. Значительные потери на трение в период пуска и при не-совершенной смазке.

4. Большой расход смазки.

Применение: 1. Для валов с ударными и вибрационными нагрузками (молоты, поршневые машины и др.).

2. Для коленчатых валов, когда по условиям сборки требуются разъемные подшипники.

3. Для валов больших диаметров, для которых отсутствуют подшипники качения.

4. Для высокоскоростных валов, когда подшипники качения непригодны (центрифуги и др.).

5. При особо высоких требованиях к точности работы вала (шпиндели станков и др.).

7. В тихоходных машинах.

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Работа подшипников скольжения сопровождается абразивным износом вкладышей и цапф, заеданием и усталостным выкрашиванием.

Абразивный износ возникает вследствие попаданий со смазкой абразивных частиц и неизбежного полусухого трения при пуске и останове.

В обычных конструкциях подшипников скольжения в результате износа вкладыш принимает овальную форму и вал смещается в сторону износа. Для устранения этого недостатка в отдельных случаях применяют *обращенную* подшипниковую пару, в которой цапфу выполняют из антифрикционного материала, а вкладыш — из малоуглеродистой стали с последующей цементацией и закалкой. В этом случае цапфа изнашивается равномерно, сохраняя длительное время цилиндрическую форму, а вкладыш незначительно. В обращенных подшипниковых парах антифрикционный материал на цапфы наносят наплавкой, металлизацией, нап्रेसовкой гильз и т. п.

Заедание возникает при перегреве подшипника, так как вследствие трения вкладыши и цапфа нагреваются. При установившемся режиме работы температура подшипника не должна превышать допустимой величины для данного материала вкладыша и сорта масла. С повышением температуры понижается вязкость масла; масляная пленка местами разрывается, образуется металлический контакт с температурными пиками. Происходит

заедание цапфы в подшипнике, и, как следствие этого, вкладыши вылавляются (см. рис. 12.4) или полностью захватываются разогретой цапфой, и подшипник выходит из строя.

Усталостное выкрашивание поверхности вкладышей происходит редко и встречается при пульсирующих нагрузках (в поршневых двигателях и т. п.).

МАТЕРИАЛЫ ВКЛАДЫШЕЙ

Материалы вкладышей подшипников должны иметь:

1. Достаточную износостойкость и высокую сопротивляемость заеданию в периоды отсутствия жидкостного трения (пуск, торможение и др.). Изнашиванию должны подвергаться вкладыши, а не цапфа вала, так как замена вала значительно дороже замены вкладыша.

2. Высокую сопротивляемость хрупкому разрушению при действии ударных нагрузок и достаточную усталостную прочность.

3. Низкий коэффициент трения и высокую теплопроводность с малым расширением.

В качестве материалов для вкладышей применяют:

Бронзы. Бронзовые вкладыши широко используют при средних скоростях и больших нагрузках. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянные бронзы (Бр. ОФ10-1, Бр. ОЦС6-6-3 и др.). Алюминиевые (Бр. АЖ9-4 и др.) и свинцовые (Бр. С30) бронзы вызывают повышенный износ цапф валов, поэтому применяются в паре с закаленными цапфами. Свинцовые бронзы используют при знакопеременных ударных нагрузках.

Баббит. Является одним из лучших антифрикционных материалов для подшипников скольжения. Хорошо прирабатывается, стоек против заедания, но имеет невысокую прочность, поэтому баббит заливают лишь тонким слоем на рабочую поверхность стального, чугунного или бронзового вкладыша (см. рис. 12.4). Лучшими являются высокооловянные баббиты Б89, Б83. Вкладыш с баббитовой заливкой применяют для ответственных подшипников при тяжелых и средних режимах работы (дизели, компрессоры и др.).

Чугуны. Чугунные вкладыши без заливки применяют в малоответственных тихоходных механизмах. Наибольшее применение получили антифрикционные чугуны АСЧ-1 и др.

Металлокерамика. Металлокерамические вкладыши изготавливают прессованием и последующим спеканием порошков меди или железа с добавлением графита, олова или свинца. Особенностью этих материалов является большая пористость, которая используется для предварительного насыщения горячим маслом. Вкладыши, пропитанные маслом, могут долго работать без подвода смазки. Их применяют в тихоходных механизмах в местах, труднодоступных для подвода жидкой смазки.

Неметаллические материалы. Из неметаллических материалов для вкладышей применяют пластмассы, древеснослоистые пластики, дерево, резину и др. Неметаллические материалы устойчивы против заедания, хорошо прирабатываются, могут работать при смазке водой, что имеет существенное значение для подшипников гребных винтов, насосов, пищевых машин и т. П.

Контрольные вопросы

1. Пользуясь рис. 12.1, опишите устройство разъемного подшипника.
2. Чем отличается полужидкостное трение от полусухого и при каких режимах работы они возникают в подшипниках?
3. Какое назначение имеют вкладыши и из каких материалов их изготавливают?
4. Что такое заедание и каковы его последствия в подшипниках скольжения?
5. Какими основными достоинствами обладают подшипники скольжения?

Дополнительная литература

[7], т. 2 стр. 136—166.
[12], листы 130—138.

ЗАНЯТИЕ 51

УСЛОВНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Критерии работоспособности. Основным критерием работоспособности опор скольжения является износостойкость — сопротивление изнашиванию и заеданию. Для оценки работоспособности и надежности подшипников, работающих в режиме несовершенной смазки, служат среднее давление на трущихся поверхностях p и удельная работа сил трения pv , где v — окружная скорость поверхности цапфы. Расчет по среднему давлению p гарантирует невыдавливаемость смазки, а расчет по pv — нормальный тепловой режим и отсутствие заедания. Для подшипников жидкостного трения выполняют специальный расчет, гарантирующий достаточную толщину масляного слоя между цапфой и вкладышем.

Расчет подшипников. Как указывалось выше, большинство подшипников скольжения работает в условиях трения при несовершенной смазке. Ввиду отсутствия теории расчета при режиме несовершенной смазки, подшипники рассчитывают условно по среднему давлению p и величине pv . При этом должны соблю-

даться условия:

$$p = \frac{R}{F} \leq [p], \quad (12.1)$$

$$pv \leq [pv], \quad (12.2)$$

где R — радиальная нагрузка на подшипник;
 F — площадь проекции цапфы на диаметральной плоскости.
Для шипа или шейки

$$F = dl,$$

d и l — диаметр и длина шипа (шейки), которые определяют при расчете и конструировании вала. Для большинства подшипников $l = (0,5 \div 1,3)d$.

Допускаемые значения $[p]$ и $[pv]$ зависят от материала поверхностей трения (табл. 12.1).

Таблица 12.1

Допускаемые значения $[p]$ и $[pv]$

Материал	$[p]$, н/мм ²	$[pv]$, Мн·м/м ² ·сек*
Сталь по бронзе Бр. ОЦ 6-6-3.	4—6	4—6
Сталь, закаленная по баббиту	6—10	15—20
Сталь по серому чугуну.	2—4	1—3

Расчет подпятников аналогичен расчету подшипников**, при этом площадь опорной поверхности пяты зависит от ее конструкции (см. рис. 11.3).

Для подшипников, работающих при режиме несовершенной смазки, условный расчет является основным и выполняется в большинстве случаев как проверочный; для подшипников жидкостного трения — как ориентировочный. При неудовлетворительном результате расчета изменяют размеры цапфы или принимают другой материал вкладыша и расчет повторяют.

Пример 46. Проверить подшипник оси тележки (см. рис. 11.1), если размеры шейки $d = 60$ мм и $l = 70$ мм. Радиальная нагрузка на подшипник $R = 16$ кН при максимальной угловой скорости

* Мн — меганьютон; 1 Мн = 10⁶ н.

** Подпятники находятся в худших условиях теплоотвода, поэтому значения $[p]$ и $[pv]$ для них принимают на 20÷30% ниже, чем для подшипников.

оси $\omega = 30 \text{ рад/сек}$. Материал вкладыша — Бр. ОЦС 6-6-3, материал оси — нормализованная сталь 45.

Решение. 1. Определяем окружную скорость шейки:

$$v = \frac{\omega d}{2 \cdot 1000} = \frac{30 \cdot 60}{2 \cdot 1000} = 0,9 \text{ м/сек.}$$

2. По табл. 12.1 принимаем $[p] = 4 \text{ н/мм}^2$, $[pv] = 4 \text{ Мн} \cdot \text{м/мм}^2 \cdot \text{сек}$.

3. Проверяем среднее давление в подшипнике [формула (12.1)]:

$$p = \frac{R}{d l} = \frac{16 \cdot 10^3}{60 \cdot 40} = 0,67 \text{ Мн/мм}^2 < [p],$$

что допустимо.

4. Проверяем подшипник на нагрев и отсутствие заедания [формула (12.2)]:

$$pv = 3,8 \cdot 0,9 = 3,42 \text{ Мн} \cdot \text{м/мм}^2 \cdot \text{сек} < [pv]$$

— подшипник для заданного режима работы пригоден,

Задача 42. Вал звездочки цепной передачи установлен в подшипниках скольжения с вкладышами из серого чугуна. Определить максимально допустимую угловую скорость вала из условия отсутствия заедания и перегрева подшипников. Максимальная радиальная нагрузка на один подшипник $R = 2,4 \text{ кн}$. Размеры шипов: $d = 30 \text{ мм}$, $l = 40 \text{ мм}$.

Ответ: $\omega \leq 66,7 \text{ рад/сек}$ при $[pv] = 2 \text{ Мн} \cdot \text{м/мм}^2 \cdot \text{сек}$.

РАБОТА ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ В УСЛОВИЯХ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

Для обеспечения жидкостного трения необходимо соблюдать следующие условия:

а) зазор между поверхностями трения должен быть требуемой величины (см. рис. 12.6);

б) масло необходимой вязкости должно надежно заполнять зазор и непрерывно пополняться (см. рис. 12.6);

в) скорость скольжения должна быть достаточной для создания необходимой гидродинамической поддерживающей силы за счет заклинивания смазки;

г) смазка должна полностью разделять трущиеся поверхности (см. рис. 12.7).

Режим жидкостного трения удается получить при правильном проектировании и тщательном изготовлении подшипника. Расчет подшипников скольжения, работающих при жидкостном трении, производится на основе гидродинамической теории смазки, которая основана на решении дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой жидкости. Эта теория доказывает, что гидродинамическое давление может развиваться только в клиновом

зазоре (см. эпюру на рис. 12.6). Толщина масляного слоя h в самом узком месте (см. рис. 12.7) зависит от режима работы подшипника. Чем больше вязкость смазки и угловая скорость цапфы, тем больше h . С увеличением нагрузки h уменьшается. При установившемся режиме работы толщина h должна быть больше суммы микронеровностей цапфы δ_1 и вкладыша δ_2 :

$$h = K(\delta_1 + \delta_2),$$

где $K \geq 2$ — коэффициент запаса, учитывающий изгиб цапфы и неточности изготовления и сборки.

Гидродинамический расчет подшипников жидкостного трения* является основным и выполняется как проверочный для проверки выполнения условий жидкостного трения.

СМАЗКА ПОДШИПНИКОВ

Смазочные материалы. Для уменьшения трения и износа подшипники смазывают. Смазка должна быть маслянистой и вязкой.

Маслянистостью называется способность смазки образовывать на поверхности трения устойчивые адсорбированные пленки.

Вязкостью называется свойство слоев смазки сопротивляться относительному сдвигу. Различают динамическую и кинематическую вязкости. За единицу динамической вязкости принимают силу в ньютонах, необходимую для перемещения слоя жидкости площадью в 1 м^2 по слою той же величины, удаленному от первого на 1 м , со скоростью 1 м/сек ; сокращенное обозначение этой единицы $\text{н} \cdot \text{сек/м}^2$. В ГОСТах указаны значения кинематической вязкости, которая представляет отношение динамической вязкости к плотности смазки.

Единица кинематической вязкости $\text{м}^2/\text{сек}$. Практически кинематическую вязкость оценивают косвенным методом по времени истечения данного объема масла из специального прибора — вискозиметра. Результат испытания выражают в условных единицах ВУ₅₀ или ВУ₁₀₀ (вязкость условная при температуре масла 50 или 100°C). Вязкость масел резко понижается с повышением температуры.

Смазочные материалы могут быть жидкие, консистентные, твердые и газообразные.

Жидкие смазки являются основным смазочным материалом. Они имеют низкий коэффициент внутреннего трения. Их легко подавать к местам смазки, они оказывают охлаждающее действие. Недостатком жидкой смазки является ее вытекание из мест смазки.

Жидкие масла бывают органические и минеральные. Органические масла — растительные (касторовое и др.) и животные (костный жир и др.), обладают высокими смазывающими свойствами,

* Основоположением теории является Н. П. Петров (1883 г.)

* Подробно см. в работе [33].

но дефицитны и применяются в специальных случаях. *Минеральные масла* — продукты перегонки нефти, находят преимущественное применение для подшипников. К ним относятся промышленные масла различных марок, автотракторные и др.* Вода применяется для смазки подшипников с вкладышами из дерева, резины и некоторых пластмасс.

Консистентные смазки (мази) изготавливаются путем загущения жидких минеральных масел мылами жирных кислот или углеводородами. К ним относятся солидолы, консталины и др.

Эти смазки хорошо заполняют зазоры, герметизируя узлы трения. Вязкость их мало меняется с изменением температуры. Применяются в подшипниках при малых скоростях скольжения и ударных нагрузках.

Твердые смазочные материалы — графит, слюда и другие применяются в машинах, когда по условиям производства нельзя применить жидкую или консистентную смазку (ткацкие станки, пищевые машины и др.).

Воздушная и газовая смазки применяются в мало-нагруженных подшипниках при очень большой угловой скорости вала (центрифуги, шпиндели шлифовальные и др.).

Подвод и распределение смазки. Смазка подводится в подшипник по ходу вращения цапфы в зону зазора, где отсутствует гидродинамическое давление (см. рис. 12.6, б). Распределение смазки по длине вкладыша осуществляется смазочными канавками, которые располагают в ненагруженной зоне вкладыша

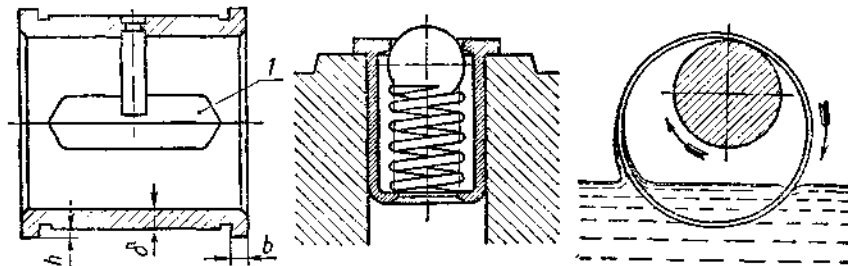


Рис. 12.8. Вкладыш из двух половин (1 — карман-холодильник)

Рис. 12.9. Пресс-масленка под запрессовку

Рис. 12.10. Схема кольцевой смазки

(см. рис. 12.1 и 12.2). В местах стыка вкладышей делают неглубокие карманы-холодильники (рис. 12.8), которые распределяют смазку по длине цапфы, собирают продукты износа и охлаждают смазку.

Смазка подается в подшипники самотеком с помощью смазочных устройств или под давлением от шестеренчатых и других насосов. Смазочные устройства многочисленны и разнообразны.

* Подробнее см. в работах [1], [33].

По характеру подачи смазки различают устройства для периодической (рис. 12.9) и непрерывной (рис. 12.10) смазки, а в зависимости от вида смазки — для жидкой (рис. 12.11) и консистентной (рис. 12.12).

Через пресс-масленки (см. рис. 12.9) смазка подается к трущимся поверхностям под давлением при помощи шприца.

Эти масленки малогабаритны и могут устанавливаться в труднодоступных местах.

Колпачковые масленки (см. рис. 12.12) служат для подачи консистентной смазки. Здесь мазь периодически

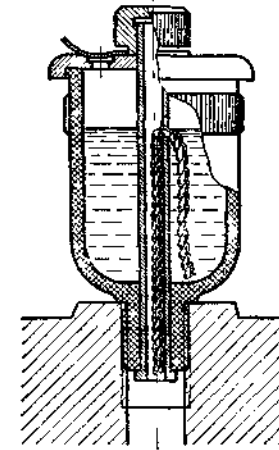


Рис. 12.11. Масленка фитильная

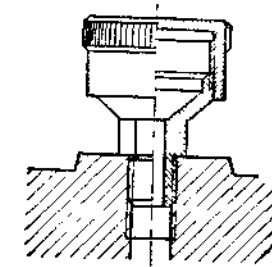


Рис. 12.12. Масленка колпачковая

выдавливается через канал масленки путем подвинчивания колпачка, заполненного смазкой.

Фитильные масленки (см. рис. 12.11) обеспечивают непрерывность подачи масла, фильтруя его при прохождении через фитиль. Фитильное смазывание основано на принципе сифона, осуществляемого капиллярами хлопчатобумажного фитиля. Конец фитиля, вставленный в трубку масленки, должен быть ниже дна масляного резервуара. Недостатком этих масленок является зависимость подачи масла от его уровня в масленке, а также расход масла в нерабочий период.

Кольцевая смазка (см. рис. 12.10) является наиболее совершенным способом смазки подшипников. Осуществляется свободно висящим на цапфе кольцом. За счет силы трения, возникающей между цапфой и кольцом, последнее вращается, захватывает из ванны масло и подает его на цапфу. Отработанное масло стекает в ванну и вновь захватывается кольцом.

Смазка разбрызгиванием применяется в герметически закрытых механизмах (редукторах, коробках передач и т. п.), в которых масло захватывается вращающимися деталями и разбрызгивается.

В современном машиностроении широко применяется циркуляционная система смазки, когда к трущимся поверх-

ностям непрерывно подводится свежее охлажденное и профильтрованное масло, а отработанное масло непрерывно отводится (см. рис. 8.15, б).

К.п.д. подшипников СКОЛЬЖЕНИЯ

Величина к.п.д. подшипников скольжения зависит от потерь на трение поверхностей скольжения. В условиях полужидкостного трения к.п.д. одной пары подшипников принимают:

для вкладышей из чугуна $\eta = 0,95 - 0,96$;
 » » » бронзы $\eta = 0,97 - 0,98$;
 » » » с баббитовой заливкой $\eta = 0,98 - 0,99$;
 » » » из древеснослоистых пластиков при смазке водой $\eta = 0,98$.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

1. Разъем корпуса подшипника производят перпендикулярно к линии действия радиальной нагрузки R (рис. 12.13).

2. Вкладыш выполняют без буртиков (см. рис. 12.2), с одним и с двумя буртиками (см. рис. 12.8). Буртики служат для восприятия осевых нагрузок и для фиксации вкладышей от осевого смещения. Толщина стенки вкладыша b зависит от диаметра цапфы d и материала. Для чугунных вкладышей $b = 0,03d + (2 - 5) \text{ мм}$; для бронзовых вкладышей $b = 0,03d + (1 - 3) \text{ мм}$. Ширина буртика $B \approx 1,2d$, а высота $h \approx 0,6d$.

Толщина слоя заливки баббита (см. рис. 12.4) на стальном вкладыше $s \approx 0,01d + (0,5 - 1) \text{ мм}$, на чугунном вкладыше $s \approx 0,01d + (1 - 2) \text{ мм}$. Для сцепления баббита с вкладышем на поверхности последнего делают пазы — «ласточкин хвост».

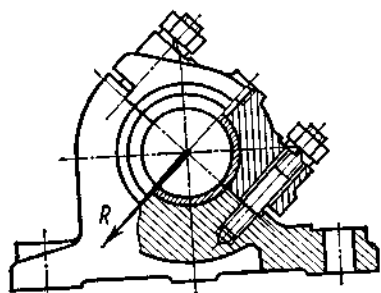


Рис. 12.13. Подшипник с наклонным разъемом корпуса

В массовом производстве вкладыши штампуют из стальной ленты, на которую нанесен тонкий антифрикционный слой.

3. Вкладыши жестко закрепляют в корпусе для предохранения от проворачивания и осевого перемещения (см. рис. 12.1).

4. Регулирование зазора в разъемных подшипниках производят радиальным смещением вкладышей:

- либо подбором или подшлифовкой прокладок, установленных в раземе корпуса;
- либо шабрением плоскостей стыка вкладыша или корпуса (см. рис. 12.1).

Контрольные вопросы

- Какова последовательность условного расчета подшипников скольжения?
- Какое трение желательно иметь в подшипниках скольжения и при каких условиях оно возникает?
- Какими свойствами должна обладать смазка?
- Почему при расположении смазочных канавок в нагруженной зоне вкладыша работоспособность подшипника падает?
- Объясните принцип действия кольцевой (см. рис. 12.10) и фитильной (см. рис. 12.11) смазок.

Дополнительная литература

[11], стр. 236—250.

[18], стр. 234—235, примеры 14.4; 14.6.

Б. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

ЗАНЯТИЕ 52

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Подшипник качения представляет собой готовый узел, основным элементом которого являются тела качения — шарики или ролики, установленные между кольцами и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга обоймой, называемой сепаратором (рис. 12.14). В процессе работы тела качения катятся по беговым дорожкам колец, одно из которых в большинстве случаев неподвижно. Распределение нагрузки между несущими телами качения неравномерно (рис. 12.15) и зависит от величины радиального зазора в подшипнике и от точности геометрической формы его деталей.

В отдельных случаях для уменьшения радиальных размеров подшипника кольца отсутствуют (рис. 12.16) и тела качения катятся непосредственно по цапфе и корпусу.

Подшипники качения широко распространены во всех отраслях машиностроения. Они стандартизованы и изготавливаются в массовом производстве на ряде крупных специализированных заводов.

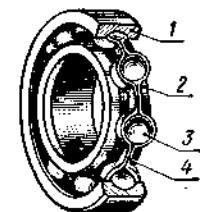


Рис. 12.14. Шариковый однорядный радиальный подшипник:

1 — наружное кольцо; 2 — внутреннее кольцо; 3 — шарик; 4 — сепаратор

ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Достоинства:

1. Сравнительно малая стоимость вследствие массового производства подшипников,

2. Малые потери на трение и незначительный нагрев. Потери на трение при пуске и установившемся режиме работы практически одинаковы.

3. Высокая степень взаимозаменяемости, что облегчает монтаж и ремонт машин.

4. Малый расход смазки.
5. Не требуют особого внимания и ухода.

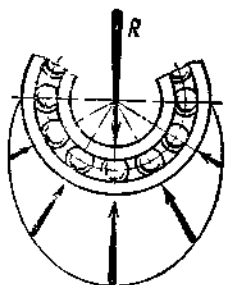


Рис 12.15. Схема распределения нагрузки между телами качения в подшипнике

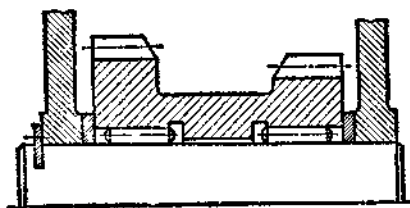


Рис. 12.16. Блок зубчатых колес на игольчатых подшипниках без колец

Недостатки:

1. Высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам вследствие большой жесткости конструкции подшипника.

2. Малонадежны в высокоскоростных приводах из-за чрезмерного нагрева и опасности разрушения сепаратора от действия центробежных сил.

3. Сравнительно большие радиальные размеры.

4. Шум при больших скоростях.

КЛАССИФИКАЦИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И ИХ МАРКИРОВКА

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам:

по форме тел качения (рис. 12.17)—шариковые (а) и роликовые, причем последние могут быть с цилиндрическими (б), коническими (в), бочкообразными (г), игольчатыми (д) и витыми (е) роликами;

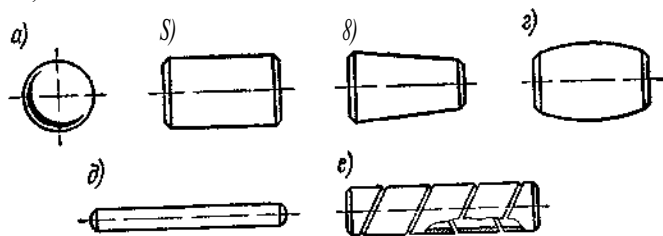


Рис. 12.17. Тела качения подшипников

по направлению воспринимаемой нагрузки—радиальные, радиально-упорные и упорные;
по числу рядов тел качения—однорядные и многорядные;

по способности самоустанавливаться—несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (сферические);
по габаритным размерам—на серии.

Для каждого типа подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся размерами колец и тел качения. В зависимости от размера наружного диаметра подшипника серии бывают: *сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние и тяжелые.*

В зависимости от ширины подшипника серии подразделяются на *узкие, нормальные, широкие и особо широкие.*

Подшипники качения маркируют нанесением на торец колец ряда цифр и букв, условно обозначающих внутренний диаметр, серию, тип, конструктивные особенности, класс точности и др.

Две первые цифры справа обозначают его внутренний диаметр d . Для подшипников с $d = 20 \div 495$ мм размер внутреннего диаметра определяется умножением указанных двух цифр на 5. Так, например, подшипник 7309 имеет $d = 45$ мм.

Третья цифра справа обозначает серию подшипника. Особо легкая серия обозначается цифрой 1, легкая—2, средняя—3, тяжелая—4, легкая широкая—5, средняя широкая—6 и т. д.

Например, подшипник 7309—средней серии.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника:

радиальный шариковый однорядный	0*
радиальный шариковый сферический	1
радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
радиальный роликовый сферический	3
радиальный роликовый с длинными роликами или игольчатый	4
радиальный роликовый с витыми роликами	5
радиально-упорный шариковый	6
роликовый конический	7
упорный шариковый	8
упорный роликовый	9

Приведенный для примера подшипник 7309 является роликовым коническим.

Пятая или пятая и шестая цифры справа обозначают отклонение конструкции подшипника от основного типа.

Например, подшипник 7309 основной конструкции (см. рис. 12.24, стр. 330) пятой цифры в обозначении не имеет, а аналогичный подшипник с бортом (см. рис. 12.25, стр. 330) клеймится 67309.

* Если после 0 слева нет цифр, то 0 в условном обозначении подшипника не проставляется.

Одна или две буквы впереди цифр условного обозначения указывают класс точности подшипника.

Нормальный класс точности обозначается буквой Н, повышенный—П, высокий—В, особо высокий—А, сверхвысокий—С, промежуточные ВП, АВ, СА.

У подшипников нормального класса буква Н не проставляется. Следовательно, приведенный в качестве примера подшипник 7309 — нормального класса точности.

В условном обозначении подшипников могут быть дополнительные знаки, характеризующие изменение металла деталей подшипника, специальные технологические требования и т. д.*.

Примеры обозначений подшипников:

211—подшипник радиальный шариковый однорядный, легкой серии с внутренним диаметром $d = 55$ мм, нормального класса точности;

П405 — подшипник радиальный шариковый однорядный, тяжелой серии с $d = 25$ мм, повышенного класса точности;

В2208—подшипник радиальный роликовый с короткими цилиндрическими роликами, легкой серии с $d = 40$ мм, высокого класса точности.

Задача 43. Прочитать условное обозначение подшипников: 106, П3520, 8314.

ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Шариковый радиальный однорядный подшипник (рис. 12.18, табл. 12.2) является самым распространенным подшипником в машиностроении. Он дешев, допускает перекосы вала до $1/4^\circ$. Предназначен для радиальной нагрузки, но может воспринимать и осевую в пределах 70% от неиспользованной радиальной. Обеспечивает осевое фиксирование вала в двух направлениях. При одинаковых габаритных размерах *работает с меньшими потерями на трение и при большей угловой скорости вала, чем подшипники всех других конструкций.*

Шариковый радиальный сферический подшипник (рис. 12.19) предназначен для радиальной нагрузки. Одновременно с радиальной может воспринимать небольшую осевую нагрузку и работать при значительном перекосе внутреннего кольца относительно наружного. Способность самоустанавливаться определяет область его применения.

Роликовый радиальный сферический подшипник (рис. 12.20) имеет ту же характеристику, что и шариковый сферический, но *обладает наибольшей грузоподъемностью* из всех других подшипников таких же габаритных размеров,

Шариковые радиальные однорядные подшипники по ГОСТ 8338—57 (извлечение)

Условные обозначения	Основные размеры в мм (рис. 12.18)				Коэффициент работоспособности $C_{табл}$	Допускаемая статическая нагрузка $Q_{ст}$ в кН	Предельная угловая скорость в рад/сек
	Л	D	B	r			
Легкая серия							
206	30	62	16	1,5	22 000	9,3	1360
207	35	72	17	2	30 000	12,7	1040
208	40	80	18	2	39 000	16,7	1040
209	45	85	19	2	39 000	16,7	838
210	50	90	20	2	42 000	18,6	838
Средняя серия							
306	30	72	19	2	33 000	13,7	1040
307	35	80	21	2,5	40 000	16,7	838
308	40	90	23	2,5	48 000	20,6	838
309	45	100	25	2,5	57 000	24,5	660
310	50	ПО	27	3	72 000	34,3	660
Тяжелая серия							
406	30	90	23	2,5	60 000	24,5	838
407	35	100	25	2,5	68 000	30,4	660
408	40	ПО	27	3	78 000	34,3	660
409	45	120	29	3	92 000	43,1	660
410	50	130	31	3,5	108 000	52	524

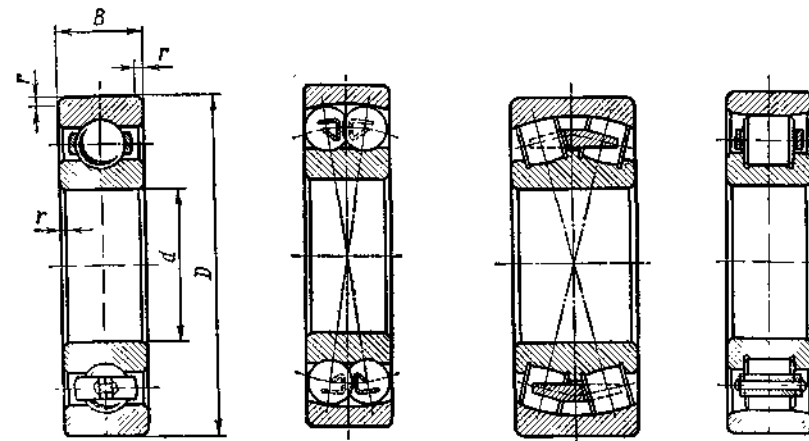


Рис. 12.18. Шариковый радиальный однорядный подшипник
 Рис. 12.19. Шариковый радиальный сферический подшипник
 Рис. 12.20. Роликовый радиальный сферический подшипник
 Рис. 12.21. Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами

* Подробнее см. в работе [9].

Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами (рис. 12.21) воспринимает только радиальную нагрузку. Допускает осевое взаимное смещение колец. Применяется для коротких жестких валов, а также в качестве «плавающих» опор (для валов шевронных шестерен и др.).

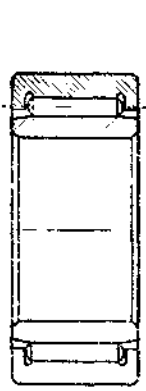


Рис. 12.22. Роликовый игольчатый подшипник



Рис. 12.23. Шариковый радиально-упорный подшипник

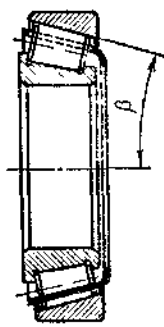


Рис. 12.24. Роликовый конический подшипник



Рис. 12.25. Роликовый конический подшипник с упорным бортом

Роликовый игольчатый подшипник (рис. 12.22) воспринимает только радиальную нагрузку. При сравнительно небольших габаритных размерах обладает высокой радиальной грузоподъемностью.

Шариковый радиально-упорный подшипник (рис. 12.23) предназначен для комбинированных (радиальных и осевых) или чисто осевых нагрузок. Подшипники, смонтированные попарно, воспринимают осевые усилия, действующие в обоих направлениях. Применяются для жестких валов при больших скоростях вращения.

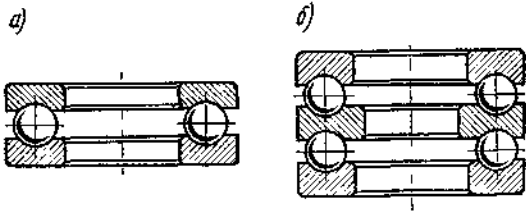


Рис. 12.26. Шариковый упорный подшипник

Роликовый конический подшипник (рис. 12.24 и 12.25) воспринимает одновременно радиальную и осевую нагрузки. Применяется при средних и низких скоростях вращения. Обладает большой грузоподъемностью. Удобно регулируется. Не допускает перекоса колец, поэтому требует жестких валов и точного мон-

тажа. Эти подшипники, как и предыдущие, устанавливают попарно, они должны быть нагружены осевой силой — внешней или специально созданной при сборке.

Шариковый упорный подшипник (рис. 12.26, а) воспринимает одностороннюю осевую нагрузку. При действии осевых сил попеременно в обоих направлениях устанавливают двойной упорный подшипник (рис. 12.26, б). Во избежание заклинивания шариков от действия центробежных сил этот подшипник применяют при средних и низких скоростях вращения.

МАТЕРИАЛЫ ПОДШИПНИКОВ

Тела качения и кольца изготавливают из высокопрочных шарикоподшипниковых хромистых сталей ШХ9, ШХ15 и других с термообработкой и последующими шлифованием и полированием. Витые ролики изготавливают навиванием из стальной полосы. Твердость закаленных тел качения и колец $HRC\ 61-66$.

Сепараторы чаще всего штампуют из мягкой листовой стали. Для высокоскоростных подшипников сепараторы изготавливают массивными из бронзы, латуни, легких сплавов или пластмасс.

Контрольные вопросы

1. Из каких деталей состоят подшипники качения?
2. Можно ли применять шариковые радиальные подшипники для восприятия комбинированных (радиальных и осевых) нагрузок?
3. Каковы достоинства подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?
4. Укажите достоинства и недостатки шариковых подшипников по сравнению с роликовыми.
5. В каких случаях следует применять сферические подшипники?

Дополнительная литература

[7], т. 2, стр. 167—175.

ЗАНЯТИЕ 53

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Основными причинами потери работоспособности подшипников качения являются:

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей тел качения и беговых дорожек колец в виде раковин или отслаивания (шелушения) вследствие циклического контактного нагружения. *Усталостное выкрашивание является основным видом разрушения подшипников*, обычно наблюдается после длительной работы и сопровождается стуком и вибрациями.

Пластические деформации на дорожках качения (вмятины) вследствие действия ударных нагрузок или больших статических нагрузок без вращения.

Задиры рабочих поверхностей качения по причине недостаточной смазки или слишком малых зазоров из-за неправильного монтажа.

Абразивный износ вследствие плохой защиты подшипника от попадания пыли. Применение совершенных конструкций уплотнений подшипниковых узлов уменьшает износ рабочих поверхностей подшипника.

Разрушение сепараторов от действия центробежных сил и воздействия на сепаратор тел качения. Этот вид разрушения является основной причиной потери работоспособности быстроходных подшипников.

Раскалывание колец и тел качения из-за перекосов при монтаже или при больших динамических нагрузках.

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Основными критериями работоспособности подшипников качения являются долговечность по усталостному выкрашиванию и статическая грузоподъемность по пластическим деформациям.

Расчет на долговечность выполняют для подшипников, вращающихся с угловой скоростью $\omega \geq 0,105 \text{ рад/сек}$.

Невращающиеся подшипники или медленно вращающиеся (с угловой скоростью $\omega < 0,105 \text{ рад/сек}$) рассчитывают на статическую грузоподъемность.

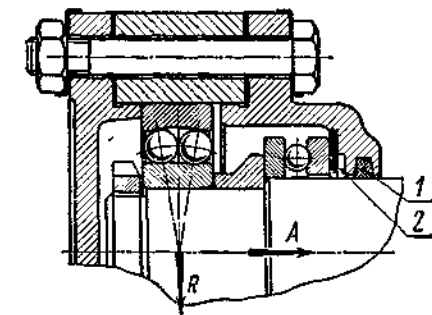


Рис. 12.27. Пример установки вала на шариковых подшипниках при радиальной и значительной осевой нагрузке постоянного направления: 1 — войлочное уплотнение; 2 — свинцовое кольцо

подшипники легких серий. Подшипники более тяжелых серий обладают большей грузоподъемностью, но допускаемая угловая скорость их меньше. При одновременном действии радиальной и осевой нагрузок выясняют, достаточен ли один подшипник или необходи-

мо, чтобы каждая из нагрузок воспринималась отдельным подшипником (рис 12.27).

При ударных или переменных нагрузках с большой кратковременной пиковой нагрузкой предпочтительны двухрядные роликовые подшипники (см. рис. 12.20). Шариковые подшипники менее требовательны к смазке, чем роликовые.

РАСЧЕТ (ПОДБОР) ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Расчет на долговечность основан на коэффициенте работоспособности подшипника C , представляющем условную нагрузку Q , которую может выдержать подшипник при угловой скорости вращения $\omega = 1 \text{ рад/сек}$ и долговечности подшипника $h = 1 \text{ ч}$.

Экспериментально установлено, что требуемая долговечность подшипника качения определяется условием:

$$C = 0,2Q(\omega h)^{0,3} \leq C_{\text{табл}}, \quad (123)$$

где C — расчетный коэффициент работоспособности подшипника *;

Q — условная нагрузка на подшипник (см. ниже) в я;

ω — угловая скорость вращающегося кольца подшипника в рад/сек;

h — требуемая долговечность подшипника (срок службы) в ч;

$C_{\text{табл}}$ — допускаемый коэффициент работоспособности стандартного подшипника по справочнику.

Формула (12.3) справедлива при $\omega \geq 1,05 \text{ рад/сек}$, но не выше предельного значения, указанного в таблице для данного подшипника. При $\omega = 0,105 \div 1,05 \text{ рад/сек}$ в формулу подставляют $\omega = 1,05 \text{ рад/сек}$.

Подбор подшипников производится по коэффициенту C и диаметру цапфы вала.

Условная нагрузка. Условная нагрузка Q учитывает характер и направление действующих на подшипник нагрузок, условия работы и зависит от типа подшипника:

для радиальных подшипников

$$Q = (RK_R + mA) K_6 K_T; \quad (12.4)$$

для радиально-упорных подшипников

$$Q = (RK_R + mA_{\text{сум}}) K_6 K_T; \quad (12.5)$$

* В системе измерения МКГСС и внесистемных единицах $C = Q(nh)^{0,3} \leq C_{\text{табл}}$, где Q — условная нагрузка в кгГ; n — число оборотов в минуту.

величине). При расположении подшипников по схеме рис. 12.29 в формуле (12.5) $A_{\text{сум}}$ со знаком плюс учитывают только для левого подшипника, а при знаке минус — только для правого подшипника.

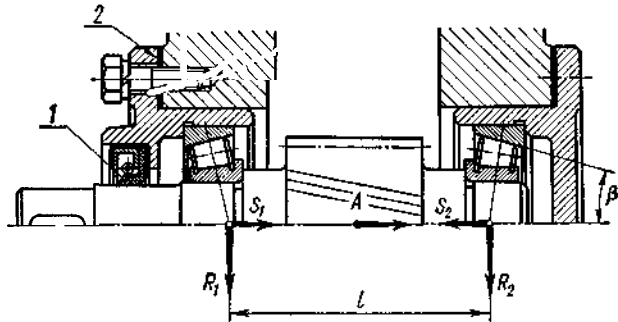


Рис. 12.28. Пример установки вала на роликовых конических подшипниках враспор:
1 — расстояние между опорами, 1 — манжетное уплотнение; 2 — набор прокладок

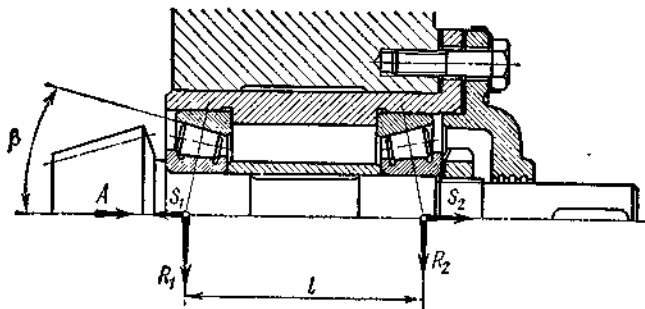


Рис. 12.29. Пример установки вала-шестерни конической передачи на конических роликоподшипниках

Пример 47. Определить величину и направление суммарной осевой нагрузки $A_{\text{сум}}$ для конического роликоподшипника с углом $\beta = 14^\circ 20'$ при расположении подшипников согласно рис. 12.28, если $L = 615$ н, $R_1 = 1320$ н и $R_2 = 1180$ н.

Решение. 1. Осевые составляющие от радиальных нагрузок (формула 12.8)

$$S_1 \approx 1,3R_1 \operatorname{tg} \beta = 1,3 \cdot 1320 \operatorname{tg} 14^\circ 20' = 437 \text{ н};$$

$$S_2 \approx 1,3R_2 \operatorname{tg} \beta = 1,3 \cdot 1180 \operatorname{tg} 14^\circ 20' = 394 \text{ н}.$$

2. Суммарная осевая нагрузка (формула 12.7)

$$A_{\text{сум}} = A + S_1 - S_2 = 615 + 437 - 394 = 658 \text{ н},$$

Знак плюс указывает, что направление $A_{\text{сум}}$ совпадает с направлением A . Осевую силу $A_{\text{сум}}$ воспринимает правый подшипник, для которого условная нагрузка Q определяется по формуле (12.5). Условную нагрузку левого подшипника определяют по той же формуле, но при $A_{\text{сум}} = 0$.

РАСЧЕТ (ПОДБОР) ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ НА СТАТИЧЕСКУЮ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ *

В домкратах, нажимных и других устройствах подшипники Качения воспринимают нагрузку в неподвижном состоянии или при медленном вращении (с угловой скоростью $\omega < 0,105 \text{ рад/сек}$). Работоспособность таких подшипников определяется допускаемой статической нагрузкой $Q_{\text{ст}}$, при которой не возникает пластических деформаций контактирующих поверхностей. Значения $Q_{\text{ст}}$ приводятся в справочной литературе для каждого подшипника (см. табл. 12.2). Действующая на подшипник нагрузка не должна превышать табличного значения $Q_{\text{ст}}$. При ударных нагрузках $Q_{\text{ст}}$ должна быть в два раза больше действующей нагрузки.

Пример 48. Ось качающегося рычага несет спокойную радиальную нагрузку $Q = 30$ кн, приложенную посередине. Подобрать шариковые радиальные однорядные подшипники, если диаметр цапф оси $d = 35$ мм.

Решение. При качательном движении оси подшипник подбираем по статической грузоподъемности.

Один подшипник несет нагрузку

$$\frac{Q}{2} = \frac{30}{2} = 15 \text{ кн}.$$

По ГОСТ 8338—57 (см. табл. 12,2) выбираем подшипник 307, для которого $Q_{\text{ст}} = 16,7$ кн.

Задача 44. Определить условную нагрузку Q для упорного подшипника (см. рис. 12.27), если осевая нагрузка $A = 12$ кн. Рабочая температура подшипникового узла $t \leq 150^\circ \text{C}$. Подшипник испытывает умеренные толчки.

Ответ. $Q = 18,55$ кн при $K_6 = 1,5$.

Контрольные вопросы

1. Укажите основные причины выхода из строя подшипников качения.
2. Какова особенность определения условной нагрузки радиально-упорных подшипников?

* Расчет (подбор) подшипников качения, работающих при переменной нагрузке и переменной угловой скорости (опоры канатных барабанов и др.) выполняют с учетом коэффициента переменности режима. Данные по подбору таких подшипников приведены в работах [1], [4], [17].

3. Какой физический смысл имеет коэффициент работоспособности C ?

4. В каких случаях подбор подшипников производится по их статической грузоподъемности?

Дополнительная литература

[11], стр. 250—264.

[18], стр. 218, пример 13.1.

ЗАНЯТИЕ 54

**ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА (ПОДБОРА) ПОДШИПНИКОВ
КАЧЕНИЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ**

(см. решение примера 49)

Исходные данные:

1. Расчетная схема вала с величиной и направлением нагрузок (см. задание 44).

2. Угловая скорость вала ω .

3. Диаметр цапф вала d .

4. Условия работы подшипникового узла.

Последовательность расчета:

1. Определяют радиальные опорные реакции в вертикальной R_B и горизонтальной R_G плоскостях*, а затем суммарные реакции R для каждой опоры:

$$R = \sqrt{R_B^2 + R_G^2} \quad (12.9)$$

2. Выбирают тип и серию подшипника исходя из условий работы, действующих нагрузок и намечаемой конструкции подшипникового узла.

3. Задаются расчетными коэффициентами K_k, m, K_6, K_T в зависимости от принятого типа и серии подшипника, а затем определяют условную нагрузку Q для каждого подшипника.

4. Задаются долговечностью h подшипника и определяют требуемый коэффициент работоспособности C (формула 12.3). Обычно долговечность подшипника определяется сроком работы машины между капитальными ремонтами. В среднем машиностроении принимают $h = 2500—20\,000$ ч.

5. Зная диаметр цапфы d и требуемый коэффициент работоспособности C , по таблице подбирают подшипник принятого типа, при этом соблюдают условие $C \leq C_{\text{табл}}$.

* При определении опорных реакций радиально-упорных подшипников пролетом между опорами считают расстояние l с учетом угла контакта β (см. рис. 12.28 и 12.29).

Если $C > C_{\text{табл}}$, а долговечность L не может быть уменьшена, то переходят к более тяжелой серии или принимают другой тип подшипника (например, вместо шарикового—роликковый), и расчет повторяют. В отдельных случаях увеличивают диаметр цапфы вала с целью увеличения $C_{\text{табл}}$. В этом случае в конструкцию вала вносят изменения.

Если для опор вала принимают одинаковые подшипники (см. рис. 12.28), то расчет и подбор подшипника ведут по наиболее нагруженной опоре. В этом случае уменьшается количество типоразмеров подшипников в машине.

Пример 49. По данным примера 41 подобрать подшипники качения для вала редуктора (см. рис. 11.9, а). Диаметр цапф вала $d_1 = 40$ мм, угловая скорость вала $\omega = 24,8$ рад/сек. Нагрузка неревверсивная, постоянная. В период пуска кратковременная (пиковая) нагрузка в 1,8 раза больше номинальной. Рабочая температура подшипникового узла не должна превышать 65°C , (Начало расчета см. в решениях примеров 40 и 41.)

Решение. 1. Согласно расчетной схеме вала (см. рис. 11.9, б) и решению примера 41 определяем суммарные радиальные опорные реакции по формуле (12.9):

$$\text{для опоры } B: R_B = \sqrt{R_{Bв}^2 + R_{Bг}^2} = \sqrt{1405^2 + 3994^2} = 4234 \text{ н};$$

$$\text{для опоры } Г: R_G = \sqrt{R_{Гв}^2 + R_{Гг}^2} = \sqrt{1534^2 + 1102^2} = 1889 \text{ н.}$$

2. По условиям работы подшипникового узла (небольшая угловая скорость; отсутствие осевой нагрузки) намечаем для обеих опор наиболее дешевый — шариковый радиальный однорядный подшипник тяжелой серии типа 400.

3. В соответствии с условиями работы подшипника принимаем: $K_k = 1$ — вращается внутреннее кольцо (см. стр. 335); $K_6 = 2,2$ — подшипники работают с кратковременной (пиковой) нагрузкой, в 1,8 раза больше номинальной (см. стр. 335); $K_T = 1$ — рабочая температура подшипника не выше 65°C (см. стр. 335).

Условная нагрузка подшипников при $A = 0$ [формула (12.4)]: для опоры B : $Q_B = R_B K_k K_6 K_T = 4234 \cdot 1 \cdot 2,2 \cdot 1 = 9310$ н;

для опоры $Г$: $Q_G = R_G K_k K_6 K_T = 1889 \cdot 1 \cdot 2,2 \cdot 1 = 4150$ н.

Опора B является более нагруженной, и по ней ведем дальнейший расчет (подбор) подшипника.

4. Учитывая рекомендации на стр. 338, для подшипников редуктора принимаем желаемую долговечность $h = 10\,000$ ч.

Требуемый коэффициент работоспособности подшипника опоры B [формула (12.3)]

$$C = 0,2 Q_B (\omega h)^{0,3} = 0,2 \cdot 9310 (24,8 \cdot 10\,000)^{0,3} = 77\,200 *$$

* Величина $(24,8 \cdot 10\,000)^{0,3}$ найдена логарифмированием: $\lg(24,8 \cdot 10\,000)^{0,3} = 0,3 \lg(24,8 \cdot 10\,000) = 0,3 \lg(2,48 \cdot 10^5) = 0,3 \cdot 5,394 = 1,618$; $(24,8 \cdot 10\,000)^{0,3} = 41,5$.

5. По диаметру цапфы 0 40 мм и требуемому коэффициенту работоспособности $C = 77\,200$ по ГОСТ 8338—57 (см. табл. 12.2) подбираем подшипник 408 с размерами $d \times D \times b = 40 \times 110 \times 27$, у которого $C_{\text{табл}} = 78\,000$.

Для опоры I принимаем тот же подшипник 408.

Задача 45. Подобрать шариковый радиальный однорядный подшипник для вала коробки передач при следующих данных: радиальная нагрузка на подшипник $R = 1000$ н, осевая $A = 200$ н; угловая скорость вала $\omega = 42$ рад/сек; диаметр цапфы $d = 45$ мм. Нагрузка с легкими толчками. Вращается внутреннее кольцо. Температура нагрева подшипника не превышает 80°C . Желательная долговечность $f_t = 8000$ ч.

Ответ. Подшипник 309 с $C_{\text{табл}} = 57\,000$ (при $K_6 = 1,1$).

Контрольные вопросы

1. Как подбирают подшипники качения по заданной долговечности?
2. Как подобрать подшипник качения, угловая скорость которого $\omega = 0,8$ рад/сек?
3. Какие факторы влияют на долговечность подшипника и как их учитывают при подборе подшипника?
4. На рис. 12.28 вал шестерни косозубой передачи установлен на двух одинаковых роликовых конических подшипниках. Нужно ли для подбора подшипников знать направление вращения вала?

Дополнительная литература

[18], стр. 219, пример 13.2; стр. 222, пример 13.6.

ЗАНЯТИЕ 55

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ УЗЛОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Работоспособность подшипников качения зависит не только от правильного их подбора, но и от рациональной конструкции подшипникового узла. Чем чувствительнее подшипник к деформациям вала и перекосам, тем больше внимания уделяют конструктивной разработке подшипникового узла.

Подшипники устанавливают в жестких корпусах, стремясь избежать перекосов, которые могут возникнуть вследствие неправильной обработки посадочных мест или при монтаже.

Установку неподвижных колец подшипников осуществляют с более свободными посадками, чем вращающихся.

Чем больше нагрузка и меньше угловая скорость, тем выше должна быть плотность посадки. Желательно, чтобы вал с подшипниками качения представлял собой статически определимую систему, так как в статически неопределимых конструкциях ничтожные смещения опор (например, в результате погрешностей монтажа) вызывают резкое возрастание нагрузок, действующих на подшипники.

При установке на валу нескольких радиальных подшипников один из них крепят на валу и в корпусе от

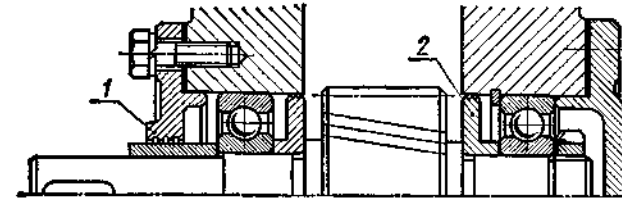


Рис. 12.30. Пример установки вала на шариковых радиальных подшипниках (правый фиксирующий подшипник, левый — плавающий):

1 — канавочное уплотнение, 2 — магнеудерживающее кольцо

осевого смещения (рис. 12.30). Все остальные выполняют плавающими в корпусе для компенсации теплового расширения вала и возможных ошибок монтажа. Плавающий подшипник перемещается в осевом направлении на величину удлинения (укорочения) вала, при этом не возникает температурных напряжений.

При отсутствии осевых сил плавающим выполняют менее нагруженный радиальный подшипник, чтобы уменьшить трение от перемещения подшипника. Если на вал действует большая осевая нагрузка, то плавающим выполняют более нагруженный радиальными силами подшипник. При этом всю осевую нагрузку будет воспринимать подшипник, менее нагруженный радиальными силами.

Короткие валы (см. рис. 12.28) с расстоянием между опорами $l \leq 8d$ (где d — наибольший диаметр вала), но с большими осевыми нагрузками устанавливают на радиально-упорных подшипниках враспор. Осевая регулировка таких подшипников производится изменением толщины набора прокладок. В этом случае перепад температур вала и корпуса не должен превышать 20° .

Для длинных валов, нагруженных как радиальной, так и значительной осевой нагрузкой, оба радиально-упорных подшипника устанавливают враспор на одной опоре (рис. 12.31). Вторую опору выполняют плавающей.

Для создания самостоятельного сборочного комплекта вала с подшипниками в некоторых конструкциях подшипниковых

узлов применяют чугунные стаканы (см. рис. 12.28). В подшипниковом узле вала-шестерни конической передачи стакан является обязательным, с его помощью производят регулировку зубчатого зацепления (см. рис. 12.29 и 6.38).

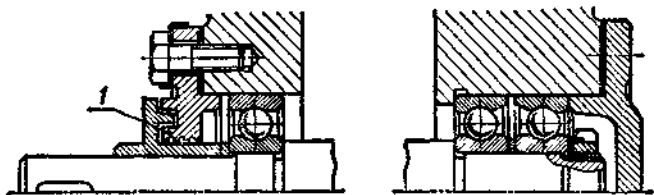


Рис. 12.31. Пример установки вала на двоянных радиально-упорных шариковых подшипниках и плавающем радиальном шариковом подшипнике (1—лабиринтно-канавочное уплотнение)

В зависимости от величины осевой нагрузки, скорости вращения и принятой конструкции подшипникового узла внутренние кольца подшипников на валу крепят различными способами (рис. 12.32): посадкой с натягом (а), концевыми шайбами (б), круглыми шлицевыми гайками (в) и др.

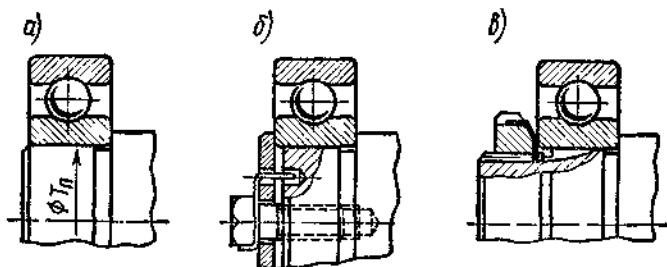


Рис. 12.32. Крепление подшипников на валу

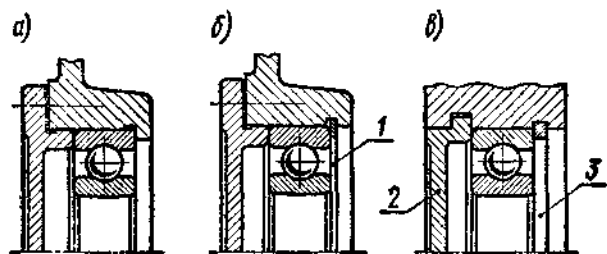


Рис. 12.33. Крепление подшипников в корпусе

Наружные кольца подшипников закрепляют между упорным буртиком корпуса и торцом крышки (рис. 12.33, а), между крышкой и упорным пружинным кольцом 1 (рис. 12.33, б) и др.

В конструкциях с разъемными корпусами (рис. 12.33, в) наружные кольца подшипников крепят цельными кольцами 3 большого сечения и врезными крышками 2.

Для защиты от загрязнения извне и для предупреждения вытекания смазки подшипниковые узлы снабжают различными уплотняющими устройствами.

Широкое распространение получили манжетные уплотнения (см. рис. 12.28), которые применяют при окружных скоростях до 10 м/сек.

Манжетные уплотнения обладают высокой надежностью и хорошими уплотняющими свойствами.

Войлочные (фетровые) уплотнения (см. рис. 12.27) устанавливают при скоростях до 5 м/сек.

Канавочные уплотнения (см. рис. 12.30) применяют для подшипниковых узлов, работающих в чистой среде при скоростях до 5 м/сек и консистентной смазке. Зазор в канавках заполняется смазкой.

Лабиринтные уплотнения (рис. 12.34) являются наиболее совершенными из всех средств защиты подшипниковых узлов. Являясь безконтактными, они пригодны для работы при любых скоростях. Зазор в лабиринтах заполняется консистентной смазкой независимо от вида смазки подшипника. В ответственных конструкциях применяют комбинированные уплотнения в различных сочетаниях, например, лабиринтно-канавочное уплотнение (см. рис. 12.31) и др.

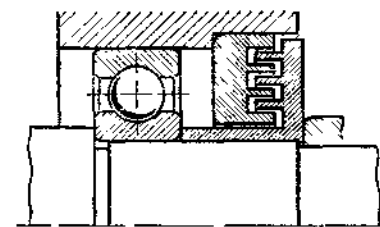


Рис. 12.34. Лабиринтное уплотнение

СМАЗКА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ. К. П. Д.

Смазка. В подшипниках качения смазка уменьшает трение и шум, отводит тепло, защищает подшипник от коррозии, заполняет зазоры в уплотнениях, обеспечивая герметизацию подшипникового узла. Для смазки подшипников качения применяют консистентные, жидкие и твердые смазки (см. стр. 321).

Консистентные смазки (солидолы, консталины и др.) используют для подшипников при окружной скорости поверхности вала до 10 м/сек. Корпус подшипникового узла заполняют смазкой в объеме $\frac{1}{3}$ его свободного пространства. Через каждые три месяца смазку добавляют, а не реже одного раза в год полностью заменяют.

Жидкие смазки (минеральные масла и др.) применяют для подшипников при окружных скоростях вала свыше 10 м/сек. В зависимости от условий работы применяют различные способы подачи жидкой смазки в подшипники (капельная смазка и др.).

Уровень масла должен быть не выше центра нижнего тела качения. В редукторах и коробках передач часто применяют подачу смазки разбрызгиванием из масляной ванны. Масло разбрызгивается одним из быстровращающихся колес или специальными крыльчатками. Пополняют масло не реже одного раза в месяц, а через каждые 3—6 месяцев — полностью заменяют.

Твердые смазки (коллоидальный графит и др.) применяют в распыленном состоянии для подшипников, работающих при температурах свыше 300°С.

К. п. д. В подшипниках качения наряду с трением качения наблюдается трение скольжения тел качения о сепаратор, а также скольжение в уплотнениях и в смазке.

Для одной пары подшипников качения принимают к. п. д. $\eta = 0,99—0,995$.

МОНТАЖ И ДЕМОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ

Перед сборкой подшипникового узла подшипник промывают в горячем минеральном масле или бензине. Посадочные поверхности вала и корпуса чисто* протирают и слегка смазывают. На вращающуюся деталь кольцо подшипника (внутреннее — на вал, наружное — в корпус) монтируется с натягом, на невращающуюся — с посадкой, обеспечивающей значительно меньший натяг или зазор. Для облегчения посадки подшипника на вал с натягом подшипник предварительно нагревают до 80—90°С в горячем минеральном масле или при помощи электроиндукционной установки. Усилие напрессовки прикладывают к тому кольцу, которое монтируется с натягом (рис. 12.35), не допуская передачи усилий напрессовки через тела качения. Демонтируют подшипники при помощи съемников (рис. 12.36) и других приспособлений, исключающих удары.

Во избежание появления вмятин на дорожках качения при демонтаже подшипник захватывают за внутреннее кольцо при удалении с вала и за наружное — при удалении из корпуса.

Задача 46. Определить, какой из подшипников вала, изображенного на рис. 12.31, воспринимает осевое усилие, направленное справа налево, и как это усилие передается с вала на корпус подшипникового узла?

Контрольные вопросы

1. Какая из двух конструкций, изображенных на рис. 12.28 и 12.29, допускает повышенное температурное удлинение вала?
2. Какое назначение имеет смазка в подшипниках качения?

* От соблюдения чистоты деталей узла в значительной степени зависит долговечность подшипника.

3. По конструкции подшипникового узла, изображенного на рис. 12.30, определите вид смазки подшипников.

4. Как производится монтаж и демонтаж подшипников качения?

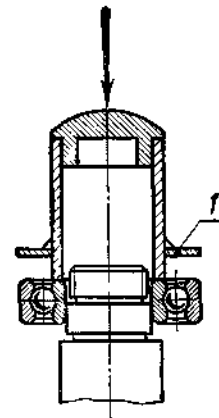


Рис. 12.35. Приспособление для монтажа подшипников (1 — защитное кольцо)

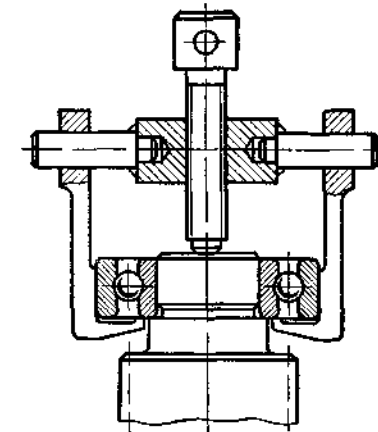


Рис. 12.36. Съемник для подшипников

Дополнительная литература

- [7], т. 2, стр. 220—272
 [12], листы 139—165
 [18], стр. 222, пример 13.18.

ГЛАВА 13

МУФТЫ

ЗАНЯТИЕ 56

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В современном машиностроении большинство машин состоит из сборочных единиц (узлов) и механизмов. Для обеспечения кинематической и силовой связи валы узлов соединяют муфтами (рис. 13.1).

Муфтой называется устройство для соединения концов валов или для соединения валов со свободно сидящими на них деталями (зубчатые колеса, звездочки и т. д.). Назначение муфт — передача вращающего момента без изменения его величины и направления. В ряде случаев муфты дополнительно поглощают вибрации и толчки, предохраняют машину от аварий

при перегрузках, а также используются для включения и выключения рабочего механизма машины без останова двигателя.

Многообразие требований, предъявляемых к муфтам, и различные условия их работы обусловили создание большого количества конструкций муфт, которые классифицируют по различным признакам на группы.

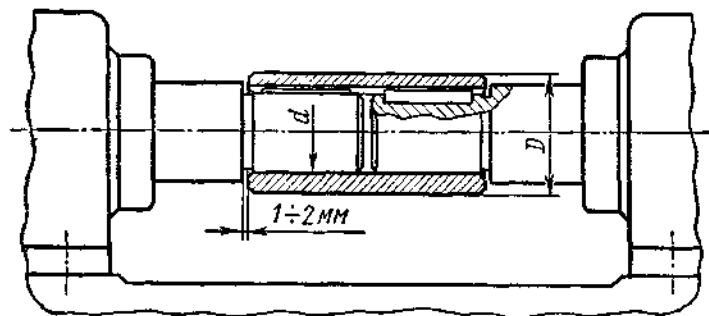


Рис. 13.1. Втулочная муфта

По принципу действия: постоянные муфты, осуществляющие постоянное соединение валов между собой;

сцепные муфты, допускающие во время работы сцепление и расцепление валов при помощи системы управления;

самоуправляемые муфты, автоматически разъединяющие валы при изменении заданного режима работы машины.

По характеру работы:

жесткие муфты, передающие вместе с вращающим моментом вибрации, толчки и удары;

упругие муфты, амортизирующие вибрации, толчки и удары при передаче вращающего момента благодаря наличию упругих элементов — различных пружин, резиновых втулок и др.

В курсе «Детали машин» рассматриваются только механические муфты. Электромагнитные и гидравлические муфты изучаются в специальных курсах.

Основной характеристикой муфт является передаваемый вращающий момент M . Муфты подбирают по ГОСТу или ведомственным нормам по большому диаметру соединяемых валов и расчетному моменту

$$M_{\text{расч}} = KM \quad (13.1)$$

где K — коэффициент режима работы муфты.

Для приводов от электродвигателя принимают: при спокойной нагрузке $K = 1,15-1,4$;

» *переменной* » $K = 1,5-2$;

» ударной » $K = 2,5-4$.

Муфты каждого размера выполняют для некоторого диапазона диаметров вала, которые могут быть различными при одном и том же вращающем моменте по причине разных материалов и различных изгибающих моментов.

Наиболее слабые звенья выбранной муфты проверяют на прочность по расчетному моменту $M_{\text{расч}}$.

Шпоночные или зубчатые (шлицевые) соединения вала с муфтой проверяют методами, изложенными в занятиях 48 и 49. Ниже рассматриваются муфты каждой группы, наиболее распространенные в общем машиностроении.

ГЛУХИЕ МУФТЫ

Постоянные муфты делятся на глухие и компенсирующие.

Глухие муфты соединяют соосные валы в одну жесткую линию. Применяются в тихоходных приводах. Из различных видов глухих муфт наибольшее распространение получили втулочная и фланцевая муфты.

Втулочная муфта

Эта муфта представляет втулку, закрепленную на валах при помощи шпонок или шлицев (см. рис. 13.1 и 11.14). Применяется для передачи небольших вращающих моментов. Имеет простую конструкцию, малые габариты и низкую стоимость. Недостатком муфты является неудобный монтаж и демонтаж, связанные с осевым смещением валов или муфты вдоль вала.

Материал втулки — сталь 45.

Втулочную муфту выбирают по нормам машиностроения МН 1067—60 ÷ 1069—60. Прочность втулки проверяют на кручение по формуле

$$\tau_k = \frac{M_{\text{расч}}}{W_k} = \frac{M_{\text{расч}} D}{0,2(D^4 - d^4)} \leq [\tau]_k \quad (13.2)$$

где a и D — размеры муфты (см. рис. 13.1);

$[\tau]_k = 22 \div 25 \text{ н/мм}^2$ — допускаемое напряжение на кручение для стали 45.

Фланцевая муфта

Состоит из двух полумуфт с фланцами, стянутыми болтами (рис. 13.2), причем половина болтов установлена с зазором, а другая — точно пригнана к отверстиям из-под развертки. Для центрирования валов на одном фланце делается выступ, на другом — расточка. Такой способ центрирования требует осевого

смещения одного из валов при монтаже и демонтаже муфты. Этот недостаток устраняют применением центрирующих разъемных промежуточных полуколец 1 (рис. 13.2, б), которые закладывают между фланцами полумуфт. Фланцевые муфты изготавливают открытыми без защитного обода (рис. 13.2, а и б) и закрытыми с защитным ободом (рис. 13.2, в), закрывающими крепежные

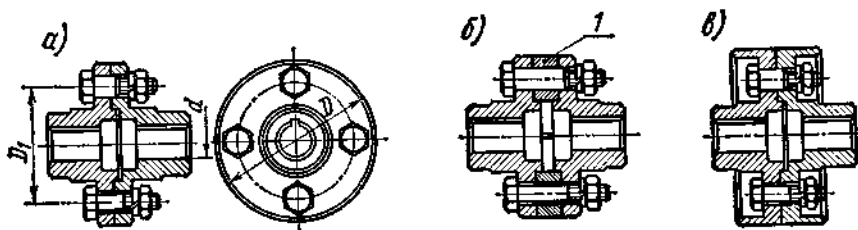


Рис. 13.2. Фланцевая муфта

болты и гайки. Защитный обод полумуфт может быть использован в качестве тормозного барабана привода. Посадка полумуфт на валы выполняется с гарантированным натягом, но передача момента осуществляется шпонками.

Фланцевые муфты просты по конструкции, надежны в работе, могут передавать большие моменты. Они широко распространены в машиностроении. Материал полумуфт — сталь 40 или сталь 35Л, допускается также чугун СЧ 21-40.

Эти муфты выбирают по нормалам машиностроения МН 2726 — 61 ÷ 2729 — 61. Проверочный расчет болтов на прочность выполняют методом, изложенным в занятии 8.

Пример 50. Фланцевая закрытая муфта по нормали МН 2728—61 соединяет концы двух валов диаметром $d = 80$ мм каждый. Фланцы полумуфт соединены шестью болтами М16, три из которых выполнены по ГОСТ 7817 — 62 и поставлены в отверстия без зазора (диаметр стержня болта $d_4 = 17$ мм); остальные три болта выполнены по ГОСТ 7808—70 и входят в отверстия с зазором. Материал болтов — сталь 35.

Проверить на срез болты, поставленные без зазора в предположении, что весь вращающий момент $M = 3000$ н·м передается только этими болтами. Муфта установлена в приводе цепного транспортера, работающего при переменной нагрузке. Диаметр окружности, на которой расположены оси болтов, $D_1 = 220$ мм.

Решение. 1. Для стали 35 предел текучести $\sigma_T = 314$ н/мм² (стр. 52).

2. По формуле (3.17) допускаемое напряжение на срез стержня болта принимаем

$$[\tau]_{ср} = 0,255\sigma_T = 0,255 \cdot 314 = 80 \text{ н/мм}^2.$$

3. При переменной нагрузке коэффициент режима работы муфты выбираем $K = 1,7$ (см. стр. 346).

4. Окружное усилие, передаваемое одним болтом,

$$P = \frac{2M_{расч}}{zD_1} = \frac{2MK}{zD_1} = \frac{2 \cdot 3000 \cdot 1,7}{3 \cdot 0,22} = 15470 \text{ Я},$$

где $z = 3$ — число болтов.

5. Расчетное напряжение среза в болте

$$\tau_{ср} = \frac{4P}{\pi d_4^2} = \frac{4 \cdot 15470}{\pi \cdot 17^2} = 68 \text{ н/мм}^2 < [\tau]_{ср} = 80 \text{ н/мм}^2,$$

что удовлетворяет условию прочности.

Задача 47. Втулочная муфта по нормали МН 1068—60 (рис. 13.1) установлена в механизме подачи станка для передачи вращающего момента $M = 170$ н·м между валами $d = 30$ мм.

Диаметр втулки $D = 45$ мм, материал — сталь 45. Проверить прочность втулки на кручение, если муфта работает при переменной нагрузке.

Ответ. $\tau_k = 18,6$ н/мм² при $K = 1,6$.

Контрольные вопросы

1. Какие различают группы муфт по принципу действия и характеру работы?
2. Какие муфты называют глухими и каково их назначение?
3. Дайте краткую характеристику втулочной муфты.
4. Как устроена и работает фланцевая муфта? С какой целью в этой муфте применяются промежуточные полукольца? Вычертите эскиз полукольца.

Дополнительная литература

- [7], стр. 89—114.
[12], лист 166.
[18], стр. 242, задача 15.1.

Занятие 67

КОМПЕНСИРУЮЩИЕ МУФТЫ

Компенсирующие муфты предназначены для соединения валов с компенсацией радиальных, осевых и угловых смещений вследствие неточности изготовления и монтажа (рис. 13.3).

Компенсирующие муфты делятся на жесткие и упругие. В жестких муфтах компенсация несоосности валов достигается за счет подвижности жестких деталей муфты, а в упругих — за счет деформации упругих деталей муфты.

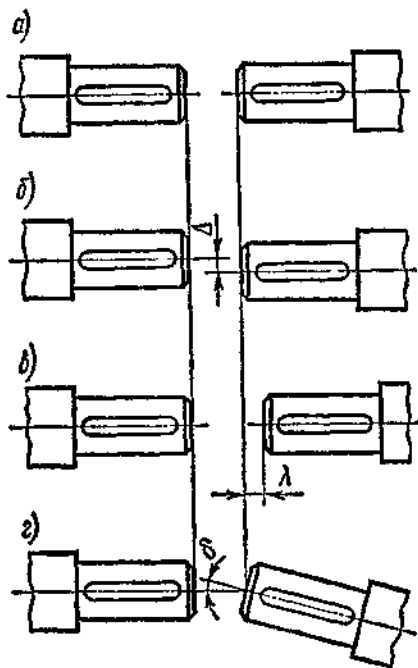


Рис. 13.3. Отклонения от соосного расположения валов:

а—соосное расположение валов; б—радиальное смещение валов на величину A , в—осевое смещение валов на величину λ ; г—угловое смещение валов на величину β

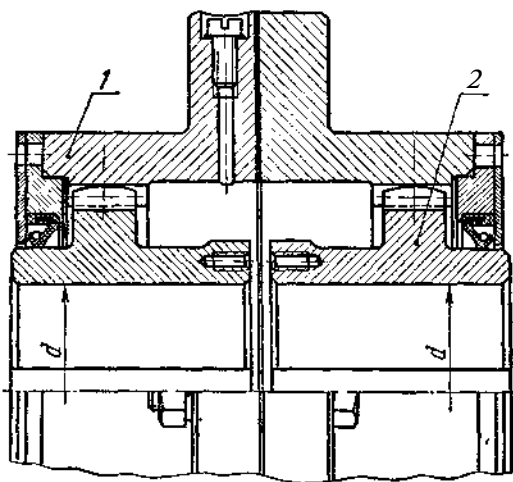


Рис. 13.4 Зубчатая муфта: 1—обойма; 2—втулка

Из жестких муфт наибольшее распространение получили зубчатые, кулачково-дисковые и шарнирные; из упругих—пружинные и втулочно-пальцевые.

Зубчатая муфта

Эта муфта стандартизована ГОСТ 5006—55 (рис. 13.4). Состоит из двух обойм с внутренними зубьями эвольвентного профиля, которые зацепляются с зубьями втулок, насаживаемых на концы валов. Обоймы соединены между собой болтами, поставленными в отверстия без зазора. Втулки и обоймы изготовляют из стали 40 или стали 45Л.

Зубчатые муфты компенсируют радиальные, осевые и угловые смещения валов за счет боковых зазоров в зацеплении и обточки зубьев втулок по сфере. Компенсация несоосности валов сопровождается скольжением зубьев. Для повышения износостойкости зубья подвергают термообработке, а муфту заливают маслом большой вязкости, которое меняют через каждые 3 месяца. Потери в муфте оцениваются к.п.д. $\eta = 0,985—0,995$.

Вследствие трения между зубьями эта муфта оказывает изгибающее действие на валы с моментом изгиба $M_n = 0,1M$, где M —вращающий момент, передаваемый муфтой. Зубчатые муфты широко применяются для сое-

динения горизонтальных тяжело нагруженных валов диаметром $d = 40—560$ мм при окружных скоростях до 25 м/сек. Эти муфты надежны в работе, имеют малые габариты. При работе зубья испытывают переменные контактные напряжения и напряжения изгиба, что затрудняет их точный расчет. Поэтому согласно ГОСТ 5006—55 зубчатые муфты подбирают по наибольшему диаметру концов соединяемых валов и проверяют по формуле

$$M_{\text{ГОСТ}} \geq K_1 K_2 M, \quad (13.3)$$

где $M_{\text{ГОСТ}}$ —максимальный вращающий момент муфты по ГОСТ 5006—55;

K_1 —коэффициент безопасности. Если поломка муфты может вызвать остановку машины, то $K_1 = 1$; аварию машины— $K_1 = 1,2$; человеческие жертвы— $K_1 = 1,8$;

K_2 —коэффициент условий работы машины. При спокойной работе $K_2 = 1$; при переменной работе $K_2 = 1,2$; при тяжелой работе с толчками $K_2 = 1,5$.

Кратковременные пиковые моменты не должны превышать двукратной величины $M_{\text{ГОСТ}}$.

Кулачково-дисковая муфта

Муфта состоит из двух полумуфт с диаметрными пазми на торцах (рис. 13.5), в которые входят взаимно перпендикулярные кулачки промежуточного плавающего диска.

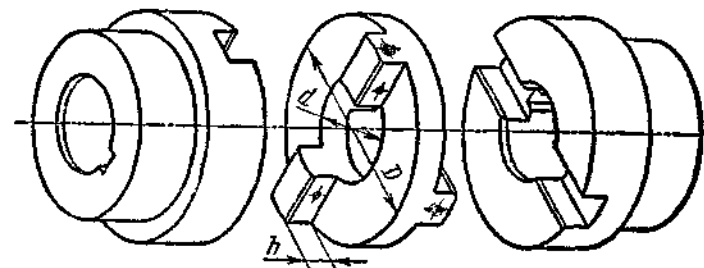


Рис. 13.5. Кулачково-дисковая муфта

При передаче движения между несоосными валами кулачки диска скользят в пазах полумуфт. Через специальные отверстия в диске к трущимся поверхностям подводится смазка, которая добавляется не реже одного раза в смену.

Потери на трение в муфте оцениваются к.п.д. $\eta = 0,97—0,98$. Полумуфты и диск изготовляют из стали 45Л. Для повышения износостойкости рабочие поверхности пазов и кулачков подвергают поверхностной закалке.

Кулачково-дисковая муфта применяется для соединения тихоходных валов с повышенным радиальным смещением осей $A \leq \leq 0,04d$, где d —диаметр вала. Вследствие боковых зазоров эта муфта допускает угловое смещение валов $\delta \leq 0^\circ 30'$. Муфту подбирают по МН 2701—61 и проверяют на износостойкость поверхностей трения по давлению p , которое распределяется по закону треугольника (рис. 13.6).

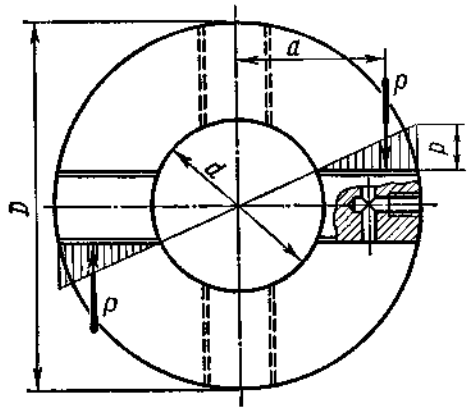


Рис. 13.6. Эюра удельных давлений на кулачках промежуточного диска кулачково-дисковой муфты

Усилие передаваемое одним кулачком,

$$P = \frac{1}{2} p \frac{D-d}{2} h = p \frac{D-d}{4} h,$$

где p —максимальное давление.

Усилие P приложено в центре тяжести треугольной эпюры, удаленном от оси муфты на расстояние

$$a = \frac{d}{2} + \frac{2}{3} \cdot \frac{D-d}{2} = \frac{d}{2} + \frac{D-d}{3}.$$

Расчетный момент, передаваемый муфтой,

$$M_{\text{расч}} = P \cdot 2a = p \frac{D-d}{4} h \cdot 2 \left(\frac{d}{2} + \frac{D-d}{3} \right),$$

откуда условие износостойкости муфты

$$p = \frac{12M_{\text{расч}}}{(2D+d)(D-d)h} \leq [p], \quad (13.4)$$

где D , d и h —размеры муфты (см. рис. 13.5); $[p] = 15 \div 30 \text{ н/мм}^2$ —допускаемое давление для муфт с закаленными поверхностями трения в зависимости от условий работы.

Шарнирная муфта

Применяется для соединения валов, оси которых пересекаются под углом $\delta \leq 45^\circ$ (рис. 13.7). Состоит из двух вилок и крестовины. При постоянной угловой скорости ведущего вала ω_1 одна шарнирная муфта передает вращение ведомому валу с переменной угловой скоростью ω_2 в течение одного оборота,

причем с увеличением угла δ неравномерность вращения ведомого вала возрастает*. Чтобы ликвидировать этот недостаток применяют сдвоенную шарнирную муфту (рис. 13.8) у которой, обе вилки промежуточного вала лежат в одной плоскости, а оси соединяемых валов имеют одинаковые угловые смещения $\delta/2$

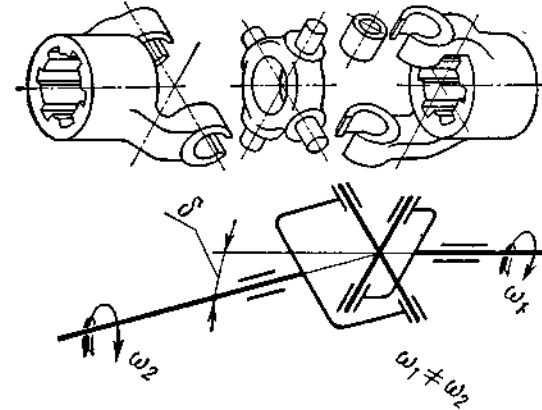


Рис. 13.7. Шарнирная одинарная муфта

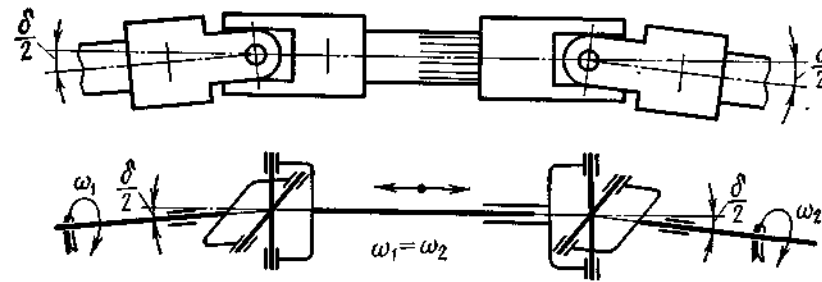


Рис. 13.8. Шарнирная сдвоенная муфта

с осью промежуточного вала. Для осевого смещения валов во время работы применяют телескопический промежуточный вал, т. е. вал изменяющейся длины. Вилки и крестовину муфты изготовляют из хромистых сталей 20Х и 40Х с закалкой трущихся поверхностей шарниров. Во время работы муфту смазывают консистентной смазкой не реже одного раза в смену. Шарнирные муфты широко применяют в машиностроении для передачи движения между узлами машины, имеющими относительную подвижность. Малогабаритные шарнирные муфты стандартизованы ГОСТ 5147—69 для валов диаметром $d = 10 \div 40 \text{ мм}$. Выб-

* Кинематику шарнирной муфты см. и работе [20].

ранную стандартную муфту проверяют по условию

$$M_{\text{расч}} \leq M_{\text{ГОСТ}} \cos \delta, \quad (13.5)$$

где $M_{\text{ГОСТ}}$ — допускаемый вращающий момент для муфты по ГОСТ 5147—69 при $\delta = 0$.

Проверочный расчет на прочность деталей муфты ведут методами сопротивления материалов.

Муфта со змеевидной пружиной

Из большого числа различных муфт с металлическими упругими элементами наиболее совершенной является муфта со змеевидной пружиной (рис. 13.9). Она состоит из двух полумуфт с зубьями специального очертания, между которыми свободно

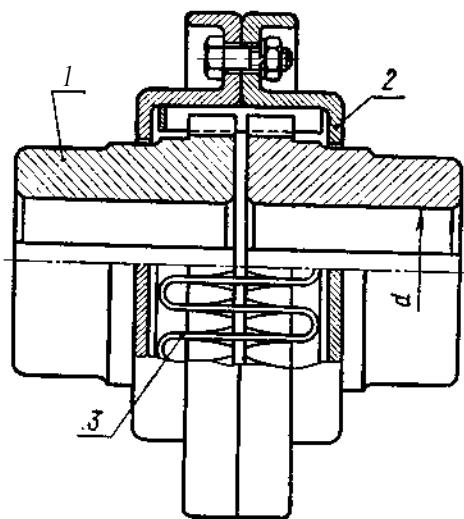


Рис. 13.9. Муфта со змеевидной пружиной:
1 — полумуфта; 2 — кожух; 3 — пружина

заложены секции ленточной змеевидной пружины прямоуглольного сечения. Кожух, состоящий из двух половин, удерживает пружину от выскакивания под действием центробежной силы и служит резервуаром для консистентной смазки, которую меняют через каждые 4 месяца.

Материал полумуфт — сталь 45 или 45Л, материал пружин — сталь 65Г. Кожух отливают из чугуна СЧ 12-28.

Муфта со змеевидной пружиной достаточно податлива. В зависимости от размеров она допускает комбинированное смещение валов: радиальное $D = 0,5 \div 3$ мм, осевое $\lambda = 4 \div 20$ мм и угловое $\delta \leq 1^\circ 12'$.

Муфта надежна в работе, имеет малые размеры и долговечна. Применяется при передаче больших вращающих моментов.

Размеры муфты принимают по нормам станкостроения. Змеевидную пружину проверяют на изгиб методами сопротивления материалов, рассматривая прямолинейную часть пружины как балку, защемленную с двух сторон*. Зуб муфты проверяют на изгиб как консольную балку.

* Подробнее см. работу [31].

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП)

Эта муфта является наиболее распространенной муфтой с неметаллическими упругими элементами — резиной; обладает хорошей эластичностью, высокой демпфирующей* и электроизоляционной способностью.

Муфта МУВП состоит из двух дисковых полумуфт (рис. 13.10), в одной из которых в конических отверстиях закреплены соеди-

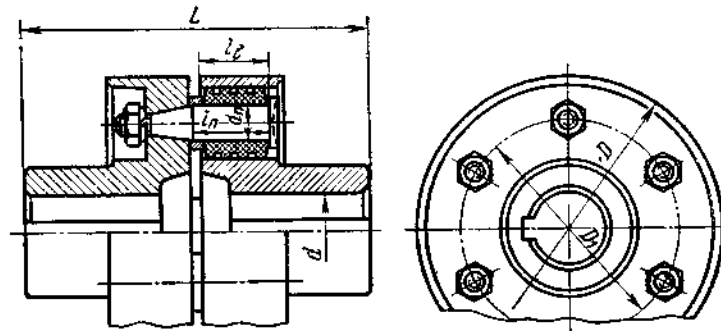


Рис. 13.10. Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП)

нительные пальцы с надетыми гофрированными резиновыми втулками. Материал полумуфт — чугун СЧ 21-40, сталь 35 или 35Л. Материал пальцев — сталь 45.

Вследствие небольшой толщины резиновых втулок муфта обладает малой податливостью, компенсируя незначительные смещения валов. Радиальное и угловое смещения валов снижают долговечность резиновых втулок, нагружая валы дополнительной изгибающей силой.

Муфта МУВП широко применяется для соединения машин с электродвигателями при передаче малых и средних вращающих моментов. Она проста в изготовлении и надежна в работе. Наружная поверхность полумуфт может использоваться в качестве тормозного барабана. Муфту подбирают по МН 2096—64 (табл. 13.1) в диапазоне диаметров валов $d = 16 \div 150$ мм.

Пальцы муфты проверяют по условию прочности на изгиб, как консольные балки:

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{M_{\text{н}}}{W} = \frac{M_{\text{расч}} l_{\text{п}}}{\Omega l d_{\text{п}}^3 D_1 z} \leq [\sigma]_{\text{н}}, \quad (13.6)$$

где

$$M_{\text{н}} = \frac{P_{\text{расч}} l_{\text{п}}}{2z} = \frac{M_{\text{расч}} l_{\text{п}}}{D_1 z},$$

* Демпфирующей способностью муфты называется ее способность превращать механическую энергию в тепло при деформации упругих элементов.

Таблица 13.1

Муфты упругие втулочно-пальцевые МУВП
(извлечение из МН 2096—64)

Обозначение муфты	Размеры в мм (рис. 13.10)								Допускаемые	
	d	D	L	D_1	z	d_{II}	l_{II}	l_B	$[M_{расч}]$ н·м	ω , рад/сек
МУВП-16 МУВП-18	16 18	90	84	58	4	10	19	15	31,4	660
МУВП-20 МУВП-22	20 22	100	104	68	6	10	19	15	53,9	586

l_{II} , d_{II} и D_1 — размеры пальца и полумуфты (см. рис. 13.10);
 z — число пальцев;

$[\sigma]_{II} = 80 \div 90$ н/мм² — допускаемое напряжение изгиба для пальцев из стали 45.

Резиновые втулки проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{P_{расч}}{d_{II} l_B} = \frac{2M_{расч}}{D_1 z d_{II} l_B} \leq [\sigma]_{см}, \quad (13.7)$$

где l_B — длина резиновой втулки;

$[\sigma]_{см} \approx 2$ н/мм² — допускаемое напряжение на смятие для резины.

Пример 51. В приводе подъемника электродвигатель соединен с редуктором муфтой МУВП. Мощность электродвигателя $N = 1,7$ кВт при угловой скорости $\omega = 299$ рад/сек. Диаметры валов электродвигателя и редуктора $d = 18$ мм. Подобрать муфту и проверить пальцы и резиновые втулки на прочность. Подъемник работает при ударной нагрузке.

Решение. 1. Вращающий момент на валу электродвигателя

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{1,7 \cdot 10^3}{299} = 5,7 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

2. При ударной нагрузке принимаем коэффициент режима работы муфты $K = 4$ (см. стр. 346).

3. Расчетный вращающий момент [формула (13.1)]

$$M_{расч} = KM = 4 \cdot 5,7 = 22,8 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

4. По нормали МН 2096—64 (см. табл. 13.1) выбираем муфту МУВП-18 с размерами $d = 18$ мм; $D_1 = 58$ мм; $z = 4$; $d_{II} = 10$ мм; $l_{II} = 19$ мм; $l_B = 15$ мм. Допускаемый расчетный момент $[M_{расч}] = 31,4$ н·м.

5. Проверяем пальцы на изгиб (формула 13.6):

$$\sigma_{II} = \frac{M_{расч} l_{II}}{0,1 d_{II}^2 D_1 z} = \frac{22,8 \cdot 10^3 \cdot 19}{0,1 \cdot 10^3 \cdot 58 \cdot 4} = 18,7 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_{II} = 80 \text{ н/мм}^2.$$

6. Проверяем резиновые втулки на смятие (формула 13.7):

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{расч}}{D_1 z d_{II} l_B} = \frac{2 \cdot 22,8 \cdot 10^3}{58 \cdot 4 \cdot 10 \cdot 15} = 1,31 \text{ н/мм}^2 < [\sigma]_{см} = 2 \text{ н/мм}^2$$

— выбранная муфта удовлетворяет условию прочности.

Задача 48. В приводе центробежного насоса установлена муфта МУВП-22 (см. табл. 13.1). Определить допускаемое значение $[M_{расч}]$ для муфты из условия прочности пальцев и резиновых втулок. Пальцы выполнены из стали 45 с $[\sigma]_{II} = 80$ н/мм². Для резиновых втулок $[\sigma]_{см} = 1,75$ н/мм².

Ответ. $[M_{расч}] = 53,5$ н·м.

Контрольные вопросы

1. Дайте краткую характеристику зубчатой муфты (см. рис. 13.4). С какой целью зубья втулок этой муфты изготавливают по сфере?

2. Какие смещения валов допускает сдвоенная шарнирная муфта с телескопическим валом (см. рис. 13.8)? Приведите примеры применения этой муфты.

3. Объясните, как передается вращающий момент упругой муфтой со змеевидной пружинной (см. рис. 13.9)? Какие смещения валов может компенсировать эта муфта?

4. Как устроена и работает втулочно-пальцевая муфта (см. рис. 13.10) и как производят ее проверочный расчет?

Дополнительная литература

[7], стр. 115—163.

[12], листы 167—173.

[18], стр. 244; пример 15.5.

ЗАНЯТИЕ 58

СЦЕПНЫЕ МУФТЫ

Сцепные (управляемые) муфты служат для быстрого соединения и разъединения валов при работающем двигателе. Применяются при строгой соосности валов. По принципу работы делятся на кулачковые и фрикционные. Все сцепные муфты должны легко и быстро включаться при незначительном усилии, а также иметь малый износ и износ при частых переключениях.

Кулачковые муфты

Кулачковые муфты состоят из двух полу муфт с кулачками на торцовых поверхностях (рис. 13.11). При **включении** кулачки одной полу муфты входят во впадины другой, создавая жесткое сцепление. Для переключения муфты одна полу муфта передвигается вдоль вала на двух направляющих шпонках или шлицах при помощи отводки.

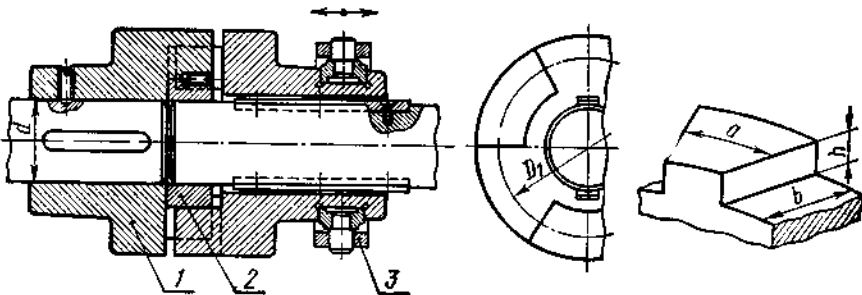


Рис. 13.11. Кулачковая муфта: 1—полу муфта; 2—центрирующее кольцо; 3—отводка

Материал полу муфт—сталь 20Х или 20ХН. Для повышения износостойкости рабочие поверхности кулачков цементируют и закаливают до твердости $HRC\ 54-60$.

Основным элементом муфт являются кулачки различных профилей (рис. 13.12): прямоугольного (а), трапецеидального (б), треугольного (в) соответственно для больших, средних и малых нагрузок. Асимметричный профиль кулачков (рис. 13.12, г) при-

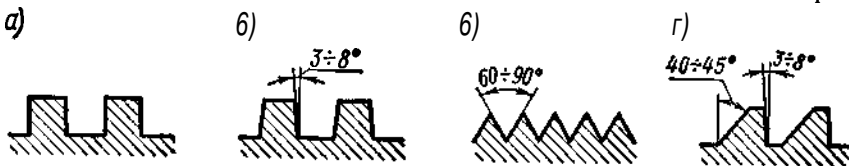


Рис. 13.12. Профили кулачков муфт сцепления

меняют в нереверсивных механизмах для облегчения включения муфты. Число кулачков принимают $\gamma = 3-60$ в зависимости от величины вращающего момента $M_{расч}$ и желаемого времени включения, с увеличением которых z уменьшается. Недостатком кулачковых муфт является невозможность включения на быстром ходу. Во избежание ударов и повреждения кулачков включение муфты производят без нагрузки при разности окружных скоростей на кулачках $U \leq 0,8\ м/сек.$ Выключение муфты возможно при любых скоростях.

Кулачковые муфты просты в изготовлении и **малогабаритны**. Применяются в механизмах, где должно быть обеспечено посто-

янное передаточное число (металлорежущие станки), а также при передаче больших вращающих моментов, когда переключения производятся редко.

Размеры муфты принимают конструктивно, а затем кулачки проверяют расчетом:

на износостойкость— по среднему давлению на рабочих поверхностях

$$p = \frac{P_{расч}}{F} = \frac{2M_{расч}}{0,75D_1zbh} \leq [p], \quad (13.8)$$

где 0,75— коэффициент неравномерности распределения нагрузки по кулачкам, вследствие неточности изготовления;

D_1, b и h — размеры муфты (см. рис. 13.11);

$[p] = 25-35\ н/мм^2$ — допустимое давление для закаленных кулачков, включаемых на ходу;

на прочность— по напряжению изгиба у основания кулачков в предположении неполного включения (сила приложена к вершинам кулачков):

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W} = \frac{P_{расч}h}{W} = \frac{2M_{расч}}{0,75D_1zW} \leq [\sigma]_{из}, \quad (13.9)$$

где $W = \frac{a^2b}{6}$ — момент сопротивления кулачка изгибу;

a — средняя ширина кулачка (см. рис. 13.11).

Допустимое напряжение на изгиб для кулачков принимают $[\sigma]_{из} \approx [p]$.

Фрикционные муфты

Фрикционные муфты служат для плавного сцепления валов под нагрузкой на ходу при любых скоростях. Передача вращающего момента осуществляется силами трения между трущи-

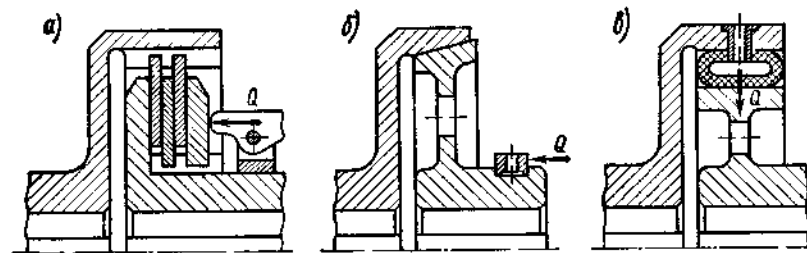


Рис. 13.13. Схемы фрикционных муфт

мися поверхностями деталей муфты (рис. 13.13). В начале включения за счет проскальзывания рабочих поверхностей муфты разгон ведомого вала происходит плавно, без удара, с посте-

пленным нарастанием передаваемого вращающего момента по мере увеличения нажимного усилия Q . При установившемся движении проскальзывание отсутствует, муфта замыкается и оба вала вращаются с одной и той же угловой скоростью. В момент перегрузок фрикционные муфты пробуксовывают, предохраняя машину от поломок.

По форме поверхности трения фрикционные муфты (см. рис. 13.13) делятся на дисковые (а), конусные (б) и цилиндрические (в). В дисковых муфтах рабочими поверхностями служат плоские торцовые поверхности дисков, в конусных — конические, а в цилиндрических — цилиндрические.

По условиям смазки муфты бывают масляные и сухие. Смазка служит для уменьшения износа, улучшения расцепления рабочих поверхностей и отвода тепла.

В муфтах, работающих в масле, трущиеся детали изготавливают из закаленной стали. В сухих муфтах применяют пары трения — сталь или чугун по фрикционному материалу (накладки из асбестопроволочной прессованной ткани — ферродо, фрикционные пластмассы, металлокерамическое покрытие и др.). В современном машиностроении применяются различные конструкции фрикционных муфт, среди которых наибольшее распространение получила многодисковая муфта.

Многодисковая фрикционная муфта. Муфта состоит из двух полумуфт в виде корпуса и втулки, дисков и нажимного механизма (рис. 13.14). В продольные пазы на внутренней поверхности корпуса свободно входят выступы ведущих дисков, а в пазы

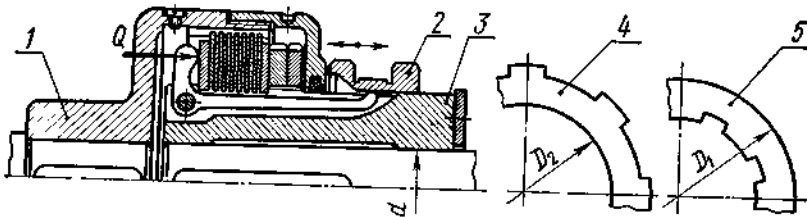


Рис. 13.14. Многодисковая фрикционная муфта:
1 — корпус, 2 — отводка, 3 — втулка, 4 — ведущий диск, 5 — ведомый диск

на наружной поверхности втулки — выступы ведомых дисков. При включении муфты нажимной механизм сжимает диски для сцепления их силами трения для передачи вращающего момента.

Толщину стальных дисков принимают $1,5 \div 2,5$ мм для масляных муфт и $2,5 \div 5$ мм — для сухих муфт. Зазор между дисками выключенной муфты от 0,2 до 1 мм в зависимости от материала поверхностей трения. Число ведущих дисков выбирают не более 11, так как нажимное усилие Q на последние диски постепенно уменьшается вследствие трения выступов дисков в пазах полу-

муфт. Все диски в муфте должны быть параллельными и соосными во избежание их местного повышенного износа и нагрева.

Многодисковые муфты имеют малые габариты, что важно для быстроходных механизмов. Эти муфты с механическим управлением применяют для передачи малых и средних вращающих моментов. При передаче больших моментов многодисковые фрикционные муфты снабжают пневматическим, гидравлическим или электромагнитным дистанционным управлением, широко применяемым в современном станкостроении.

Основным критерием работоспособности фрикционных муфт является износостойкость трущихся поверхностей.

Муфты фрикционные многодисковые механические выбирают по МН 5664—65. Поверхности трения дисков проверяют на износостойкость по величине давления.

Проверочный расчет муфты выполняют по моменту сил трения:

$$M_T = M_{\text{расч}} = fQR_{\text{ср}}z, \quad (13.10)$$

где f — коэффициент трения (табл. 13.2);

Q — усилие сжатия дисков;

$R_{\text{ср}} = \frac{r_1 + r_2}{2}$ — средний радиус поверхности трения дисков, примерно равный приведенному радиусу трения этих поверхностей;

D_1 и D_2 — диаметры дисков (рис. 13.14);

$z = (z_1 + z_2) - 1$ — число пар трущихся поверхностей;

z_1 и z_2 — число ведущих и ведомых дисков в муфте (на рис. 13.14 муфта имеет $z = 14$).

Давление на трущихся поверхностях

$$p = \frac{Q}{F} = \frac{4Q}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \leq [p], \quad (13.11)$$

где $[p]$ — допускаемое давление (табл. 13.2).

Таблица 13.2

Значения $[p]$ и f для фрикционных муфт

Материал поверхностей трения	При смазке		Всухую	
	$[p]$, н/мм ²	f	$[p]$, н/мм ²	f
Закаленная сталь по закаленной стали	0,6 — 0,8	0,06	—	—
Ферродо по стали или чугуну	—	—	0,2 — 0,3	0,3
Металлокерамика по закаленной стали	0,8	0,12	0,3	0,3

Примечания: 1. Меньшие значения $[p]$ принимают для многодисковых муфт с большим числом дисков, **большие** — для многодисковых муфт с малым числом дисков и для конусных и цилиндрических муфт.

2. Если тепловой расчет муфты не производится, то табличные значения $[p]$ следует умножить на K_v и K_T , выбираемые в зависимости от окружной скорости v м/сек на среднем радиусе поверхности трения и от числа включений T муфты в час:

v	до 2,5	2,5—4	4—6	6—8	8—12	12—18	более 18
K_v	1	0,9	0,8	0,7	0,63	0,55	0,5
T	до 90	120	180	240	300	360 и более	
K_T	1	0,95	0,8	0,7	0,6	0,5	

Пример 52. В приводе станка установлена масляная многодисковая фрикционная муфта для передачи мощности $N = 3,1$ кВт при угловой скорости $\omega = 60$ рад/сек. Муфта работает при переменной нагрузке с числом включений $T \leq 180$ в час. Материал дисков — сталь 65Г с закалкой до твердости $\geq HRC60$. Число ведущих дисков $z_1 = 9$, ведомых $z_2 = 10$. Диаметры дисков $D_1 = 110$ мм и $D_2 = 82$ мм. Определить необходимое усилие сжатия дисков для включения муфты и проверить диски на износостойкость.

Решение 1. При переменной нагрузке принимаем коэффициент режима работы муфты $K = 1,7$ (см. стр. 346).

2. Расчетный вращающий момент, передаваемый муфтой,

$$M_{расч} = KM = K \frac{N}{\omega} = 1,7 \frac{3,1 \cdot 10^3}{60} = 87,8 \text{ н} \cdot \text{м} = 87,8 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

3. По табл. 13.2 принимаем коэффициент трения $f = 0,06$,

4. Средний радиус поверхностей трения дисков

$$R_{ср} = \frac{z_1 + z_2}{4} \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{110 + 82}{4} = 48 \text{ мм}.$$

5. Число пар трущихся поверхностей дисков

$$2 = (z_1 + z_2) - 1 = (9 + 10) - 1 = 18.$$

6. Усилие сжатия дисков при включении муфты (формула 13.10)

$$Q = \frac{M_{расч}}{f R_{ср} z} = \frac{87,8 \cdot 10^3}{0,06 \cdot 48 \cdot 18} = 1694 \text{ н}.$$

7. Окружная скорость на среднем радиусе поверхности трения дисков

$$v = \omega R_{ср} = 60 \cdot 48 \cdot 10^{-3} = 2,88 \text{ м/сек}.$$

8. По табл. 13.2 (см. примечания) принимаем допустимое давление

$$[p] = 0,6 K_v K_T = 0,6 \cdot 0,9 \cdot 0,8 = 0,432 \text{ н/мм}^2.$$

9. Расчетное давление на трущихся поверхностях дисков [формула (13.11)]

$$p = \frac{4Q}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} = \frac{4 \cdot 1694}{\pi(110^2 - 82^2)} = 0,402 \text{ н/мм}^2 < [p], \text{ что Удовлетворяет}$$

условию износостойкости.

Задача 49. Определить необходимое число дисков сухой фрикционной муфты для передачи $M_{расч} = 63$ н · м. Диски с металлокерамическим покрытием имеют наружный диаметр $D_1 = 104$ мм, внутренний $D_2 = 77$ мм. Максимальное усилие сжатия дисков $Q = 780$ н.

Ответ. Ведущих дисков $z_1 = 3$; ведомых $z_2 = 4$.

Контрольные вопросы

1. Дайте краткую характеристику сцепной кулачковой муфты и укажите область ее применения.

2. Какими свойствами должен обладать материал, применяемый для трущихся поверхностей фрикционных муфт?

3. Объясните, как работает многодисковая фрикционная муфта? Почему крайние ведомые диски этой муфты выполняют большой толщины?

4. За счет чего можно увеличить $[M_{расч}]$ многодисковой фрикционной муфты, не изменяя ее диаметра?

Дополнительная литература

[12], листы 174—176.

[18], стр. 248, пример 15.14.

ЗАНЯТИЕ 59

САМОУПРАВЛЯЕМЫЕ МУФТЫ

Самоуправляемые муфты предназначены для автоматического сцепления и расцепления валов при изменении заданного режима работы машины. Самоуправляемые муфты бывают:

по направлению вращения — обгонные,
по угловой скорости — центробежные,
по моменту — предохранительные.

Обгонные муфты

Обгонные муфты, или муфты свободного хода, служат для передачи вращающего момента в одном направлении. Наибольшее распространение получила роликовая муфта (рис. 13.15), нормализованная МНЗ—61 с диапазоном диаметров валов $d = 10 \div 90$ мм и числом роликов $z = 3—5$.

Эта муфта состоит из двух строго соосных полумуфт, одна из которых имеет форму кольца, а вторая — форму звездочки с вырезами для роликов. Для быстрого включения муфты ролики отжимаются пружинами. При передаче вращающего момента ролики заклиниваются между полумуфтами в суживающейся части выреза,

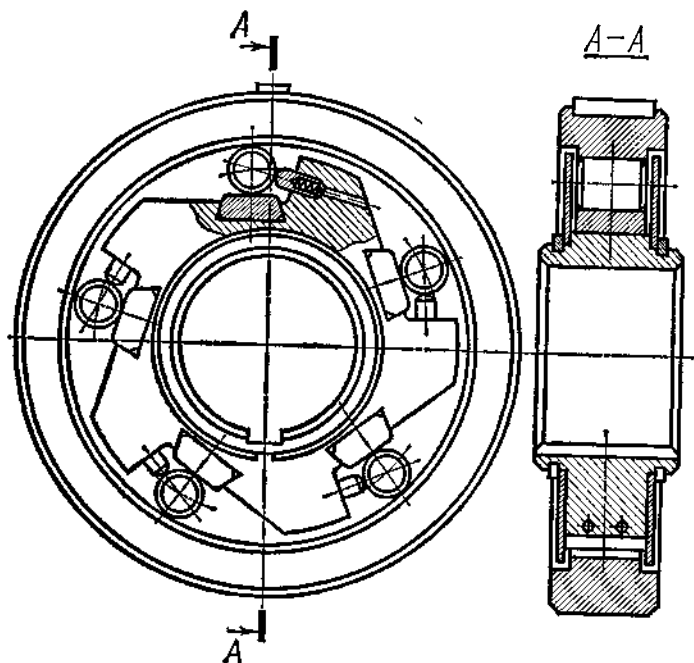


Рис. 13 15. Обгонная роликовая муфта

образуя жесткое сцепление. Если по какой-либо причине угловая скорость ведомого вала превысит угловую скорость ведущего вала, то, вследствие обгона, ролики расклинятся, выкатятся в расширенную часть выреза и муфта автоматически выключится. При останове ведущего вала ведомый вал продолжает вращаться*. Материал деталей муфты — стали ШХ15 и 20Х, термообработанные до высокой твердости рабочих поверхностей. Ролики должны быть постоянно смазаны маловязким маслом.

Обгонные роликовые муфты работают бесшумно, допуская большую частоту включений. Применяются в станках, автомобилях и т. д. Критерием работоспособности роликовых муфт является контактная прочность рабочих поверхностей роликов и полумуфт.

Муфты выбирают по нормали МН 3—61 и проверяют на контактную прочность.

* В велосипеде обгонная муфта позволяет колесу катиться при неподвижных педалях

Центробежные муфты

Эти муфты предназначены для автоматического включения или выключения ведомого вала при достижении ведущим валом заданной угловой скорости.

По устройству центробежные муфты представляют собой фрикционные муфты, у которых механизмом управления служат грузы-колодки 1 (рис. 13 16), находящиеся под действием центробежных

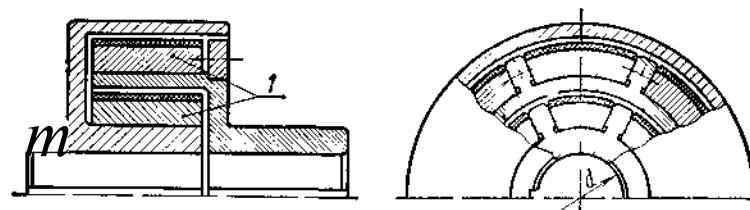


Рис. 13 16. Центробежная колодочная муфта

сил. При достижении ведущим валом заданной угловой скорости центробежные силы, действуя на грузы, производят включение муфты. Передача вращающего момента осуществляется силами трения, величина которых пропорциональна квадрату угловой скорости.

В современном машиностроении применяется большое количество разнообразных конструкций центробежных муфт, которые служат для разгона механизмов с большими маховыми массами при двигателе с малым пусковым моментом, для повышения плавности пуска, для предотвращения разноса машины и т. п. Размеры муфт принимают конструктивно. Рабочие поверхности трения грузов проверяют на износостойкость аналогично фрикционным муфтам.

Предохранительные муфты

Предохранительные муфты предназначены для предохранения машин от перегрузок, допуская регулировку величины передаваемого момента. Муфты сгип как можно ближе к месту возникновения перегрузки, они могут работать только при строгой соосности валов. Во избежание случайных выключений эти муфты рассчитываются по предельному моменту

$$M_{\text{пред}} = 1,25 M_{\text{расч}} \quad (13.12)$$

По принципу работы предохранительные муфты делятся на пружинно-кулачковые, фрикционные и с разрушающим элементом.

Пружинно-кулачковая предохранительная муфта. По конструкции эта муфта аналогична сцепной кулачковой муфте, только подвижная в осевом направлении полумуфта прижимается к неподвижной не механизмом управления, а постоянно действующей пружиной с регулируемым усилием. Кулачки выполняют трапецеидального профиля небольшой высоты с углом наклона рабочих граней $\beta = 45 \div 60^\circ$ (рис. 13.17). При перегрузке сумма осевых составляющих усилий S на гранях кулачков становится

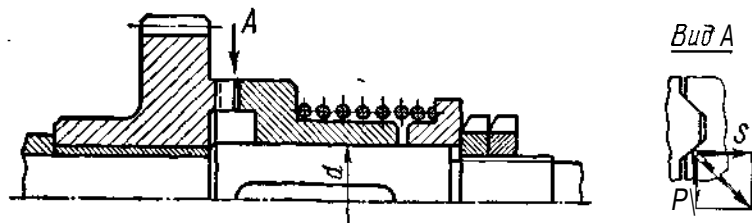


Рис. 13.17. Пружинно-кулачковая предохранительная муфта

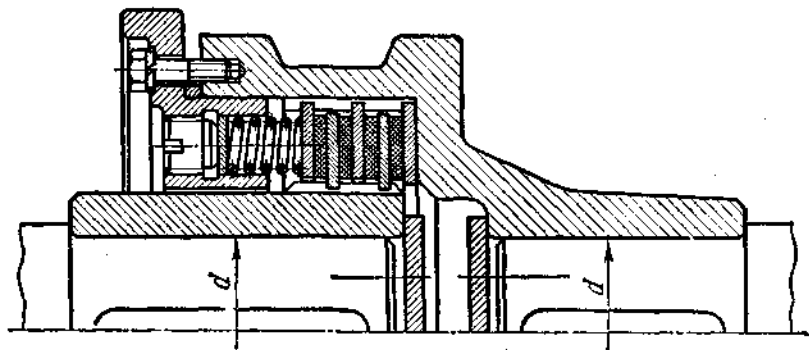


Рис. 13.18. Многодисковая фрикционная предохранительная муфта

больше прижимного усилия пружины и муфта многократно прощелкивает кулачками, подавая звуковой сигнал о перегрузке. Повторные мгновенно-ударные включения кулачков при перегрузке отрицательно влияют на усталостную прочность деталей механизма, вследствие чего эти муфты применяют для передачи небольших моментов при малых угловых скоростях. Кулачковые предохранительные муфты надежны в работе, но имеют повышенный износ кулачков. Размеры муфт подбирают по ГОСТ 15620—70 или принимают конструктивно*. Кулачки проверяют на износостойкость аналогично сцепным кулачковым муфтам, пружины рассчитывают методами сопротивления материалов.

Фрикционные предохранительные муфты. Отличаются большим разнообразием. Конструкция этих муфт (рис. 13.18) аналогична

* В сельскохозяйственном машиностроении кулачковые предохранительные муфты подбирают по ГОСТ 8741—68.

конструкции сцепных фрикционных муфт. Сила нажатия в них создается пружинами, отрегулированными на передачу предельного вращающего момента $M_{пред}$. Пружины периодически регулируют, так как по мере износа поверхностей трения диски сближаются, уменьшая силу сжатия пружин. Чаще других используются сухие многодисковые муфты, размеры которых подбирают по ГОСТ 15622—70 или принимают конструктивно, а затем проверяют расчетом аналогично сцепным фрикционным муфтам.

Муфты с разрушающимся элементом. Наибольшее распространение получила фланцевая муфта со срезным штифтом (рис. 13.19).

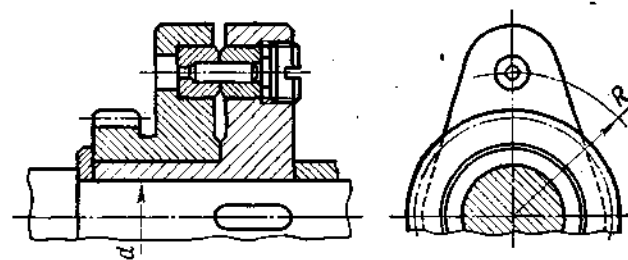


Рис. 13.19. Фланцевая муфта со срезным штифтом

Муфта состоит из двух фланцевых полумуфт, соединенных штифтом, поставленным во втулки по скользящей посадке. При перегрузке штифт срезается и муфта выключается. Штифт выполняют по ГОСТ 3128—70 из стали 45 с закалкой. Материал втулок — сталь 40Х с закалкой. При перегрузке штифт, будучи хрупким, быстро срабатывает, образуя плоскость среза без заусенцев, мешающих при замене штифта. Эти муфты просты по конструкции, имеют малые размеры. Недостатком их является остановка машины для замены штифта. Применяются в приводах, работающих с редкими перегрузками. При замене штифта фланцы полумуфт поворачивают относительно друг друга.

Размеры муфты принимают по нормам станкостроения. Диаметр штифта $d_{ш}$ проверяют на срез

$$M_{пред} \leq \frac{\pi d_{ш}^2}{4} z R \tau_{ср}, \quad (13.13)$$

где $z = 1 - 2$ — число штифтов;

R — радиус расположения центров штифтов;

$\tau_{ср}$ — предел прочности на срез. Для закаленной стали 45 $\tau_{ср} = 420 \text{ Н/мм}^2$.

Пример 53. Определить, какую мощность может передавать фланцевая муфта со срезным штифтом (см. рис. 13.19) при угловой скорости $\omega = 98,5 \text{ рад/сек}$, если $d_{ш} = 3 \text{ мм}$; $z = 1$; $R = 35 \text{ мм}$.

Материал штифта — закаленная сталь 45 с $\tau_b = 420 \text{ н/мм}^2$. Муфта работает при спокойной нагрузке.

Решение. 1. Предельный момент муфты [формула (13.13)]

$$M_{\text{пред}} = \frac{\pi d_{\text{ш}}^2}{4} z R \tau_b = \frac{\pi \cdot 32}{4} \cdot 1 \cdot 35 \cdot 420 = 104 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

2. Принимаем коэффициент режима работы муфты $K = 1,2$ (стр. 346).

3. Номинальный момент муфты [формулы (13.12) и (13.1)].

$$M = \frac{M_{\text{пред}}}{1,25K} = \frac{104 \cdot 10^3}{1,25 \cdot 1,2} = 69,4 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм}.$$

4. Максимальная мощность, передаваемая муфтой [формула 4.5)],

$$N = \frac{M\omega}{10^6} = \frac{69,4 \cdot 98,5}{10^6} = 6,82 \text{ кВт}.$$

КОМБИНИРОВАННЫЕ МУФТЫ

Комбинированные муфты представляют сочетание различных муфт в одной конструкции. Применяются, когда ни одна отдельно взятая муфта, рассмотренная выше, не может обеспечить требуе-

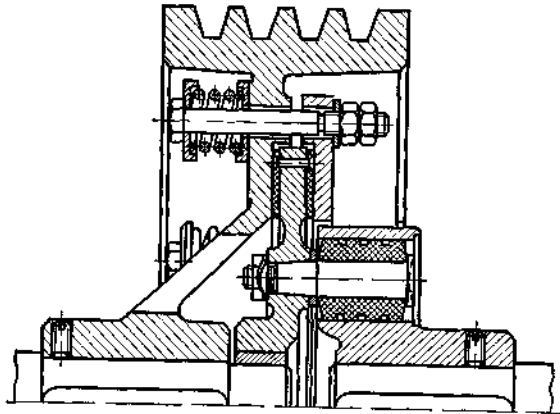


Рис. 13.20. Комбинированная упруго предохранительная фрикционная муфта, встроенная в шкив

мого характера соединения валов. Число возможных комбинаций муфт велико. В машиностроении часто встречается комбинация компенсирующих упругих муфт с предохранительными (рис. 13.20).

Задача 50. В приводе подачи станка установлена предохранительная муфта с двумя срезными штифтами для передачи $M_{\text{расч}} =$

$= 240 \text{ н} \cdot \text{м}$. Материал штифта — закаленная сталь 45. Определить необходимый диаметр штифтов, если радиус расположения их центров $R = 30 \text{ мм}$.

Ответ. $d_{\text{ш}} = 4 \text{ мм}$.

Контрольные вопросы

1. Как устроены обгонные муфты и где они применяются?
2. В каких случаях применяют предохранительные муфты? Почему эти муфты устанавливают как можно ближе к месту возникновения перегрузок?
3. Дайте характеристику пружинно-кулачковой предохранительной муфты и укажите, где ее применяют.
4. Объясните устройство и принцип действия многодисковой фрикционной предохранительной муфты (см. рис. 13.18).
5. Дайте краткую классификацию муфт по принципу действия и характеру работы.

Дополнительная литература

[7], стр. 164—174.

[12], листы 178—185.

[18], стр. 249, пример 15.16; стр. 256, пример 15.23.

1. А н у р ь е в В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. **М.**, «Машиностроение», 1967.
2. Артоболевский И. И. Теория механизмов. **М.**, «Наука», 1967.
3. Б а т у р и н А. Т., И ц к о в и ч Г. М., П а н и ч Б. Б., Чернин И. М. Детали машин. **М.**, «Машиностроение», 1970.
4. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения (справочник). **М.**, «Машиностроение», 1967.
5. Биргер И. А. Расчет резьбовых соединений. **М.**, Оборонгиз, 1966.
6. Боков В. Н. Детали машин. **М.**, «Высшая школа», 1966.
7. Васильев В. З., Коктев А. А., Цацкин В. С., Шапошников К. П. Справочные таблицы по деталям машин. **М.**, «Машиностроение», т. 1, 1965, т. 2, 1966.
8. Воробьев Н. В. Цепные передачи. **М.**, «Машиностроение», 1968.
9. Детали машин. Расчет и проектирование (справочник). Под ред. Н. С. Ачеркана. **М.**, «Машиностроение», т. 1—3, 1968—1969.
10. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. **М.**, «Высшая школа», 1971.
- П. Гузенков П. Г. Краткий справочник к расчетам деталей машин. **М.**, «Высшая школа», 1968.
12. Дьяченко С. К., Столбовой С. З. Детали машин (атлас), Гостехиздат УССР. 1965.
13. Дьяченко С. К., Столбовой С. З. Расчет и проектирование деталей машин. Киев, «Техніка», 1964.
14. Иванов Е. А. Муфты приводов. **М.**, Машгиз, 1959.
15. Иванов М. Н. Детали машин. **М.**, «Высшая школа», 1967.
16. Ицкович Г. М. Сопротивление материалов. **М.**, «Высшая школа», 1970.
17. Ицкович Г. М., Киселев В. А., Чернавский С. А., Боков К. Н., Панич Б. Б. Курсовое проектирование деталей машин. **М.**, «Машиностроение», 1971.
18. Ицкович Г. М., Чернавский С. А., Киселев В. А., Боков К. Н., Бонч-Осмоловский М. А. Сборник задач и примеров расчета по курсу деталей машин. **М.**, «Машиностроение», 1965.
19. Кистьян Я. Г. Методика расчета зубчатых зацеплений на прочность. **М.**, Машгиз, 1954.
20. Колчин Н. И., Мовнин М. С. Теория механизмов и машин. **Л.**, «Судостроение», 1962.
21. Краткий справочник машиностроителя. **М.**, «Машиностроение», 1966.
22. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. **М.—Л.**, Машгиз, 1957.
23. Кудрявцев В. Н. Упрощенные расчеты зубчатых передач. **М.—Л.**, «Машиностроение», 1967.
24. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. **М.**, «Наука», 1968.
25. Мирзоев Р. Г. Пластмассовые детали машин и приборов. **М.—Л.**, «Машиностроение», 1965.
26. Мовнин М. С., Гольцикер Д. Г. Детали машин. **Л.**, «Судостроение», 1971.
27. Николаев Г. А. Расчет сварных конструкций и соединений. **М.**, «Высшая школа», 1965.
28. Основы конструирования машин (атлас конструкций). Под ред. Д. Н. Решетова. **М.**, «Машиностроение», 1967.
29. Павлов Я. М. Детали машин. **Л.**, «Машиностроение», 1968.
30. Панич Б. Б. Упрощенная методика расчета зубчатых и червячных передач. НМК Мосгорсовнархоза, 1961.
31. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Муфты. **М.—Л.**, Машгиз, 1963.
32. Пронин Б. А., Ревков Г. А. Бесступенчатые клиноремные и фрикционные передачи (вариаторы). **М.**, «Машиностроение», 1967.
33. Решетов Д. Н. Детали машин. **М.**, «Машиностроение», 1964.
34. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. **М.**, Машгиз, 1963.
35. Справочник металлста, т. 1. **М.**, «Машиностроение», 1965.
36. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением зубчатые и червячные. **М.**, «Машиностроение», 1969.
37. Чернавский С. А., Подшипники скольжения. **М.**, Машгиз, 1963.
38. Чернавский С. А., Ицкович Г. М., Киселев В. А., Боков К. Н., Бонч-Осмоловский М. А., Козинцов Б. П. Проектирование механических передач. **М.**, «Машиностроение», 1967.
39. Эйдинов М. С. Расчет зубчатых и червячных передач. **Москва—Свердловск**, Машгиз, 1961.

Предисловие	<i>Стр.</i> 3
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДЕТАЛЯХ МАШИН	
ЗАНЯТИЕ 1	
Основные понятия	5
Цель курса	6
Современные тенденции в развитии машиностроения	6
Требования к машинам и их деталям	7
Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин	8
Выбор материалов для деталей машин	9
Проектный и проверочный расчеты	10
Контрольные вопросы	11
СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	
Глава 1. Общие сведения. Заклепочные соединения	13
ЗАНЯТИЕ 2	
Общие сведения о соединениях	13
Образование заклепочного шва	13
Достоинства, недостатки и применение заклепочных соединений	14
Основные типы заклепок	15
Классификация заклепочных швов	16
Краткие сведения о материалах заклепочных соединений	17
Расчет прочных заклепочных швов при осевом нагружении соединяемых деталей	17
Допускаемые напряжения для заклепочных соединений	20
Коэффициент прочности шва	20
Контрольные вопросы	21
ЗАНЯТИЕ 3	
Последовательность проектного расчета прочных заклепочных швов при осевом нагружении	21
Рекомендации по конструированию заклепочных швов	22
<i>Пример 1</i>	22
<i>Задача 1.</i>	25
Контрольные вопросы	25
Глава 2. Сварные и клеевые соединения	25
ЗАНЯТИЕ 4	
Общие сведения о сварных соединениях	25
Достоинства и недостатки сварных соединений по сравнению с заклепочными	26

Применение сварных соединений	<i>Стр.</i> 27
Конструктивные разновидности сварных соединений и типы швов	27
Контрольные вопросы	29

ЗАНЯТИЕ 5

Расчет сварных соединений при осевом нагружении соединяемых деталей	30
Допускаемые напряжения для сварных соединений	31
Последовательность проектного расчета сварных соединений при осевом нагружении	31
Рекомендации по конструированию сварных соединений встык и внахлестку	32
<i>Пример 2</i>	33
<i>Пример 3</i>	33
<i>Задача 2.</i>	34
Клеевые соединения	34
Контрольные вопросы	35

Глава 3. Резьбовые соединения	35
---	----

ЗАНЯТИЕ 6

Общие сведения	35
Классификация резьб	36
Геометрические параметры резьбы	37
Основные типы резьб	38
Способы изготовления резьб. Конструктивные формы резьбовых соединений	41
Стандартные крепежные детали	42
Способы стопорения резьбовых соединений	45
Контрольные вопросы	47

ЗАНЯТИЕ 7

Силловые соотношения в винтовой паре	47
Момент завинчивания	49
<i>Пример 4</i>	50
<i>Задача 3.</i>	51
Самоторможение в винтовой паре	51
К.п.д. винтовой пары	51
Контрольные вопросы	52

ЗАНЯТИЕ 8

Материалы резьбовых деталей	52
Расчет резьбовых соединений на прочность при постоянной нагрузке	53
<i>Случай 1</i> Болт нагружен осевой растягивающей силой Q . Гайка завинчивается, но не затягивается. Последующая затяжка болта отсутствует	53
<i>Пример 5.</i>	54
<i>Случай 2</i> Винт нагружен осевой растягивающей силой Q . Гайка завинчивается, но не затягивается. Затягивание резьбы производится под нагрузкой	54
<i>Пример 6.</i>	56
<i>Задача 4.</i>	56
<i>Случай Я.</i> Болтовое соединение нагружено поперечной силой T	56
<i>Пример 7.</i>	58
<i>Задачи 5.</i>	59
Контрольные вопросы	60

ЗАНЯТИЕ 9

Случай 4. Болтовое соединение предварительно затянуто при сборке и нагружено внешней растягивающей силой	59
Пример 8	63
Пример 9	65
Задача 6	65
Случай 5. Болтовое соединение предварительно затянуто при сборке и нагружено внецентренной растягивающей силой Q	65
Распределение осевой нагрузки по виткам резьбы гайки	67
Контрольные вопросы	67

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Глава 4. Общие сведения о передачах	69
---	----

ЗАНЯТИЕ 10

Вращательное движение и его роль в механизмах и машинах	69
Назначение передач в машинах и их классификация	69
Основные силовые и кинематические соотношения в передачах	70
Пример 10	72
Пример 11	73
Задача 7	73
Контрольные вопросы	73

Глава 5. Фрикционные передачи	74
---	----

ЗАНЯТИЕ 11

Общие сведения	74
Классификация фрикционных передач	75
Достоинства, недостатки и применение фрикционных передач	76
К.п.д. фрикционных передач	76
Виды разрушения рабочих поверхностей фрикционных катков	76
Материалы катков	78
Контрольные вопросы	78
А. Цилиндрическая фрикционная передача	79

ЗАНЯТИЕ 12

Передаточное число	79
Геометрический расчет передачи	79
Усилия в передаче	80
Расчет на прочность цилиндрических фрикционных передач с гладким ободом	81
Последовательность проектного расчета фрикционных передач	83
Пример 12	83
Задача 8	84
Контрольные вопросы	85
Б. Коническая фрикционная передача	85

ЗАНЯТИЕ 13

Передаточное число	85
Геометрический расчет передачи	86
Усилия в передаче	86
Расчет на прочность конических фрикционных передач	87
Пример 13	89
Задача 9	90
Вариаторы	90
Рекомендации по конструированию фрикционных передач	91
Контрольные вопросы	92

Глава 6. Зубчатые передачи	92
--------------------------------------	----

ЗАНЯТИЕ 14

Общие сведения	92
Достоинства и недостатки зубчатых передач	93
Классификация зубчатых передач	93
Основы теории зубчатого зацепления	95
Контрольные вопросы	98

ЗАНЯТИЕ 15

Образование эвольвентного зацепления	98
Образование цилиндрического зубчатого колеса	100
Зацепление эвольвентного зубчатого колеса с рейкой	101
Принципиальные основы нарезания зубьев методом обкатки	101
Исходный контур зубчатой рейки	102
Изготовление зубчатых колес	103
Контрольные вопросы	105

ЗАНЯТИЕ 16

Основные элементы и характеристики эвольвентного зацепления	105
Скольжение при взаимодействии зубьев	109
Контрольные вопросы	110

ЗАНЯТИЕ 17

Влияние числа зубьев на форму и прочность зуба	111
Понятие о корригировании зубчатых зацеплений	113
Пример 14	114
Точность зубчатых передач	115
К.п.д. зубчатых передач	115
Контрольные вопросы	116

ЗАНЯТИЕ 18

Виды разрушения зубьев и критерии работоспособности зубчатых передач	116
Материалы зубчатых колес	118
Допускаемые напряжения	119
Пример	122
Задача	123
Контрольные вопросы	123
А. Цилиндрическая прямозубая передача	124

ЗАНЯТИЕ 19

Передаточное число	124
Основные геометрические соотношения	124
Силы, действующие в зацеплении	125
Расчет на прочность открытых цилиндрических прямоугольных передач	126
Пример	130
Задача	130
Контрольные вопросы	130

ЗАНЯТИЕ 20

Последовательность расчета на прочность открытых цилиндрических прямоугольных передач	131
Пример 17	133
Задача	134
Контрольные вопросы	136

	<i>Стр.</i>
З А Н Я Т И Е 21	
Расчет на прочность закрытых цилиндрических прямозубых передач . . .	136
Последовательность расчета на прочность закрытых цилиндрических прямозубых передач	138
<i>Пример 18</i>	140
<i>Задача 13</i>	142
Контрольные вопросы	143
Б. Цилиндрическая косозубая передача	143
З А Н Я Т И Е 22	
Основные геометрические соотношения	143
Эквивалентное колесо	145
Силы, действующие в зацеплении	146
Расчет на прочность открытых цилиндрических косозубых передач . . .	147
<i>Пример 19</i>	148
<i>Задача 14</i>	148
Контрольные вопросы	148
З А Н Я Т И Е 23	
Расчет на прочность закрытых цилиндрических косозубых передач . . .	149
<i>Пример 20</i>	150
Шевронная цилиндрическая передача	154
<i>Задача 15</i>	154
Контрольные вопросы	154
В. Коническая прямозубая передача	155
З А Н Я Т И Е 24	
Геометрия зацепления колес	156
Эквивалентное колесо	156
Передаточное число	157
Основные геометрические соотношения	157
Усилия в передаче	159
<i>Пример 21</i>	160
<i>Задача 16</i>	160
Контрольные вопросы	160
З А Н Я Т И Е 25	
Расчет конической прямозубой передачи на прочность	160
Расчет открытой передачи	161
Расчет закрытой передачи	161
Последовательность расчета на прочность открытых конических прямо- зубых передач	163
<i>Пример 22</i>	163
<i>Задача 17</i>	166
Контрольные вопросы	166
З А Н Я Т И Е 26	
Последовательность расчета на прочность закрытых конических прямо- зубых передач	167
<i>Пример 23</i>	167
<i>Задача 18</i>	171
Конические передачи с косыми и круговыми зубьями	171
Зубчатые передачи с зацеплением М. Л. Новикова	171
Конструкции зубчатых колес	173
Контрольные вопросы	174

	<i>Стр.</i>
Г л а в а 7 Передача винт — гайка	
З А Н Я Т И Е 27 175	
Общие сведения	175
Разновидности винтов передачи	175
К.п.д. и передаточное число	176
<i>Пример 24</i>	177
Виды разрушения передачи и материалы винтовой пары	177
Расчет передачи винт — гайка	178
Допускаемые напряжения	181
<i>Задача 19</i>	181
Контрольные вопросы	181
З А Н Я Т И Е 28	
Последовательность расчета передачи винт — гайка	182
<i>Пример 25</i>	183
Рекомендации по конструированию передачи винт — гайка	186
<i>Задача 20</i>	186
Контрольные вопросы	187
Г л а в а 8. Червячные передачи 187	
З А Н Я Т И Е 29	
Общие сведения	187
Достоинства, недостатки и применение червячных передач	187
Классификация червячных передач	188
Нарезание червяков и червячных колес	191
Основные геометрические соотношения в червячной передаче	192
<i>Пример 26</i>	195
<i>Задача 21</i>	196
Контрольные вопросы	196
З А Н Я Т И Е 30	
Скорость скольжения в червячной передаче	196
Передаточное число червячной передачи	197
<i>Пример 27</i>	198
<i>Задача 22</i>	198
К-п.д червячной передачи	199
<i>Пример 28</i>	200
<i>Задача 23</i>	201
Силы, действующие в червячном зацеплении	201
<i>Пример 29</i>	202
<i>Задача 24</i>	202
Контрольные вопросы	203
З А Н Я Т И Е 31	
Виды разрушения зубьев червячных колес	203
Материалы червячной пары	204
Допускаемые напряжения для материалов венцов червячных колес	205
<i>Пример 30</i>	206
<i>Задача 25</i>	207
Контрольные вопросы	207
З А Н Я Т И Е 32	
Расчет червячных передач на прочность	208
<i>Пример 31</i>	211
<i>Задача 39</i>	211
Контрольные вопросы	211

	<i>Стр.</i>
З А Н Я Т И Е 33	
Последовательность расчета на прочность червячных передач	212
<i>Пример 32</i>	213
<i>Задача 27</i>	217
Контрольные вопросы	217

	<i>Стр.</i>
З А Н Я Т И Е 34	
Тепловой расчет червячных передач	218
<i>Пример 33</i>	220
<i>Задача 28</i>	220
Конструктивные элементы червячной передачи	221
Редукторы	222
Контрольные вопросы	226

Г л а в а 9. Ременные передачи 226

	<i>Стр.</i>
З А Н Я Т И Е 35	
Общие сведения	226
Плоскоременная передача	227
Плоские приводные ремни	228
Клиноременная передача	230
Клиновые приводные ремни	231
Контрольные вопросы	232

	<i>Стр.</i>
З А Н Я Т И Е 36	
Основные геометрические соотношения в открытых ременных передачах	232
Критерии работоспособности ременных передач	234
Усилия в ветвях ремня	234
<i>Пример 34</i>	235
Нагрузка на валы и подшипники ременной передачи	236
Скольжение ремня	236
Передаточное число	238
<i>Задача 29</i>	238
Контрольные вопросы	239

	<i>Стр.</i>
З А Н Я Т И Е 37	
Напряжения в ремне	239
Кривые скольжения	241
Допускаемое удельное окружное усилие	243
К.п.д. ременных передач	245
<i>Пример 35</i>	246
<i>Задача 30</i>	246
Контрольные вопросы	246

	<i>Стр.</i>
З А Н Я Т И Е 38	
Виды разрушения ремней	246
Расчет ременных передач по тяговой способности	247
Расчет ременных передач на долговечность	247
Последовательность расчета плоскоременных передач	248
<i>Пример 36</i>	249
<i>Задача 31</i>	251
Контрольные вопросы	251

	<i>Стр.</i>
З А Н Я Т И Е 39	
Последовательность расчета клиноременных передач	252
<i>Пример 37</i>	253
<i>Задача 32</i>	254
Натяжение ремней	254
Шкивы ременных передач	256
Рекомендации по конструированию ременных передач	258
Контрольные вопросы	258

Г л а в а 10. Цепные передачи 259

	<i>Стр.</i>
З А Н Я Т И Е 40	
Общие сведения	259
Приводные цепи	260
Шаг цепи	262
Звездочки	262
<i>Задача 33</i>	264
Контрольные вопросы	265

	<i>Стр.</i>
З А Н Я Т И Е 41	
Передаточное число цепной передачи	265
Основные геометрические соотношения в цепных передачах	265
Усилия в ветвях цепи	266
<i>Пример 38</i>	268
Расчет цепной передачи на износостойкость	268
<i>Задача 34</i>	270
Контрольные вопросы	270

	<i>Стр.</i>
З А Н Я Т И Е 42	
Последовательность расчета цепных передач	270
<i>Пример 39</i>	271
Натяжение и смазка цепи. К.п.д. передачи	273
Рекомендации по конструированию цепных передач	273
<i>Задача 35</i>	274
Контрольные вопросы	274

**ВАЛЫ, ОСИ, ШПОНОЧНЫЕ И ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ)
СОЕДИНЕНИЯ, ПОДШИПНИКИ, МУФТЫ**

Г л а в а И. Валы, оси, шпоночные и зубчатые соединения 275

А. Валы и оси	275
-------------------------	-----

	<i>Стр.</i>
З А Н Я Т И Е 43	
Общие сведения	275
Разновидности валов и осей	276
Элементы конструкции валов и осей	276
Материалы валов и осей	277
Критерии работоспособности валов и осей	278
Расчет валов	278
Проектный расчет валов	278
Последовательность проектного расчета валов	279
<i>Пример 40</i>	279
<i>Задача 36</i>	280
Контрольные вопросы	280

	<i>Стр.</i>
З А Н Я Т И Е 44	
Проверочный расчет валов	281
Составление расчетной схемы	281
Расчет на усталостную прочность	282
Расчет на статическую прочность	285
Расчет на жесткость	285
<i>Задача 37.</i>	287
Контрольные вопросы	287
З А Н Я Т И Е 45	
Последовательность проверочного расчета валов на усталостную и статическую прочность	287
<i>Пример 41.</i>	288
<i>Задача 38.</i>	292
Контрольные вопросы	292
З А Н Я Т И Е 46	
Расчет осей	293
<i>Пример 42.</i>	293
<i>Задача 39.</i>	294
Рекомендации по конструированию валов и осей	294
Контрольные вопросы	295
Б. Шпоночные соединения	295
З А Н Я Т И Е 47	
Общие сведения	295
Разновидности шпоночных соединений	296
Соединения призматическими шпонками	296
Соединения сегментными шпонками	298
Соединения клиновыми шпонками	298
Соединения тангенциальными шпонками	300
Контрольные вопросы	300
З А Н Я Т И Е 48	
Проверочный расчет шпоночных соединений	300
Материалы и допускаемые напряжения	302
Последовательность проверочного расчета шпоночных соединений	303
<i>Пример 43.</i>	303
Рекомендации по конструированию шпоночных соединений	304
<i>Пример 44.</i>	304
<i>Задача 40.</i>	305
Контрольные вопросы	305
В. Зубчатые (шлицевые) соединения	305
З А Н Я Т И Е 49	
Общие сведения	305
Разновидности зубчатых соединений	306
Соединения с прямобочным профилем зубьев	307
Соединения с эвольвентным профилем зубьев	307
Соединения с треугольным профилем зубьев	308
Проверочный расчет зубчатых соединений	308
Материалы и допускаемые напряжения для зубчатых соединений	309
Последовательность проверочного расчета зубчатых соединений	310
<i>Пример 45.</i>	310
Рекомендации по конструированию зубчатых соединений	311
<i>Задача 41.</i>	312
Контрольные вопросы	312

	<i>Стр.</i>
Г л а в а 12. Подшипники	
312	
А. Подшипники скольжения	
312	
З А Н Я Т И Е 50	
Общие сведения	312
Конструкции подшипников скольжения	313
Режимы трения	314
Достоинства, недостатки и применение подшипников скольжения	315
Виды разрушения подшипников скольжения	316
Материалы вкладышей	317
Контрольные вопросы	318
З А Н Я Т И Е 51	
Условный расчет подшипников скольжения	318
<i>Пример 46.</i>	319
<i>Задача 42.</i>	320
Работа подшипников скольжения в условиях жидкостного трения	320
Смазка подшипников	321
К.п.д. подшипников скольжения	324
Рекомендации по конструированию подшипников скольжения	324
Контрольные вопросы	325
Б. Подшипники качения	325
З А Н Я Т И Е 52	
Общие сведения	325
Достоинства и недостатки подшипников качения	325
Классификация подшипников качения и их маркировка	326
<i>Задача 43.</i>	328
Основные типы подшипников качения	328
Материалы подшипников	331
Контрольные вопросы	331
З А Н Я Т И Е 53	
Виды разрушения подшипников качения	331
Критерии работоспособности подшипников качения	332
Выбор типа подшипника	332
Расчет (подбор) подшипников качения на долговечность	333
<i>Пример 47.</i>	336
Расчет (подбор) подшипников качения на статическую грузоподъемность	337
<i>Пример 48.</i>	337
<i>Задача 44.</i>	337
Контрольные вопросы	337
З А Н Я Т И Е 54	
Последовательность расчета (подбора) подшипников качения на долговечность	338
<i>Пример 49.</i>	339
<i>Задача 45.</i>	340
Контрольные вопросы	340
З А Н Я Т И Е 55	
Особенности конструирования узлов подшипников качения	340
Смазка подшипников качения. К.п.д	343
Монтаж и демонтаж подшипников	344
<i>Задача 46.</i>	344
Контрольные вопросы	344

	<i>Стр.</i>
Глава 13. Муфты	345
ЗАНЯТИЕ 56	
Общие сведения	345
Глухие муфты	347
Втулочная муфта	347
Фланцевая муфта	347
Пример 50	348
Задача 47	349
Контрольные вопросы	349
ЗАНЯТИЕ 57	
Компенсирющие муфты	349
Зубчатая муфта	350
Кулачково-дисковая муфта	351
Шарнирная муфта	352
Муфта со змеевидной пружиной	354
Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП)	355
Пример 51	356
Задача 48	357
Контрольные вопросы	357
ЗАНЯТИЕ 58	
Сцепные муфты	357
Кулачковые муфты	358
Фрикционные муфты	359
Пример 52	362
Задача 49	363
Контрольные вопросы	363
ЗАНЯТИЕ 59	
Самоуправляемые муфты	363
Обгонные муфты	363
Центробежные муфты	365
Предохранительные муфты	365
Пример 53	367
Комбинированные муфты	368
Задача 50	368
Контрольные вопросы	369
Литература	370

Куклин Николай Григорьевич,
Куклина Галина Сергеевна
 ДЕТАЛИ МАШИН

Редактор Т. М. Минаева
 Художник В. З. Казакевич
 Художественный редактор Н. К. Гудоров
 Технический редактор Р. С. Родичева
 Корректор В. В. Кожуткина

Сдано в набор 17/IV 1973 г. Подп. к печати 3/VIII 1973 г.
Формат 60×90^{1/16}. Объем 24 печ. л. Уч.-изд. л. 21,57.
Изд. № ОТ-149/69. Тираж 100 000 экз. Зак. 325.
Цена 74 коп.

План выпуска литературы издательства «Высшая школа»
(вузы и техникумы) на 1973 г. Позиция № 235

Москва, К-51, Неглинная ул., д. 29/14,
Издательство «Высшая школа»

Ордена Трудового Красного Знамени Первая Образцовая
типография имени А. А. Жданова Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
Москва, М-54, Валовая, 28