

— СЕРИЯ —

МЕХАНИКА В ТЕХНИЧЕСКОМ УНИВЕРСИТЕТЕ

ДЕТАЛИ МАШИН

Издательство МГТУ имени Н.Э. Баумана

“Механика в техническом университете”

Серия основана в 1999 году

В восьми томах

Том 8

Ответственный редактор К.С. Колесников

Редакционный совет:

К.С. Колесников (председатель)

Н.А. Агфутов

О.С. Нарайкин

Д.Н. Попов

О.А. Ряховский

В.А. Светлицкий

В.И. Усюкин

К.В. Фролов

И.С. Шумилов

Москва

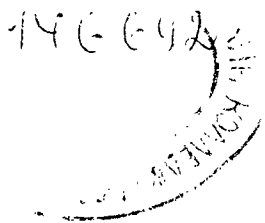
Издательство МПГУ имени П.О. Баумана

2002

ДЕТАЛИ МАШИН

Под редакцией О.А. Ряховского

*Допущено Министерством образования
Российской Федерации
в качестве учебника для студентов
высших учебных заведений, обучающихся
по направлениям подготовки
дипломированных специалистов
«Машиностроительные технологии
и оборудование» и «Технологические
машины и оборудование»*



Москва

Издательство МГТУ имени Н.Э.Баумана
2002

УДК 621.81 (075.8)

ББК 34.41

Д38

Рецензенты: кафедра «Машиноведение и детали машин»
Московского авиационного института (зав.
кафедрой д-р техн. наук А.И. Станкевич);
д-р техн. наук Ю.Н. Дроздов

Авторы: Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич,
А.В. Клыпин, Д.Н. Решетов, О.А. Ряховский,
В.П. Тибанов, М.В. Фомин, С.А. Шувалов

Д38 **Детали машин:** Учеб. для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. — 544 с. — (Сер. Механика в техническом университете; Т. 8).

ISBN 5-7038-1773-0 (Т. 8)

ISBN 5-7038-1371-9

Изложены основы теории, расчета и принципы конструирования деталей и узлов машин общего назначения: разъемных и неразъемных соединений, передач зацеплением и трением, подшипников скольжения и качения, валов и муфт приводов.

Содержание учебника соответствует программе и курсу лекций, которые авторы читают в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Для студентов технических университетов. Может быть полезен аспирантам и преподавателям, а также специалистам в области машиностроения.

УДК 621.81 (075.8)

ББК 34.41

ISBN 5-7038-1773-0 (Т. 8)

ISBN 5-7038-1371-9

© Коллектив авторов, 2002

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002

Предисловие

Учебник написан в соответствии с программой дисциплины «Основы конструирования деталей и узлов машин» для студентов машиностроительных специальностей вузов и охватывает ряд общих вопросов, касающихся критериев работоспособности, расчетов и конструирования.

Рассмотрены теория и расчеты разъемных и неразъемных соединений, различных типов передач зацеплением и трением, валов и осей, подшипников качения и скольжения, муфт приводов, смазывания, изнашивания и смазочных устройств и др. Большое внимание уделено вопросу контактной прочности.

Дисциплина «Основы конструирования деталей и узлов машин» является необходимой при подготовке конструкторов широкого профиля — создателей новой техники.

Учебник написан в соответствии с принятой классификацией деталей машин (соединения, передачи, валы, опоры, муфты приводов) и отражает современное состояние основ конструирования машин и перспективные тенденции.

Авторы выражают благодарность своему учителю Дмитрию Николаевичу Решетову, сыгравшему большую роль в обсуждении и написании настоящего учебника с учетом особенностей перестроечного процесса в отечественном машиностроении.

Авторы благодарны канд. техн. наук Л.Н. Сыроветникову за помощь в написании главы «Фрикционные передачи и вариаторы».

ВВЕДЕНИЕ В КУРС «ДЕТАЛИ МАШИН». КОНТАКТНАЯ ЗАДАЧА

Все основные рабочие процессы осуществляются машинами или с применением средств механизации. Современные машины многократно повышают производительность труда человека и решают задачи, порой непосильные человеку. Мощность энергетических машин достигает миллионов киловатт, скорости самолетов достигают и превышают скорость звука, мощные вычислительные машины делают миллионы и сотни миллионов операций в секунду, достигнута возможность перемещения в космическом пространстве.

Детали машин — это составные части машин*.

Дисциплина «Основы конструирования деталей и узлов машин» охватывает изучение и расчеты отдельных деталей, их комплексы — узлы или сборочные единицы, объединенные общими сборочными операциями и назначением. В курсе рассматриваются некоторые общие вопросы конструирования машин.

Конструирование — это творческий процесс создания оптимального варианта машины в документах (главным образом в чертежах) на основе теоретических расчетов, конструкторского, технологического и эксплуатационного опыта.

Детали машин делятся на детали общемашиностроительного применения, составляющие большинство, и специфические — для отдельных машин (например, механизм управления крылом самолета, грузозахватные устройства подъемно-транспортных машин). В курсе рассматриваются детали первой группы.

* В узком понимании термина — это детали, изготавливаемые без сборочных операций.

Детали классифицируют по назначению: соединения, передачи, подшипники, муфты, смазочные и уплотнительные устройства, упругие элементы и корпусные детали.

История использования деталей машин начинается с глубокой древности. Известно применение пружин в луках для метания стрел, лучкового возвратно-вращательного привода для догорания огня, катков для перемещения тяжестей.

Существенная часть простых деталей машин: металлические цапфы, примитивные зубчатые колеса, винты, кривошпы, полиснасты были известны до Архимеда. Эпоха Возрождения была в значительной степени ознаменована работами Леонардо да Винчи. Он создал новые механизмы: зубчатые колеса с перекрещивающимися осями, шарнирные цепи, подшипники качения. Уже тогда применяли канатные и ременные передачи, грузовые винты, шарнирные муфты.

Эвольвентное зубчатое зацепление было предложено Л. Эйлером в середине XVIII в., но широкое применение этих зубчатых передач началось в конце XVIII в. с освоения эффективного изготовления их методом обката.

Первые патенты на шарикоподшипники были выданы в Англии в 1772 и 1778 гг., но централизованное производство началось в Германии в 1883 г., в США в 1889 г.

Важным российским вкладом в создание механических конструкций является разработка дуговой электрической сварки Бенардосом (1882 г.) и Славяновым (1888 г.). Существенный вклад отечественных ученых в разработку передачи зацеплением внес М. П. Павликов (круговинтовые передачи).

1.1. Критерии работоспособности и расчета деталей машин

Детали машин выходят из строя по различным причинам, которые определяются условиями эксплуатации деталей. Причины отказа отдельных деталей передач, соединений и т. п. называют *критериями работоспособности*. Различают следующие основные критерии работоспособности.

Прочность — способность детали выдерживать приложения нагрузки без разрушения — является обязательным и важ-

нейшим критерием работоспособности деталей машин. Рассматривается прочность по характеру нагрузок: статическая, усталостная и ударная.

Различают следующие виды нагрузок в машинах.

Постоянные нагрузки, действующие в машинах, например, силы начальной затяжки винтов, весовые, давление жидкости или газа в стационарно работающих машинах.

Переменные нагрузки с постоянной амплитудой — в стационарно работающих машинах.

Переменные нагрузки с переменной амплитудой — в нестационарно работающих машинах.

Переменные нагрузки со случайными амплитудами, вызываемые воздействиями природных факторов, порывами ветра, ударами волн, случайными колебаниями оснований, случайными неровностями дороги, неоднородностями обрабатываемой среды, воздействием рабочих процессов, в том числе тяговой силы реактивных летательных аппаратов.

Ударные нагрузки в машинах ударного действия или других машинах вследствие погрешностей изготовления.

Предварительные расчеты на прочность обычно выполняют по допускаемым номинальным напряжениям. Соответствующие расчеты деталей отражают характер изменения напряжений, концентрацию напряжений, влияние размеров, шероховатость и упрочнение поверхности.

Жесткость — способность деталей сопротивляться изменению формы под действием сил. Жесткость определяется собственными упругими деформациями деталей, которые находят по формулам сопротивления материалов, и контактными деформациями, определяемыми при начальном контакте деталей по линии или в точке по формулам Герца, а при начальном контакте по площади — с помощью экспериментальных коэффициентов.

Износостойкость — способность материала деталей оказывать сопротивление изнашиванию. Износостойкость определяется видом трения (скольжения или качения), смазыванием, режимом трения (жидкостным, полужидкостным, граничным или сухим) и уровнем защиты от загрязнений. Износостойкость актуальна в связи с тем, что 90 % деталей выходят из строя по износу.

Виброустойчивость — сопротивление появлению в машинах вредных динамических нагрузок в виде вынужденных колебаний и автоколебаний (колебаний, вызываемых ими самими, например, при трении, резании и т. п.)

Теплостойкость — способность деталей сохранять работоспособность в машинах с большим выделением тепла в рабочем процессе (тепловые и электрические машины, машины для горячей обработки металлов). Теплостойкость ограничивает работоспособность машин в результате понижения прочности материала при нагреве, снижения несущей способности масляного слоя в трущихся парах и снижения точности в результате температурных деформаций. Температурные деформации лопаток турбин могут вызвать выборку зазоров и аварию машины.

Коррозионная стойкость — сопротивление металлов химическому или электрохимическому разрушению поверхностных слоев и коррозионной усталости. Коррозионная стойкость определяется сроком службы машин в коррозионной среде. Средства борьбы — специальное легирование или покрытия.

Точность — свойство машин работать в заданных пределах возможных отклонений параметров, например размеров. Точность — один из важнейших показателей качества деталей машин, влияющий на работоспособность и надежность машин и механизмов.

Точность диктуется требуемой точностью рабочего процесса машины и нормальной работой механизмов. Точность влияет на скорость машин и их деталей, в том числе и на скорость транспорта.

1.2. Надежность машин

Надежность — это свойство объекта выполнять в течение заданного времени (или заданной наработки) свои функции, сохраняя в заданных пределах эксплуатационные показатели. Надежность изделий обуславливается их безотказностью, долговечностью, ремонтопригодностью и сохраняемостью.

Роль надежности машин непрерывно возрастает, что связано с повышением сложности, напряженности и быстроходности машин, расширением объектов совместной автоматизации (от простого механизма до автоматизированного цеха).

1.3. Стандартизация

Стандартизация играет большую роль в развитии человечества. Если бы не было стандартизации, то при проектировании новой машины пришлось бы большую часть деталей машин (болты, подшипники качения и др.) изготавливать в индивидуальном или мелкосерийном производстве. Вместо испытаний материалов стандартных марок потребовалось бы гораздо больше испытаний, что осложнило бы кооперацию между предприятиями, отраслями и странами. Стандартизация принципиально сокращает необходимый типаж машин и других изделий.

Распространение стандартизации на группы машин потребовало разработки типажа машин с взаимной увязкой их основных параметров (в частности, мощности электродвигателей, грузоподъемности грузовых автомобилей и т. п.).

Широкое развитие стандартизации нашло свое место в конструировании оружия.

Стандарты разделяются на международные (ИСО), государственные (ГОСТ) и ведомственные. К настоящему времени на продукцию общемашиностроительного применения разработаны сотни стандартов.

Принципиальным положением стандартизации являются предпочтительные числа и ряды. Они существенно сокращают число оригинальных деталей или их параметров.

Предпочтительные числа — это ряд чисел геометрической прогрессии $a_k = a\varphi^k$ (a — первый член ряда нулевого номера; k — порядковый номер) со знаменателем $\varphi = \sqrt[n]{10}$, где n принимает значения 5, 10, 20, 40. Соответственно обозначают ряды чисел R5, R10, R20, R40 ($\varphi = 1,6; 1,5; 1,12; 1,06$).

Агрегатирование в машиностроении — это построение машин из нормализованных целевых агрегатов, узлов и деталей, связанных в единую систему и изготавливаемых централизованно. Агрегатирование широко распространено в станкостроении, особенно для многошпиндельных сверлильных и расточных станков.

Сертификация машин — это проверка и удостоверение их показателей, гарантирующих качество. Обязательная сертификация машин производится в соответствии с требованиями стандартов,

которые проиллюстрируем на примере металлорежущих станков, имеющих большое число типов и их модификаций. Это безопасность конструкций, электробезопасность, электромагнитная совместимость, уровень шума и вибраций, содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны, эргономические параметры и энергоэффективность.

Работу по сертификации машин возглавляет ГОССТАНДАРТ РФ, а проводят ее органы по сертификации отраслевых НИИ с привлечением промышленных предприятий и вузов.

Кроме системы сертификации РФ существует международная система сертификации, которая проверяет соответствие показателей объектов международным нормам.

1.4. Машиностроительные материалы

Материалы деталей обычно выбирают соответственно основному критерию работоспособности (в частности, основному виду нагрузки) и требованиям технологичности и экономики.

Металлы и их сплавы. По критерию прочности преимущественно применяют закаливаемые и улучшаемые стали, по критерию жесткости — нормализуемые и улучшаемые стали.

При основных отказах по контактной прочности применяют стали, закаливаемые по поверхности до высокой твердости HRC, 57 — 62.

При средних значениях общих напряжений и сложных геометрических формах применяют литейные сплавы (чугуны, чугуны и др.) в основном без термообработки.

При скольжении под давлением чаще применяют материалы повышенной твердости в паре с антифрикционными материалами (в подшипниках и направляющих) или в паре с трением материалами, имеющими повышенное трение (в трением муфтах и тормозах).

Стали, сплав железа с углеродом до 0,5 %, обладают высокой прочностью, способностью к легированию, термической и термической обработке. Стальные детали эффективно изготавливают всеми технологическими методами: давлением (прокаткой, ковкой, прессованием), литьем, резанием, шлифованием и сваркой.

Применяют углеродистые стали обыкновенного качества, обозначаемые Ст и номером в порядке повышения прочности (например Ст3 и Ст5); стали углеродистые качественные, обозначаемые сотыми долями процента содержания углерода (например, 15 и 45); и стали легированные, дополнительно обозначаемые первыми буквами названия легирующего элемента и процентами их содержания (если они больше 1 %), например, 12ХН3 означает, что сталь содержит 0,12 % углерода, до 1 % хрома и 3 % никеля.

Обозначения легирующих элементов: В — вольфрам, Г — марганец, М — молибден, Н — никель, Р — бор, С — кремний, Т — титан, Ф — ванадий, Ю — алюминий.

Механические свойства некоторых сталей (σ_s — предел прочности, σ_t — предел текучести, σ_{-1} — предел усталости) приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Механические свойства некоторых сталей

Марка стали	Термообработка	σ_s , МПа	σ_t , МПа	σ_{-1} , МПа
5	Нормализация	520	280	220
45	Нормализация Закалка ТВЧ	590	315	255
		880	635	390
65Г	Закалка, отпуск	1470	1270	580
12ХНЗА	Цементация: закалка с низким отпуском	930	735	490
30ХГСА	Улучшение Закалка с низким отпуском	910	765	440
		1660	1560	570

Детали механизмов изготавливают в основном из легированных и среднеуглеродистых сталей, большие металлические конструкции транспортных машин, размеры которых определяются прочностью, а также жесткостью, изготавливают из низколегированных или низкоуглеродистых сталей.

Чугун — сплавы железа с углеродом, содержание которого более 2,2 %. Выплавляют серые чугуны СЧ 10, 15, 20, 25, 30, 35 и чугуны повышенной прочности с шаровидным графитом

ВЧ 35, 40, 45, 50, 60, 70. Числа в обозначениях марок — это временное сопротивление на растяжение в декопаскалях. Применяют также белые и отбеленные чугуны, обладающие повышенной твердостью, износостойкостью и коррозионной стойкостью.

Чугун используют для отливок корпусных деталей: станин, стоек, плит, коробок. В стационарных машинах, в частности в металлорежущих станках, он занимает ведущее место.

Легкие сплавы на основе алюминия или магния имеют плотность не более $3,5 \text{ кг/см}^3$, высокую удельную прочность. Их подразделяют на литейные и деформируемые. Алюминиевые сплавы делятся на силумины (алюминий с кремнием, например АЛ4) и дюралюмины (алюминий с медью и марганцем, например МЛ5). Алюминиевые сплавы применяют для быстровращающихся и вибрирующих с большим ускорением деталей, в быстроходных транспортных машинах, а также для корпусных деталей, а в самолетах для несущих элементов.

Сплавы на основе магния широко применяют в авиационной технике.

Сплавы цветных металлов. Бронза — сплавы на основе меди обладают высокими антифрикционными свойствами, сопротивлением коррозии и технологичностью. Наилучшие антифрикционные свойства у оловянистых бронз, в частности БрО10НФ. Свинцовистые бронзы вследствие их низкой твердости применяют только в виде покрытий, они требуют повышенной твердости и качества сопряженной трущейся поверхности. Алюминиевые бронзы с добавкой железа применяют при малых скоростях скольжения и повышенных давлениях при закаленных сопряженных поверхностях.

Баббиты — высококачественные, хорошо прирабатывающиеся антифрикционные сплавы меди с мягкими металлами (оловом, свинцом, кальцием).

Латуни — сплавы меди с цинком, характеризуются высоким сопротивлением коррозии, электропроводностью, хорошей технологичностью, применяются для изготовления арматуры, труб, теплообменников.

Пластические массы — материалы на основе высокомолекулярных органических соединений, обладающие в некоторой

фазе своего производства пластичностью, позволяющей формировать изделия нужной конфигурации. Кроме основы, служащей связующим компонентом, многие пластмассы имеют наполнитель для повышения механических свойств.

Применение пластмасс росло быстрыми темпами, что объяснялось их технологическими свойствами, практически неограниченными запасами сырья, а также многообразием физико-технических свойств. Технологические достоинства: малая трудоемкость изделий, малые отходы и т. д.

По назначению пластмассы подразделяют на конструкционные, электро- и радиотехнические, звуко- и теплоизоляционные, антикоррозионные.

По природе смол пластмассы подразделяют на термореактивные и термопластичные. Термореактивные пластмассы в процессе изготовления под действием высокой температуры меняют свойства, становятся неплавкими (текстолит, гетинакс, древесно-слоистые пластики, стеклопласты, фенопласты, волокнит).

Термопластичные пластмассы, размягчающиеся при высоких температурах, пригодны для повторного формования (полиэтилен, полипропилен, винипласт, фторопласты, полиамиды, полиформальдегиды, полиуретаны, эпоксидные полимеры, поликарбонаты).

1.5. Пути экономии материалов при конструировании

1. Выбор оптимальных схем механизмов и узлов. Например, замена многоступенчатых зубчатых передач на планетарную или волновую позволяет уменьшить массу передачи в несколько раз.

2. Выбор оптимальных форм деталей в зависимости от их назначения, уменьшение или исключение концентраторов напряжений.

3. Упрочнение деталей. Например, повышение твердости зубьев колес с HB 200 до HRC₃ 65 позволяет уменьшить массу редуктора в 8 раз.

4. Совершенствование заготовительных операций уменьшает отход материала в стружку в несколько раз.

1.6. Технологичность конструкции. Точность. Взаимозаменяемость

Детали машин должны быть технологичными, т. е. удобными для изготовления. Они должны очерчиваться поверхностями, легко обрабатываемыми на существующих станках: цилиндрическими или коническими, винтовыми, эвольвентными или плоскими.

Формы литых деталей должны обеспечивать условия для получения качественных отливок: иметь равномерную толщину стенок отливок, плавные переходы, возможность свободной усадки и удобство формования.

Взаимозаменяемость — это условие, при котором сборка изделия из деталей, изготовляемых по чертежам, должна осуществляться без пригонки (без дополнительной обработки). Детали невозможно изготовить абсолютно точно.

Взаимозаменяемость обеспечивается системой допусков и посадок. Допуск размера — это разность между наибольшим и наименьшим его значением. Посадка определяется взаимным расположением полей допусков сопрягаемых деталей.

Допуски установлены в соответствии с 19 квалитетами, обозначаемыми в порядке понижения точности. Детали общемашиностроительного применения обычно выполняют по квалитетам 4–11. Квалитеты 4–5 применяют при высоких требованиях к точности, высокой напряженности или быстроходности. Квалитеты 6–8 считают основными в современном производстве. Квалитет 9 — для деталей низкоскоростных машин. Квалитеты 10–13 — по мере понижения требований к точности деталей с включением деталей, обрабатываемых без снятия стружки, квалитеты 14–17 — для свободных поверхностей деталей. С понижением точности деталей, естественно, повышается их стоимость.

1.7. Конструирование. Оптимизация

При конструировании последовательно разрабатывают следующие технические документы (обычно в виде чертежей).

1. Техническое задание или техническое предложение.
2. Эскизный проект.

3. Технический проект.

4. Рабочий проект.

В настоящее время успешно развивается система автоматизации проектирования САПР.

Любое изделие, отвечающее своему назначению, может быть выполнено во многих вариантах. Оптимизация — это выбор наилучшего проектного решения.

Результатом традиционного проектирования является получение лишь работоспособных, но не всегда наилучших вариантов конструкторских решений.

При оптимальном проектировании поиск наилучшего из работоспособных вариантов осуществляется на основе математической теории оптимизации.

Для того чтобы использовать теорию оптимизации на практике, необходимо построить математическую модель объекта проектирования. Моделирование начинается с определения величин, значениями которых можно варьировать (управляемые параметры), а также фиксированных величин. Определение значений управляемых параметров, которым соответствует наилучшее (оптимальное) решение, представляет собой задачу оптимизации.

В реальных условиях на выбор значений управляемых параметров налагаются ограничения. Совокупность этих ограничений определяет так называемое допустимое множество задачи оптимизации.

Разрабатываемые изделия характеризуются определенными свойствами. Свойства, по которым ведут оценку при выборе лучшего решения, называются критериями (см. § 1.1).

Обязательной составной частью математической модели является числовое значение критерия, минимальному или максимальному значению которого (в зависимости от конкретной задачи) соответствует наилучший вариант конструктивного решения. Величина этого критерия является функцией управляемых параметров и называется целевой функцией.

Различают задачи однокритериальные, проводимые по одному обобщенному или доминирующему критерию (например, массе), и многокритериальные (задачи векторной оптимизации), проводимые одновременно по нескольким частным критериям.

Обобщенным критерием, к которому следует стремиться, является принцип минимума затраты живого и овеществленного труда при изготовлении и эксплуатации с учетом распределения трудовых затрат по времени, но реализация этого критерия затрудняется его сложностью. Этот критерий применяют также в упрощенной форме:

для технологических машин в виде минимизации себестоимости единицы продукции;

для энергетических машин в виде минимизации себестоимости единицы электроэнергии;

для транспортных машин — минимизации себестоимости перевозки единицы массы грузов на единицу расстояния и т. д.

Важнейшими частными критериями механических конструкций являются:

минимум массы, отнесенный к единице мощности, или момента, массоподъемности, производительности и т. д.; этот критерий является простым и достаточно эффективным, так как стоимость материала составляет значительную часть стоимости несложных машин;

минимум объема (габаритов); этот критерий тесно связан с массой;

жесткость, отнесенная к единице массы — простейший критерий, эффективный для многих деталей машин и элементов несущих конструкций.

При малом взаимном влиянии частных критериев оптимизации (или его отсутствии) эффективно проводить оптимизацию, пользуясь комплексным критерием, включающим с разумно выбранными весовыми коэффициентами частные целевые функции. Весовые коэффициенты можно устанавливать по экспертным оценкам или по расчетам хорошо зарекомендовавших себя конструкций.

1.8. Сопряжения деталей машин и контактные напряжения

Передача сил между деталями в машинах происходит по соприкасающимся поверхностям (по площадкам контакта).

Сопряжения деталей машин условно можно разделить на первоначальный контакт (без нагрузки) по поверхности, в точке

или по линии. В зависимости от характера взаимного перемещения контактирующих поверхностей под нагрузкой различают неподвижные и подвижные сопряжения деталей.

Задачей расчета сопряжений является определение напряжений и деформаций. Они нужны для расчета деталей на прочность и определения жесткости (или податливости) соединений при решении задач динамики [14].

Расчет напряжений и деформаций в сопрягаемых деталях называют решением контактной задачи, а напряжения — контактными. В точной общей постановке решение контактной задачи связано со значительными трудностями, обусловленными сложной формой деталей, неизвестностью величины площадок контакта, изменением их размеров под нагрузкой и др. Поэтому частные задачи для определенных форм деталей и условий нагружения решают приближенно.

Неподвижные сопряжения деталей с первоначальным контактом по поверхности (резьбовые, с натягом, шпоночные и шлицевые соединения) рассчитывают по простейшим расчетным схемам. При этом напряжение смятия (среднее давление) на поверхности принимают равным суммарной нормальной силе F_S , деленной на всю поверхность контакта A . Это напряжение смятия не должно превышать допускаемое

$$\sigma = F_S / A \leq [\sigma].$$

Допускаемое напряжение $[\sigma]$, зависящее от материала и условий контакта, определяют экспериментально. При неподвижном сопряжении допускаемое напряжение может быть близким к пределу текучести σ_T при растяжении (сжатии) образца. Однако, учитывая, что из-за шероховатости контактирующих поверхностей реальная площадь контакта составляет 30...50 % от полной, допускаемое напряжение принимают равным

$$[\sigma] = (0,3 \dots 0,5) \sigma_T.$$

При подвижном контакте по поверхности (в подшипниках скольжения, направляющих станков и др.) применяют смазочные материалы для уменьшения трения и разогрева поверхностей от сил трения и их задира (виды трения в сопряжениях рассмотрены в гл. 9).

Особый класс задач составляют задачи с первоначальным контактом деталей в точке или по линии. Решения этих задач обычно выполнены для неподвижного контакта и используются при расчете на прочность подшипников качения, зубчатых и фрикционных передач. Учитывая, что в подшипниках качения и передачах контакт подвижный и часто присутствует смазочный материал в сопряжениях, условие прочности имеет вид

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H.$$

Расчетное напряжение σ_H сравнивают с допускаемым $[\sigma]_H$, полученным экспериментально на реальных образцах.

При решении контактных задач с первоначальным контактом в точке или по линии используются зависимости перемещений W_X , W_Y , W_Z от сосредоточенной силы F , действующей на упругом полупространстве (на плоскости, ограничивающей полубесконечное тело, рис. 1.1). Эта задача решена Я. Буссинеском в 1885 г.

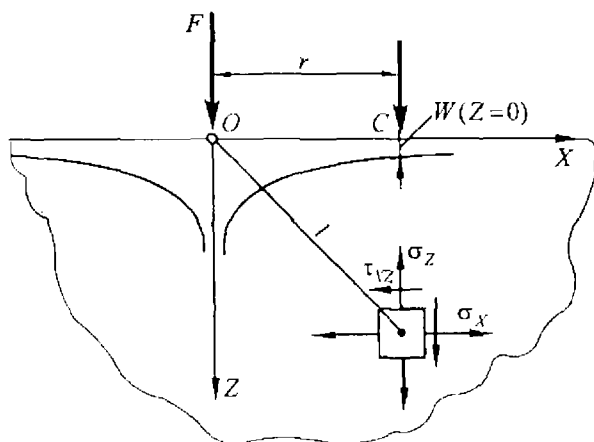


Рис. 1.1. Перемещения и напряжения в любой точке полупространства от сосредоточенной силы

В произвольной точке, удаленной на расстояние l от места приложения силы F , в элементарном объеме возникают нормальные напряжения σ_Z , σ_X , σ_Y (ось Y — перпендикулярна чертежу) и касательные τ_{XY} , τ_{XZ} , τ_{YZ} , а также упругие перемещения

этой точки W_Z , W_X , W_Y . Для точек, расположенных на поверхности, перемещения по оси Z определяют

$$W = W(Z = 0) = \frac{F(1 - \nu^2)}{\pi E r}, \quad (1.1)$$

где E , ν — модуль упругости Юнга и коэффициент поперечного сжатия Пуассона соответственно, r — расстояние от оси OZ до рассматриваемой точки.

Из уравнения (1.1) следует, что произведение Wr на граничной плоскости остается постоянным при определенной силе и постоянных E и ν в пределах упругости (например, для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\nu = 0,3$). Следовательно, W в зависимости от r изменяется в любой плоскости, проходящей через ось OZ , по закону гиперболы, асимптотами которой являются координатные оси.

В начале координат, в точке приложения силы, согласно зависимости (1.1), перемещения и напряжения становятся бесконечно большими. В действительности здесь материал пластически деформируется и в расчетах внешнюю силу F можно заменить давлением p , действующим на площадке малого размера.

Контакт двух сферических тел. К этой задаче относят контакт двух шаров под действием сжимающих сил, шара со сферической впадиной, шара с плоскостью.

Задача состоит в определении контактных напряжений на поверхности площадки контакта и связанных с ними напряжений в глубине тел под площадками контакта. Аналитическое решение этой задачи было впервые получено известным немецким механиком Г. Герцем (H. Herz) в 1881 г.

Рассмотрим механику сжатия упругих шаров силой F . Задача симметрична относительно оси OZ [36]. Первоначальный контакт (без нагрузки) двух шаров радиусами ρ_1 и ρ_2 происходит в точке O (рис. 1.2). В процессе нагружения тел силой F вдоль оси OZ точки C_1 и C_2 , расположенные на поверхности сфер на расстоянии r от вертикальной оси, входят в контакт. При достижении величины нагрузки, равной силе F , в контакт вступают крайние точки B_1 и B_2 . Примем, что площадка контакта плоская и огра-

ничена радиусом a , точка O — начало координат остается на месте. Тогда центры сфер O_1 , O_2 сместятся (сблизятся) на величину δ_1 , δ_2 (рис. 1.2, а, б).

В качестве допущений в расчетной модели примем, что материал изотропный упругий и подчиняется закону Гука, поверхности сухие и абсолютно гладкие, т. е. шероховатость равна нулю, размеры площадки контакта малы по сравнению с радиусами кривизны в зоне контакта тел. Ввиду малости размеров площадок контакта учитываются перемещения точек C_1 и C_2 только по оси Z , так как перемещения точек по оси X бесконечно малы.

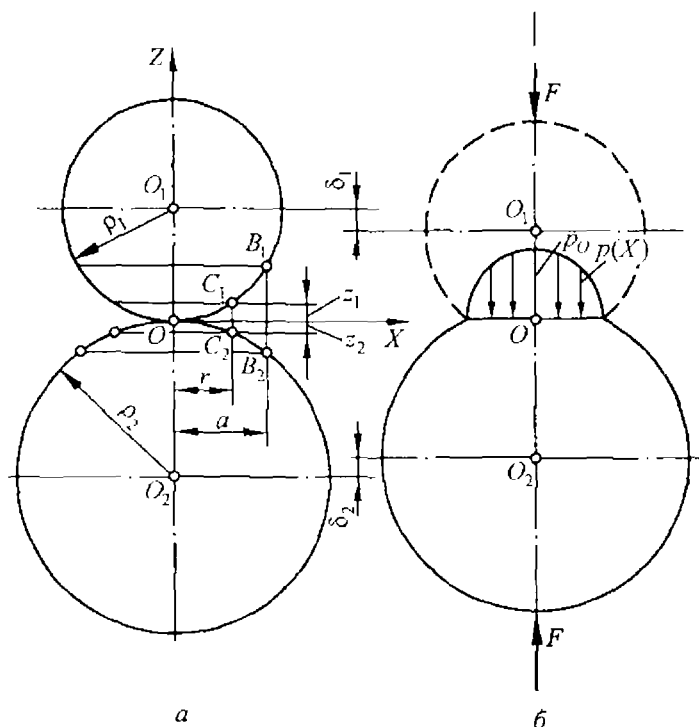


Рис. 1.2. Сжатие двух тел со сферическими поверхностями

Геометрическая модель. Расстояние между точками C_1 и C_2 по оси Z выражается через стрелки (высоты) сегментов z_1 и z_2 ,

которые, как известно из геометрии, имеют связь с хордой ($2r$) для сфер радиусами ρ_1 и ρ_2

$$2r = 2\sqrt{2z_1\rho_1 - z_1^2},$$

$$2r = 2\sqrt{2z_2\rho_2 - z_2^2}.$$

Пренебрегая бесконечно малыми величинами z_1^2 по сравнению с $2z_1\rho_1$ и z_2^2 с $2z_2\rho_2$, получаем

$$z_1 = \frac{r^2}{2\rho_1}; \quad z_2 = \frac{r^2}{2\rho_2}; \quad z_1 + z_2 = r^2 \left(\frac{1}{2\rho} \right),$$

где ρ — приведенный радиус кривизны. Сумма кривизн определяется уравнением

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_1 \rho_2}. \quad (1.2)$$

Здесь знак «-» для касания шара со сферической впадиной (рис. 1.3).

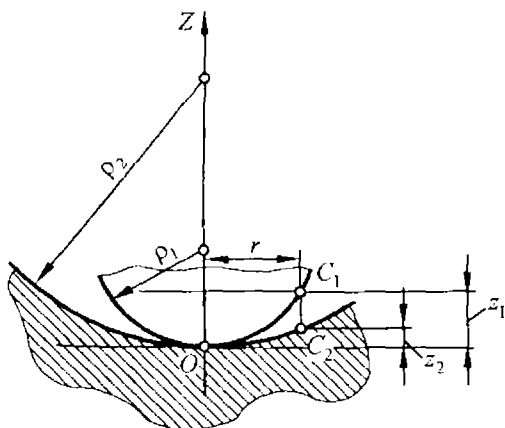


Рис. 1.3. Сжатие шара с телом со сферической впадиной

При касании шара с плоскостью ($\rho_2 = \infty$) выражение (1.2) упрощается

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1}.$$

Уравнение совместности деформаций. При сжатии двух тел любые две точки, находящиеся на оси Z на достаточно большом расстоянии от площадки контакта (например, O_1, O_2 , см. рис. 1.2, б), за счет кинематического перемещения контактируемых тел сблизятся на величину

$$\delta = \delta_1 + \delta_2.$$

Расстояние между точками C_1 и C_2 ($z_1 + z_2$) с учетом местных деформаций тел W_1 и W_2 [см. формулу (1.1)] определится по зависимости

$$z_1 + z_2 = \delta - (W_1 + W_2).$$

Заменив $z_1 + z_2 = r^2/(2\rho)$, найдем перемещения от местной деформации вблизи площадки контакта из предыдущей зависимости

$$W_1 + W_2 = \delta - r^2/(2\rho). \quad (1.3)$$

Это уравнение совместности деформаций.

Перемещения W_1 и W_2 в зависимости от местной деформации падают в следующем порядке. На поверхность касания в виде круга радиуса a действует распределенная нагрузка p в виде полушария (рис. 1.4). При сближении тел в некоторый момент времени точки C_1 и C_2 попадут на поверхность касания в точке C (рис. 1.4). Проведем через эту точку произвольную плоскость m под углом φ к оси OX и нормальную — к площадке контакта. Выделим элементарную площадку $S ds d\varphi$, на которой будет действовать переменное давление p . Перемещение точки C определим суммированием перемещений от элементарных сосредоточенных сил $\iint S p ds d\varphi$, согласно уравнению (1.1), в котором r заменено на S :

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{(1 - \nu_1^2)}{\pi E_1} \int p ds \int d\varphi = K_1 \int p ds \int d\varphi, \\ W_2 &= \frac{(1 - \nu_2^2)}{\pi E_2} \int p ds \int d\varphi = K_2 \int p ds \int d\varphi, \end{aligned} \quad (1.4)$$

где $K_1 = (1 - \nu_1^2)/(\pi E_1)$; $K_2 = (1 - \nu_2^2)/(\pi E_2)$.

Учитывая полученную зависимость, уравнение (1.3) преобразуется к виду

$$(K_1 + K_2) \int p ds \int d\varphi = \delta - r^2/(2\rho). \quad (1.5)$$

В уравнении (1.5) не известны p и δ . Для решения этого уравнения одной из величин следует задаться, например, законом распределения давления p , который должен удовлетворять граничным условиям: на краю площадки контакта ($r = a$) давление $p = 0$.

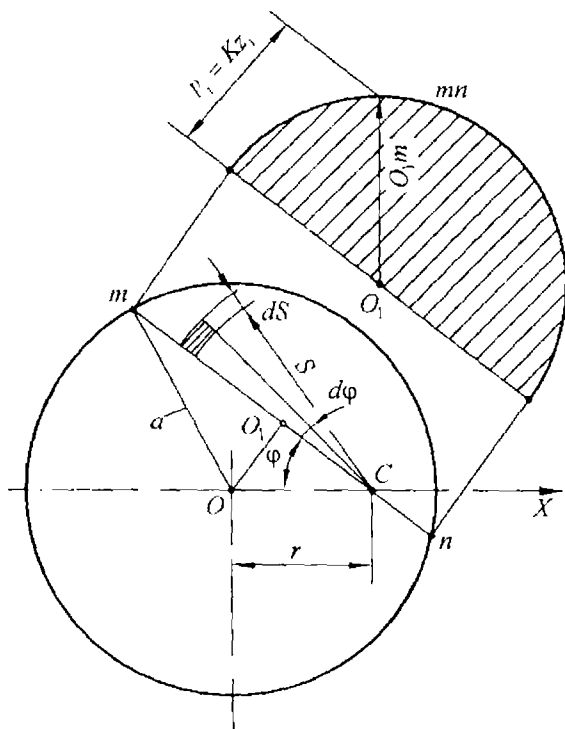


Рис. 1.4. Распределение давлений на поверхности площадки контакта

Предположим, что давление p_i в i -й точке площадки контакта пропорционально соответствующей ординате z_i полусферы, описанной радиусом, равным радиусу a площадки контакта, т. е.

$$p_i = K z_i; \quad p_0 = K a,$$

где

$$K = \frac{p_i}{z_i} = \frac{p_0}{a} = \text{const}, \quad (1.6)$$

K — коэффициент пропорциональности, Н/мм³; p_0 — давление в центре O площадки контакта, Н/мм² (см. рис. 1.4); z_i — в мм.

Рассмотрим $\int p ds$ уравнения (1.5) по хорде mn круга (рис. 1.4). Суммарное давление пропорционально площади части круга

$$\int p ds = \frac{p_0}{a} A, \quad (1.7)$$

где p_0/a — коэффициент пропорциональности по зависимости (1.6); A — площадь полукруга (см. рис. 1.4). Она равна

$$A = 0,5\pi(O_1 m)^2 = 0,5\pi(a^2 - r^2 \sin^2 \varphi).$$

Подставив уравнение (1.7) в (1.5), получим

$$\frac{\pi(K_1 + K_2)p_0}{a} \int_0^{\pi/2} (a^2 - r^2 \sin^2 \varphi) d\varphi = \delta - \frac{r^2}{2\rho}.$$

Проинтегрировав это уравнение от $\varphi = 0$ до $\varphi = \pi/2$ и умножив на 2, получим

$$(K_1 + K_2) \frac{p_0 \pi^2}{4a} (2a^2 - r^2) = \delta - \frac{r^2}{2\rho}. \quad (1.8)$$

Уравнение (1.8) справедливо при любой величине r (от нуля до a) и удовлетворяет граничным условиям. Следовательно, предположение о законе распределения давления является справедливым.

При значениях $r = 0$; $p = p_0$ и при $r = a$; $p = 0$ из зависимости (1.8) определим сближение δ шаров и величину радиуса a площадки контакта

$$\begin{aligned} \delta &= (K_1 + K_2) p_0 \pi^2 a / 2, \\ a &= (K_1 + K_2) p_0 \pi^2 2\rho / 4 = (K_1 + K_2) p_0 \pi^2 \rho / 2. \end{aligned} \quad (1.9)$$

Величина наибольшего давления p_0 зависит от внешней силы F и находится из условия равновесия шара. Приравняем внешнюю силу F сумме давлений на площадке контакта, которая пропорциональна половине объема шара радиусом a

$$F = \frac{p_0}{a} 0,5 \frac{4}{3} \pi a^3. \quad (1.10)$$

Подставив уравнение (1.9) в (1.10), получим

$$p_0 = \frac{3F}{2\pi a^2} = \frac{3F}{2\pi [(K_1 + K_2)(\pi^2 p_0 \rho / 2)]^2}. \quad (1.11)$$

Обозначив максимальное напряжение в центре площадки контакта $p_0 = \sigma_H$, как принято в литературе в честь автора (Hertz), из уравнения (1.11) окончательно получим

$$\sigma_H = \sqrt[3]{\frac{6F}{\pi^3 \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1^2} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2^2} \right)^2 \rho^2}}. \quad (1.12)$$

Радиус a площадки контакта и сближение центров шаров определяется по зависимостям (1.9).

Например, для шаров радиуса $\rho_1 = \rho_2 = 10$ мм из стали ($E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\nu = 0,3$) при напряжениях $\sigma_H = 1010$ МПа по формуле (1.12) образуется сила сжатия $F = 10$ Н, радиус площадки $a = 0,069$ мм, сближение $\delta = 0,00094$ мм.

Размер площадки контакта по сравнению с радиусом шара $a/\rho = 0,0069$ мал (менее 1 %), сближение центров δ менее 1 мкм, следовательно, перемещения точек W_x и W_y также малы, а перемещения точек C_1 и C_2 вдоль оси X можно не учитывать. Следовательно, условия, принятые в расчетной модели, соблюдаются.

В действительности сближение δ шаров будет несколько больше из-за шероховатости поверхностей.

Общий случай контакта двух тел с площадкой контакта в виде эллипса. К этой задаче относятся контакт двух цилиндров с разными радиусами, оси которых расположены под углом отно-

сительно друг друга, контакт шара с желобом кольца шарикоподшипника и других деталей.

Первоначальный контакт — в точке. При нагружении площадка контакта — эллипс с полуосями a, b .

Плоскость, касательную к обоим телам, обозначим XOY (см. рис. 1.2, ось Y перпендикулярна плоскости чертежа).

Геометрическая модель в этом случае будет более сложной по сравнению с касанием сферических тел. Пренебрегая бесконечно малыми второго порядка, поверхности тел вблизи точки касания O можно описать уравнениями

$$Z_1 = A_1 X^2 + A_2 XY + A_3 Y^2,$$

$$Z_2 = B_1 X^2 + B_2 XY + B_3 Y^2.$$

Выбирая направление осей XY таким, чтобы исключить из этих уравнений произведение XY , находим расстояние между точками C_1, C_2 (см. рис. 1.2)

$$Z_1 + Z_2 = AX^2 + BY^2.$$

Перемещения от местной деформации в соответствии с зависимостью (1.3) запишем в виде

$$W_1 + W_2 = \delta - AX^2 - BY^2.$$

Решение этой задачи аналогично предыдущей, в которой рассматривался контакт двух сферических тел с площадкой контакта в виде круга (см. рис. 1.4). Здесь представлена задача контакта двух тел с площадкой контакта в виде эллипса с полуосями a и b , а давление над ней распределяется в виде полуэллипсоида.

Решая уравнение совместности деформаций, получаем длины полуосей a и b эллиптической площадки контакта и значение максимального давления (напряжения) $\sigma_H = p_0$ в центре площадки контакта

$$a = m \sqrt[3]{\frac{3\pi F(K_1 + K_2)}{4(A + B)}},$$

$$b = n \sqrt[3]{\frac{3\pi F(K_1 + K_2)}{4(A + B)}},$$

$$\sigma_H = P_0 = \frac{3}{2} \frac{F}{\pi a b},$$

где K_1, K_2 — коэффициенты, вычисляемые по уравнению (1.4); A, B, m, n — коэффициенты, определяемые зависимостями:

$$A + B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho'_1} + \frac{1}{\rho_2} + \frac{1}{\rho'_2} \right),$$

$$B - A = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho'_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho'_2} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho'_1} \right) \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho'_2} \right) \cos 2\psi \right]^{1/2}.$$

Здесь ρ_1, ρ_2 и ρ'_1, ρ'_2 — соответственно наибольшие и наименьшие радиусы кривизны поверхностей во взаимно перпендикулярных главных плоскостях. Например, для радиального шарикоподшипника при контакте шарика с желобом кольца главные плоскости расположены под углом $\psi = 90^\circ$ (одна проходит через ось вращения кольца, вторая — вдоль дорожки качения). Главные радиусы кривизны $\rho_1 = \rho'_1$ равны радиусу шарика, $\rho_2 = 0,52\rho_1$ — радиус желоба, ρ'_2 — радиус окружности беговой дорожки кольца.

Значения коэффициентов m, n принимают в зависимости от угла $\theta = \arccos((B - A)/(A + B))$:

θ , град ...	30	40	50	60	70	80	90
m	2,731	2,136	1,751	1,486	1,284	1,128	1,0
n	0,493	0,567	0,641	0,717	0,802	0,893	1,0

Контакт двух цилиндров с параллельными осями. Первоначальный контакт осуществляется по линии (по образующей цилиндров). При сжатии цилиндров распределенными по их длине силами q в результате упругих деформаций образуется площадка контакта в виде полоски шириной $2b$ (рис. 1.5).

Решение этой контактной задачи получено из общего случая контакта двух тел. Увеличивая полуось a эллипса соприкосновения, Герц получил в пределе случай сжатия цилиндров бесконечной длины с параллельными образующими.

Полуширина площадки контакта b , сближение цилиндров δ , если $F_1 = F_2 = F$ и $v_1 = v_2 = v$, выражаются зависимостями

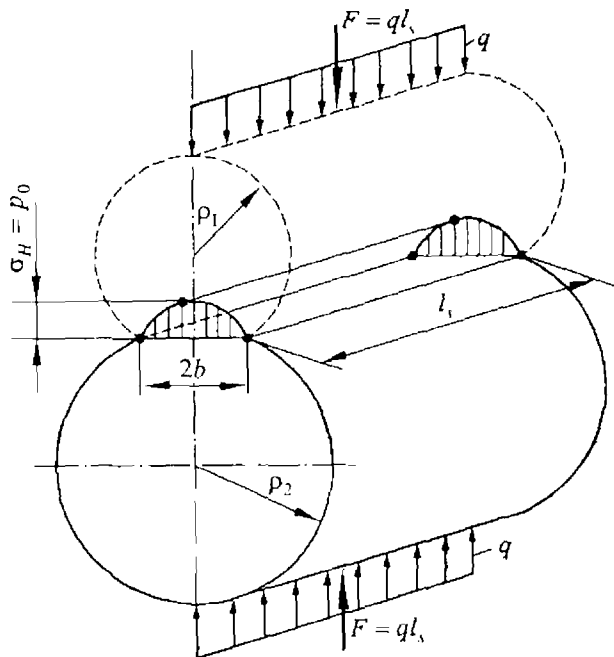


Рис. 1.5. Схема сжатия двух цилиндров с параллельными осями

$$b = \sqrt{\frac{4q(K_1 + K_2)\rho_1\rho_2}{\rho_1 + \rho_2}} = \sqrt{\frac{4q}{\pi} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 + \rho_2}}, \quad (1.13)$$

$$\delta = \frac{2(1 - \nu^2)}{E} \frac{q}{\pi} \left(\frac{2}{3} + \ln \frac{4\rho_1}{b} + \ln \frac{4\rho_2}{b} \right). \quad (1.14)$$

Наибольшее давление (напряжение) $p_0 = \sigma_H$ на поверхности площадки контакта

$$\sigma_H \approx \sqrt{\frac{q}{\pi \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right] \rho}}, \quad (1.15)$$

где $1/\rho$ — см. зависимость (1.2), q — распределенная нагрузка по длине цилиндров.

Для стальных цилиндров $E_1 = E_2 = E$, $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$, напряжения

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{qE \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \rho_2}}. \quad (1.16)$$

Эксперименты показывают, что зависимости (1.15) и (1.16) можно использовать для цилиндров конечной длины l_s , так как напряжения, связанные с краевым эффектом, быстро затухают. Тогда $q = F/l_s$, где F — нормальная сила сжатия цилиндров.

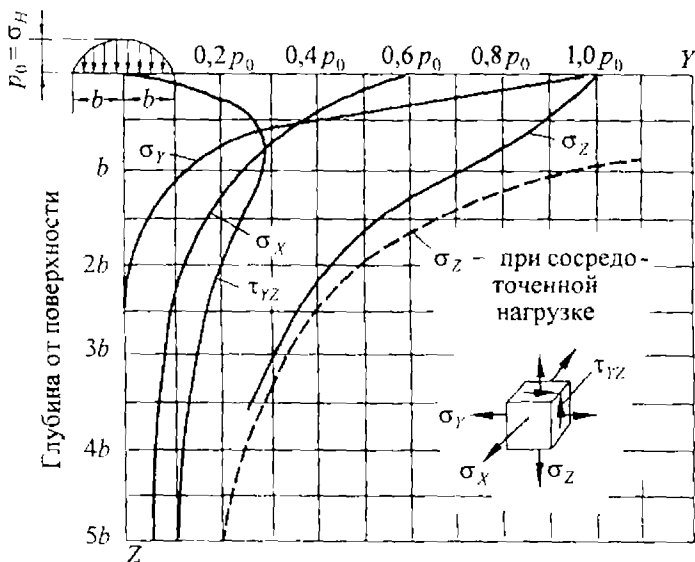


Рис. 1.6. Напряжения в точках на оси Z под площадкой контакта

Напряжения на глубине вдоль оси Z под площадкой контакта показаны на рис. 1.6 в долях наибольшего давления p_0 . Нормальные напряжения по осям σ_x , σ_y , σ_z и касательные $\tau_{yz} = (\sigma_y - \sigma_z)/2$ быстро затухают. На глубине, равной $3b$, $\sigma_z = 0,3 p_0$, остальные — меньше $0,2 p_0$.

Для численной оценки глубины распространения напряжений рассмотрим стальные цилиндры с радиусами $\rho_1 = 10$ мм,

$\rho_2 = 30$ мм, длиной $l_s = 26$ мм, сжимаемые силой $F = 11460$ Н, $q = F/l_s = 440$ Н/мм (размеры соответствуют зубчатой передаче $z_1 = 19$, $z_2 = 57$, модуль зацепления $m = 3$ мм, межосевое расстояние $a_w = 85,5$ мм, нагруженной моментом 330 Н·м).

Напряжения, определяемые по формуле (1.16) $\sigma_H = 1460$ МПа, соответствуют допускаемым напряжениям для закаленной стали твердостью $H = 63$ HRC₃. Полуширина площадки контакта $b = 0,19$ мм [по (1.13)] и сближения $\delta = 0,015$ мм [по (1.14)].

На глубине $3b = 0,19 \cdot 3 = 0,57$ мм (примерно $0,2m$) напряжения малы и составляют $\sigma_z \approx 440$ МПа, а на поверхности площадки контакта $\sigma_H = 1460$ МПа.

Следовательно, наибольшие контактные напряжения возникают в тонком поверхностном слое материала. Поэтому для повышения его контактной прочности достаточно упрочнить только поверхностный слой. Для зубчатых передач толщина этого слоя составляет 0,2...0,3 значения модуля. На практике это достигается различными методами химико-термической обработки материала (подробнее см. § 10.6).

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

2.1. Общие понятия

Резьбовыми соединениями называют соединения деталей с помощью резьбы. В качестве резьбовых элементов используют болты (винт с гайкой), винты и шпильки (рис. 2.1). Основным преимуществом болтового соединения (рис. 2.1, *а*) является то, что оно не требует выполнения резьбы в соединяемых деталях и исключена необходимость замены или ремонта дорогостоящих корпусных деталей из-за повреждения резьбы. Это особенно важно, когда материал корпусной детали не может обеспечить достаточной прочности резьбы.

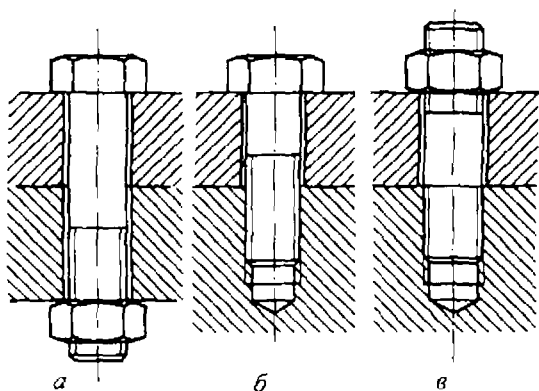


Рис. 2.1. Виды резьбовых соединений

Винты (рис. 2.1, *б*) применяют, когда корпусная деталь большой толщины не позволяет выполнить сквозное отверстие для установки болта.

Шпильки (рис. 2.1, в) используют вместо винтов, если прочность материала детали с резьбой недостаточна (сплавы на основе алюминия), а также при частых сборках и разборках соединений. В этом случае шпилька заворачивается в деталь один раз на все время работы соединения, а при сборках и разборках работает более прочная резьба на участке свинчивания с гайкой.

Формы головок винта (болта) и гайки могут быть различными в зависимости от требований, предъявляемых к конструкции, условий сборки и т. д.

Широкое применение резьбовых соединений в технике определяется: 1) возможностью создания больших осевых сил сжатия деталей при небольшой силе, приложенной к ключу (выигрыш в силе для крепежных резьб обычно составляет 70–100 раз); 2) удобными формами и малыми габаритами резьбовых деталей; 3) взаимозаменяемостью резьбовых деталей в связи со стандартизацией резьб; 4) централизованным изготовлением резьбовых деталей.

2.2. Основные типы и параметры резьб

Резьба может выполняться на цилиндрической (цилиндрическая резьба) и конической (коническая резьба) поверхностях.

Основой любой резьбы является винтовая линия. В зависимости от ее направления различают резьбу правую и левую. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх (рис. 2.2), у левой — справа налево и вверх. Основное распространение имеет правая резьба.

Винтовую линию получают огибанием цилиндра плоскостью с наклонной линией под углом ψ . Если на расстоянии πr от начала первой линии нарисовать еще одну наклонную линию, то при огибании цилиндра этой плоскостью получают двухходовую резьбу.

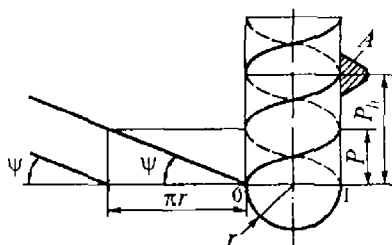


Рис. 2.2. Образование резьбы

Угол подъема винтовой линии определяют по формуле

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_n}{2\pi r}.$$

Профиль резьбы образуют с помощью фигуры A , перемещаемой по винтовой линии. В зависимости от формы сечения резьбы различают: треугольную метрическую (рис. 2.3, *а*), трапецеидальную (рис. 2.3, *б*), упорную (рис. 2.3, *в*) и другие виды резьб (см. атлас «Детали машин»).

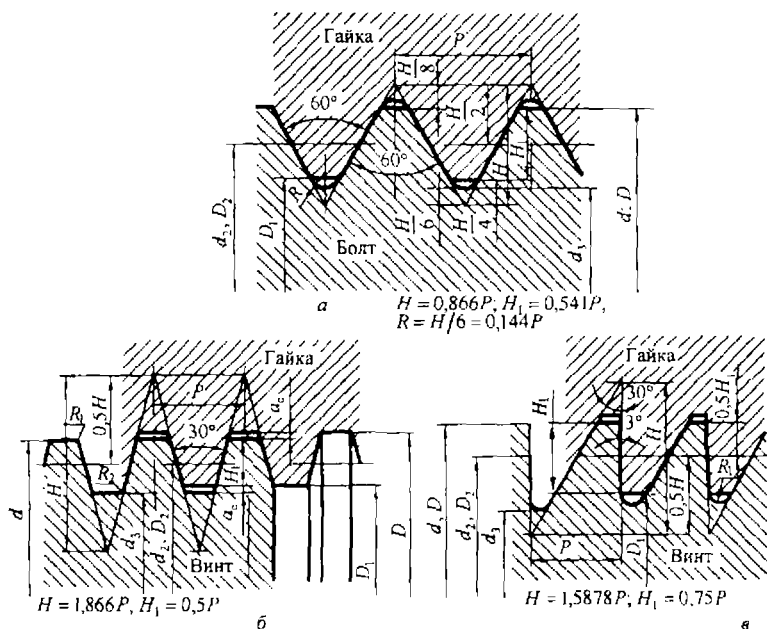


Рис. 2.3. Виды резьб: *а*) треугольная метрическая, *б*) трапецеидальная, *в*) упорная

В качестве крепежной резьбы в основном применяется метрическая резьба. Профиль этой резьбы треугольный с высотой H . Вершины резьбы по наружному диаметру d винта и внутреннему диаметру D_1 гайки срезаны, соответственно, на $1/8$ и $1/4$ H . В результате получают рабочую высоту профиля H_1 . Стандартом регламентирован радиус скругления резьбы на внутреннем диаметре винта $R_1 = H/6$, который существенно влияет на усталостную прочность резьбового соединения.

Основные размеры профиля резьбы определяют в долях от шага. Поэтому с изменением шага резьбы изменяются и размеры профиля по геометрическому подобию.

Стандартом предусмотрены резьбы с различными шагами при одинаковом наружном диаметре d резьбы (рис. 2.4). С уменьшением шага резьбы увеличивается внутренний диаметр резьбы d_1 , что заметно повышает прочность стержня винта (болта). Однако резьба с мелким шагом требует повышенной точности изготовления, что увеличивает стоимость резьбовой детали. Резьбы с мелким шагом применяют преимущественно в авиационной и космической технике, при действии значительных переменных нагрузок, а также в приборостроении.

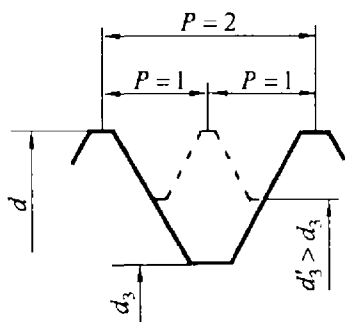


Рис. 2.4. Резьба с крупным и мелким шагом

Тrapeцеидальные и упорные резьбы, обладающие меньшим трением и более высоким коэффициентом полезного действия, применяют преимущественно в передачах винт-гайка (см. гл. 15).

2.3. Материалы, классы прочности резьбовых деталей, допускаемые напряжения

Основной материал резьбовых деталей — конструкционные и легированные стали. При выборе материала учитывают характер нагрузки (статическая или переменная), способ изготовления и объем производства. Например, крепежные детали общего назначения изготавливают из низко- и среднеуглеродистых сталей — сталь 10 ... сталь 35. Такие стали обладают высокой пластичностью и применяются в серийном производстве при холодной накатке или штамповке заготовок для резьбовых изделий с последующей накаткой резьбы. Легированные стали (например, 40Х, 40ХГСА) применяют для изготовления высоконагруженных деталей, работающих при переменных и ударных нагрузках.

Холодное деформирование материала существенно меняет его механические характеристики (повышает прочность и сни-

жает пластичность). При этом в зависимости от степени наклепа резьбовые детали, выполненные из разных материалов, могут иметь близкие механические характеристики. Это позволило при разработке стандарта на резьбовые детали (ГОСТ 1759–82) сгруппировать их с учетом механических характеристик по классам прочности (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Механические характеристики материалов резьбовых деталей

Класс прочности		σ_B , МПа	σ_T , МПа	Марка стали
Винт	Гайка			
3.6	4	300–400	200	Ст3; 10
4.6	5	400–550	240	20
5.6	6	500–700	300	30; 35
6.6	8	600–800	360	35; 45; 40Г
8.8	10	800–1000	640	35Х; 38ХА; 45Г
10.9	12	1000–1200	900	40Г2; 40Х; 30ХГСА

Стальные винты и шпильки в соответствии с ГОСТ 1759–82 изготавливают 12-ти классов прочности. Класс прочности обозначают двумя цифрами, например 5.8. Первая цифра, умноженная на 100, указывает минимальное значение предела прочности (МПа), а их произведение, умноженное на 10, соответствует приблизительно пределу текучести. В данном случае $\sigma_B = 500$ МПа, $\sigma_T = 400$ МПа.

Допускаемые напряжения $[\sigma]_p$ при действии на резьбовое соединение постоянной нагрузки выбирают в зависимости от предела текучести σ_T материала винта (болта):

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{S},$$

где S — коэффициент запаса, принимаемый равным 1,5...2,5. Меньшие значения S применяют при контроле силы затяжки с помощью динамометрических ключей или ключей предельного момента и повышенной точности расчета. Для винтов малых

диаметров ($d \leq 10$ мм) при отсутствии контроля силы затяжки верхний предел запаса прочности увеличивают до 4, поскольку сила затяжки в этом случае определяется квалификацией рабочего и может быть существенно повышена по сравнению с расчетной.

2.4. Момент завинчивания

Резьбовые соединения собирают путем завинчивания винтов и гаек. Затяжку резьбовых соединений осуществляют с помощью гаечных ключей.

Момент завинчивания $T_{\text{зав}}$, который создается гаечным ключом, используется на преодоление момента в резьбе T_p и момента сил трения T_r на торце гайки (головки винта) о неподвижную поверхность детали (рис. 2.5)

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_r. \quad (2.1)$$

Момент сопротивления в резьбе T_p определяют из рассмотрения взаимодействия элемента витка резьбы гайки с витком резьбы винта. Для упрощения анализа рассмотрим случай прямоугольной резьбы (рис. 2.6).

На рис. 2.6, а показаны силы при завинчивании гайки, где F — осевая сила в винте, F_t — окружная сила, приложенная к элементу гайки на среднем диаметре d_2 (см. рис. 2.3), F_R — сила, действующая на элемент гайки со стороны опорной поверхности. Сила трения $F_{\text{тр}}$ пропорциональна нормальному давлению F_N и направлена в сторону, противоположную движению гайки.

Сила F_t , определяющая момент T_p , находится из многоугольника сил. Из рис. 2.6, б следует зависимость для определения сил

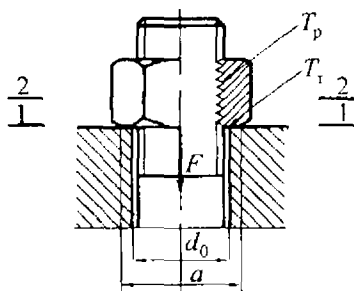


Рис. 2.5. К соотношению силы затяжки и моментов в затянутом соединении

$$F_t = F \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (2.2)$$

где ψ — угол наклона винтовой линии; φ — угол трения, равный $\arctg f$ (стрелка показывает направление движения элемента гайки).

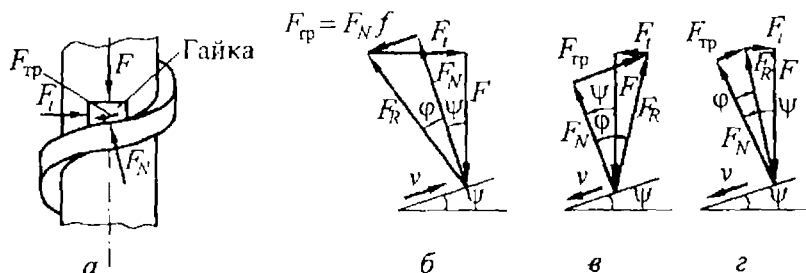


Рис. 2.6. Силы между винтом и гайкой (а) при завинчивании (б) и отвинчивании (в, г) для резьбы с прямоугольным профилем

Соответствующий этой силе момент T_p в резьбе при условии приложения силы F_t на среднем диаметре d_2 вычисляют по формуле

$$T_p = F_t d_2 / 2 = 0,5 F d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi). \quad (2.3)$$

Окружная сила трения в треугольной резьбе больше, чем в прямоугольной. Соотношение окружных сил трения в прямоугольной и треугольной резьбах удобно рассмотреть на моделях с кольцевыми витками ($\psi = 0$) (рис. 2.7).

Окружная сила трения для витка прямоугольного профиля

$$F_t = F f,$$

а для витка треугольного профиля

$$F_t = F_{N1} f = F \frac{f}{\cos(\alpha/2)} = F f_1,$$

где $F_{N1} = F / \cos(\alpha/2)$; α — угол профиля

резьбы; $f_1 = \frac{f}{\cos(\alpha/2)}$ — приведенный коэффициент трения в резьбе.

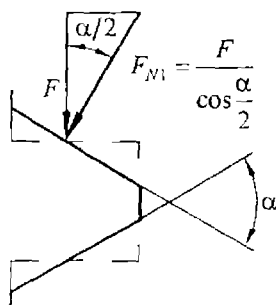


Рис. 2.7. Соотношение нормальной и осевой сил в треугольной резьбе

Таким образом, силу трения в треугольной резьбе можно определить так же, как в прямоугольной, только вместо действительного коэффициента трения надо пользоваться приведенным.

Аналогичное соотношение имеет место между углами трения

$$\varphi_1 = \frac{\varphi}{\cos(\alpha/2)}.$$

Формулы (2.2) и (2.3) с учетом влияния профиля резьбы примут вид

$$F_t = F \operatorname{tg}(\varphi_1 + \psi); \quad (2.2')$$

$$T_p = 0,5 F d_2 \operatorname{tg}(\varphi_1 + \psi). \quad (2.3')$$

Примечание. Для метрической треугольной резьбы угол $\alpha/2 = 30^\circ$, а следовательно, $f_1 \approx 1,15f$ и $\varphi_1 \approx 1,15\varphi$.

С учетом соотношения φ_1 и φ момент T_p в треугольной резьбе примерно на 15 % больше, чем в прямоугольной, и на 12 % больше, чем в трапецидальной, у которой $\alpha = 30^\circ$. Для крепежной метрической резьбы это очень важно, так как способствует самоторможению резьбы, снижая вероятность самопроизвольного отвинчивания резьбового соединения при эксплуатации машины.

Момент сил трения T_T на торце гайки приближенно вычисляют, считая, что равнодействующая сил трения приложена по среднему диаметру кольцевой опорной поверхности $d_{cp} = \frac{a + d_0}{2}$ (см. рис. 2.5).

В наружный диаметр этого кольца принимают размер под ключ a , а внутренний диаметр — отверстие под винт d_0 . Тогда

$$T_T = F f_1 d_{cp} / 2 = F f_T (a + d_0) / 4, \quad (2.4)$$

где f_1 — коэффициент трения на торце гайки.

Подставив выражения (2.3) и (2.4) в (2.1), получаем

$$T_{зав} = F [0,5 d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) + f_T (a + d_0) / 4]. \quad (2.5)$$

Примечание. Учитывая геометрическое подобие для метрической резьбы с крупным шагом, можно приближенно принять: $\psi \approx 2^\circ 30'$; $d_2 \approx 0,9d$; $a \approx 1,35d$; $d_0 \approx 1,1d$; $f_1 = f_T = 0,15$ (для резьб без покрытий). После подстановки числовых соотношений в уравнение (2.5) получаем

$$T_{зав} \approx 0,2 F d.$$

Если учесть, что расчетная длина стандартного гаечного ключа $L_{кл}$ равна $14d$, то из условия $T_{га} = F_{раб} L_{кл}$ получаем

$$F \approx 70 F_{раб}.$$

где $F_{раб}$ — сила, приложенная рабочим на конце ключа.

Таким образом, в крепежных резьбах выигрыш в силе (отношение силы затяжки к силе, приложенной к ключу) может достигать 70 и более (при смазке) раз.

При отвинчивании элемент гайки движется вниз и сила трения в резьбе $F'_{тр} = F_N f$ меняет направление (см. рис. 2.6, в, г). Величина и направление окружной силы F_t в этом случае зависят от соотношения углов трения φ (φ_1) и подъема винтовой линии ψ . Если ψ меньше φ , сила $F_t = F \operatorname{tg}(\varphi - \psi)$ направлена влево (см. рис. 2.6, в) и определяет момент $F_t d_2/2$ отвинчивания гайки. При $\varphi < \psi$ (см. рис. 2.6, г) гайка отвинчивается без приложения внешних сил, а F_t — это сила, которую нужно приложить, чтобы удержать гайку от самоотвинчивания. Условие

$$\psi < \varphi \quad (2.6)$$

называют условием самоторможения резьбы. Для треугольной метрической резьбы это условие имеет вид

$$\psi < \varphi_1.$$

В реальных резьбовых соединениях это условие выполняется, даже если используется резьба с крупным шагом. Так, для метрических резьб с крупным шагом угол подъема винтовой линии по среднему диаметру резьбы находится в пределах $2^\circ 30' - 3^\circ 30'$, а приведенный угол трения φ_1 изменяется в зависимости от коэффициента трения в пределах от 6 (при $f \approx 0,1$) до 16° (при $f \approx 0,3$). Таким образом, *все крепежные резьбы самотормозящиеся*.

Однако в конструкциях машин редко используют резьбовые соединения без специальных средств стопорения. Объясняется это существенным снижением трения между винтом и гайкой при вибрациях. В этих условиях между витками резьбы винта и гайки происходят микроперемещения за счет радиальных деформаций тела винта и гайки, что является одной из основных причин самоотвинчивания резьбового соединения.

2.5. Стопорение резьбовых соединений

Основные средства стопорения можно разделить на две группы: стопорные устройства с созданием дополнительного трения (рис. 2.8) и стопорные устройства со специальными запирающими элементами (рис. 2.9).

Наибольшее применение получили пружинные шайбы (Гровера) (рис. 2.8, а) (ГОСТ 6402-70), обеспечивающие вследствие упругости шайбы постоянство сил трения при колебаниях осевой нагрузки. Кроме того, эти шайбы повышают сцепление между гайкой и деталью благодаря врезанию острых краев шайбы в торец гайки и плоскость детали. Аналогичный эффект достигается при использовании симметричных пружинных шайб с несколькими отогнутыми лепестками (рис. 2.8, б). Стопорение пружинными шайбами не является надежным.

Получили распространение самоконтрящиеся гайки с завальцованными полиамидными стопорными кольцами (рис. 2.8, в), в которых резьбу не нарезают. Она образуется при навинчивании на винт, при этом обеспечиваются большие нормальные к поверхности резьбы силы и силы трения между кольцом и резьбой винта.

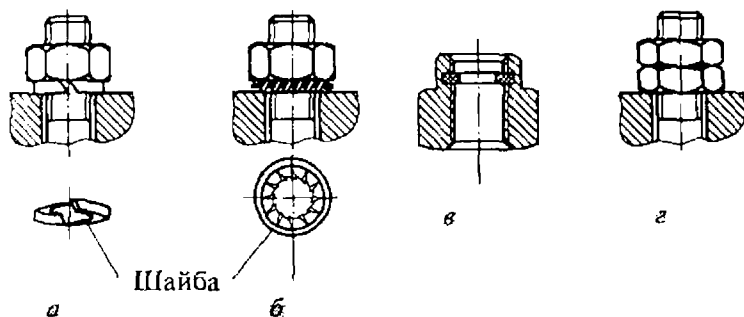


Рис. 2.8. Способы стопорения с использованием дополнительного трения

Наиболее старым средством стопорения резьбы является применение контргайки (рис. 2.8, г), которую при монтаже затягивают, удерживая основную, предварительно затянутую гайку от проворота. После этого контргайка воспринимает основную осевую нагрузку, а силы затяжки и трения в резьбе основной гайки уменьшаются. Однако суммарная сила трения между гайками

и резьбой оказывается больше, чем при одной гайке, что и обеспечивает стопорящий эффект.

Вторая группа стопорных устройств основана на использовании деформируемых деталей (рис. 2.9). Наибольшее распространение получили шплинты (рис. 2.9, а), применяемые в сочетании с прорезными гайками, и шайбы с лапками (рис. 2.9, б), отгибаемыми после затяжки гайки (винта) на их боковые поверхности.

Для фиксирования положения гайки относительно винта применяют специальные гайки со шлицами и стопорные шайбы с лапками (рис. 2.9, в). Такие шайбы имеют внутреннюю лапку, входящую в канавку на винте, и несколько наружных лапок, одна из которых отгибается в ближайший шлиц гайки.

В групповых резьбовых соединениях гайки (головки болтов) стопорят обвязкой проволокой через отверстия с натяжением проволоки в сторону затягивания винта (гайки) (рис. 2.9, г).

В некоторых случаях проблему стопорения удается решить без использования специальных средств. Например, средства стопорения можно не применять, если в конструкции используются податливые болты. Такой вариант встречается в автомобильных двигателях, где головка блока цилиндров или корпус распределительного вала закреплены податливыми винтами (шпильками) и, несмотря на обильную смазку, проблем с самоотвинчиванием не возникает. Иногда вопрос стопорения удается решить путем применения в соединениях резьб с мелким шагом.

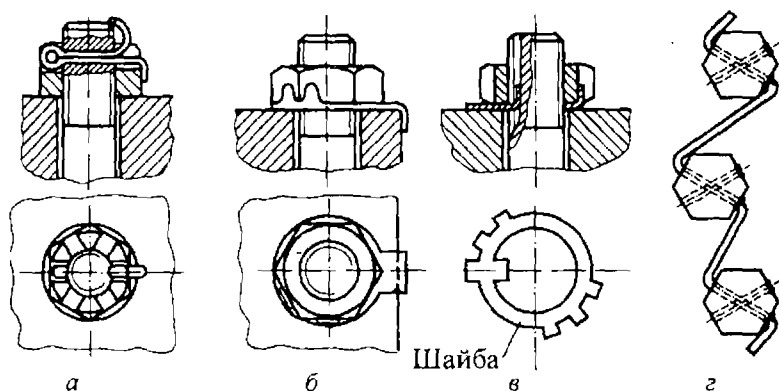


Рис. 2.9. Стопорные устройства со специальными запирающими элементами

2.6. Распределение силы между витками резьбы

Прочность резьбового соединения, особенно при действии на него циклических нагрузок, существенно зависит от характера распределения нагрузки по виткам резьбы в зоне взаимодействия резьбового стержня с гайкой.

При действии осевой силы F на винт (см. рис. 2.5) витки резьбы передают силу с винта на гайку. При этом, если в сечении 1-1 на резьбовой стержень действует вся сила F , то в сечении 2-2 она меньше. По мере удаления от опорной поверхности сила, действующая на стержень, уменьшается, так как часть ее передается витками резьбы, расположенными ниже сечения 2-2. Как показывают расчеты и эксперимент, распределение осевой силы по виткам происходит неравномерно, причем сила, действующая на отдельные витки, прогрессивно снижается по мере удаления от опорной поверхности.

Причину этого можно объяснить с помощью рис. 2.10, где схематично показаны состояния витков резьбы (изображены в виде консольных балочек) до приложения нагрузки (а) и после ее приложения (б, в). Если допустить, что стержень винта и тело гайки абсолютно жесткие, то деформация первого и последнего витков Δ одинакова (рис. 2.10, б). С учетом податливости стержня винта перемещения на первом и последнем витках отличаются на величину деформации винта ΔH при высоте гайки H (рис. 2.10, в). Если учесть и податливость гайки, то за счет ее сжатия разница деформаций на первом и последнем витках становится еще больше.

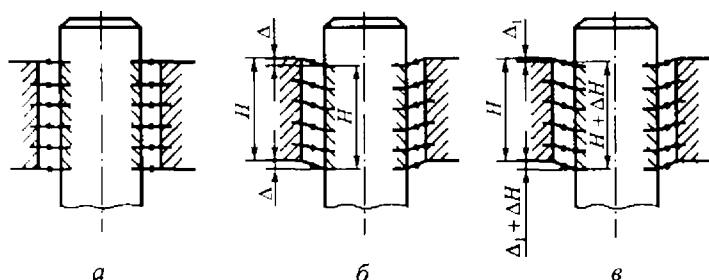


Рис. 2.10. Схема деформации витков резьбы при абсолютно жесткой гайке

Задача о распределении нагрузки по виткам резьбы является статически неопределимой и для ее решения рассматривают условие совместности деформаций тела винта и гайки. На рис. 2.11 представлен результат решения этой задачи проф. Н. Е. Жуковским для случая десяти рабочих витков в предположении, что погрешность по шагу резьбы равна нулю. Как видно из рисунка, при сделанных допущениях первый со стороны опорной поверхности виток резьбы передает 34 % всей нагрузки, второй — около 23 %, а десятый — меньше 1 %. Отсюда следует, что нет смысла применять в крепежном соединении слишком высокие гайки. Стандартом предусмотрена высота гайки $0,8d$ для нормальных и $0,5d$ для низких гаек, используемых в малонагруженных резьбовых соединениях.

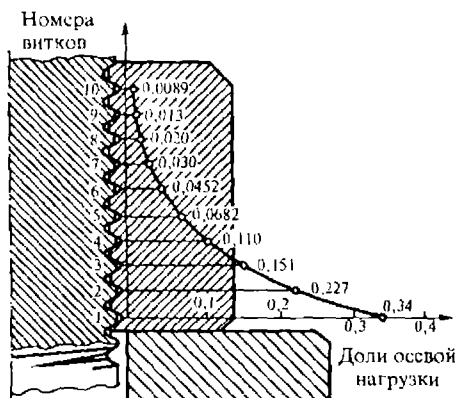


Рис. 2.11. Характер распределения нагрузки между витками резьбы (решение Н. Е. Жуковского)

Улучшить характер распределения нагрузки по виткам резьбы можно с помощью конструктивных мер (см. § 2.10), что особенно важно в соединениях, работающих при циклических нагрузках.

2.7. Прочность винтов при постоянных нагрузках

При действии на винт постоянной силы выход его из строя может произойти по одной из следующих причин (рис. 2.12):

- 1) разрыв стержня по резьбе;

- 2) разрушение резьбы в результате смятия или среза витков;
- 3) разрушение стержня у головки.

Заметим, что разрушения стержня у головки встречаются редко (в основном, при нарушении технологии изготовления). Поэтому расчет на прочность винтов в этой зоне не производят. Высоту гайки, определяющую число витков резьбы, воспринимающих нагрузку, назначают из условия равнопрочности резьбы и стержня винта.

2.7.1. Расчет стержня винта при действии силы и совместном действии силы и момента

При расчетах стандартных резьбовых деталей с учетом их равнопрочности в качестве основного выполняют расчет на прочность стержня винта по внутреннему диаметру d_3 , который приближенно принимают расчетным.

При действии на винт осевой силы условие прочности выглядит так:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_3^2} \leq [\sigma]_p, \quad (2.7)$$

где $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение (см. § 2.3).

Такой простейший случай нагружения встречается довольно редко (например, резьбовой участок крюка грузоподъемной машины, рис. 2.13).

При действии на винт осевой силы $F_{зат}$ и момента T_p , что имеет место во всех затянутых резьбовых соединениях (рис. 2.14), в стержне возникают нормальные и касательные напряжения.

В этом случае для определения эквивалентных напряжений σ_E преимущественно применяют энергетическую теорию прочности

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_p, \quad (2.8)$$

где $\sigma_p = 4F_{зат}/(\pi d_3^2)$, $\tau = T_p/W_p$ — максимальные касательные напряжения; $T_p = 0,5F_{зат}d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1)$ — момент в резьбе;

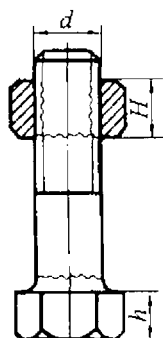


Рис. 2.12. Опасные сечения в винте

$W_p = \pi d_3^3 / 16$ — момент сопротивления кручению. Если в формулу (2.8) подставить приведенные зависимости, то после преобразований получаем

$$\sigma_E = \sigma_p \sqrt{1 + 12 \left[\frac{d_2}{d_3} \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) \right]^2}.$$

Геометрическое подобие резьб позволяет приближенно принять $d_2/d_3 = 1,1$, $\psi = 2^\circ 30'$ и $f_1 = 0,15$ (что соответствует $\varphi_1 \approx 8^\circ 30'$). С учетом этих значений

$$\sigma_E \approx 1,3 \sigma_p.$$

Таким образом, если стержень винта нагружен только силой затяжки $F_{\text{зат}}$, условие прочности его в затянутом соединении можно записать в виде

$$\sigma_E = 1,3 \frac{4F_{\text{зат}}}{\pi d_3^2} \leq [\sigma]_p. \quad (2.9)$$

Иными словами, действие момента T_p учитывают увеличением напряжений от затяжки $F_{\text{зат}}$ в 1,3 раза.

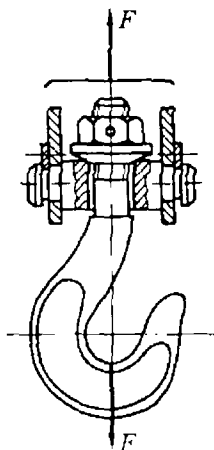


Рис. 2.13. Резьбовые соединения без предварительной затяжки

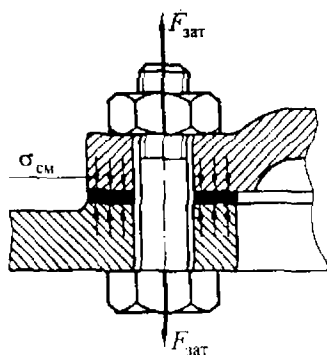


Рис. 2.14. Схема затянутого резьбового соединения

При проектном расчете диаметр d_3 можно определить из (2.9):

$$d_3 \geq \sqrt{1,3 \cdot 4F_{\text{зат}} / (\pi[\sigma]_p)}, \quad (2.10)$$

а по нему подобрать резьбу (определение $F_{\text{зат}}$, см. 2.8.1).

2.7.2. Расчет резьбы на срез и смятие

Расчет витков резьбы на срез и смятие производят в случаях, когда одна из деталей, с резьбой выполнена из материала менее прочного, чем другая, или при использовании резьбовых деталей с нестандартными параметрами.

Срез резьбы винта происходит по диаметру d_1 , резьбы гайки — по диаметру d (рис. 2.15). При одинаковой прочности винта и гайки расчет производят по диаметру d_1 как наименьшему, а в случае использования гайки меньшей прочности, чем винт, дополнительно проверяют на прочность и резьбу гайки по диаметру d .

Таким образом, для резьбы винта

$$\tau_1 = \frac{F}{\pi d_1 k H_r k_m} \leq [\tau]_{\text{сп1}},$$

для резьбы гайки

$$\tau_2 = \frac{F}{\pi d k H_r k_m} \leq [\tau]_{\text{сп2}},$$

где H_r — высота гайки; $k = P'/P$ — коэффициент полноты резьбы (для метрической резьбы $k \approx 0,87$); k_m —

коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы с учетом пластических деформаций в зоне наиболее нагруженных витков (для резьб с крупным ша-

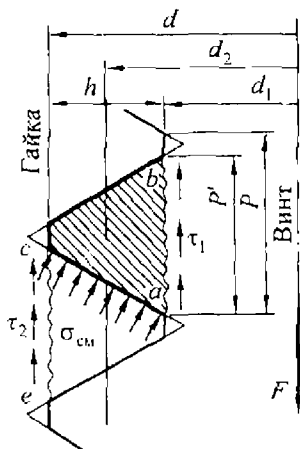


Рис. 2.15. Опасные сечения в витках резьбы и поверхность смятия витка

При использовании стандартных винтов и гаек из равнопрочных материалов прочность резьбы на участке свинчивания винта с гайкой выше прочности резьбового стержня, поэтому этот расчет для стандартных винтов и гаек не производят.

гом $k_m = 0,7 \dots 0,75$, с мелким — $k_m = 0,65 \dots 0,7$), $[\tau]_{\text{ср}} = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T$.

Напряжение смятия в резьбе

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)k_m z} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где $z = H_1 / P$ — число витков резьбы гайки; P — шаг резьбы; $[\sigma]_{\text{см}}$ — допускаемое напряжение смятия для менее прочной детали резьбовой пары. Приблизительно принимают $[\sigma]_{\text{см}} = (0,3 \dots 0,4)\sigma_T$.

Примечание. При выполнении условия равнопрочности стержня винта и резьбы на срез достаточной оказывается высота гайки около $0,65d$. Стандартом же предусмотрены гайки нормальной высоты $H_1 = 0,8d$, что подтверждает нецелесообразность расчетов резьбы на прочность при использовании в соединении гаек нормальной высоты.

2.8. Расчет групповых резьбовых соединений

Под групповыми соединениями понимают такие соединения, в которых число винтов (болтов) $z \geq 2$. Встречаются два вида таких соединений: а) нагрузка действует в плоскости стыка соединяемых деталей (рис. 2.16); б) нагрузка действует в плоскости, перпендикулярной плоскости стыка (рис. 2.19 и 2.24). Такие соединения нашли наибольшее использование в технике и строительстве.

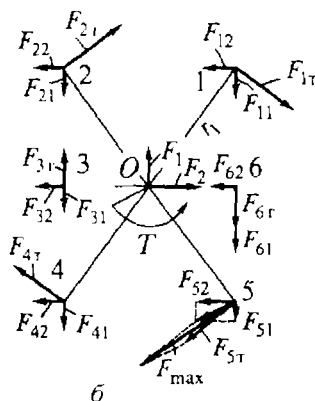
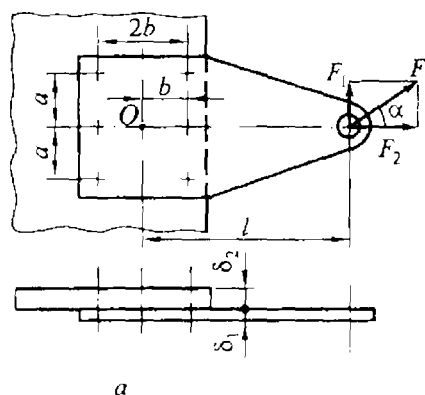


Рис. 2.16. Соединение, нагруженное силой и моментом в плоскости стыка (а), и его расчетная схема (б)

Расчет групповых резьбовых соединений может выполняться как проектный, когда по заданным нагрузкам и принятым материалам определяют основные размеры винтов (болтов), или как проверочный, когда при известных размерах и материалах определяют прочность винтов (болтов).

Точные решения этих задач являются весьма сложными. На практике используют обычно приближенные способы расчетов, принимая ряд допущений.

2.8.1. Расчет резьбовых соединений, нагруженных силами и моментами, действующими в плоскости стыка

Расчет такого соединения рассмотрим на примере кронштейна, закрепленного с помощью z винтов и нагруженного силой F (рис. 2.16, *а*). Болты в таком соединении могут быть установлены либо с зазором (рис. 2.17, *а*), либо без зазора (рис. 2.17, *б*).

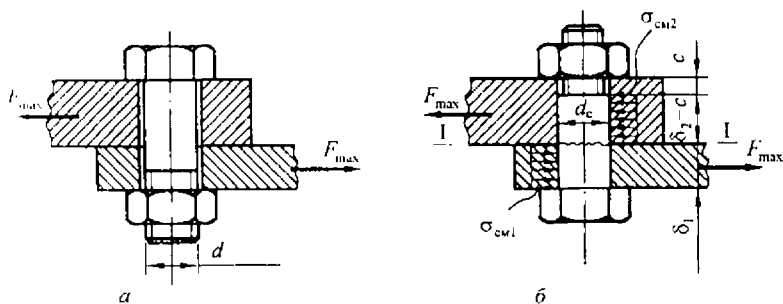


Рис. 2.17. Соединение с болтами, установленными с зазором (*а*) и без зазора (*б*)

В расчете принимают следующие допущения:

- деформации соединяемых деталей не учитываются, т. е. детали предполагаются абсолютно жесткими;
- возможный взаимный поворот соединяемых деталей при действии момента происходит относительно центра тяжести (точки O) сечений винтов (болтов);
- внешние нагрузки передаются с одной детали на другую только через зоны, расположенные вокруг винтов;
- силы F_{π} от момента в винтах (болтах) соединения прямо пропорциональны расстояниям до них от точки O , т. е.

$$\frac{F_{1T}}{r_1} = \frac{F_{2T}}{r_2} = \dots = \frac{F_n}{r_i} . \quad (2.11)$$

С учетом перечисленных допущений расчетная схема имеет вид, изображенный на рис. 2.16, б. На схеме равнодействующая внешней нагрузки приложена в точке O и представлена в виде сил (F_1 и F_2) и момента $T = F_1 l$.

Условия равновесия для соединения могут быть записаны в виде

$$\begin{aligned} z_1 F_{1T} r_1 + z_2 F_{2T} r_2 + \dots + z_i F_{iT} r_i &= T, \\ F_{11} + F_{12} + \dots + F_{1i} &= F_1, \\ F_{21} + F_{22} + \dots + F_{2i} &= F_2. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Выразив силы $F_{2T} \dots F_{iT}$ через F_{1T} с учетом 2.11, получим

$$F_{1T} (z_1 r_1^2 + z_2 r_2^2 + \dots + z_i r_i^2) = T.$$

Отсюда сила от момента, действующая на наиболее нагруженные винты, расположенные на расстоянии r_1 от точки O , равна

$$F_{1T} = F_{2T} = F_{4T} = F_{5T} = \frac{Tr_1}{z_1 r_1^2 + z_2 r_2^2 + \dots + z_i r_i^2} = \frac{Tr_1}{\sum_{i=1}^n z_i r_i^2},$$

где z_i — число винтов, расположенных на одинаковых расстояниях r_i от точки O .

Составляющие силы F , приведенные к центру тяжести O (рис. 2.16, б), распределяются равномерно по винтам и равны

$$\begin{aligned} F_{11} = F_{12} = \dots = F_{1i} &= F_1 / z, \\ F_{21} = F_{22} = \dots = F_{2i} &= F_2 / z. \end{aligned}$$

Проведя геометрическое суммирование сил F_{iT} , F_{1i} и F_{2i} на каждом винте, находят наиболее нагруженные винты соединения. Наиболее нагруженным оказался нижний винт правого ряда, в котором $\bar{F}_{\max} = \bar{F}_{5m} + \bar{F}_{15} + \bar{F}_{25}$ (рис. 2.16, б). Остальные винты (болты) нагружены меньше.

Далее для определения диаметра винтов (болтов) рассчитывают одиночное болтовое соединение, нагруженное сдвигающей силой

$F_{\max}$ (рис. 2.17). Возможны два варианта установки винтов (болтов) в соединении: с зазором (рис. 2.17, а) и без зазора (рис. 2.17, б).

а. Винты поставлены с зазором (рис. 2.17, а). Нагрузка с одной детали на другую в этом случае передается силами трения на стыке деталей в результате затяжки винта (болта). Критерий работоспособности соединения в этом случае — отсутствие взаимного смещения деталей, что выполняется при условии

$$F_{\text{тр}} \geq F_{\max}.$$

Введя коэффициент запаса по сдвигу $k_{\text{сд}}$ и выразив $F_{\text{тр}}$ через силу затяжки $F_{\text{зат}}$ и коэффициент трения f , получим

$$F_{\text{зат}} f = k_{\text{сд}} F_{\max}.$$

Отсюда необходимая сила затяжки

$$F_{\text{зат}} = \frac{k_{\text{сд}} F_{\max}}{f}. \quad (2.13)$$

Расчетный диаметр винта (болта) определяют по формуле (2.10); коэффициент запаса по сдвигу $k_{\text{сд}}$ принимают равным 1,2...2 (меньшие значения при статических, большие — при переменных нагрузках).

На практике для повышения надежности соединений с винтами, поставленными с зазором, часто используют дополнительные разгрузочные устройства в виде шпонок, втулок, штифтов (рис. 2.18).

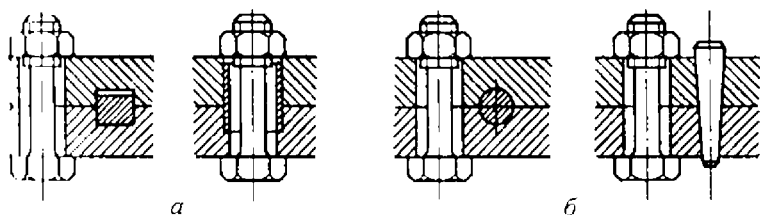


Рис. 2.18. Соединение с болтами, разгруженное от сдвига

б. Винты поставлены без зазора (рис. 2.17, б). В этом случае внешняя сила передается стержнем винта, работающим на срез по сечению I—I, а также силами трения от затяжки винта. Упущение сил трения на стыке деталей не учитывают, упрощая

этим расчет. Допускаемая при этом погрешность идет в запас прочности.

Касательные напряжения в опасном сечении стержня винта

$$\tau = \frac{4F_{\max}}{\pi d_c^2} \leq [\tau],$$

где $[\tau] = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T$ — допускаемое напряжение среза.

Отсюда диаметр стержня винта

$$d_c \geq \sqrt{4F_{\max} / (\pi[\tau])}.$$

При малых толщинах соединяемых деталей необходимо выполнить приближенный проверочный расчет на смятие

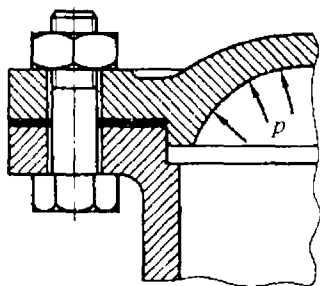
$$\sigma_{см1} = F_{\max} / (d_c \delta_1) \leq [\sigma]_{см},$$

$$\sigma_{см2} = F_{\max} / (d_c (\delta_2 - c)) \leq [\sigma]_{см},$$

где $[\sigma]_{см} = (0,35 \dots 0,45)\sigma_T$ — допускаемое напряжение смятия менее прочной из контактирующих стальных деталей; $d_c \delta_1$ и $d_c (\delta_2 - c)$ — условные площади смятия (боковая поверхность цилиндра заменена площадью диаметрального сечения винта (болта)).

2.8.2. Расчет резьбового соединения, нагруженного силой, перпендикулярной плоскости стыка

Соединения, нагруженные силой, перпендикулярной плоскости стыка, (рис. 2.19) собираются с начальной затяжкой винтов.



Начальная затяжка обеспечивает плотность и жесткость стыка, а также препятствует сдвигу при действии сил в плоскости стыка.

На крышку, закрепленную болтами (винтами), действует сила F_{Σ} , вызванная внутренним давлением p . На каждый болт действует сила $F = F_{\Sigma} / z$, где z — число болтов.

Рис. 2.19. Соединение, нагруженное отрывающими силами

Задача о распределении внешней нагрузки между винтом и соединяемыми деталями в затянутом резьбо-

вом соединении является статически неопределимой. Решение ее рассмотрим на примере одноболтового резьбового соединения (рис. 2.20), где последовательно показаны: соединение без нагрузки (рис. 2.20, а), деформированные состояния после начальной затяжки винта (болта) (рис. 2.20, б) и после приложения к стянутому соединению внешней нагрузки F (рис. 2.20, в). За исходное состояние принят случай, когда затяжка и внешняя сила отсутствуют ($F_{\text{зат}} = 0$; $F = 0$) (рис. 2.20, а). В этом случае гайка отвинчена «от руки» до устранения осевого люфта.

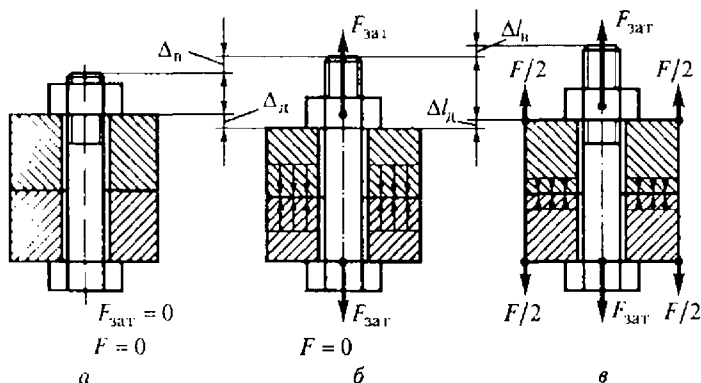


Рис. 2.20. Деформированное состояние резьбового соединения до затяжки (а), после затяжки (б) и после приложения внешней нагрузки (в)

Под действием силы затяжки $F_{\text{зат}}$ (рис. 2.20, б) винт удлиняется на величину Δ_n , а детали сожмутся на величину Δ_d . Деформации Δ_n и Δ_d в общем случае не равны и зависят от податливостей винта λ_n и деталей λ_d (определение податливостей см. ниже):

$$\Delta_n = \lambda_n F_{\text{зат}}, \quad \Delta_d = \lambda_d F_{\text{зат}}.$$

После приложения к деталям внешней силы F (рис. 2.20, в) винт дополнительно удлинится на величину Δ_n , и на столько же уменьшится деформация деталей Δ_d .

Таким образом, имеет место равенство

$$\Delta_n = \Delta_d. \quad (2.14)$$

Так как податливости деформируемой части винта λ_v и деталей λ_d различны, сила F при одинаковой деформации распределится между ними обратно пропорционально величинам податливостей. Если часть внешней силы, вызывающую деформацию Δl_v винта обозначить через χF , то остальную часть внешней силы, приходящейся на стык, обозначим через $(1-\chi)F$. Выразив в равенстве (2.14) деформации через силы и податливости, получим

$$\lambda_v \chi F = \lambda_d (1 - \chi) F,$$

отсюда

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_v + \lambda_d}. \quad (2.15)$$

Эту величину называют *коэффициентом основной нагрузки*. Обычно при соединении металлических деталей стальным винтом коэффициент χ принимает значения 0,2...0,3.

Для более полного изучения физических основ этой задачи рассмотрим силы, действующие в стержне винта и на стыке соединяемых деталей (рис. 2.21).

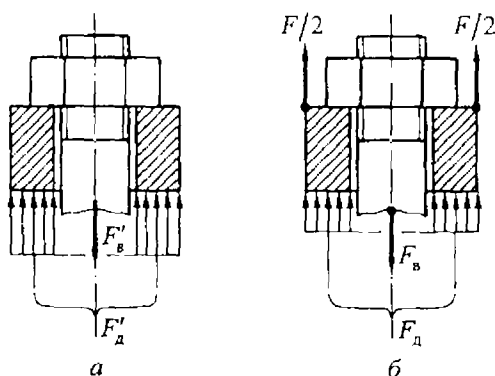


Рис. 2.21. Силы в затянутом соединении

При отсутствии внешней нагрузки сила F'_v , растягивающая винт, и сила F'_d , сжимающая детали, равны между собой и равны силе затяжки (рис. 2.21, а):

$$F'_v = F'_d = F_{\text{зат}}, \quad (2.16)$$

После приложения внешней нагрузки F (рис. 2.21, б) равенство (2.16) нарушается, так как сила, растягивающая винт, увеличивается, а сила, сжимающая детали, уменьшается. Если предположить, что увеличение силы $F_{\text{в}}$ на винте равно ΔF , то

$$F_{\text{в}} = F_{\text{зат}} + \Delta F. \quad (2.17)$$

Разделив и одновременно умножив второе слагаемое в правой части равенства на F и обозначив отношение $\Delta F/F$ через χ , выражение (2.16) можно записать в виде

$$F_{\text{в}} = F_{\text{зат}} + \chi F. \quad (2.18)$$

С учетом условия равновесия $F + F_{\text{д}} - F_{\text{в}} = 0$ и равенства (2.18) остаточная сила на стыке

$$F_{\text{д}} = F_{\text{зат}} - (1 - \chi)F. \quad (2.19)$$

Таким образом, суммарную силу, действующую на винт (болт), определяют по (2.18), а на детали — по (2.19).

Распределение сил в затянутом резьбовом соединении можно приближенно проиллюстрировать также и графически (рис. 2.22), где по вертикальной оси отложены силы, а по горизонтальной — перемещения. Зависимости между силами и деформациями для винта и деталей приближенно характеризуются наклонными линиями I и II . Тангенсы углов $\alpha_{\text{в}}$ и $\alpha_{\text{д}}$ наклона этих линий характеризуют соответственно жесткости винта и деталей и определяются равенствами

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{в}} = c_{\text{в}} = 1/\lambda_{\text{в}}, \quad \operatorname{tg} \alpha_{\text{д}} = c_{\text{д}} = 1/\lambda_{\text{д}},$$

где $c_{\text{в}}$ и $c_{\text{д}}$ — коэффициенты жесткости винта и соединяемых деталей.

Если через точку A (с ординатой, соответствующей силе затяжки $F_{\text{зат}}$) провести линию II' , параллельную II , то внешняя нагрузка на соединение будет представлена участком вертикальной прямой BC , заключенной между I и II' . По горизонтальной оси дополнительные деформации винта и деталей от внешней силы F представлены участком $\Delta l_{\text{в}} = \Delta l_{\text{д}}$. Точка A_1 делит отрезок BC на две части: BA_1 и A_1C , характеризующие дополнительную нагрузку на винт и детали и соответственно равные χF и

$(1 - \chi)F$. Ординаты точек B и C показывают соответственно полную нагрузку на винт (точка B) и остаточную силу на стыке (точка C). Очевидно, что при увеличении внешней силы деформации Δl_v и Δl_d будут расти и при достижении ими величины Δ_d стык раскроется, что является недопустимым по условию работоспособности соединения.

Из рис. 2.22 ясно, что отрезок BA_1 зависит от угла наклона луча I и уменьшается с уменьшением угла α_v , т. е. с увеличением податливости винта. Поэтому при конструировании резьбовых соединений используют правило: *жесткие фланцы — податливые винты*, что особенно важно, если внешняя сила переменна по времени (см. ниже).

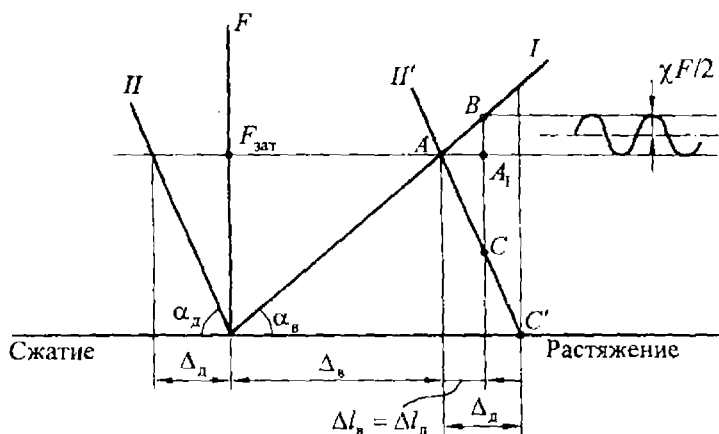


Рис. 2.22. Диаграмма сил и деформаций в резьбовом соединении

Податливость винта (болта) и деталей. Податливость стержня постоянного сечения в общем виде определяется по формуле

$$\lambda = \frac{l}{EA},$$

где l — длина деформированной части детали; A — ее поперечное сечение; E — модуль упругости 1-го рода материала детали.

Податливости винта (рис. 2.23) в соответствии с этой формулой при толщине соединяемых деталей h_1 и h_2 приближенно определяют как

$$\lambda_{\text{в}} = \frac{h_1 + h_2 + 0,5H_{\text{г}}}{E_{\text{в}} A_{\text{в}}},$$

где $A_{\text{в}}$ — площадь поперечного сечения винта; $H_{\text{г}}$ — высота гайки.

В формуле учитывают только половину высоты гайки $H_{\text{г}}$, поскольку нагрузка по виткам распределяется неравномерно и основная деформация сосредоточена в зоне наиболее нагруженных витков, т. е. на половине гайки, прилегающей к опорной поверхности.

Податливость деталей приблизительно определяют по формуле

$$\lambda_{\text{д}} = \frac{h_1 + h_2}{E_{\text{д}} A_{\text{д}}},$$

где $A_{\text{д}}$ — площадь поперечного сечения деформируемой части детали.

Для определения $A_{\text{д}}$ деформируемую зону представляют в виде двух полых усеченных конусов с общим большим основанием, расположенным на расстоянии $h_3 = (h_1 + h_2)/2$ от внешних торцов (рис. 2.23). Тангенс угла наклона образующей конуса принимают равным 0,5. Внутренний диаметр отверстия в конусах равен диаметру отверстий в деталях под болт $d_{\text{отв}}$.

Далее конус заменяют равным по объему цилиндром с наружным диаметром D_1 . Площадь сечения такого цилиндра принимают за $A_{\text{д}}$ и вычисляют по формуле

$$A_{\text{д}} = \pi \frac{D_1^2 - d_{\text{отв}}^2}{4},$$

где $D_1 = D + \frac{h_1 + h_2}{4}$ (D принимают равным размеру под ключ гайки или головки винта).

Более точно податливость деталей определяют экспериментально.

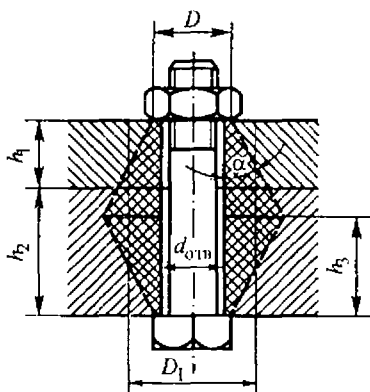


Рис. 2.23. Конус деформаций (расчетная модель)

2.8.3. Расчет резьбовых соединений, нагруженных силами и моментами, действующими в плоскости, перпендикулярной плоскости стыка

Расчет рассмотрим на примере кронштейна, прикрепленного винтами, поставленными с зазором к основанию (рис. 2.24).

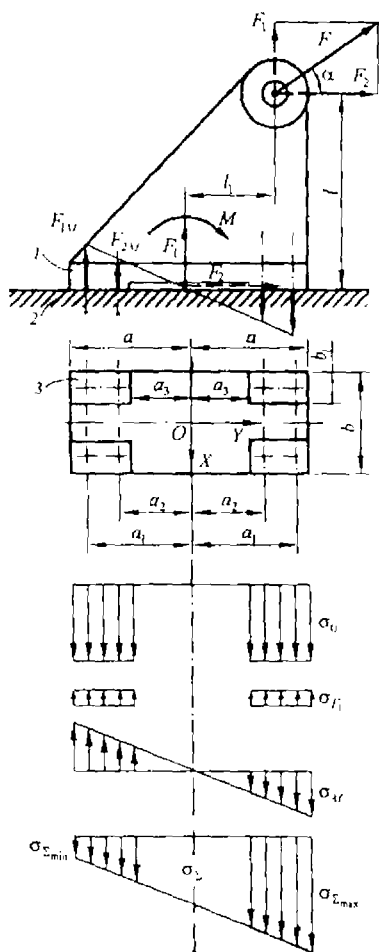


Рис. 2.24. Соединение, нагруженное силами и моментами, действующими в плоскости, перпендикулярной стыку

Отличие от предыдущего случая заключается в том, что при действии на соединение изгибающего момента нагрузка на винты соединения неодинакова и расчет сводят к определению наиболее нагруженного винта (или винтов), по которому определяют диаметр винтов для всего соединения. В расчете принимают допущения:

а) плита 1 кронштейна при действии момента M поворачивается относительно основания 2 как твердое тело, а упруго деформируются только зоны вблизи болтов;

б) поворот кронштейна под действием момента происходит вокруг оси, проходящей через центр тяжести стыка, определенного размерами и расположением привалочных пластиков 3;

в) контактные напряжения на стыке от сил и моментов пропорциональны перемещениям основания, изменяющимся вдоль оси Y линейно.

На рис. 2.24 последовательно показаны: форма стыка в виде четырех пластиков 3, эпюра контактных напряжений в стыке от начальной затяжки σ_0 , эпю-

при уменьшения контактных напряжений σ_{F_1} в стыке от действия вертикальной силы F_1 , эпюра σ_M от момента M и суммарная эпюра σ_Σ контактных напряжений в стыке.

При действии момента M по ходу часовой стрелки (рис. 2.24) на суммарной эпюре минимальные контактные напряжения действуют у левого края стыка, а максимальные — у правого. Нетрудно представить, что при возрастании внешней нагрузки, или наоборот, при снижении силы затяжки может произойти раскрытие стыка, что по условию работоспособности соединения недопустимо. Поэтому состояние, при котором выполняется условие $\sigma_{\Sigma \min} = 0$, рассматривается как предельное состояние, а *условие нераскрытия стыка* записывают в виде:

$$\sigma_{\Sigma \min} = \sigma_0 \mp \sigma_{F_1} - \sigma_M > 0. \quad (2.20)$$

Знак при σ_{F_1} зависит от направления силы F_1 (если F_1 направлена от стыка, принимают знак минус).

Если неравенство (2.20) решить относительно σ_0 и ввести коэффициент запаса плотности стыка $\nu = 1,5 - 3$ (меньшие значения при постоянной или незначительно изменяющейся внешней нагрузке), то можно (2.20) представить в виде

$$\sigma_0 = (\sigma_M \pm \sigma_{F_1}) \nu. \quad (2.21)$$

Из этого условия находят потребную силу затяжки $F_{\text{зат}}$, предварительно выразив контактные напряжения через силы и моменты:

а) от силы затяжки $F_{\text{зат}}$

$$\sigma_0 = \frac{z F_{\text{зат}}}{A_d},$$

где z — число винтов крепления кронштейна к основанию; A_d — площадь поверхности стыка (4-х платиков);

б) от внешней силы F_1

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_1}{A_d} (1 - \chi),$$

где χ — коэффициент основной нагрузки (см. 2.8.2);

в) от момента M

$$\sigma_M = \frac{M}{W_X} (1 - \chi),$$

где $M = F_2 l - F_1 l_1$; $W_X = I_X / a$ — момент сопротивления изгибу поверхности стыка (пластиков) относительно оси X ; I_X — момент инерции стыка относительно оси X .

После подстановки в (2.21) находят $F_{\text{зат}}$

$$F_{\text{зат}} = v \frac{A_d}{z} \left(\frac{M}{W_X} \pm \frac{F_1}{A_d} \right) (1 - \chi). \quad (2.22)$$

Примечание. Если основание 2 (рис. 2.24) выполнено из материала менее прочного, чем кронштейн (бетон, кирпичная кладка), производят проверку прочности основания:

$$\sigma_{\Sigma \max} = \sigma_0 - \sigma_{F_1} + \sigma_M \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где $[\sigma]_{\text{см}}$ — допускаемое напряжение смятия для материала основания.

После определения $F_{\text{зат}}$ находят силу, действующую на наиболее нагруженный винт соединения. При этом учитывают, что винты (болты) нагружаются силой начальной затяжки $F_{\text{зат}}$ и отрывающей силой F_1 равномерно, а моментом M — неравномерно.

Максимальную деформацию растяжения, а следовательно, и нагрузку F_{1M} от момента испытывают винты, наиболее удаленные от оси OX в левой части кронштейна (рис. 2.24). Величину F_{1M} определяют из условия равновесия

$$F_{1M} z_1 a_1 + F_{2M} z_2 a_2 = M, \quad (2.23)$$

где z_1 и z_2 — число винтов, расположенных на расстояниях a_1 и a_2 соответственно; F_{1M} и F_{2M} — силы, действующие на эти винты.

С учетом допущений запишем

$$\frac{F_{2M}}{F_{1M}} = \frac{a_2}{a_1}.$$

Выразив отсюда F_{2M} и подставив в (2.23), найдем силу F_{1M} , действующую на наиболее нагруженные винты соединения:

$$F_{1M} = \frac{Ma_1}{z_1 a_1^2 + z_2 a_2^2}.$$

Расчетную силу, действующую на эти винты, находят с учетом (2.18) как сумму сил от затяжки и части всех внешних сил, определяемой коэффициентом χ :

$$F_{\max} = 1,3F_{\text{зат}} + \chi(F_1/z + F_{1M}), \quad (2.24)$$

где 1,3 — коэффициент, учитывающий, что при завинчивании гайки стержень винта испытывает сложное напряженное состояние (см. 2.7.1); z — общее число винтов.

Далее из (2.7) определяют внутренний диаметр резьбы винта

$$d_3 = \sqrt{4F_{\max}/(\pi[\sigma]_p)}. \quad (2.25)$$

Если кроме отрывающих сил на соединение действует сдвигающая сила (на рис. 2.24 сила F_2), то выполняют проверку на отсутствие сдвига, введя в расчет коэффициент запаса по сдвигу $k_{\text{сд}} = 1,2 - 2$ (большие значения при циклических и ударных нагрузках).

Кронштейн не сдвинется относительно основания, если сила трения на стыке окажется больше, чем сдвигающая сила F_2 . Подчеркнем, что момент M не влияет на величину силы трения, так как на сколько с правой стороны от оси симметрии OX нормальная сила на стыке возрастает, на столько с левой стороны уменьшается. Поэтому момент не учитывают, и условие отсутствия сдвига записывают в виде

$$[zF_{\text{зат}} \pm F_1(1 - \chi)]f = k_{\text{сд}}F_2, \quad (2.26)$$

где f — коэффициент трения.

Если условие не выполняется, то либо увеличивают силу затяжки и уточняют диаметр винтов, либо используют разгружающие детали (см. рис. 2.18).

2.9. Расчет винтов при переменной нагрузке

Большинство винтов, нагруженных внешней отрывающей силой и моментом, действующими в плоскости, нормальной к плоскости стыка, испытывают постоянную нагрузку от затяжки

винтов и переменную внешнюю нагрузку, изменяющуюся обычно по пульсационному (отнулевому) закону.

Простейший характер изменения напряжений σ в винте в зависимости от времени t представлен на рис. 2.25. В опасном сечении стержня винта действуют постоянные напряжения растяжения от силы затяжки

$$\sigma_0 = \sigma_{\min} = 1,3 F_{\text{зат}} / A_p$$

и переменные напряжения растяжения от внешней силы χF_a с амплитудой

$$\sigma_a = 0,5 \chi F_a / A_p,$$

где A_p — расчетная площадь сечения винта.

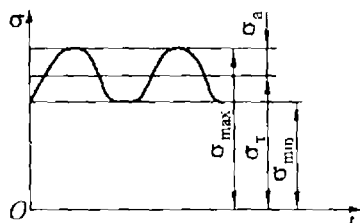


Рис. 2.25. Напряжения в винте, нагруженном силой затяжки и переменной внешней силой, изменяющейся по гармоническому закону

Опыт эксплуатации резьбовых соединений, подверженных действию переменных нагрузок, а также испытания соединений на усталость показывают целесообразность значительной начальной затяжки соединений для винтов из углеродистых сталей (в частности, классов прочности 5.8 и 6.8), равной $(0,6 \dots 0,7) \sigma_T$, а из легированных сталей $(0,5 \dots 0,6) \sigma_T$.

Затяжка увеличивает сопротивление усталости винтов, так как повышая жесткость стыка, уменьшает переменную составляющую напряжений в винтах.

Расчетом определяют:

1) запас прочности по амплитудам

$$S_a = \frac{\sigma_{a, \text{пред}}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{-1z} \varepsilon}{k_\sigma \sigma_a} \geq [S]_a,$$

где $\sigma_{a, \text{пред}} = \frac{\sigma_{-1z} \varepsilon}{k_\sigma}$ — предельно допускаемая амплитуда переменных напряжений; σ_{-1z} — предел усталости материала винта;

ε — масштабный фактор; k_{σ} — эффективный коэффициент концентрации напряжений; $[S]_a = 2,5 \dots 4$ — коэффициент запаса;

2) запас прочности по максимальным напряжениям

$$S = \sigma_T / \sigma_{\max} = \sigma_T / (\sigma_0 + 2\sigma_a) \geq [S]_T,$$

где σ_T — предел текучести материала винта; $[S]_T = 1,25$ — минимально допустимый коэффициент запаса по текучести.

2.10. Способы повышения несущей способности резьбовых соединений

Нарушение работоспособности резьбовых соединений, нагруженных постоянной и переменной силой, как правило, происходит из-за разрушения винтов, реже гаек. Поэтому при конструировании резьбовых соединений особое внимание должно быть обращено на повышение несущей способности этих деталей. Рассмотрим основные приемы, позволяющие повысить прочность резьбовых соединений.

1. Конструктивные и технологические способы повышения прочности резьбовых деталей. При действии на соединение переменных нагрузок разрушение, как правило, происходит на резьбовом участке винта. Поэтому любые приемы, повышающие выносливость резьбового участка, должны рассматриваться как повышающие работоспособность соединения в целом. Основной причиной пониженной выносливости является высокая концентрация напряжений во впадинах витков резьбы, особенно в зоне первых рабочих витков (вблизи опорной поверхности гайки). Поэтому снижение местной нагрузки в зоне наибольшей концентрации позволяет повысить до 60 % циклическую прочность резьбовых соединений. На рис. 2.26 в качестве примеров приведены варианты выполнения гаек и винта в резьбовой зоне с улучшенным распределением нагрузки по виткам резьбы (β — коэффициент повышения предела выносливости по сравнению с обычным исполнением). Некоторое повышение предела выносливости (до 20 %) можно получить путем выполнения отверстия под резьбу в гайке со стороны опорной поверхности на конус (рис. 2.27). В этом случае нагрузка F_1 на виток винта со стороны опорной поверхности прикладывается на большем плече a

(рис. 2.27, б), что увеличивает изгибную податливость витков резьбы винта и снижает долю приходящейся на них нагрузки.

Определенный эффект может быть достигнут в случае выполнения резьбы гайки с шагом немного большим, чем шаг резьбы винта. Если разность шагов выбрать равной Δ/z , где Δ — средний боковой зазор в резьбе, а z — число витков гайки, то после свинчивания гайки с винтом до приложения нагрузки в контакте будут находиться не все пары витков резьбы винта и гайки, а только пары витков, ближайшие к торцам гайки (рис. 2.28). Нагрузка F , приложенная к винту, вызовет растяжение его и сжатие тела гайки. Вследствие этого разность шагов будет уменьшаться и постепенно все витки, включая первый виток снизу, подключаются к работе (рис. 2.28, б). В этом случае нагрузка на первом витке минимальна. При дальнейшем увеличении силы F рост нагрузки на нижние витки будет происходить более интенсивно, в результате чего при рабочей нагрузке эпюра принимает вид, показанный на рис. 2.28, в. Эффект повышения прочности достигается за счет более равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы.

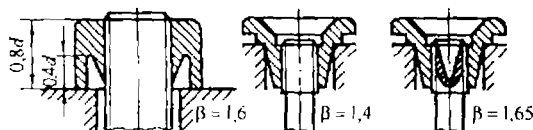


Рис. 2.26. Конструктивные способы повышения равномерности распределения нагрузки по виткам резьбы (β — коэффициент повышения предела выносливости)

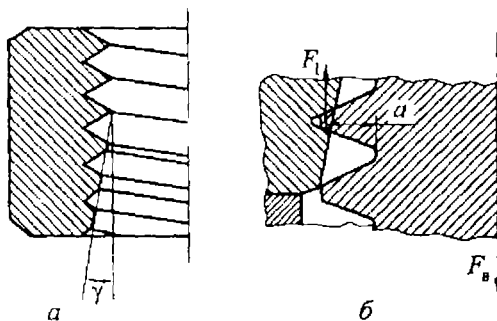


Рис. 2.27. Гайка с повышенной податливостью первых рабочих витков

Из технологических мероприятий существенное повышение предела выносливости дает накатка резьбы, при которой волокна материала не перерезаются и, кроме этого, во впадинах резьбы после накатки образуются напряжения сжатия, положительно влияющие на характер напряженного состояния во впадинах наиболее нагруженных витков. Для крупногабаритных резьбовых деталей повышение циклической прочности достигается, если после нарезки резьбы и термообработки используют обкатку впадин. Обкаткой роликом впадин резьбы удастся повысить предел выносливости резьбовых деталей до двух раз и более.

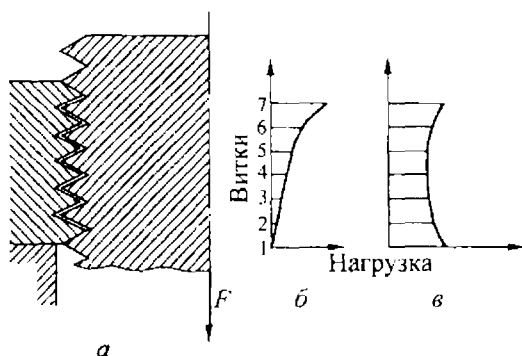


Рис. 2.28. Улучшение распределения нагрузки по виткам резьбы путем коррекции шага

2. Снижение коэффициента основной нагрузки χ . В соединениях, работающих при переменных нагрузках, снижение χ является эффективным способом повышения прочности резьбовых соединений. Практически это может быть осуществлено путем увеличения податливости винтов в нерезьбовой части (рис. 2.29), либо повышением жесткости стыка, например, за счет снижения шероховатости стыкуемых поверхностей, лучшей их пригонки, увеличения жесткости прокладок в случае необходимости их применения. Иногда для снижения χ под головку винта или под гайку устанавливают тарельчатые пружины 1, 2 (рис. 2.30).

3. Использование винтов более высокого класса прочности. С переходом от класса прочности 4.6 к классу 10.9 предел текучести винта возрастает примерно в 3,5 раза, что в сочетании с

контролируемой затяжкой дает значительный выигрыш в размерах. Это особенно целесообразно, когда работоспособность соединений лимитирована статической прочностью винтов.

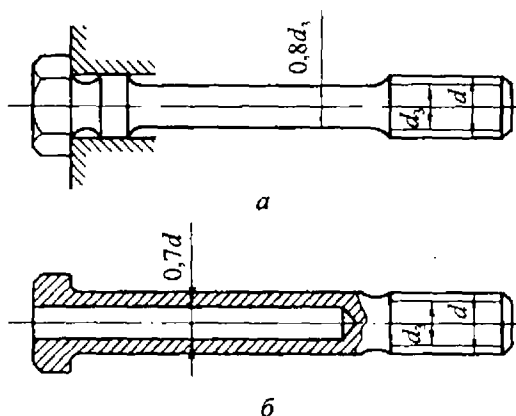


Рис. 2.29. Примеры выполнения винтов с повышенной податливостью

4. Применение контролируемой затяжки. При сборке резьбовых соединений в зависимости от их ответственности и требований к металлоемкости применяют либо контролируемую, либо неконтролируемую затяжку. Контроль силы при затяжке осуществляют чаще всего по величине момента завинчивания, используя для этого специальный динамометрический ключ или ключ предельного момента. Более точно затяжку можно контролировать по величине удлинения стержня винта.

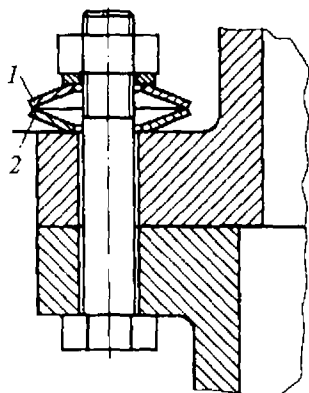


Рис. 2.30. Пример снижения коэффициента основной нагрузки χ

Использование контролируемой затяжки позволяет более точно определить расчетную нагрузку на винты. При этом коэффициенты запаса при расчетах по максимальным напряжениям снижают в 1,5...2 раза по сравнению с неконтролируемой затяжкой, что приводит к снижению диаметров винтов на 20...30 %.

Примеры расчета

1 Кронштейн прикреплен к металлоконструкции с помощью шести болтов (см. рис. 2.16, а). Нагрузка $F = 10000$ Н постоянна во времени и приложена под углом $\alpha = 30^\circ$ к горизонту. Размеры кронштейна: $a = 150$ мм, $b = 100$ мм, $l = 800$ мм, $\delta_1 = 15$ мм, толщина листа металлоконструкции $\delta_2 = 40$ мм. Определить диаметр болтов класса прочности 5.8 для двух случаев их установки: а) с зазором; б) без зазора.

В расчетах принять коэффициент трения в стыке $f = 0,15$; коэффициент запаса по сдвигу $k_{сд} = 2,0$; материал кронштейна и металлоконструкции сталь Ст3.

Решение. 1. Представим силу F в виде двух составляющих F_1 и F_2 , перенесем их в центр тяжести стыка O , добавив момент $T = F_1 l$, и вычислим их значения:

$$F_1 = F \sin \alpha = 10000 \sin 30^\circ = 5000 \text{ Н};$$

$$F_2 = F \cos \alpha = 10000 \cos 30^\circ = 8660 \text{ Н};$$

$$T = 5000 \cdot 800 = 4 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2 Из условия равновесия кронштейна определим реакцию в каждом из шести болтов (см. рис. 2.16, б):

$$F_{21} = F_{22} = \dots = F_{26} = F_2/6 = 8660/6 = 1440 \text{ Н};$$

$$F_{11} = F_{12} = \dots = F_{16} = F_1/6 = 833 \text{ Н}.$$

Реакция от момента в болтах 1, 2, 4, 5

$$F_{1M} = F_{2M} = F_{4M} = F_{5M} = \frac{Tr_1}{z_1 r_1^2 + z_2 r_2^2} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 180}{4 \cdot 180^2 + 2 \cdot 100^2} = 4810 \text{ Н},$$

$$r_1 = \sqrt{a^2 + b^2} = 180 \text{ мм}, \quad r_2 = b = 100 \text{ мм},$$

$$F_{3M} = F_{6M} = \frac{Tr_2}{z_1 r_1^2 + z_2 r_2^2} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 100}{4 \cdot 180^2 + 2 \cdot 100^2} = 2670 \text{ Н}.$$

Сложение сил, действующих на каждый болт, показывает, что наибольшая суммарная нагрузка $F_{\max}$ достигается в болте 5

$$F_5 = F_{\max} = F_{5M} = F_{51} = F_{52} \approx 8480 \text{ Н}.$$

Определим диаметр болтов для одиночных соединений, нагруженных сдвигающей силой $F_{\max}$, для двух заданных вариантов.

а) Болт установлен с зазором (см. рис. 2.17, а). Потребную силу затяжки определим по условию (2.13)

$$F_{\text{зат}} = \frac{k_{сд} F_{\max}}{f} = \frac{2 \cdot 8480}{0,15} = 86400 \text{ Н}.$$

По формуле (2.10) определим внутренний диаметр резьбы винта

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{\text{зат}}}{\pi [\sigma]_p}}.$$

$[\sigma]_p = \sigma_r / S$, где σ_r для класса прочности 5.8 равен 400 МПа. При контролируемой затяжке примем $S = 1,8$, тогда $[\sigma]_p = 400/1,8 = 220$ МПа.

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 86400}{3,14 \cdot 220}} = 25,5 \text{ мм.}$$

Выбираем метрическую резьбу из первого ряда М30 с диаметром $d_1 = 26,2$ мм.

б) Болт установлен без зазора (см. рис. 2.17, б) В этом случае стержень болта работает на срез и смятие; диаметр болта определим из расчета на срез (см. с. 52)

$$d_c \geq \sqrt{\frac{4 F_{\max}}{\pi [\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6480}{3,14 \cdot 120}} = 8,3 \text{ мм,}$$

$$[\tau] = 0,3 \cdot \sigma_r = 0,3 \cdot 400 = 120 \text{ МПа.}$$

Примем диаметр стержня болта $d_c = 9$ мм (с резьбой М8). Проверка на смятие проводится для той детали (при одинаковых материалах), у которой меньше длина контактирующего участка. Если принять $c = 5$ мм, то $\delta_1 < (\delta_2 - c)$, поэтому расчет ведем по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{F_{\max}}{d_c \cdot \delta_1} = \frac{6480}{9 \cdot 15} = 48 \text{ МПа.}$$

$[\sigma]_{см} = 0,35 \cdot \sigma_r = 0,35 \cdot 240 = 84$ МПа; σ_r — предел текучести для стали Ст3 равен 240 МПа. Прочность обеспечена.

Сопоставление полученных размеров болтов (М30 и М8) показывает преимущества второго варианта. Однако установка болтов без зазора связана с большей трудоемкостью выполнения отверстий (после сверления отверстия калибруют разверткой) и с более жесткими требованиями к шероховатости боковой поверхности винта, а также точности его диаметрального размера. Поэтому на практике чаще используют комбинированный способ, когда дополнительно к болтам с зазором назначают разгрузочные элементы (см. рис. 2.18)

2. Крошштейн, нагруженный постоянной силой $F = 20000$ Н, закреплен на чугуном основании с помощью восьми болтов (см. рис. 2.24). Определить размеры болтов класса прочности 5.6, если коэффициент запаса плотности стыка $\nu = 2$. В расчетах принять коэффициент основной нагрузки $\chi = 0,2$; коэффициент трения крошштейна по илите $f = 0,25$; коэффициент запаса по сдвигу $k_{сд} = 1,5$; угол $\alpha = 30^\circ$.

Геометрические размеры: $l = 400$ мм; $l_1 = 200$ мм; $a = 250$ мм; $a_1 = 230$ мм; $a_2 = 200$ мм; $a_3 = 180$ мм; $b = 200$ мм; $b_1 = 50$ мм.

Решение 1. Из условия нераскрытия стыка (2.20) определим потребную силу затяжки болтов. Предварительно перенесем действующую силу в центр тяжести стыка и представим заданную нагрузку в виде сил F_1 и F_2 и момента $M = F_2 l - F_1 l_1$:

$$F_1 = F \sin \alpha = 20000 \sin 30^\circ = 10000 \text{ Н};$$

$$F_2 = F \cos \alpha = 20000 \cos 30^\circ = 17320 \text{ Н};$$

$$M = F_2 l - F_1 l_1 = 17320 \cdot 400 - 10000 \cdot 200 = 4,93 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Определим площадь стыка $A_{\text{ст}}$ и момент сопротивления изгибу $W_{\text{ст},X}$

$$A_{\text{ст}} = 4(a - a_3)b_1 = 4(250 - 180)750 = 14 \cdot 10^3 \text{ мм}^2,$$

$$W_{\text{ст},X} = \frac{I_{\text{ст},X}}{a} = \frac{[(2a)^3 - (2a_3)^3]2b_1}{12a} = \frac{(500^3 - 360^3)2 \cdot 50}{12 \cdot 250} = 2,61 \cdot 10^6 \text{ мм}^3.$$

Используя условие (2.22), определим требуемую силу затяжки $F_{\text{зат}}$

$$F_{\text{ит}} = v \frac{A_{\text{ст}}}{z} \left(\frac{M}{W_{\text{ст},X}} + \frac{F_1}{A_{\text{ст}}} \right) (1 - \chi) = 2 \frac{14 \cdot 10^3}{8} \left[\frac{4,93 \cdot 10^6}{2,61 \cdot 10^6} + \frac{10000}{14 \cdot 10^3} \right] (1 - 0,2) = 7280 \text{ Н}.$$

2. Определим требуемую силу затяжки из условия отсутствия сдвига*.

Из формулы (2.26) найдем $F_{\text{зат}}$

$$F_{\text{зат}} \geq \frac{1}{z} \left[\frac{k_{\text{сд}} F_2}{f} + F_1 (1 - \chi) \right] = \frac{1}{8} \left[\frac{1,5 \cdot 17320}{0,25} + 10000 (1 - 0,2) \right] = 13990 \text{ Н}.$$

Как видим, эта величина силы затяжки существенно больше полученной в предыдущем расчете, поэтому в дальнейшем расчете используем большее из двух полученных значений, т. е. $F_{\text{зат}} = 13990 \text{ Н}$.

3. Определим расчетную силу на наиболее нагруженный болт по формуле (2.24)

$$F_{\text{max}} = 1,3 F_{\text{зат}} + \chi (F_1 / z + F_{\text{IM}}) = 1,3 \cdot 13990 + 0,2 (10000 / 8 + 30511) = 19047 \text{ Н},$$

отсюда

$$F_{\text{IM}} = \frac{M a_1}{z_1 a_1^2 + z_2 a_2^2} = \frac{4,93 \cdot 10^6 \cdot 230}{4 \cdot 230^2 + 4 \cdot 200^2} = 30511.$$

4. Определим внутренний диаметр резьбы болта по формуле (2.25)

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 F_{\text{max}}}{\pi [\sigma]_p}}.$$

Для болтов класса прочности 5.8 $\sigma_T = 400 \text{ МПа}$. Задав коэффициент $S = 3,0$ (затяжка неконтролируемая), получим $[\sigma]_p = 133 \text{ МПа}$.

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 19047}{3,14 \cdot 133}} = 13,5 \text{ мм}.$$

Нанеся болты М16 с диаметром $d_3 = 13,84 \text{ мм}$.

* Можно этот расчет выполнить после определения диаметра болтов как профторцовый, но если полученная из условия нераскрытия стыка затяжка окажется недостаточной, придется повторно определять диаметр болтов, что увеличит объем вычислений.

ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Заклепка (рис. 3.1) представляет собой стержень круглого сечения с головками на концах, одну из которых, называемую закладной 1, выполняют на заготовке заранее, а вторую, называемую замыкающей 4, формируют при клепке. Заклепочные соединения образуют постановкой заклепок в совмещенные отверстия соединяемых элементов и расклепкой с осаживанием стержня. При этом за счет поперечной упругопластической деформации стержня происходит заполнение начального зазора между стержнем и стенками отверстия, в некоторых случаях с образованием натяга.

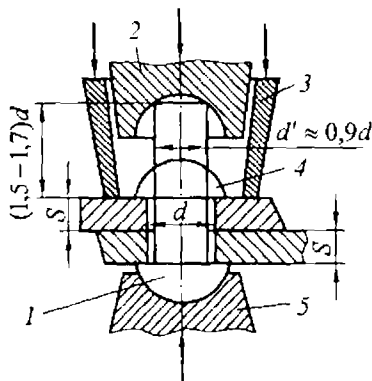


Рис. 3.1. Образование заклепочного соединения:

1 — закладная головка; 2 — обжимка; 3 — прижим; 4 — формируемая головка; 5 — поддержка

Заклепочные соединения разделяют следующим образом:

а) силовые (иначе называемые прочными соединениями), используемые преимущественно в металлических конструкциях машин, в строительных сооружениях;

б) силовые плотные, используемые в котлах и трубах, работающих под давлением.

Преимуществами заклепочных соединений являются стабильность и контролируемость качества. Недостатки — повышенный расход металла и высокая стоимость, неудобные

В последние годы такие соединения в значительной мере вытеснены сварными соединениями, поэтому ограничимся рассмотрением силовых соединений.

конструктивные формы в связи с необходимостью наложения одного листа на другой или применения специальных накладок. В настоящее время во многих конструкциях заклепочные соединения вытеснены сварными, и этот процесс продолжается.

Область практического применения заклепочных соединений ограничивается следующими случаями:

1) соединения, в которых нагрев при сварке недопустим из-за опасности отпуска термообработанных деталей или коробления окончательно обработанных точных деталей;

2) соединения несвариваемых материалов;

3) соединения в авиа- и судостроении (в современном пассажирском самолете используются несколько миллионов заклепок).

Клепку стальными заклепками диаметром до 8...10 мм, а также заклепками из латуни, меди и легких сплавов всех диаметров производят холодным способом, а остальных заклепок — горячим способом.

Материал заклепок должен быть достаточно пластичным для обеспечения возможности формирования головок и однородным с материалом соединяемых деталей во избежание электрохимической коррозии. Стальные заклепки обычно изготовляют из сталей Ст2, Ст3, 15, 09Г2 и др. Из легких сплавов для заклепок применяют сплавы В65, АД1 (на основе алюминия) и ОТ4, ВТ16 и др. (на основе титана).

Конструкции некоторых видов стандартных заклепок и варианты соединения деталей с помощью этих заклепок показаны на рис. 3.2.

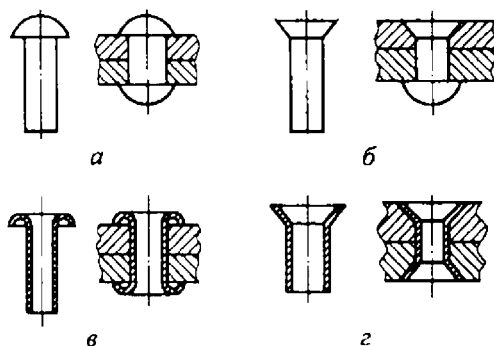


Рис. 3.2. Некоторые виды стандартных заклепок

Заклепки со стальным стержнем (рис. 3.2, *а, б*) применяют в основном при выполнении прочных и прочноплотных соединений. Пустотелые заклепки (рис. 3.2, *в, г*) — при соединении тонких листов и неметаллических деталей, не допускающих больших нагрузок.

Используют также специальные заклепки. На рис. 3.3, *а* в качестве примера показана взрывная заклепка, применяемая в случае невозможности образования замыкающей головки обычным способом, например в труднодоступных местах. Взрыв вызывает нагрев заклепки или ударом. Если нет доступа к замыкающей головке, используют заклепки с односторонним доступом (рис. 3.3, *б*). Замыкающая головка 1 в таких заклепках образуется при протягивании стержня 2 с наконечником через коническое отверстие заклепки.

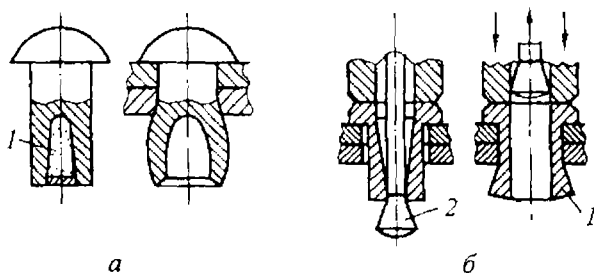


Рис. 3.3. Специальные заклепки

В последнее время широкое применение нашли так называемые болты-заклепки (рис. 3.4), характеризующиеся высокой технологичностью и надежностью.

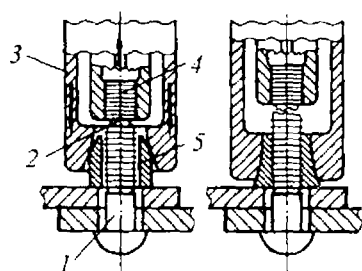


Рис. 3.4. Болт-заклепка

Стержень болта-заклепки 1 состоит из рабочего и технологического участков, между которыми расположена отрывная шейка 2. Кольцо 5 выполнено из пластичной стали в виде цилиндрической втулки. При сборке соединения постановочный инструмент захватывает стержень за технологиче-

ский хвостовик 4, а фильера 3, перемещаясь в противоположном постановочному инструменту направлении, сжимает пакет. При этом одновременно происходит обжим и формирование замыкающей головки. После достижения требуемой степени сжатия пакета и полного обжатия кольца технологический хвостовик обрывается.

Более широко заклепочные соединения представлены в [1].

Типы заклепочных соединений. По конструкции заклепочные соединения подразделяют на соединения внахлестку (рис. 3.5, а), с одной накладкой (рис. 3.5, б) и с двумя накладками (рис. 3.5, в). Первые два соединения являются односрезными, последнее — двухсрезным. По числу рядов заклепок соединения бывают одно- и многорядные (рис. 3.5, г).

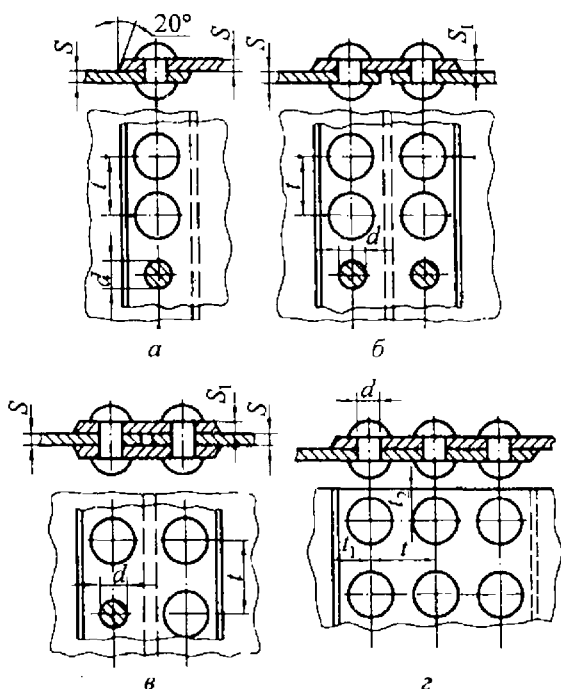


Рис. 3.5. Типы заклепочных соединений:

а — нахлесточные; б — стыковые с одной накладкой; в — стыковые с двумя накладками; г — нахлесточные многорядные

Недостатком односрезных соединений с одной накладкой является деформация зоны соединения под действием изгибающего момента (рис. 3.6). Двухсрезные соединения с двумя накладками лишены этого недостатка, однако более металлоемки.

Диаметр d заклепок в односрезных силовых соединениях выбирают равным $(1,8 \dots 2)S$, в двухсрезных $(1,2 \dots 1,8)S$, где S — толщина соединяемых элементов. В авиастроении принимают

$$d = 2\sqrt{S}.$$



Рис. 3.6. Деформация однорядного заклепочного соединения под нагрузкой

Минимальный шаг размещения заклепок определяется удобством клепки и прочностью соединяемых листов, максимальный — условиями плотного соприкосновения листов и зависит от жесткости соединяемых элементов.

Обычно шаг l в однорядном односрезном соединении принимают $3d$, в двухсрезном — $3,5d$, в двухрядных соединениях $(4 \dots 5)d$. Расстояние l от оси заклепки до края листа принимают равным $(1,5 \dots 2)d$ (рис. 3.7).

Расчет заклепочных соединений. В соответствии с обычными условиями работы заклепочных соединений основными нагрузками для них являются продольные силы, стремящиеся сдвинуть соединяемые детали друг относительно друга. При нагружении заклепочного соединения продольными силами нагрузка передается

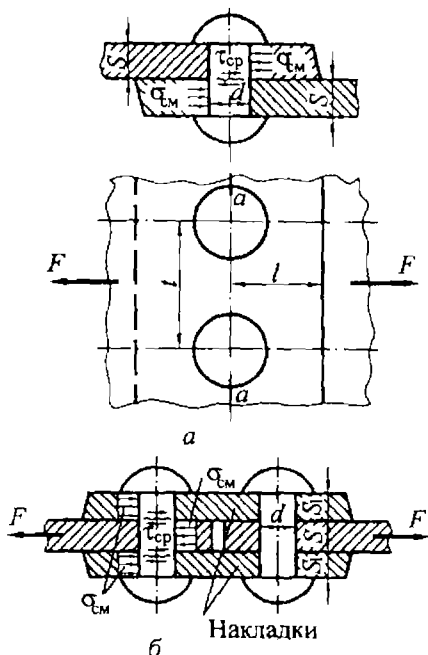


Рис. 3.7. Расчетные схемы односрезного (а) и двухсрезного (б) заклепочных соединений

силами трения. В случае, если заклепка установлена в отверстие без зазора или с натягом, то тело заклепки также принимает участие в работе. Условие равновесия внешних и внутренних сил может быть записано в виде

$$F_1 = \sigma_p A f + \tau' A i,$$

где F_1 — внешняя нагрузка, отнесенная к одной заклепке; σ_p и τ' — соответственно напряжения растяжения и среза в поперечном сечении заклепки; A — площадь сечения заклепки; f — коэффициент трения между соединяемыми деталями; i — число срезов.

В связи с неопределенностью напряжения σ_p , зависящего от особенностей техпроцесса клепки, на практике в расчетах силу трения не учитывают, используя более простой расчет по условным напряжениям среза (см. рис. 3.7). В этом случае условие прочности может быть записано в виде

$$\tau_{cp} = \frac{F_1}{A i} \leq [\tau]_{cp}, \quad (3.1)$$

где $[\tau]_{cp}$ — условное допускаемое напряжение заклепки на срез.

Из этого условия, задавшись $[\tau]_{cp}$, можно определить F_1 .

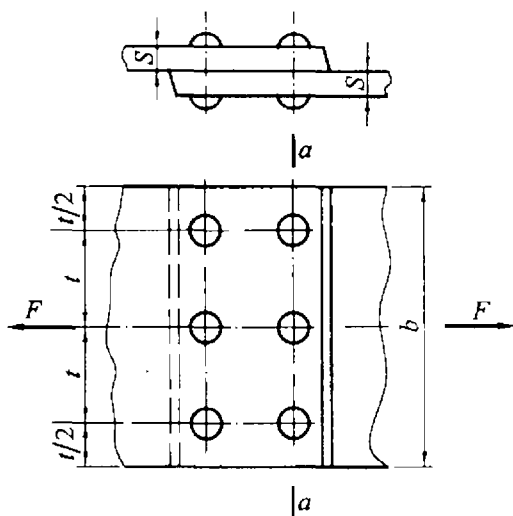


Рис. 3.8. Двухрядные нахлесточные соединения

При центрально действующей нагрузке F необходимое число заклепок в нахлесточном соединении $n = F/F_1$ (рис. 3.8). В стыковых соединениях с использованием накладки число заклепок увеличивается вдвое.

При действии на соединение момента в плоскости стыка распределение сил, действующих на отдельные заклепки, производится, как при расчете групповых резьбовых соединений (см. 2.8.1).

Заклепки в односрезном или двухсрезном силовом соединении (см. рис. 3.7) проверяют на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_1}{Sd} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (3.2)$$

где S — толщина соединяемой детали; d — диаметр заклепки, $[\sigma]_{\text{см}}$ — допускаемое напряжение смятия, принимаемое обычно для материала заклепки.

Соединяемые элементы проверяют на прочность в сечениях, ослабленных заклепками (см. рис. 3.8, сечение $a-a$),

$$\sigma_p = \frac{F}{A_{\text{нстто}}} = \frac{F}{S(b - n_1 d)} \leq [\sigma]_p, \quad (3.3)$$

где $A_{\text{нстто}}$ — площадь детали в опасном сечении с учетом ослабления ее отверстиями; S и b — толщина и ширина листа; n_1 — число заклепок в одном ряду; $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение при растяжении материала деталей (для стали Ст3 $[\sigma]_p = 160$ МПа). Для заклепок из сталей Ст0, Ст2 и Ст3 принимают $[\tau]_{\text{ср}} = 140$ МПа, $[\sigma]_{\text{см}} = 280 \dots 320$ МПа при просверленных отверстиях в соединяемых листах; при продавливании отверстий и при холодной клепке допускаемые напряжения понижают на 20...30 %.

Пример расчета

Рассчитать и сконструировать заклепочное соединение внахлестку двух полос с размерами в сечении $b \times S = 150 \times 6$; сила F , действующая на соединение, приложена по оси симметрии листов и равна 80 кН. Материал листов сталь Ст3, заклепок — сталь Ст2.

Решение 1. Определим диаметр заклепок

$$d = (1,8 \dots 2) S = (1,8 \dots 2) 6 = (10,8 \dots 12) \text{ мм.}$$

Примем $d = 12 \text{ мм.}$

2. Определим максимальную нагрузку на одну заклепку из условия среза по формуле (3.1)

$$F_1' = A i [\tau]_{\text{ср}} = 113 \cdot 1 \cdot 140 = 15\,820 \text{ Н,}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 12^2}{4} = 113 \text{ мм}^2.$$

3. Необходимое число заклепок

$$n' = \frac{F}{F_1'} = \frac{80\,000}{15\,820} = 5,05.$$

Принимаем число заклепок $n = 6$.

Чтобы уменьшить влияние изгиба на прочность соединения, располагаем заклепки в 2 ряда по 3 в каждом (см. рис. 3.8).

При расстоянии от оси заклепки до края листа $t/2$, шаг t между заклепками в ряду равен

$$t = \frac{b}{3} = \frac{150}{3} = 50 \text{ мм.}$$

С учетом рекомендации для двухрядного соединения

$$t = (4 \dots 5) d = (4 \dots 5) 12 = 48 \dots 60 \text{ мм.}$$

Условие выполняется при $t = 50 \text{ мм.}$

4. Проведем проверку по напряжениям смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_1}{Sd} = \frac{13\,300}{6 \cdot 12} = 185 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{\text{см}} = 280 \text{ МПа,}$$

$$F_1 = \frac{F}{n} = \frac{80\,000}{6} = 13\,300 \text{ Н.}$$

5. Проверим прочность листов по ослабленному заклепками сечению $a'' a$

$$\sigma = \frac{F}{S(b - n_1 d)} = \frac{80\,000}{6(150 - 3 \cdot 12)} = 117 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 160 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполнено.

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

4.1. Общие сведения*

Сварные соединения — наиболее рациональный и распространенный вид неразъемных соединений, приближающий по форме составные детали к целым; их широко применяют в строительстве и машиностроении. Сварка обеспечивает образование межатомных связей между соединяемыми частями при их местном нагревании до расплавленного состояния (сварка плавлением) или до расплавленного состояния с последующим сдавливанием (контактная сварка).

Из всех видов сварки плавлением, принадлежащих к термическому классу, широкое распространение получила дуговая сварка плавящимся электродом, изобретенная в России еще в конце XIX в. Источником теплоты является электрическая дуга, образующаяся между электродом и кромками свариваемых деталей. Оплавившиеся кромки и расплавившийся электрод образуют материал сварного шва.

При ручной сварке в качестве электрода используют стальной стержень, подачу которого в дугу и перемещение вдоль шва выполняет сварщик. Покрытие (обмазка) электродов обеспечивает устойчивое горение дуги и защиту материала шва от вредного воздействия окружающей среды. Сваривание углеродистых или низколегированных сталей выполняют электродами (ГОСТ 9467-73) Э38; Э42; Э46; Э50 или Э42А; Э46А; Э50А, если предъявляют повышенные требования к пластичности и ударной вязкости сварного шва. Число после буквы Э, умноженное на 10, означает величину временного сопротивления металла шва, измеряемую в мегапаскалях.

* В главе использованы термины по ГОСТ 2601-84.

Высокое качество и производительность обеспечивает автоматическая сварка под слоем флюса, которую применяют в серийном производстве при выполнении длинных однообразных швов. В качестве электрода используют стальную омедненную проволоку, подачу и перемещение которой выполняет автоматическое устройство.

Технология сварки других сталей и сплавов (например, алюминиевых и титановых) значительно сложнее — применяют аргонодуговую или электронно-лучевую сварку в вакуумной камере и др. Различные методы сварки подробно рассматривают в предшествующей дисциплине «Технология конструкционных материалов».

Электроконтактная сварка с применением сдавливания относится к термомеханическому классу. В ней используют теплоту, выделяющуюся в зоне контакта свариваемых деталей при пропускании через него импульсов электрического тока. Механизированную сварку выполняют с помощью контактных машин, управляемых оператором; установку параметров технологического процесса, подачу и съем сварного изделия, а также включение выполняют вручную. Автоматическую сварку осуществляют сварочными роботами, применяемыми при массовом производстве. Электроконтактную сварку применяют для соединения деталей из углеродистых и легированных сталей, алюминиевых и других сплавов.

Достоинства сварных соединений:

а) возможность получения изделий больших размеров (корпуса судов и летательных аппаратов, железнодорожные вагоны, кузова автомобилей, трубопроводы, резервуары, фермы, мосты и др.);

б) снижение массы по сравнению с литыми деталями до 30...50 %, с клепаными — до 20 %; этого достигают благодаря в основном снижению толщин стенок и припусков на механическую обработку, а также отсутствию ослабляющих отверстий и накладок при клепке;

в) снижение стоимости изготовления сложных деталей в условиях единичного или мелкосерийного производства;

г) малая трудоемкость, невысокая стоимость оборудования, возможность автоматизации.

Недостатки сварных соединений:

а) вероятность возникновения при сварке плавлением различных дефектов швов (рис. 4.1), снижающих прочность соединений (особенно при переменном нагружении);

б) низкая прочность швов при электроконтактной сварке вследствие неправильного выбора параметров технологического процесса;

в) необходимость проведения для всех сварных швов визуального контроля, а для сварных изделий ответственного назначения — неразрушающего инструментального контроля (ультразвуковой, рентгеновский и др.) или выборочного разрушающего;

г) возникновение остаточных напряжений (вследствие термических деформаций от неравномерного нагрева) снижает прочность и вызывает необходимость проведения в ряде случаев механической обработки после старения (изменение свойств металла во времени вследствие внутренних процессов);

д) местный нагрев вызывает в зоне термического влияния вблизи шва изменение механических свойств металла.

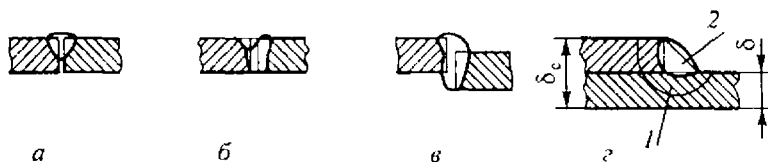


Рис. 4.1. Дефекты сварных швов:

а — непровар; б — подрез; в — смещение свариваемых кромок;
г — изменение толщины сварной детали; 1 — зона термического влияния; 2 — зона шлаковых и газовых включений

Наличие вышеуказанных дефектов и зоны влияния, остаточные напряжения и возможное изменение геометрической формы (рис. 4.1, г) обуславливают концентрацию напряжений при нагружении и вызывают снижение циклической прочности сварного соединения, оцениваемое эффективным коэффициентом концентрации напряжений

$$K_{\sigma} = \sigma_{-1d} / \sigma_{-1D}, \quad (4.1)$$

где σ_{-1d} — предел выносливости образца без концентрации напряжений, площадь поперечного сечения которого совпадает с

площадью поперечного сечения сварной детали; σ_{1D} — предел выносливости сварной детали натуральных размеров.

Так, наличие подреза (рис. 4.1, б) может снизить циклическую прочность сварного соединения до 20 раз [17].

4.2. Сварные соединения стыковыми швами

Стыковые швы являются наиболее рациональными, приближающие по форме и прочности составные детали к целому изделию. Они образуются при полной проварке стыка торцов соединяемых деталей с помощью дуговой (рис. 4.2, а – д) или контактной (рис. 4.2, е) электросварки.

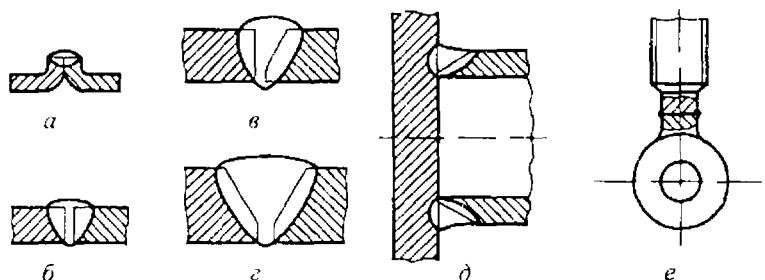


Рис. 4.2. Сварные соединения стыковыми швами

Полный и бездефектный провар стыка обеспечивает равнопрочность сварного шва и соединяемых деталей (основного металла) при статическом нагружении. Для этого кромки деталей, соединяемых дуговой сваркой, механически обрабатывают (разделяют): при малой толщине $\delta \leq 1$ мм выполняют отбортовку (см. рис. 4.2, а); при $\delta = 1 \dots 6$ мм — без скоса кромок (см. рис. 4.2, б); при $\delta \geq 4$ мм — со скосом различной формы (см. рис. 4.2, в, г); кромку детали таврового соединения с полным проваром также разделяют со скосом (см. рис. 4.2, д). Горцы деталей под стыковую электроконтактную сварку выполняют плоскими (см. рис. 4.2, е).

Стыковые сварные соединения (рис. 4.3) при статическом нагружении преимущественно разрушаются по шву или по зоне термического влияния, которая снижает как статическую, так и циклическую прочность соединения.

Расчет сварных стыковых швов на статическую прочность проводят по эквивалентным напряжениям σ_E в опасном сечении, испытывающем сложное напряженное состояние.

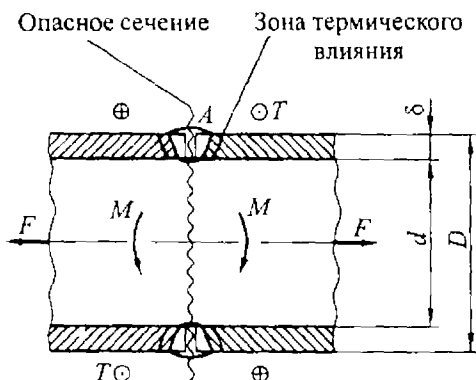


Рис. 4.3. Схема нагружения сварного соединения со стыковым швом: F — центральная растягивающая сила; M — изгибающий момент; T — крутящий момент

Для определения σ_E обычно используют четвертую теорию прочности:

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_p + \sigma_n)^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma']_p, \quad (4.2)$$

где $\sigma_p = 4F/[\pi(D^2 - d^2)]$ — нормальные напряжения растяжения (или сжатия);

$\sigma_n = M/W \cong M/[0,1D^3(1 - d^4/D^4)]$ — наибольшие нормальные напряжения изгиба (в зоне A);

$\tau = T/W_p \cong T/[0,2D^3(1 - d^4/D^4)]$ — наибольшие касательные напряжения кручения (в зоне A).

Если $\delta \ll D$ ($\delta = (D - d)/2$), то выражения упрощаются:

$$\sigma_p \cong F/(\pi d \delta); \quad \sigma_n \cong 4M/(\pi d^2 \delta); \quad \tau \cong 2T/(\pi d^2 \delta);$$

$[\sigma']_p$ — допускаемое напряжение для сварного шва (табл. 4.1).

Эффективный коэффициент концентрации напряжений для необработанных механическим путем стыковых швов при ручной сварке углеродистых сталей в среднем составляет $K_{\sigma} = 1,2$.

4.3. Сварные соединения угловыми швами

Угловые швы образуются при сваривании деталей нахлесточных (рис. 4.4, а), тавровых (рис. 4.4, б) и угловых (рис. 4.4, в) соединений, кромки которых не имеют скосов. Это упрощает их изготовление. Если сварной узел можно легко переворачивать вручную или с помощью кантователя, то привариваемую деталь можно обварить по всему периметру с двух сторон; если доступ ко второй стороне затруднен или невозможен, сварку выполняют только с одной стороны.

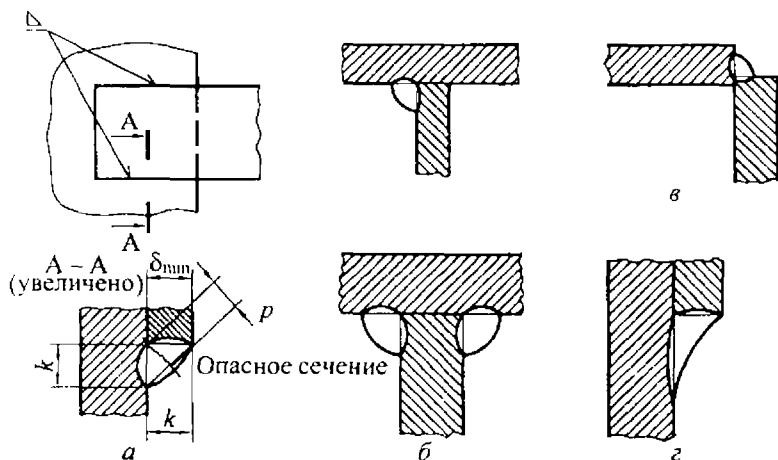


Рис. 4.4. Сварные соединения угловыми швами

При статическом нагружении обычно применяют нормальные угловые швы, имеющие в поперечном сечении прямоугольный треугольник с соотношением катетов 1:1 (см. рис. 4.4, а, сечение А-А), как более простые в изготовлении. Для таких швов расчетная высота при ручной сварке составляет $p \approx 0,7k$. Катет нормального углового шва принимают из соотношения

$$\delta_{\min} \geq k \geq 3 \text{ мм}, \quad (4.3)$$

где $\delta_{\min}$ — минимальная толщина свариваемых деталей.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений для угловых швов при сварке углеродистых сталей составляет $K_\sigma = 2,5 \dots 4,5$ в зависимости от конструкции сварного соединения и величины остаточных напряжений. Это существенно ограничивает область их применения при переменных нагрузках. При переменном нагружении для снижения величины K_σ можно применять швы с соотношением катетов 1:2 или вогнутые (рис. 4.4, з), получаемые после механической обработки.

Деформация сварных деталей под нагрузкой приводит к неравномерности нагружения швов. Особенно ощутима концентрация напряжения в продольных (фланговых) швах (рис. 4.5, а), расположенных вдоль действующей силы F , причем, чем длиннее швы, тем значительнее неравномерность. В связи с этим ограничивают длину фланговых швов; кроме того, из-за неизбежных дефектов по концам швов вследствие нестабильного горения дуги не следует делать фланговые швы короче 30 мм, т. е.

$$50k \geq l \geq 30 \text{ мм.} \quad (4.4)$$

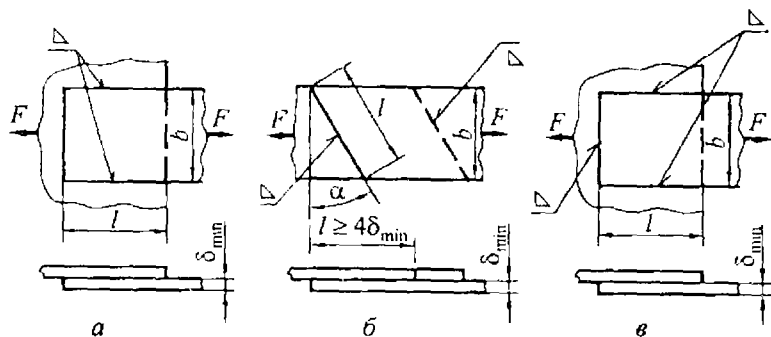


Рис. 4.5. Сварные нахлесточные соединения

Сварные швы следует делать симметричными относительно действующей силы, что исключает появление внешних моментов. Деталь несимметричного профиля (уголок) приваривают фланговыми швами разной длины (рис. 4.6, а), обратно пропорциональной расстоянию от центра масс сечения уголка ($l_{\phi 1}/l_{\phi 2} = e_2/e_1$);

это обеспечивает одинаковое нагружение швов. При сварке встык деталей разной толщины следует предусматривать плавный переход (рис. 4.6, б); шире использовать штампованные и гнутые детали (рис. 4.6, в); обеспечивать свободный доступ к месту сварки (рис. 4.6, г); предусматривать фиксацию деталей (рис. 4.6, д) и т. д.

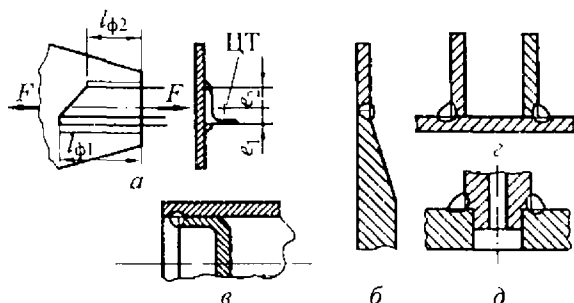


Рис. 4.6. Конструкции сварных соединений

Разрушение угловых швов при статическом нагружении происходит по наименьшей площади (по опасному сечению), проходящей по биссектрисе прямого угла поперечного сечения шва (см. рис. 4.4, а, сечение А—А). В опасном сечении угловые швы испытывают, как правило, сложное напряженное состояние, которое для приближенных расчетов трудно описать простыми аналитическими зависимостями. Поэтому расчет угловых швов при любом способе нагружения ведут по касательному напряжению, равномерно распределенному по высоте опасного сечения. При центральном нагружении, когда линия действия силы проходит через центр тяжести (ЦТ) швов (см. рис. 4.5), условие статической прочности имеет вид

$$\tau_F = F/A \leq [\tau'], \quad (4.5)$$

где $[\tau']$ — допускаемое касательное напряжение для угловых швов, принимаемое по табл. 4.1; $A = pL$ — площадь опасного сечения; p — расчетная высота поперечного сечения углового шва; L — суммарная длина швов.

Для сварных соединений фланговыми (см. рис. 4.5, а) и косыми швами (см. рис. 4.5, б) $L = 2l$; для комбинированных швов.

состоящих из двух фланговых и лобового (см. рис. 4.5, в), $L = 2l + b$, полагая их равномерное нагружение при совместной работе.

Исходя из условия равнопрочности основного металла (ОМ) и сварных швов (СШ), можно определить оптимальные размеры сварных швов соединения (при центральном нагружении и ручной сварке электродом Э42):

а) для соединения фланговыми швами (см. рис. 4.5, а) условие равнопрочности: $[F]_{\text{ом}} = [F]_{\text{сш}}$ или $[\sigma]_p \delta_{\text{мин}} b = [\tau'] p L$; учитывая, что $[\tau'] = 0,6[\sigma]_p$ (табл. 4.1); $p = 0,7k$; $k = \delta_{\text{мин}}$; $L = 2l$, можно записать $[\sigma]_p \delta_{\text{мин}} b = 0,6[\sigma]_p 0,7\delta_{\text{мин}} 2l$; после преобразований $l \cong 1,2b$ (при этом необходимо соблюдать условие $l \leq 50k$);

б) аналогично для соединений косыми швами (см. рис. 4.5, б) $[F]_{\text{ом}} = [F]_{\text{сш}}$ или $[\sigma]_p \delta_{\text{мин}} b = [\tau'] p L$, после подстановки $[\sigma]_p \delta_{\text{мин}} b = 0,6[\sigma]_p 0,7\delta_{\text{мин}} 2b / \cos \alpha$, $\cos \alpha = 0,84$, $\alpha = 36,5^\circ$.

Следует отметить, что условие равнопрочности для соединений с лбовыми швами не выполняется и применять их нецелесообразно:

в) аналогично для соединений с комбинированными швами (см. рис. 4.5, в) можно определить размер $l \cong 0,7b$.

При статическом нагружении нахлесточных сварных соединений моментом T (рис. 4.7, а), действующим в плоскости стыка деталей, напряженное состояние комбинированных угловых швов приближенно оценивают величиной касательного напряжения τ в опасном сечении шва (см. рис. 4.4, а, сечение А-А). Приближенное решение этой задачи получено при допущениях:

1) свариваемые детали считают абсолютно жесткими, а деформируются под нагрузкой только швы (в действительности все детали имеют конечную жесткость, что влияет на характер нагружения шва [14]);

2) под действием момента T пластина поворачивается вокруг центра тяжести (ЦТ) площади опасного сечения швов в пределах упругих деформаций швов на угол $d\varphi$.

Поверхность разрушения швов условно разворачивают на плоскость стыка и составляют расчетную схему (рис. 4.7, б). Рас-

смаатривают текущую площадку dA с напряжением τ_T , расположенную на радиусе ρ , и фиксированное положение площадки dA с $\tau_{T\max}$ на радиусе $\rho_{\max}$. Перемещение выделенных зон на величину $\rho d\phi$ характеризует (согласно закону Гука) величину напряжений, которые пропорциональны своим радиусам:

$$\tau_{T\max} / \tau_T = \rho_{\max} / \rho, \text{ откуда } \tau_T = (\tau_{T\max} / \rho_{\max}) \rho. \quad (4.6)$$

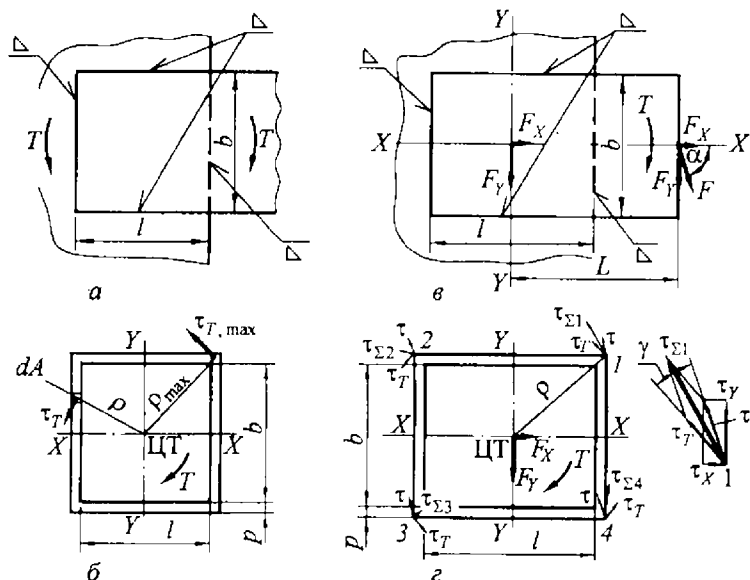


Рис. 4.7. Расчетные схемы нахлесточных сварных соединений, нагруженных в плоскости стыка

Элементарная сила dF , действующая на элементарной площадке dA , перпендикулярна радиусу ρ и составляет величину $dF = \tau_T dA$, элементарный момент $dT = \rho \tau_T dA$.

Условие равновесия пластины

$$T = \int_A dT = \int_A \rho \tau_T dA.$$

С учетом того, что $\tau_{T\max} / \rho_{\max}$ величина постоянная, и после подстановки выражения (4.6) под знак интеграла имеем

$$T = \tau_{T \max} / \rho_{\max} \int_A \rho^2 dA \text{ или } T = (\tau_{T \max} / \rho_{\max}) J_p, \quad (4.7)$$

где J_p — полярный момент инерции повернутой на плоскость стыка поверхности разрушения относительно центра тяжести, $J_p = J_x + J_y$ (здесь J_x и J_y — главные моменты инерции относительно соответствующих осей).

Таким образом, преобразуя выражение (4.7), можно определить величину касательного напряжения в наиболее нагруженной зоне сварного шва:

$$\tau_{T \max} = T \rho_{\max} / J_p. \quad (4.8)$$

На рис. 4.7, в изображено сварное нахлесточное соединение с комбинированными швами при нагружении постоянной силой F , действующей в плоскости стыка. Силу F заменяют ее составляющими $F_x = F \cos \alpha$ и $F_y = F \sin \alpha$, которые переносят в центр тяжести сварного шва. При переносе сил в плоскости стыка возникает вращающий момент $T = L F_y \sin \alpha$.

Итак, любую комбинацию нагрузки в плоскости стыка можно свести к действию центральных сил и крутящего момента.

Как принято ранее, напряженное состояние приближенно оценивают величиной суммарного касательного напряжения τ_Σ , возникающего в наиболее нагруженной зоне опасного сечения (см. на рис. 4.4, а, разрез А-А)

$$\bar{\tau}_\Sigma = \bar{\tau}_x + \bar{\tau}_y + \bar{\tau}_T, \quad (4.9)$$

где τ_x и τ_y — модули векторов касательных напряжений от центральных сил F_x и F_y , соответственно определяют по зависимости (4.5) в предположении их равномерного распределения по швам; τ_T — модуль вектора касательного напряжения от момента T определяют по зависимости (4.8);

Поверхность разрушения швов разворачивают на плоскость стыка и составляют расчетную схему (рис. 4.7, з). В наиболее опасных зонах швов (в вершинах углов) определяют векторы напряжений и суммируют составляющие векторы. В наиболее нагруженной области (в данном случае зона I):

$$\tau_{\Sigma I} = \sqrt{\tau^2 + \tau_T^2 + 2\tau_T \tau \cos \gamma} \leq [\tau'], \quad (4.10)$$

где $\tau = \sqrt{(\tau_X^2 + \tau_Y^2)}$; γ — угол между $\bar{\tau}$ и $\bar{\tau}_T$; $[\tau']$ — допускаемое напряжение для угловых швов, определяют по табл. 4.1.

Порядок расчета сварного таврового соединения с угловыми швами (рис. 4.8, а) при нагружении постоянной силой F остается прежним: поверхность разрушения швов (рис. 4.8, б) поворачивают на плоскость стыка, составляют расчетную схему и переносят силу F в центр тяжести швов (рис. 4.8, в, з, д); при этом возникают моменты $T = FR$ и $M = FL$. Таким образом, действует центральная сдвигающая сила F и моменты T и M . Для улучшения центрирования свариваемых деталей и разгрузки шва от сдвигающей силы обычно делают центрирующий пояс (рис. 4.8, е). Повернутое опасное сечение может представлять собой круглое кольцо (рис. 4.8, в), прямоугольное кольцо (рис. 4.8, з) или два узких прямоугольника (рис. 4.8, д) и др.

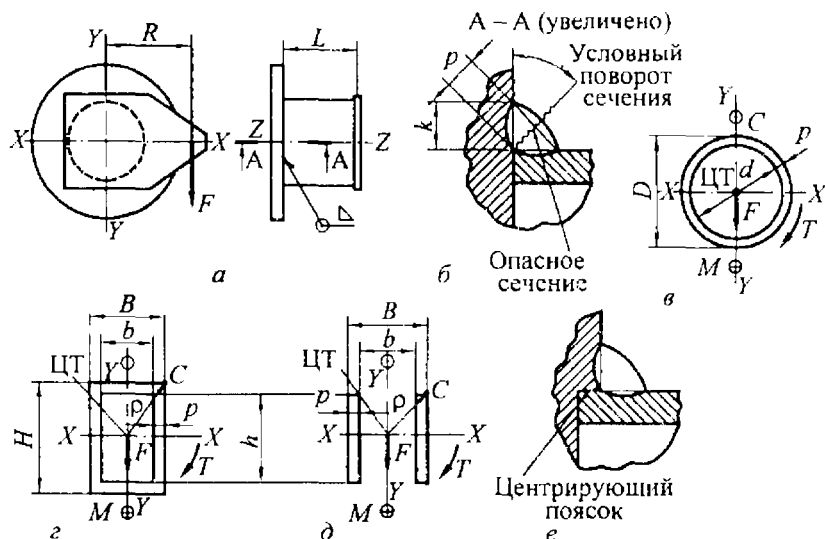


Рис. 4.8. Сварное тавровое соединение с угловыми швами

В приближенном расчете угловых швов сварного таврового соединения определяют суммарное касательное напряжение τ_{Σ} , возникающее в наиболее напряженной зоне С, и сравнивают его с допускаемым напряжением для шва $[\tau']$. Очевидно, что состав-

ляющие векторы напряжений направлены по трем осям, тогда условие прочности принимает вид

$$\tau_{\Sigma} = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_M^2 + \tau_T^2} \leq [\tau'], \quad (4.11)$$

где τ_F — касательное напряжение от центральной силы F , определяют по зависимости (4.5), причем площадь опасного сечения приближенно вычисляют: для круглого кольца $A \cong \pi d p$, для прямоугольного кольца $A \cong 2(h+b)p$, для двух прямоугольников $A = 2hp$;

τ_M — наибольшее напряжение от момента M , $\tau_M = M/W$, здесь W — момент сопротивления повернутого опасного сечения: для круглого кольца $W \cong \pi d^2 p/4$, для прямоугольного кольца $W = (BH^3 - bh^3)/(6H)$, для двух прямоугольников $W = ph^3/3$;

τ_T — наибольшее касательное напряжение от момента T , $\tau_T = T/W_p$, здесь W_p — полярный момент сопротивления повернутого опасного сечения: для круглого кольца $W_p \cong \pi d^2 p/2$, для прямоугольного кольца и прямоугольника $W_p = J_p/\rho$, здесь J_p — полярный момент инерции рассматриваемой фигуры относительно центра тяжести швов, $J_p = J_X + J_Y$ (J_X и J_Y — главные моменты инерции); ρ — расстояние рассматриваемой зоны до центра тяжести сварных швов.

Следует еще раз подчеркнуть приближенный характер расчетов угловых швов, проводимых в предположении абсолютной жесткости свариваемых деталей и учета только касательных напряжений, а также отсутствия в швах дефектов и остаточных напряжений.

4.4. Швы контактной сварки

Сварку выполняют по торцам деталей — контактная стыковая сварка (см. рис. 4.2, *е*) или по боковой поверхности тонкостенных конструкций — точечная (рис. 4.9) и шовная сварка (рис. 4.10). С помощью контактной стыковой сварки (см. рис. 4.2, *е*) можно соединять детали с высокой точностью (несоосность до 0,05 мм)

и обеспечивать равнопрочность деталей и стыкового шва. Расчет стыковых швов рассмотрен ранее (см. рис. 4.2).

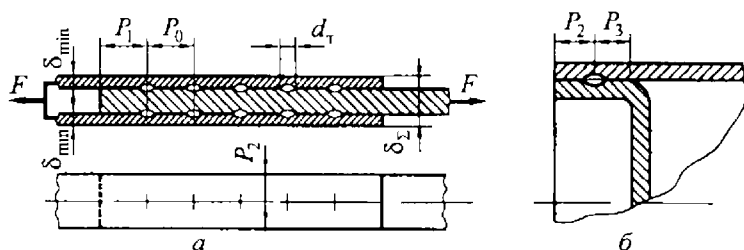


Рис. 4.9. Сварные соединения с точечными швами

Точечную сварку широко применяют при изготовлении тонкостенных корпусных конструкций (кузова автомобилей, цельнометаллические железнодорожные вагоны и т. п.) из углеродистых и низколегированных сталей, алюминиевых и других сплавов.

Суммарная толщина δ_{Σ} стальных соединяемых деталей обычно не превышает 10 мм (рис. 4.9, а). Преимущественно соединяют две детали одинаковой толщины; при разной толщине деталей соотношение толщин не должно превышать трех. Диаметр сварной точки d_T (мм) в зависимости от наименьшей толщины $\delta_{\min} \geq 2$ мм соединяемых стальных деталей выбирают из соотношения

$$1,2\delta_{\min} + 4 \leq 1,5\delta_{\min} + 5. \quad (4.12)$$

Диаметр сварной точки зависит от параметров процесса точечной сварки: величины силы тока, продолжительности импульса тока, диаметра электрода и др. Обычно определяют величину d_T из условия статической прочности сварного точечного шва, а по ней принимают диаметр электрода (для стальных деталей $d_3 \equiv d_T$) и все параметры сварочного процесса.

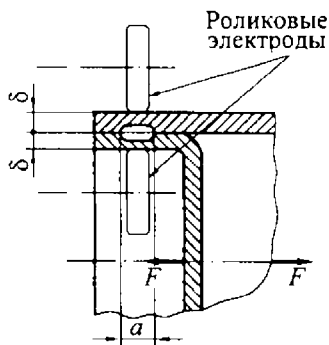


Рис. 4.10. Соединение шовой сваркой

Шаг сварных точек (рис. 4.9) при отсутствии шунтирования тока при сварке двух деталей составляет $P_0 \geq 3d_1$; расстояние от кромки в направлении действия сдвигающей силы $P_1 \geq 2d_1$, а в направлении, перпендикулярном к линии действия силы, $P_2 \geq 1,5d_1$; расстояние до перпендикулярной стенки $P_3 \geq 2d_1$ (рис. 4.9, б).

Соединение точечной сваркой обычно нагружено центральной сдвигающей силой F ; при этом полагают ее равномерное распределение между всеми точками, число которых по линии действия силы не должно превышать пяти [19]. Условие статической прочности на срез для сварной точки имеет вид

$$\tau = 4F / (\pi d_1^2 i z) \leq [\tau'], \quad (4.13)$$

где i — число плоскостей среза (на рис. 4.9, а, $i = 2$); z — число точек; $[\tau']$ — допускаемое напряжение для контактной электросварки (табл. 4.1).

При нагружении сварного точечного шва моментом, действующим в плоскости стыка, расчетные силы определяют так же, как для группового резьбового соединения (см. гл. 2). Эффективный коэффициент концентрации напряжений для точечных швов низкоуглеродистых сталей составляет в среднем $K_\sigma = 7,5$.

Шовную сварку применяют для герметичного соединения тонкостенных деталей $\delta \leq 2 \dots 3$ мм. Условие статической прочности шва на срез имеет вид

$$\tau = F / (la) \leq [\tau'], \quad (4.14)$$

где l — длина шва; a — ширина шва, обычно принимают $a \cong 2\delta$.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений для шовной сварки низкоуглеродистых сталей в среднем составляет $K_\sigma = 5,0$.

4.5. Допускаемые напряжения сварных соединений

Допускаемые напряжения при статическом нагружении сварных швов определяют на основании опытных данных в долях от допускаемых напряжений основного металла (табл. 4.1).

**Допускаемые напряжения сварных швов
при статическом нагружении**

Вид сварки	Вид шва	Характер напряженного состояния	Сварка ручная электродом Э42А или Э50А; автоматическая, механизированная	Сварка ручная электродом Э38; Э42; Э50	Сварка автоматическая; механизированная
Дуговая плавящимся электродом	Стыковой	Сжатие	$[\sigma']_{сж} = [\sigma]_p$	$[\sigma']_{сж} = [\sigma]_p$	—
		Растяжение	$[\sigma']_p = [\sigma]_p$	$[\sigma']_p = 0,9[\sigma]_p$	—
		Срез	$[\tau'] = 0,65[\sigma]_p$	$[\tau'] = 0,6[\sigma]_p$	—
	Угловой	Срез	$[\tau'] = 0,65[\sigma]_p$	$[\tau'] = 0,6[\sigma]_p$	—
Контактная электрическая	Стыковой	Сжатие	—	—	$[\sigma']_{сж} = [\sigma]_p$
		Растяжение	—	—	$[\sigma']_p = [\sigma]_p$
		Срез	—	—	$[\tau'] = 0,6[\sigma]_p$
	Точечный, шовный	Срез	—	—	$[\tau'] = 0,4[\sigma]_p$

Примечание. Допускаемые напряжения растяжения основного металла $[\sigma]_p = \sigma_T / [S]$, где σ_T — предел текучести; $[S]$ — коэффициент запаса (равен 1,2...1,8 для низкоуглеродистых и 1,5...2,2 для низколегированных сталей); большее значение при грубых расчетах; если разрушение сопряжено с тяжелыми последствиями, то значение $[S]$ повышают в 1,5...2 раза.

4.6. Расчет сварных соединений при переменном нагружении

Сварные детали машин часто работают под воздействием переменных нагрузок, приближенно аппроксимируемых регулярным нагружением (ГОСТ 23207–78) по периодическим законам с одним максимумом и минимумом в цикле. При соблюдении статической равнопрочности основного металла и сварного шва усталостное разрушение происходит по основному металлу

вблизи сварного шва — по зоне термического влияния (см. рис. 4.1, з).

Применение стыковых швов предпочтительнее, так как они обладают невысокой концентрацией напряжений по сравнению с угловыми и, особенно, точечными швами. Циклическую прочность сварных соединений можно повышать также технологическими методами — проводить старение или отжиг (для снятия остаточных напряжений), удалять механической обработкой утолщение стыкового шва или придать вогнутость угловому шву, создавать наклеп (например, обдувом дробью). Эти мероприятия в сочетании с инструментальным контролем качества шва в значительной мере снижают концентрацию напряжений, а для стыковых швов она практически снимается.

Существуют различные методики расчета сварных соединений на циклическую прочность. Ниже рассмотрена методика, изложенная в [29; 30] и базирующаяся на результатах усталостных испытаний сварных деталей реальных размеров, проведенных для различных сталей с разнообразными необработанными механическим путем бездефектными швами. На базе $2 \cdot 10^6$ циклов нагружений получены значения пределов выносливости симметричного $\sigma_{-1д}$ и отнулевого $\sigma_{0д}$ режимов. По этим двум точкам в координатах

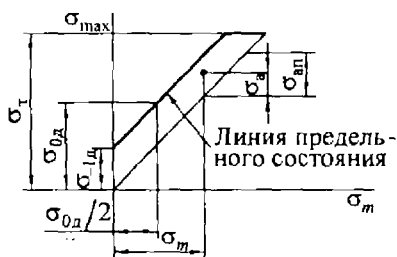


Рис. 4.11. Диаграмма предельного состояния сварных соединений

натах $\sigma_{max} - \sigma_m$ (σ_{max} — максимальное, σ_m — среднее напряжение цикла) построена при вероятности отказа 50 % схематизированная диаграмма (рис. 4.11). Связь между пределами выносливости устанавливается коэффициентом чувствительности к асимметрии цикла:

$$\psi_{\sigma} = (2\sigma_{-1д} - \sigma_{0д}) / \sigma_{0д}.$$

Из-за высокой концентрации напряжений значение этого коэффициента мало и его принимают $\psi_{\sigma} \cong 0$. При этом линия предельного состояния располагается под углом 45° к координатным осям. Кроме того, как показали опыты, расположение

наклонного участка не зависит от марок сталей свариваемых деталей и их размеров, а также от типов циклов нагружений. Основное влияние оказывает группа сварного соединения. Поэтому величина предельного амплитудного напряжения $\sigma_{ап}$ не зависит от значения σ_m и равна пределу выносливости $\sigma_{1д}$ сварных деталей, испытанных при симметричном цикле

$$\sigma_{ап} \cong \sigma_{1д}. \quad (4.15)$$

На основании опытных данных в табл. 4.2 приведены значения показателей циклической прочности бездефектных (см. рис. 4.1) сварных соединений из углеродистых или низколегированных сталей без механической обработки швов; более подробно см. [29].

Т а б л и ц а 4.2

Показатели циклической прочности основных сварных соединений

Группа сварных соединений	$\sigma_{ап}$, МПа	m
Стыковые	74,0	9,0
Стыковые с накладками (подкладками)	26,0	3,0
Тавровые с разделкой кромок и полным проваром	57,5	4,0
Тавровые с угловыми швами (без разделки кромок)	26,0	3,0
Нахлесточные с лобовыми, косыми швами	37,5	3,5
Нахлесточные с фланговыми, комбинированными швами	26,0	3,0
С точечными швами	13,0	3,0

Примечание. Снижение значения $\sigma_{ап}$ при наличии окалины — на 20 %, коррозии на 50 %, дефектов (непровары, подрезы и др.) — в 20 раз, остаточных напряжений на 30 %. Повышение значения $\sigma_{ап}$ после механической обработки швов — на 40 %, отжига в защитной атмосфере — на 70 %, наклепа (чеканки пневмомолотком, обдува дробью) — на 100 %. Здесь $\sigma_{ап}$ — предельное амплитудное напряжение; m — показатель степени кривой усталости.

Таким образом, расчет сварных соединений при переменном нагружении проводят в проверочной форме путем определения коэффициентов запаса по текучести S_T и запаса по амплитудным напряжениям S_a и сравнения полученных значений с допускаемыми:

$$S_T = \sigma_T / \sigma_{max} \geq [S]_T; \quad (4.16)$$

$$S_a = \sigma_{an} \sqrt[m]{N_G/N} / \sigma_a \geq [S]_a, \quad (4.17)$$

где σ_T — предел текучести основного металла (для низкоуглеродистой стали $\sigma_T = 240 \dots 260$ МПа, низколегированной $\sigma_T = 420 \dots 480$ МПа, высокопрочной — $\sigma_T = 600 \dots 680$ МПа); σ_{max} — максимальное напряжение цикла в расчетном сечении; σ_{an} — предельное амплитудное напряжение для сварного соединения (см. табл. 4.2), соответствующее числу циклов $N_G = 2 \cdot 10^6$; σ_a — амплитудное напряжение цикла нагружения в расчетном сечении; N — фактическое число циклов нагружения (см. пример 3), причем $2,6 \geq \sqrt[m]{N_G/N} \geq 1$; m — показатель степени кривой усталости сварных соединений; $\sigma_a^m N = \sigma_{an}^m N_G = \text{const}$ — уравнение кривой усталости; ориентировочные значения m для низкоуглеродистой стали приведены в табл. 4.2; $[S]$ — допускаемое (минимальное) значение коэффициентов запаса прочности: по пределу текучести $[S]_T = 1,2 \dots 2,5$ и $[S]_a = 1,5 \dots 3,0$ по амплитудным напряжениям, причем большее значение в грубых расчетах; для сварных соединений ответственного назначения, разрушение которых может привести к тяжелым последствиям, коэффициенты запаса повышают в 1,5...2 раза.

При расчете на надежность определяют вероятность безотказной работы сварных соединений, при этом значения коэффициента вариации для действительных и предельных напряжений можно принимать $v_d = 0,1 \dots 0,6$ и $v_{lim} = 0,05 \dots 0,2$ соответственно, причем повышенное значение принимают при грубых расчетах.

Примеры расчета

1. Рассчитать на статическую прочность сварные стыковые швы винтовой стяжки (рис. 4.12), детали которой изготовлены из стали Ст3 ($[\sigma]_p = 160$ МПа), сварка дуговая ручная электродом Э42; $d = 40$ мм — внутренний диаметр трубы; статическая сила $F_{зат} = 34000$ Н, возникающая под действием момента завинчивания стяжки $T = 140$ Н·м.

Решение. Условие статической прочности сварного шва в опасном сечении (формула 4.2)

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma']_p,$$

где $[\sigma']_p = 0,9[\sigma]_p = 0,9 \cdot 160 = 144$ МПа — допускаемое напряжение сварного шва (см. табл. 4.1); $\sigma_p \cong F_{\text{зат}}/(\pi d \delta)$ — напряжение растяжения; $\tau \cong 2T/(\pi d^2 \delta)$ — напряжение кручения,

$$\sigma_{\text{t}} = \sqrt{\left(\frac{F_{\text{3ar}}}{\pi a \delta}\right)^2 + 3\left(\frac{2T}{\pi d^2 \delta}\right)^2} = \frac{1}{\pi a \delta} \sqrt{F_{\text{3ar}}^2 + 3\left(\frac{2T}{d}\right)^2} \leq [\sigma']_{\text{p}},$$

откуда

$$\delta \geq \frac{1}{\pi d [\sigma']_p} \sqrt{F_{\text{гар}}^2 + 3 \left(\frac{2T}{d} \right)^2} = \frac{1}{3,14 \cdot 40 \cdot 144} \sqrt{34000^2 + 3 \left(\frac{2 \cdot 140 \cdot 10^3}{40} \right)^2} = 1,92 \text{ мм.}$$

Принято $\delta = 2$ мм.

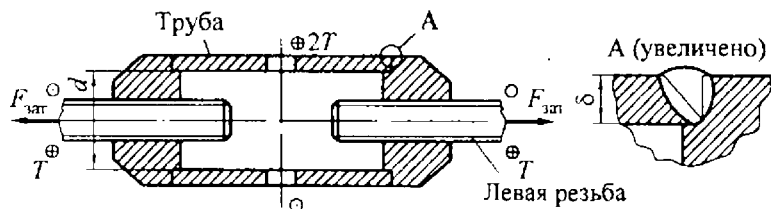


Рис. 4.12. Сварная винтовая стяжка

2. Найти параметры сварных швов кривошипа (рис. 4.13), нагруженного постоянной силой $F = 5 \text{ кН}$ и имеющего размеры $d = 100 \text{ мм}$; $L = 200 \text{ мм}$; $R = 300 \text{ мм}$; $\delta_{\text{нп}} = 3 \text{ мм}$ при условии, что прочность основного металла обеспечена.

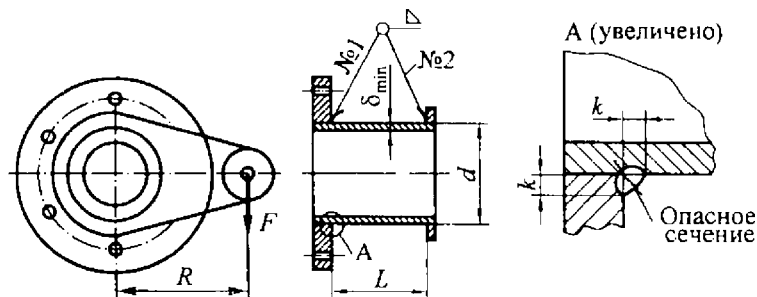


Рис. 4.13. Сварной кривошип

Решение. Дополнительно принято: основной металл — сталь Ст3 ($\sigma_T = 250$ МПа); сварка дуговая ручная электродом Э42А; швы угловые с катетом $k = \delta_{\min} = 3$ мм (фрагмент А рис. 4.13).

Расчету подлежит шов № 1, который по сравнению со швом № 2 дополнительно нагружен изгибающим моментом M . Поверхность опасного сечения шва является конической, которую условно разворачивают на плоскость стыка свариваемых деталей. Выполнив приведение нагрузки (перенос F в центр тяжести расчетного сечения) и составляют расчетную схему (рис. 4.14), на которой: F — центральная сила; M — изгибающий момент, $M = FL = 5000 \cdot 200 = 1 \cdot 10^6$ Н·мм; T — крутящий момент, $T = FR = 5000 \cdot 300 = 1,5 \cdot 10^6$ Н·мм; p — расчетная высота поперечного сечения, $p \approx 0,7k = 0,7 \cdot 3 \approx 2$ мм.

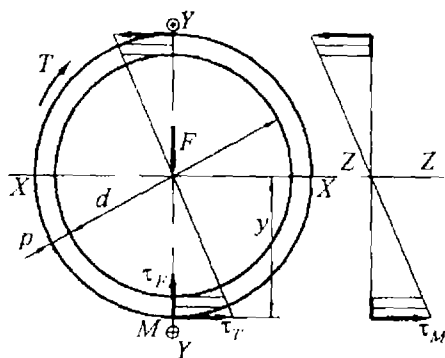


Рис. 4.14. Расчетная схема

В наиболее нагруженных зонах шва, удаленных от оси $X-X$ на расстояние y , находят суммарное касательное напряжение и сравнивают с допускаемым, используя зависимость (4.11),

$$\tau_{\Sigma} = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_T^2 + \tau_M^2} \leq [\tau'].$$

где τ_F — касательное напряжение при действии центральной сдвигающей силы, $\tau_F \approx F/(\pi d p)$; при наличии центрирующего пояса $\tau_F = 0$; τ_T — касательное напряжение при действии вращающего момента T ,

$$\tau_T = T/W_p \approx 2T/(\pi d^2 p) = 2 \cdot 1,5 \cdot 10^6 / (3,14 \cdot 100^2 \cdot 2) = 45,1 \text{ МПа};$$

τ_M — касательное напряжение при действии изгибающего момента M ,

$$\tau_M = M/W \approx 4M/(\pi d^2 p) = 4 \cdot 1 \cdot 10^6 / (3,14 \cdot 100^2 \cdot 2) = 60,7 \text{ МПа};$$

$[\tau']$ — допускаемое касательное напряжение сварного шва (табл. 4.1),

$$[\tau'] = 0,65[\sigma]_p = 0,65\sigma_T/S_T = 0,65 \cdot 250/1,6 = 102 \text{ МПа};$$

$[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение основного металла, $[\sigma]_p = \sigma_T/S_T$; S_T — коэффициент запаса по текучести, при грубых расчетах принято $S_T = 1,6$.

Таким образом,

$$\tau_{\Sigma} = \sqrt{45,1^2 + 60,7^2} = 76,5 \text{ МПа} < [\tau'] = 102 \text{ МПа}.$$

Статическая прочность угловых швов обеспечена.

Можно определить величину катета k проектным расчетом, преобразуя зависимость (4.11):

$$k = \frac{\sqrt{(2T)^2 + (4M)^2}}{0,7\pi d^2 [\tau']} = \frac{\sqrt{(2 \cdot 1,5 \cdot 10^6)^2 + (4 \cdot 10^6)^2}}{0,7 \cdot 3,14 \cdot 100^2 \cdot 102} = 2,23 \text{ мм}.$$

Принято $k = 3$ мм.

3. Проверить прочность приводного вала-барабана в сварном варианте при использовании стандартной трубы (рис. 4.15). Исходные данные: $T = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — прилагающий момент на барабане; $n = 50 \text{ мин}^{-1}$ — частота вращения барабана; $D = 500 \text{ мм}$ — диаметр барабана; $L = 630 \text{ мм}$ — длина барабана; $l = 800 \text{ мм}$ — расстояние между опорами; $t_{\Sigma} = 1 \cdot 10^4 \text{ ч}$ — расчетный ресурс; $l_1 = 500 \text{ мм}$ и $l_k = 100 \text{ мм}$.

Дополнительно принято: основной металл — углеродистая сталь Ст3 ($[\sigma]_p = 160 \text{ МПа}$); сварное соединение дисков с валом — тавровое без разделки кромок; сварка дуговая ручная электродом Э42, шов угловой с катетом $k = 4 \text{ мм}$; момент T передается кольцевым угловым пивом, M — сварными швами шести ребер; $p \approx 0,7k = 0,7 \cdot 4 \approx 3 \text{ мм}$ — расчетная высота поперечного сечения шва.

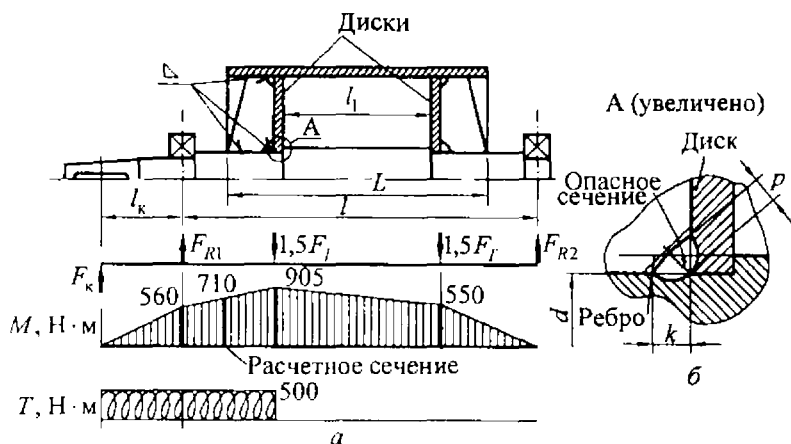


Рис. 4.15. Конструкция и расчетная схема сварного вала-барабана

Решение. Оценку статической прочности сварного шва проводят, сравнивая допускаемое касательное напряжение с суммарным касательным, возникающим в наиболее нагруженной зоне опасного сечения (рис. 4.15, б); оценку циклической прочности проверяют сравнением минимального (допускаемого) запаса с действительным в расчетном сечении основного металла.

Определяют возможно допустимую консольную силу при неопределенном потребителе $F_k = 250\sqrt{T} = 250\sqrt{500} = 5600 \text{ Н}$ (ГОСТ 16162-78); окружающую силу $F_T = 2T/D = 2 \cdot 500/0,5 = 2000 \text{ Н}$; диаметр консольной части вала $d_k = (5 \dots 6)\sqrt[3]{T} = (5 \dots 6)\sqrt[3]{500} = 40 \dots 48 \text{ мм}$, принято $d_k = 45 \text{ мм}$, а $d = 58 \text{ мм}$ (конструктивно);

реакции в опорах:

$$F_{R1} = \frac{F_k(l_k + 1)}{l} - 1,5 F_T = \frac{5600 \cdot 900}{800} - 1,5 \cdot 2000 = 3300 \text{ Н},$$

$$F_{R2} = 3 F_T + F_{R1} - F_k = 3 \cdot 2000 + 3300 - 5600 = 3700 \text{ Н}.$$

Условие статической прочности углового шва соединения диска с валом

$$\tau \leq [\tau'],$$

где $[\tau']$ — допускаемое касательное напряжение шва (см. табл. 4.1),

$$[\tau'] = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа};$$

τ_T — касательное напряжение шва при действии вращающего момента T , μ

$$\tau_T = T/W_p = 2T/(\pi d^2 p) = 2 \cdot 500 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 58^2 \cdot 3) = 33,8 \text{ МПа} < [\tau'] = 96 \text{ МПа},$$

$W_p \approx \pi d^2 p/2$ — полярный момент сопротивления развернутого опасного сечения кольцевого шва.

Статическая прочность шва обеспечена.

Эквивалентное напряжение в расчетном сечении вала

$$\sigma_E = \frac{\sqrt{M^2 + 0,75 T^2}}{W} = \frac{\sqrt{710^2 + 0,75 \cdot 500^2 \cdot 10^3}}{0,1 \cdot 58^3} = 42,8 \text{ МПа},$$

здесь значения M и T взяты с учетом моментов.

При кратковременной перегрузке при пусках (K_n — коэффициент перегрузки) $\sigma_E K_n = 42,8 \cdot 2,0 = 85,6 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 160 \text{ МПа}$.

Статическая прочность вала обеспечена.

Усталостное разрушение в месте сварки диска с валом происходит по расчетному сечению вала (см. рис. 4.15, эшора M) в результате регулярного нагружения изгибным моментом, изменяющимся по симметричному циклу. Величина амплитудных напряжений в опасном сечении вала

$$\sigma_a = M/W = 710 \cdot 10^3 / (0,1 \cdot 58^3) = 36,2 \text{ МПа}.$$

Предельное амплитудное напряжение σ_{an} и показатель степени m взяты из табл. 4.2: $\sigma_{an} = 26 \text{ МПа}$; $m = 3,0$.

Коэффициент запаса по амплитудным напряжениям вычисляют по формуле

$$S_a = \sigma_{an} \sqrt[m]{\frac{N_G}{N}} / \sigma_a = 26 \cdot 1/36,2 \approx 0,72 < [S]_a = 1,5,$$

где $N_G = 2 \cdot 10^6$ — число циклов нагружений, соответствующее пределу выносливости; $N = 60 n t_{\Sigma} = 60 \cdot 50 \cdot 10^4 = 3 \cdot 10^7$ — фактическое число циклов нагружений расчетного сечения вала за весь срок службы.

Следовательно, величина $\sqrt[m]{N_G/N} = \sqrt[3]{2 \cdot 10^6 / 3 \cdot 10^7}$ принята равной 1;

$[S]_a$ — допускаемое значение коэффициента запаса по пределу выносливости, принято минимальное значение $[S]_a = 1,5$.

Таким образом, циклическая прочность в течение заданного ресурса не обеспечена, следовательно, данная конструкция неприемлема и должна быть изменена. Прежде всего, угловой шов необходимо заменить на стыковой, концентрация напряжений в котором значительно ниже.

Принята штампованная конструкция вала-барабана с прежними размерами, однако толщина дисков и трубы уменьшена: $\delta = 3,5$ мм, что существенно снижает металлоемкость; соединение дисков с цапфами выполнено стыковым швом с механической обработкой, а дисков с обечайкой — точечным швом; принято $d_t = 63$ мм (рис. 4.16, а).

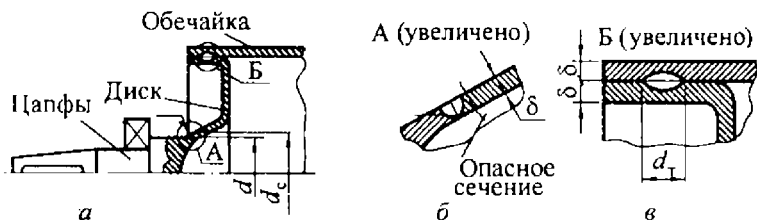


Рис. 4.16. Конструкция и расчетная схема штампованного вала-барабана

Проверка статической прочности вала. Эквивалентное напряжение в расчетном сечении вала (рис. 4.16, б):

$$\sigma_E = \frac{\sqrt{M^2 + 0,75T^2}}{W'} = \frac{\sqrt{710^2 + 0,75 \cdot 500^2 \cdot 10^3}}{0,25 \cdot 3,14 \cdot 63^2 \cdot 3,5} = 74,8 \text{ МПа.}$$

С учетом перегрузки при пуске $\sigma_{\max} = K_n \sigma_E = 2,0 \cdot 74,8 = 149,6$ МПа.

Коэффициент запаса прочности по текучести $S_T = \sigma_T / \sigma_{\max} = 250 / 149,6 = 1,67 > [S]_T = 1,5$.

Статическая прочность вала обеспечена.

Величина амплитудных напряжений в опасном сечении вала

$$\sigma_a = \frac{M}{W'} = \frac{M}{0,25\pi d_c^2 \delta'} = \frac{710 \cdot 10^3}{0,25 \cdot 3,14 \cdot 63^2 \cdot 3,5} = 64 \text{ МПа.}$$

Величина предельных амплитудных напряжений принята из табл. 4.2 как для стыкового сварного соединения с учетом механической обработки шва (повышена на 40 %), $\sigma_{an} = 1,4 \cdot 74 = 104$ МПа.

Коэффициент запаса циклической прочности

$$S_a = \sigma_{an} \sqrt{\frac{N_{Gf}}{N}} / \sigma_a = 104 \cdot 1 / 64 \approx 1,62 > [S]_a = 1,5.$$

Циклическая прочность вала обеспечена.

Проверка прочности точечного шва. Диаметр сварной точки принять $d_t = 7$ мм из соотношения $1,2\delta + 4 \leq d_t \leq 1,5\delta + 5$. Точечный шов одно-срединный ($i = 1$), число точек $z = 36$, шаг точек

$$P_0 \cong \pi D/z = 3,14 \cdot 500/36 \cong 43 \text{ мм} > 3d_r = 21 \text{ мм}.$$

Сварные точки испытывают во время работы переменное нагружение: каждая сварная точка при вращении барабана регулярно попадает то в зону, где окружная сила F_T суммируется с силой F_Σ от натяжения ленты (с учетом двух дисков $F_\Sigma = 1,5F_T$ — см. гл. 14), то в зону, где эти силы вычитаются. Для упрощения расчетов принято $F_{\min} = F_\Sigma - F_T = 0$ (ошибка идет в запас прочности)

$$F_{\max} = 1,5F_T + K_n F_T = 1,5 \cdot 2000 + 2,0 \cdot 2000 = 7000 \text{ Н}.$$

Таким образом, сварные точки при работе нагружаются по отнулевому циклу. Касательное напряжение в наиболее нагруженной точке (опасное сечение представляет круг диаметром d_r) вычисляют по формуле

$$\tau_{\max} = F_{\max} / (z \pi d_r^2 / 4) = 7000 / (1 \cdot 36 \cdot 3,14 \cdot 7^2 / 4) = 5,1 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса по касательным напряжениям (по текучести при сдвиге)

$$S_\tau = \tau_r / \tau_{\max} = 0,6 \cdot \sigma_\tau / \tau_{\max} = 0,6 \cdot 250 / 5,1 = 29,4 > [S]_\tau = 1,5.$$

Статическая прочность точечного шва обеспечена.

Коэффициент запаса по амплитудным напряжениям

$$S_a = \frac{\tau_{an}}{\tau_a} = 0,6 \frac{\sigma_{an}}{\tau_a} = 0,6 \frac{2 \cdot 13}{3,6} = 4,3 > [S]_a = 3,0,$$

где σ_{an} — предельное амплитудное напряжение для точечного шва, $\sigma_{an} = 13 \text{ МПа}$;

τ_a — амплитудное напряжение сдвига точки при отнулевом цикле (без учета пусковых перегрузок), $2\tau_a = F^* / (z \pi d_r^2 / 4) = 2,5 \cdot 2000 / (1 \cdot 36 \cdot 3,14 \cdot 7^2 / 4) = 3,6 \text{ МПа}$,

$$F^* = 1,5F_T + F_T = 2,5F_T.$$

Циклическая прочность точечного шва обеспечена.

Вероятность безотказной работы сварного вала-барабана определяют по слабому звену — по циклической прочности стыкового шва ($S_a = 1,62$). Принято, что σ_{an} и σ_a некоррелированы и распределены по нормальному закону.

Определяют квантиль

$$u_p = - \frac{S_a - 1}{\sqrt{v_{lim}^2 S_a^2 + v_d^2}} = - \frac{1,62 - 1}{\sqrt{0,12^2 \cdot 1,62^2 + 0,35^2}} \cong 1,6,$$

где v_{lim} — коэффициент вариации предела выносливости детали при симметричном цикле нагружения (принято среднее значение 0,12); v_d — коэффициент вариации действительного (амплитудного) напряжения (принято среднее значение 0,35).

Величина квантиля $u_p = -1,6$ соответствует вероятности отказа $Q = 6\%$ или вероятности неразрушения $P = 94\%$, что выше рекомендуемого значения (90 %) для изделий машиностроения общего назначения.

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ С НАТЯГОМ

5.1. Общие сведения

Соединения деталей с натягом — это напряженные соединения, в которых на поверхностях контакта соединяемых деталей после сборки возникают распределенные по поверхности контакта и нормальные к поверхности контакта силы. Эти силы (т. е. давление на поверхности контакта) появляются вследствие упругих (или упругопластических) деформаций деталей соединения при сборке и определяются натягом — разностью размеров охватываемой и охватывающей деталей. При изготовлении деталей соединений с натягом посадочный размер охватываемой детали делают больше, а охватывающей — меньше. После сборки посадочный размер деталей становится общим, при этом посадочный размер охватывающей детали увеличивается, а охватываемой — уменьшается. Детали соединения при сборке деформируются, соединение после сборки становится напряженным.

Передача соединением сдвигающих нагрузок по отношению к поверхности контакта осуществляется за счет сил трения (сцепления), возникающих на поверхности контакта деталей соединения после сборки. Действие на соединение нагрузок, нормальных к поверхности контакта (поперечные силы, изгибающие моменты), вызывает перераспределение первоначального давления, которое появилось на поверхности контакта деталей соединения при сборке.

Различают соединения деталей по цилиндрическим и коническим поверхностям, когда специальные соединительные детали отсутствуют (рис. 5.1), и соединения деталей по плоскости с помощью специальных соединительных деталей: стяжных колец, планок и т. п. (рис. 5.2).

Наиболее широко применяют соединения по цилиндрическим и коническим поверхностям из-за простоты конструкции и технологичности; поэтому ниже рассмотрены только эти соединения.

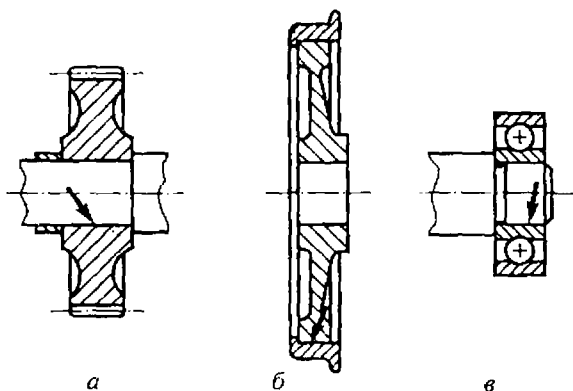


Рис. 5.1. Соединения с натягом по цилиндрической поверхности (посадочные поверхности отмечены стрелкой)

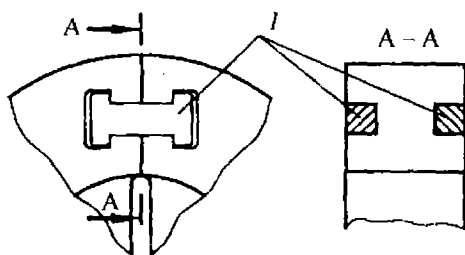


Рис. 5.2. Соединения с натягом по плоскости с помощью стяжных планок 1

5.2. Соединения с натягом по цилиндрическим и коническим поверхностям

Общие сведения. Детали соединения обычно имеют цилиндрические и значительно реже конические поверхности контакта (посадочные). Соединения с натягом часто применяют для установки на валы и оси зубчатых колес (рис. 5.1, а), шкивов, звездочек, колец подшипников качения (рис. 5.1, в) и др. Соединения с

натягом иногда применяют для изготовления составных деталей; примерами составных деталей, получаемых с помощью натяга, являются составные коленчатые валы, составные зубчатые и червячные колеса, колесные центры и бандажи колес железнодорожного подвижного состава (рис. 5.1, б). Детали одного соединения могут быть изготовлены из одинаковых или разных материалов.

Достоинства соединения: простая технология изготовления; хорошее центрирование (базирование) соединяемых деталей; эти соединения могут воспринимать значительные силы и моменты, причем нагрузки могут быть постоянными, переменными, реверсивными, ударными.

Недостатки: большое рассеяние прочности (несущей способности) среди одинаковых соединений в связи с рассеянием действительных сопрягаемых размеров деталей в пределах полей допусков и в связи с рассеянием значений коэффициента трения; снижение усталостной прочности валов из-за появления концентрации напряжений; трудности неразрушающего контроля прочности соединения; сложность сборки и разборки при больших натягах; возможность повреждения посадочных поверхностей при разборке.

Способы получения соединения с натягом.

Запрессовка. Это простейший и высокопроизводительный способ, обеспечивающий возможность контроля нагрузочной способности путем измерения силы запрессовки. Однако в этом случае существует опасность повреждения посадочных поверхностей; коэффициент трения (сцепления) понижен из-за сглаживания (срезания или смятия) микронеровностей поверхностей контакта при запрессовке и уменьшении шероховатости посадочных поверхностей.

Нагрев охватываемой детали. Технологически отработанный и простой способ, обеспечивающий повышение коэффициента трения (сцепления) и нагрузочной способности соединений при сдвигающих нагрузках примерно в 1,5 раза по сравнению с запрессовкой, так как отсутствует срезание микронеровностей поверхностей контакта, как при запрессовке. Этот способ особенно эффективен при больших длинах посадочной поверхности; контроль нагрузочной способности такого соединения затруднен.

Охлаждение охватываемой детали преимущественно применяют для установки небольших деталей в массивные, крупные детали (корпуса машин, станины); по свойствам этот способ аналогичен способу «нагрев охватывающей детали».

Гидрозапрессовка. Нагнетание масла под давлением в зону контакта через сверления в валу значительно (в 10...15 раз) снижает необходимую силу запрессовки и распрессовки и уменьшает опасность задира посадочных поверхностей. Наиболее эффективен этот способ при больших диаметрах посадки и в соединениях по конической поверхности, однако его применяют только при наличии специального оборудования.

Термомеханические соединения из материалов с памятью формы. Этот вид соединений появился сравнительно недавно и здесь не рассматривается.

Натягом называют положительную разность размеров посадочных поверхностей охватываемой и охватывающей деталей, т. е. для соединений по цилиндрическим или коническим поверхностям натяг есть положительная разность диаметров посадочной поверхности вала и отверстия в ступице.

При расчетах соединений с натягом следует учитывать следующие обстоятельства. Расчетный натяг N , определяющий давление p на поверхности контакта и несущую способность соединения, будет меньше натяга N_n , измеренного до сборки, так как при сборке происходит срез или пластическое обмятие вершин микронеровностей поверхностей контакта; это приводит к увеличению диаметра отверстия в ступице и уменьшению диаметра вала и как следствие — к уменьшению натяга. В соединениях, подвергающихся нагреву или охлаждению при работе, происходит изменение начального (холодного) натяга в том случае, если детали изготовлены из материалов с различными коэффициентами линейного расширения или если при работе одна из деталей нагревается больше (меньше) другой. В быстровращающихся деталях диаметральные размеры охватывающей детали под действием центробежных сил увеличиваются, что приводит к уменьшению натяга.

* Крахин О.И., Кузнецов А.П., Косов М.Г. Материалы с термомеханической памятью в станкостроении. — М.: Изд-во ВНИИТЭМР, серия 7: Технология и оборудование обработки металлов резанием. Выпуск 5, 1988.

Несущая способность и потребное давление. В качестве основного допущения принимаем, что после сборки соединения на всей поверхности контакта действует возникшее в результате упругой деформации материала соединяемых деталей равномерно распределенное нормальное к поверхности контакта давление p . Давление p вызывает появление сил трения (сцепления) на поверхностях контакта. Основным условием работоспособности соединения, нагруженного сдвигающими силами и моментами, является условие отсутствия взаимного сдвига деталей соединения под действием приложенной нагрузки, т. е. результирующая сдвигающая нагрузка от действия на соединение осевой силы, вращающего момента или их комбинации не должна превосходить суммарную силу трения на поверхности контакта деталей соединения.

При нагружении соединения осевой силой F_a (рис. 5.3, а) условие несдвигаемости деталей соединения можно записать в виде

$$F_a < \pi d l p f ,$$

откуда, вводя запас сцепления s (для учета неточностей расчетной модели и возможного рассеивания величины коэффициента трения f), получим формулу для расчета потребного давления на поверхностях контакта

$$p = \frac{s F_a}{\pi d l f} ,$$

где F_a — действующая на соединение осевая сила; f — коэффициент трения; d и l — диаметр и длина посадочной поверхности соответственно; s — коэффициент запаса сцепления (рекомендации по выбору f и s).

При нагружении соединения вращающим моментом T (рис. 5.3, б) условие несдвигаемости деталей

$$T < \frac{\pi d l p f d}{2} ,$$

откуда потребное давление для передачи вращающего момента T

$$p = \frac{2Ts}{\pi d^2 l f} .$$

При одновременном нагружении соединения вращающим моментом T и осевой силой F_a расчет условно ведут по равнодействующей силе F_Σ , составляющими которой являются окружная сила $2T/d$ и осевая сила F_a , т. е. $F_\Sigma = \sqrt{(2T/d)^2 + F_a^2}$, тогда требуемое давление

$$p = \frac{s\sqrt{(2T/d)^2 + F_a^2}}{\pi d l f} \quad (5.1)$$

Эти формулы получены для расчетной модели с равномерным распределением давления p по поверхности контакта. В действительности давление распределено по поверхности контакта неравномерно [14]. Допущение о равномерности давления не приводит к значительным ошибкам в расчетах при отношениях $l/d \leq 0,8 \dots 1,0$.

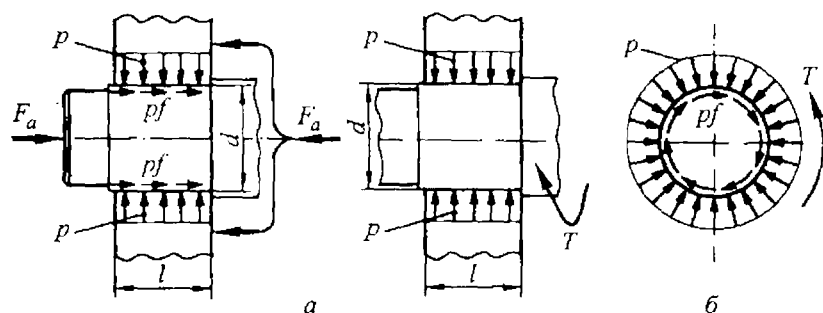


Рис. 5.3. Расчетные схемы цилиндрических соединений с натягом

В приближенных расчетах для обычных условий значение коэффициента трения f выбирают по табл. 5.1; при вибрационной нагрузке коэффициент трения f следует уменьшить на 30 %.

Необходимо подчеркнуть, что коэффициент трения (сцепления) зависит от способа получения соединения. Если при сборке соединения гребешки микронеровностей посадочных поверхностей не срезаются, например при сборке тепловой или гидрозапрессовкой, коэффициент трения повышается. Еще больший эффект повышения коэффициента трения достигается осаждением в процессе химического никелирования на поверхности

вала тонкого слоя из твердых частиц карбида бора или карбида кремния; такой слой повышает коэффициент трения f в соединениях с натягом до 0,45...0,7.

Таблица 51

Коэффициенты трения (сцепления) f в соединениях с натягом при стальном вале (охватываемая деталь выполнена из стали)

Материал втулки (ступицы, охватываемой детали)	Состояние поверхностей	Способ сборки	f
Сталь	Без покрытий	Тепловая	0,14
		Гидрозапрессовка	0,12
		Под прессом (запрессовка)	0,08
Сталь	Вал цементирован или азотирован	Тепловая	0,28
		Гидрозапрессовка	0,25
Сталь	С порошком корунда	Тепловая	0,45
Чугун	Без покрытий	Под прессом со смазкой	0,08
		Под прессом без смазки	0,09
		Тепловая	0,13
Латунь, бронза	Без покрытий	Под прессом	0,05
		Тепловая	0,05
Алюминиевые сплавы	Без покрытий	Под прессом без смазки	0,03
		Тепловая	0,045

При нагружении соединения изгибающим моментом M (рис. 5.4) согласно приближенной расчетной модели полагают, что на равномерную эпюру давлений p от посадки накладывается эпюра давлений p_1 , вызванная моментом M . При этом одна половина изгибающего момента M воспринимается верхней, а другая половина момента — нижней частью соединения. Приближенно максимальное значение давления p_1 от момента M определяют по формуле

$$p_1 = \frac{4}{\pi} \frac{M}{2W} = \frac{12M}{\pi d l^2},$$

где $4/\pi$ — множитель, учитывающий серпообразный характер распределения по окружности давления p_1 [31] от момента M (см. рис. 5.4, сечение А-А); $W = d l^2 / 6$ — момент сопротивления изгибу осевого прямоугольного сечения $d \times l$.

В качестве критерия работоспособности соединения принимают условие нераскрытия стыка, т. е. считают, что в любой точке на поверхности контакта после приложения к соединению момента M должно остаться некоторое давление. Для такой расчетной модели условие работоспособности соединения следующее $p > p_1$.

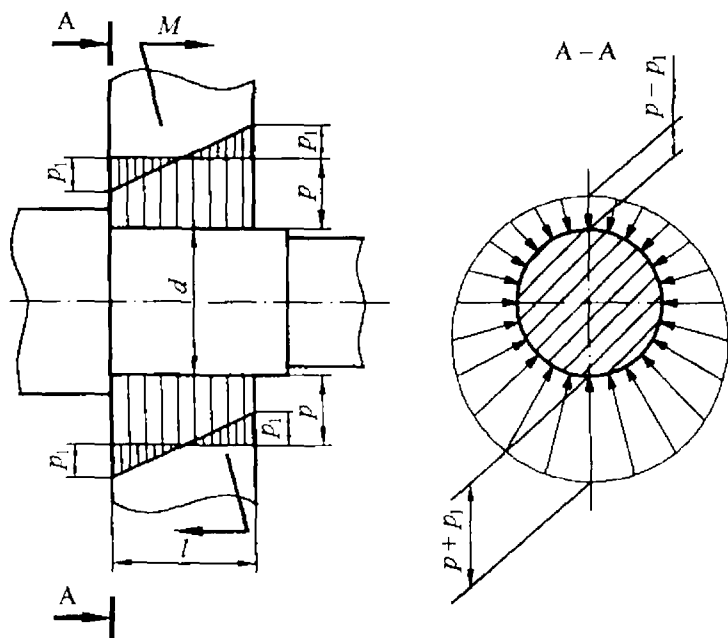


Рис. 5.4. Эпюры давлений в соединении с натягом при нагружении изгибающим моментом M :

p — давление от натяга; p_1 — давление от момента M

Согласно этому условию должно быть $p \geq 12M / (\pi d l^2)$ или $M \leq \pi p d l^2 / 12$, тогда требуемое давление p для восприятия соединением изгибающего момента определяют по выражению

$$p = \frac{12M}{\pi d l^2}. \quad (5.2)$$

При одновременном нагружении соединения осевой силой F_a , вращающим моментом T и изгибающим моментом M потребным давлением является большее значение из двух, полученных по формулам (5.1) и (5.2).

Натяги и посадки. Формула Ляме. Из курса «Сопротивление материалов» [39] известно решение (формулы Ляме) для напряжений и деформаций толстостенных труб под действием внутреннего и внешнего давлений. Это решение получено в предположении, что длина трубы существенно больше ее радиуса, материал трубы однороден, поверхности контакта идеально гладкие. Применяя это же решение к расчету соединений с натягом цилиндрических деталей, считают, что расчетный (теоретический) натяг N и давление p на стыке деталей связаны зависимостью Ляме, которая является основой для расчетов соединений с натягом при подборе посадки

$$N = 10^3 p d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (5.3)$$

где N — расчетный (теоретический) натяг, мкм; C_1 и C_2 — коэффициенты

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2,$$

где d — номинальный посадочный диаметр соединения, мм; d_1 — диаметр отверстия в охватываемой детали (вале), мм; d_2 — наружный диаметр охватывающей детали (ступицы), мм (рис. 5.5); p — давление на поверхности контакта деталей соединения, МПа; E_1, E_2, μ_1, μ_2 — соответственно модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей; индекс 1 для охватываемой детали (вала), индекс 2 для охватывающей детали (ступицы). Модули упругости и коэффициенты Пуассона приведены в табл. 5.2.

Если в формулу Ляме (5.3) подставить потребное давление p , найденное по формулам (5.1) и (5.2), то получим минимальный расчетный натяг $N_{\min}$, необходимый для обеспечения работоспособности соединения. Измеряемый по вершинам микронеровно-

стей до сборки минимальный натяг $N_{\text{и min}}$ и соответствующий минимальный расчетный натяг N_{min} связаны зависимостью

$$N_{\text{и min}} = N_{\text{min}} + U. \quad (5.4)$$

Таблица 5.2

Значения модулей упругости (E) и коэффициентов Пуассона (μ)

Материал	E , МПа	μ
Сталь	$2,1 \cdot 10^5$	0,3
Серый чугун	$1,4 \cdot 10^5$	0,25
Бронза	$1,1 \cdot 10^5$	0,33
Алюминиевые сплавы	$0,78 \cdot 10^5$	0,32
Титановые сплавы	$1,0 \cdot 10^5$	0,33

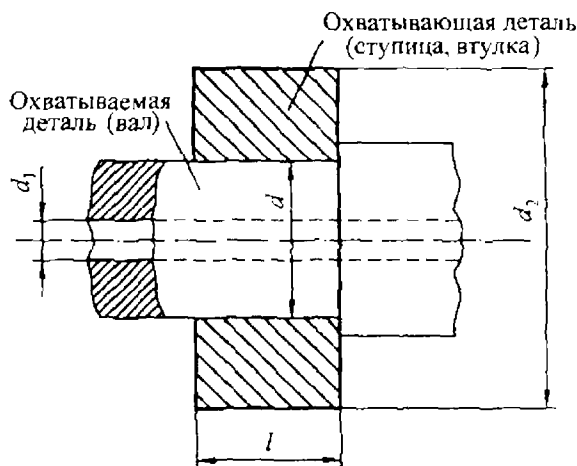


Рис. 5.5. Схема соединения с натягом по цилиндрической поверхности диаметром d

Поправка U учитывает способ сборки и условия эксплуатации соединения

$$U = U_R + U_t + U_{\omega},$$

где U_R — поправка, учитывающая обмятие (срез) микронеровностей при сборке, мкм; U_t — учитывает снижение натяга вследствие нагрева или охлаждения деталей соединения во время

работы, мкм: U_{ω} — учитывает снижение натяга в быстровращающихся соединениях, мкм.

Поправки определяют по следующим формулам:

$$U_R = 1,2(Rz_1 + Rz_2) \approx 5,5(Ra_1 + Ra_2),$$

Ra_1 и Ra_2 — среднеарифметическое отклонение профилей, Rz_1 и Rz_2 — высоты микронеровностей, мкм [31], посадочных поверхностей вала и ступицы соответственно;

$$U_t = d[\alpha_2(t_2 - t_0) - \alpha_1(t_1 - t_0)] \cdot 10^{-3},$$

α_1 и α_2 — коэффициенты линейного расширения материала вала и ступицы соответственно, $1/^\circ\text{C}$ (см. ниже); t_1 , t_2 и t_0 — средние рабочие температуры вала, втулки и окружающей среды соответственно, $^\circ\text{C}$; d — посадочный диаметр, мм;

$$U_{\omega} = \frac{\rho \omega^2}{E} d(d_2^2 - d_1^2)(3 + \mu),$$

ρ — плотность материала охватывающей детали соединения, кг/м^3 ; ω — угловая скорость, $1/\text{с}$; d , d_2 и d_1 — диаметры (см. рис. 5.5), мм; μ — коэффициент Пуассона; E — модуль упругости материала охватывающей детали (см. табл. 5.2), МПа.

Поправку U учитывают не только для минимального, но и для любых других натягов.

Размеры, проставляемые на чертежах деталей или соединений в миллиметрах, называют номинальными. Измеряемый после изготовления (точения, шлифования и т. п.) действительный размер готовой детали лишь случайно может совпасть точно с заданным номинальным. Обычно он отличается от номинального и является случайной величиной. Известно, что для правильной сборки и нормальной работы партии идентичных соединений детали этих соединений могут иметь некоторое рассеяние (отклонение, разброс) действительных размеров относительно номинальных. Экономически целесообразные предельные отклонения размеров деталей определены единой системой допусков и посадок, установленной ГОСТ 25347–82 и ГОСТ 25346–82. Разница между наибольшим и наименьшим установленными стандартами предельными размерами деталей называется допуском или полем допуска. Характер сопряжения (посадки) деталей с цилинд-

дрической посадочной поверхностью зависит от действительных размеров диаметров сопрягаемых поверхностей охватываемой детали — вала и охватывающей детали — ступицы, втулки, т. е. характер посадки определяется сочетанием полей допусков диаметра вала и диаметра отверстия в ступице. Если размер диаметра отверстия ступицы меньше, чем у вала, то после сборки получается соединение с натягом.

Существует две системы образования посадок: система отверстия и система вала. Система отверстия более распространена в машиностроении, так как при ее использовании меньше ассортимент инструментов для точной обработки отверстий в ступицах и расходы на изготовление деталей соединений ниже.

В основе системы отверстия лежит неизменность поля допуска для данного диаметра отверстия от вида посадки, т. е. установленные стандартами предельные отклонения (поле допуска) для данного диаметра отверстия одинаковы для всех посадок. Различные посадки (с зазором, натягом и переходные) при данном номинальном диаметре посадки создаются путем изменения предельных отклонений (поля допуска) размера диаметра вала. Отверстие в этой системе называют основным, его поле допуска обозначают H . Нижнее отклонение EI размера основного отверстия равно нулю, а поле допуска TD основного отверстия располагается выше номинального диаметра посадки, причем верхнее отклонение основного отверстия $ES = TD$. Величина допуска TD увеличивается с ростом диаметра и качества (с ростом качества от 0 до 17 снижается степень точности). Для общего машиностроения применяют качества от 5 до 11. Выше поля допуска отверстия располагаются поля допусков Td диаметров валов (рис. 5.6). При данном номинальном диаметре d каждой стандартной посадке с натягом в системе отверстия (ГОСТ 25346–89 и ГОСТ 25347–89) соответствуют определенные значения минимального $N_{ст\ min}$ и максимального $N_{ст\ max}$ стандартных натягов.

$$N_{ст\ min} = ei - ES; \quad N_{ст\ max} = es,$$

где ES и es — верхнее отклонение соответственно отверстия и вала; ei — нижнее отклонение вала.

У большой партии одинаковых деталей размер диаметра посадочной поверхности является случайной величиной и имеет

рассеивание (распределение), которое в пределах поля допуска близко к нормальному распределению Гаусса. Натяги также подчиняются распределению Гаусса (рис. 5.7). Вероятность появления в производстве валов и отверстий с размерами посадочных поверхностей, близкими к предельным отклонениям, очень мала;

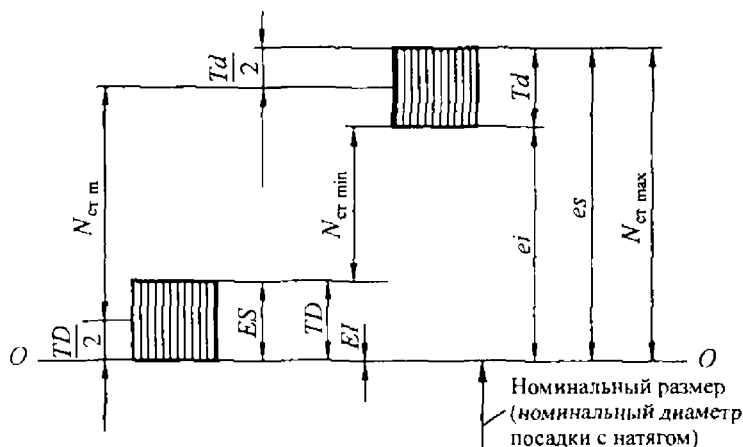


Рис. 5.6. Поля допусков в системе отверстия деталей соединений с натягом: TD — поле допуска на размер диаметра отверстия; Td — поле допуска на размер диаметра вала

еще меньше вероятность сочетания в одном соединении валов и отверстий с предельными размерами. Отбрасывая (отрезая) такие маловероятные сочетания в распределении возможных натягов (отброшенные зоны заштрихованы на рис. 5.7) и допуская тем самым определенную вероятность «разрушения» соединений (риск появления больших или меньших натягов), можно увеличить минимальный и снизить максимальный натяг у стандартных посадок; это позволит применить другую посадку с меньшим максимальным натягом $N_{ст\ max}$, что благоприятно для прочности деталей. Полученные таким образом натяги называют вероятностными и обозначают N_p . При нормальном законе распределения натягов

$$N_{p\ min} = N_{ст\ m} - u_p S_N; \quad N_{p\ max} = N_{ст\ m} + u_p S_N,$$

где $N_{P \min}$ и $N_{P \max}$ — минимальный и максимальный вероятностные натяги при надежности P и степени риска $1 - P$; $N_{P m} = N_{ст m} = \frac{N_{ст \max} + N_{ст \min}}{2}$ — средний натяг; u_P — квантиль

нормального распределения; $S_N = \frac{1}{6} \sqrt{(TD)^2 + (Td)^2}$ — среднее квадратичное отклонение натяга. Надежность (вероятность «неразрушения», вероятность безотказной работы) можно оценить при большой партии идентичных соединений как отношение числа «неразрушившихся» соединений, т. е. выдержавших заданную нагрузку, к общему числу испытанных соединений.

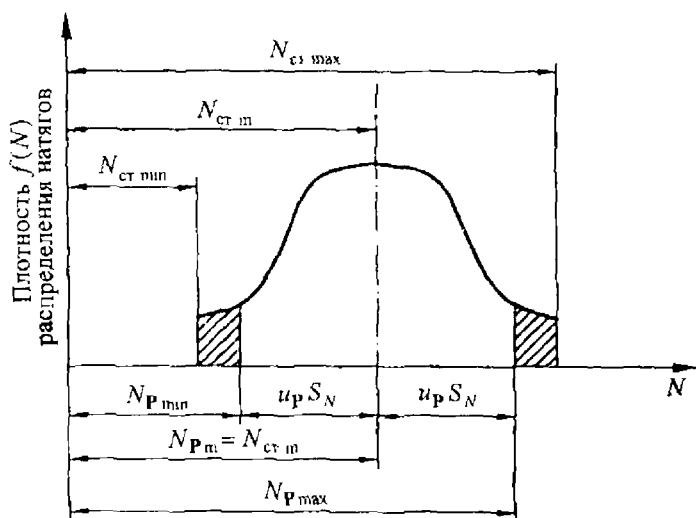


Рис. 5.7. Плотность $f(N)$ распределения натягов N

Квантиль нормального распределения u_P принимает следующие значения в зависимости от вероятности «неразрушения» P (надежности) [2]:

$P \dots\dots$	0,9	0,95	0,97	0,99	0,995	0,997	0,998	0,9986	0,999
$u_P \dots$	1,28	1,64	1,88	2,33	2,58	2,75	2,88	3,00	3,09

В табл. 5.3 приведены значения вероятностных натягов для ряда посадок в системе отверстия при вероятности «неразрушения» $P = 0,9986$ ($u_P = 3,0$); обычно для изделий общего машиностроения такая надежность считается достаточной. Стандартная посадка обеспечивает передачу всеми соединениями заданной нагрузки со 100%-ной гарантией ($P = 1,0$), если выполнено условие

$$N_{ст min} \geq N_{н min}.$$

Если допускается определенная степень риска ($P < 1$), то при подборе стандартной посадки следует выполнить условие

$$N_{P min} \geq N_{н min},$$

здесь $N_{н min}$ определяют по формуле (5.4).

Понятия случайной величины, распределения случайных величин, плотность распределения, квантили и другие излагаются в курсе «Теория вероятностей» [2].

Прочность деталей соединения. После сборки соединения на поверхности контакта (на посадочной поверхности) деталей соединения возникает нормальное к поверхности контакта давление, которое в первом приближении считают равномерно распределенным по поверхности сопряжения. Приблизительно детали соединения (валы и насаженные на валы детали) считают толстостенными трубами под действием внешнего и внутреннего давлений, торцы труб свободны от напряжений, поперечные сечения остаются плоскими. При таких допущениях напряжения в деталях соединений с натягом можно определять по формулам Ляме [39].

Эпюры распределения в поперечном сечении деталей соединения нормальных напряжений окружного σ_t и нормальных напряжений радиального σ_r направлений согласно решению Ляме имеют вид, показанный на рис. 5.8; вдоль оси соединения и по центральному углу напряжения не меняются.

Наибольшие напряжения возникают у внутренней поверхности охватываемой детали и согласно решению Ляме при внутреннем давлении p они равны

$$\sigma_r = -p; \quad \sigma_t = p \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}. \quad (5.5)$$

Значения вероятностных натягов для посадок в системе отверстия

Интервалы номинальных диаметров посадок, мм	Значения вероятностных натягов $N_{p\min} / N_{p\max}$ (мкм) для посадок													
	Н7/p6	Н7/s6	Н7/s7	Н7/s8	Н7/s9	Н7/s10	Н7/s11	Н7/s12	Н7/s13	Н7/s14	Н7/s15	Н7/s16	Н7/s17	Н7/s18
18...24	6/30	12/36	19/43	20/50	—	—	—	26/56	33/63	40/70	48/72	49/79	60/90	9/48
24...30	6/30	12/36	19/43	20/50	25/49	25/58	30/66	42/78	50/86	61/90	62/98	76/110	13/59	9/48
30...40	7/36	15/44	24/53	25/61	35/64	36/72	52/88	66/108	81/123	99/134	101/143	123/165	18/72	9/48
40...50	7/36	15/44	24/53	25/61	35/64	36/72	52/88	66/108	81/123	99/134	101/143	123/165	18/72	9/48
50...65	9/44	18/53	30/65	32/74	43/78	45/87	54/96	81/123	99/141	123/158	125/167	153/195	24/78	9/48
65...80	9/44	20/55	36/71	38/80	52/87	54/96	66/116	99/149	121/171	151/192	153/203	189/239	29/93	9/48
80...100	10/51	24/65	44/85	46/96	64/105	66/116	99/149	121/171	151/192	183/224	185/235	229/278	37/101	9/48
100...120	10/51	27/68	52/93	54/104	77/118	79/129	119/169	147/196	174/230	217/264	220/276	272/328	43/117	9/48
120...140	12/59	32/79	61/108	64/120	91/138	94/150	142/198	174/230	200/256	249/296	252/308	312/368	51/125	9/48
140...160	12/59	34/81	69/116	72/128	103/150	106/162	162/218	200/256	224/280	279/326	282/338	352/408	59/133	9/48
160...180	12/59	37/84	77/124	80/136	115/162	118/174	182/238	224/280	251/317	314/368	317/387	392/458	66/152	9/48
180...200	14/69	41/95	86/140	89/155	130/184	133/199	203/269	251/317	314/368	352/418	352/418	437/503	74/160	9/48
200...225	14/69	44/98	94/148	97/163	144/198	147/213	225/291	277/341	349/403	352/418	352/418	437/503	74/160	9/48
225...250	14/69	48/103	104/158	107/173	160/214	163/229	251/317	307/373	389/443	393/485	393/485	487/553	84/170	9/48
250...280	15/77	53/115	117/179	121/195	177/239	181/255	278/352	348/422	434/496	438/512	438/512	543/617	95/191	9/48
280...315	15/77	57/119	129/191	133/207	199/261	203/277	313/387	388/462	484/546	488/562	488/562	613/687	107/203	9/48

Примечание. Наиболее предпочтительные посадки обведены рамкой, предпочтительные посадки подчеркнуты.

При использовании для изготовления деталей соединения одинаковых материалов обычно более слабым элементом оказывается охватывающая деталь (ступица детали, насаженной на вал). Расчет ее на прочность можно проводить в следующем порядке.

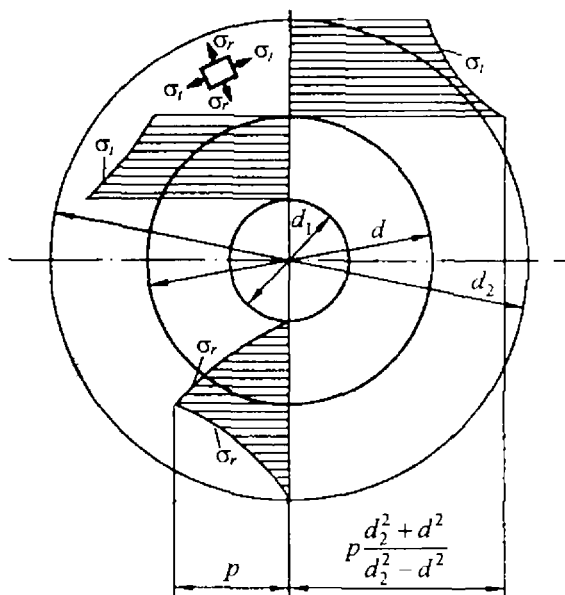


Рис. 5.8. Эпюры распределения напряжений σ_r и σ_t в деталях соединения с натягом

Для стандартной посадки, подобранной по нагрузочной способности, находят $N_{ст\max}$ или $N_{P\max}$, и, вводя поправку U , по формуле (5.4) находят максимальный расчетный натяг:

$$N_{\max} = N_{ст\max} - U \quad \text{или} \quad N_{\max} = N_{P\max} - U.$$

Используя формулу (5.3) Ляме, определяют максимальное давление на поверхности контакта при максимальном натяге

$$p_{\max} = \frac{N_{\max} 10^{-3}}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}.$$

Далее по формулам (5.5) находят соответствующие максимальные напряжения

$$\sigma_{r \max} = -p_{\max}; \quad \sigma_{t \max} = p_{\max} \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}.$$

Наибольшие эквивалентные напряжения по теории прочности максимальных касательных напряжений

$$\sigma_{\text{экв max}} = \frac{2p_{\max}}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}.$$

Напряжения $\sigma_{\text{экв max}}$ и $\sigma_{t \max}$ не должны (по возможности) превышать предела текучести σ_{T2} материала охватывающей детали.

Появление пластических деформаций не является во всех случаях недопустимым. Опыт свидетельствует, что надежные соединения с натягом получаются и при наличии небольшой пластической зоны вблизи внутренней поверхности ступицы. Давление на поверхности контакта, соответствующее началу пластических деформаций на внутренней поверхности ступицы, равно

$$p_T = \sigma_{T2} \frac{d_2^2 - d^2}{2d_2^2}, \quad (5.6)$$

где σ_{T2} — предел текучести материала охватывающей детали (ступицы).

Увеличение Δd_2 наружного диаметра охватывающей детали (ступицы, втулки), вызванное растяжением от давления p , можно определить по формуле

$$\Delta d_2 = \frac{2pd_2}{E_2 \left[\left(\frac{d_2}{d}\right)^2 - 1 \right]}.$$

Приведенные выше формулы основаны на предположении, что давление на поверхности контакта деталей соединения равномерно распределено по этой поверхности. Расчеты методом конечных элементов и эксперименты показывают, что давление в

направлении оси соединения распределяются неравномерно. Примерный характер распределения контактных давлений по длине ступицы показан на рис. 5.9 [14]; здесь имеет место концентрация напряжений (давления) у торцов ступицы.

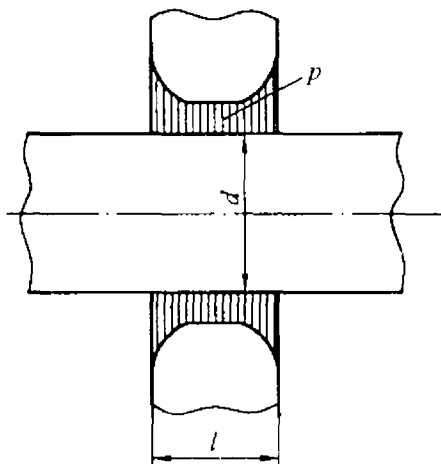


Рис. 5.9. Характер распределения контактных давлений p вдоль оси соединения с натягом

Концентрация напряжений при действии циклических переменных нагрузок приводит к разрушению вала при напряжениях в 1,5...3,0 раза ниже предела выносливости гладкого образца без концентрации напряжения; учет концентрации напряжений при расчетах соединений с натягом см. [1], [14]. Для уменьшения концентрации напряжения наиболее часто применяют следующие способы: ограничение относительной длины соединения (l не следует брать более $1,2 d$); утолщение подступичной части вала с плавным переходом (рис. 5.10, а); применение разгружающих выточек на торцах охватывающей детали (рис. 5.10, б) и др.

Технологические расчеты. Необходимая сила при сборке запрессовкой определяется выражением

$$F_{\text{п}} = \pi d l p_{\text{max}} f_{\text{п}},$$

где p_{max} — давление, соответствующее максимальному $N_{\text{ст max}}$ или максимальному вероятностному $N_{\text{р max}}$ натягу выбранной

посадки; f_n — коэффициент трения при прессовании (при сборке запрессовкой принимают для материалов: сталь—сталь $f_n = 0,22$; сталь—чугун $f_n = 0,14$; сталь—бронза или сталь—латунь $f_n = 0,1$). Сила, развиваемая прессом, должна быть больше F_n .

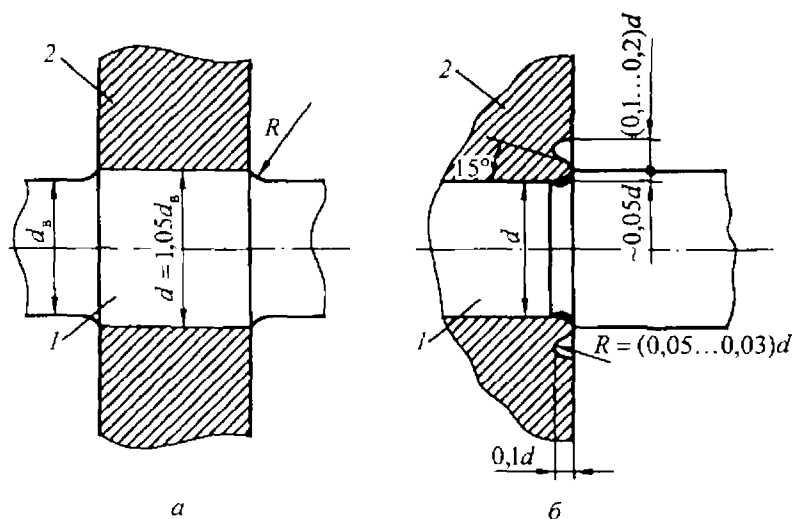


Рис. 5.10. Конструктивные способы уменьшения концентрации напряжений в соединениях с натягом:

1 — вал; 2 — ступица

Температура нагрева, °C, охватывающей детали при тепловой сборке

$$t_2 = 20^\circ\text{C} + \frac{N_{P\max} + \Delta_3}{\alpha_2 d \cdot 10^3}.$$

Температура охлаждения, °C, охватываемой детали при сборке охлаждением

$$t_1 = 20^\circ\text{C} - \frac{N_{P\max} + \Delta_3}{\alpha_1 d \cdot 10^3},$$

где Δ_3 — зазор, мкм, необходимый для обеспечения легкости сборки, который принимают равным основному отклонению вала ($\Delta_3 \approx 5...25$ мкм) (ГОСТ 25346–89, 25347–89); α_1 и α_2 — тем-

пературные коэффициенты линейного расширения охватываемой и охватывающей детали, в среднем α равны для стали $12 \cdot 10^{-6}$ мм/°С, для чугуна $10,5 \cdot 10^{-6}$ мм/°С, для бронз $17 \cdot 10^{-6}$ мм/°С, для алюминиевых сплавов $23 \cdot 10^{-6}$ мм/°С.

Температура нагрева не должна быть выше температуры отпуска, при которой твердость и прочность деталей снижаются или происходят структурные изменения в материале (например, для цементованных с последующей закалкой сталей эта температура примерно $+230^\circ\text{C}$, а для бронзы $+200^\circ\text{C}$). Охватываемую деталь охлаждают сухим льдом (углекислотой), у которого температура испарения -79°C , или жидким азотом (воздухом) с температурой испарения -196°C .

При гидрозапрессовке давление масла должно быть $(1,4 \dots 1,9)p_{\max}$, где $p_{\max}$ — давление в соединениях на сопрягаемых поверхностях при наибольшем вероятностном натяге $N_{p \max}$ для выбранной посадки.

Пример расчета

Косозубое цилиндрическое колесо передает на вал номинальный вращающий момент $T = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$. На зубья колеса действуют силы: окружная $F_t = 4000 \text{ Н}$; радиальная $F_r = 1500 \text{ Н}$ и осевая $F_a = 1000 \text{ Н}$; точка приложения этих сил расположена в середине зубчатого венца колеса на диаметре d_u . Размеры деталей соединения даны на рис. 5.11. Материал колеса и вала: сталь 40Х, термообработка — улучшение, твердость поверхности 240...260 НВ, пределы текучести $\sigma_{T1} = \sigma_{T2} = 650 \text{ МПа}$. Сборка осуществляется запрессовкой. Требуется подобрать стандартную посадку для передачи заданной нагрузки.

Решение. Коэффициент запаса сцепления принимаем $s = 3$, так как на соединение действуют циклические напряжения изгиба, потому что силы F_t , F_r и F_a в пространстве неподвижны, а соединение вал-колесо вращается. Коэффициент трения $f = 0,08$ (см. табл. 5.1), так как детали соединения стальные без покрытий и сборка осуществляется под прессом (запрессовка). Действующий на соединение изгибающий момент от осевой силы F_a на колесе равен $M_u = F_a d_u / 2 = 1000 \cdot 2 / 2 = 100 \text{ Н} \cdot \text{м} = 100000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

Потребное давление для передачи вращающего момента T и осевой силы F_a определяем по формуле (5.1).

$$p_1 = \frac{s \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2}}{\pi f d l} = \frac{3 \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 100}{0,06}\right)^2 + 1000^2}}{3,14 \cdot 0,08 \cdot 60 \cdot 56} = 47,5 \text{ МПа.}$$

Потребное давление для восприятия изгибающего момента M_n из условия нераскрытия стыка находим по формуле (5.2)

$$p_2 \geq \frac{s 12 M_n}{\pi d l^2} = \frac{3 \cdot 12 \cdot 100000}{3,14 \cdot 60 \cdot 56^2} = 6,09 \text{ МПа.}$$

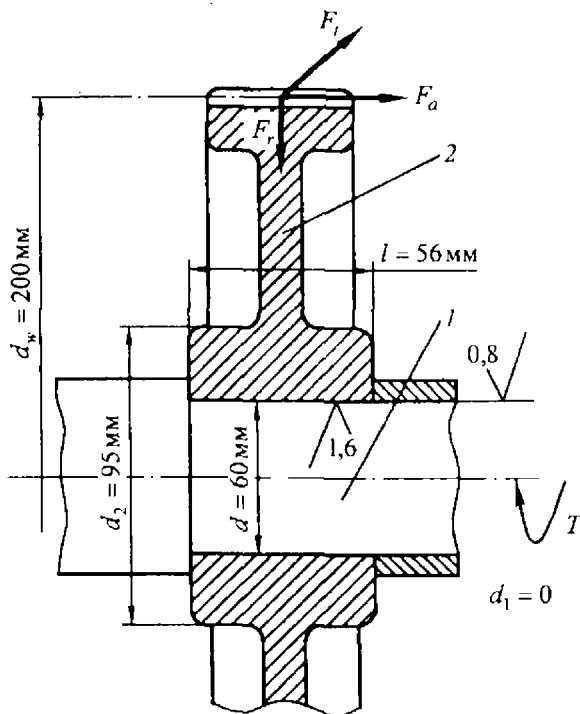


Рис. 5.11. Соединения с натягом вала 1 и косозубого цилиндрического колеса 2

Для дальнейшего расчета в качестве потребного давления p выбираем большее значение, т. е. $p = p_1 = 47,5 \text{ МПа.}$

Расчетный теоретический натяг определяем по формуле Ляме (5.3)

$$N = 10^3 p d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right).$$

Посадочный диаметр соединения $d = 60$ мм (см. рис. 5.11), вал сплошной стальной с параметрами: $d = 60$ мм; $d_1 = 0$; $\mu_1 = 0,3$; $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; ступица (зубчатое колесо) стальная с параметрами: $d_2 = 95$ мм; $d = 60$ мм; $\mu_2 = 0,3$; $E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, здесь условно принимают наружный диаметр d_2 охватывающей детали равным диаметру ступицы зубчатого колеса; тогда

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{0}{60}\right)^2}{1 - \left(\frac{0}{60}\right)^2} - 0,3 = 1 - 0,3 = 0,7;$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{60}{95}\right)^2}{1 - \left(\frac{60}{95}\right)^2} + 0,3 = 2,63.$$

При этих параметрах потребный расчетный теоретический натяг равен

$$N = 10^3 \cdot 47,5 \cdot 60 \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,63}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 45,2 \text{ мкм.}$$

Поправка на обмятие микронеровностей составляет

$$U_R = 5,5(R_{a1} + R_{a2}) = 5,5(0,8 + 1,6) = 13,2 \text{ мкм,}$$

где $R_{a1} = 0,8$, $R_{a2} = 1,6$ согласно рис. 5.11.

Поправки температурную U_t и скоростную U_ω принимаем равными нулю.

Минимальный измеренный натяг, требуемый для передачи заданной нагрузки, равен

$$N_{\text{изм}} = N + U_R + U_t + U_\omega = 45,2 + 13,2 + 0 + 0 = 58,4 \text{ мкм.}$$

Давление на поверхности контакта, при котором эквивалентные напряжения в ступице колеса достигают значения предела текучести материала ступицы $\sigma_{\tau 2} = 650$ МПа, находим по формуле (5.5)

$$p_\tau = \sigma_{\tau 2} \frac{d_2^2 - d^2}{2d_2^2} = 650 \frac{95^2 - 60^2}{2 \cdot 95^2} = 195,4 \text{ МПа.}$$

Расчетный натяг, соответствующий давлению p_τ , т. е. натяг, при котором эквивалентные напряжения у внутренней поверхности ступицы достигнут предела текучести материала ступицы, составляет

$$N_\tau = \frac{p_\tau}{p} N = \frac{195,4}{47,5} 45,2 = 185,9 \text{ мкм.}$$

С учетом поправок U_R , U_t и U_ω максимально допустимый измеренный натяг по условию отсутствия зон пластических деформаций у охватывающей детали (ступице зубчатого колеса) равен

$$N_{\max \tau} = N_{\tau} + U_R + U_I + U_{\omega} = 185,9 + 13,2 + 0 + 0 = 199,1 \text{ мкм.}$$

Принимаем систему отверстия. Допускаем вероятность появления (риск появления) больших и меньших натягов 0,14 %, т. е. принимаем надежность $P = 0,9986$. Условия пригодности посадки

$$N_{и \min} \geq N_{P \min}; \quad N_{\max \tau} \leq N_{P \max}.$$

Согласно табл. 5.3, из числа рекомендуемых стандартных посадок пригодна посадка $\varnothing 60 \text{ H7/h7}$, для которой вероятностный минимальный измеренный натяг $N_{P \min} = 66 \text{ мкм}$ больше минимального измеренного натяга, требуемого для передачи заданной нагрузки, $N_{и \min} = 58,4 \text{ мкм}$, а максимальный вероятностный натяг $N_{P \max} = 108 \text{ мкм}$ меньше максимального натяга по условию отсутствия пластических деформаций у ступицы колеса $N_{\max \tau} = 199,1 \text{ мкм}$.

Прочность деталей соединения, в частности ступицы зубчатого колеса, проверять не надо, так как у выбранной посадки максимальный вероятностный натяг $N_{P \max} = 108 \text{ мкм}$. При таком натяге эквивалентные напряжения в ступице будут меньше предела текучести материала ступицы, так как эквивалентные напряжения в ступице достигают предела текучести при натяге 199,1 мкм.

СОЕДИНЕНИЯ ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ

6.1. Соединения шпоночные

Общие сведения. Шпоночные соединения (рис. 6.1) применяются для передачи вращающего момента между валом и ступицей, насаженной на вал детали, например, ступицей зубчатого колеса, шкива, маховика и т. п. Передача вращающего момента между деталями соединения осуществляется с помощью специальной детали — шпонки (рис. 6.2).

Шпоночные соединения подразделяют на ненапряженные, осуществляемые призматическими (рис. 6.1, *а*), сегментными (рис. 6.1, *б*) или цилиндрическими (рис. 6.1, *в*) шпонками, и напряженные, осуществляемые клиновыми (рис. 6.1, *г*) шпонками.

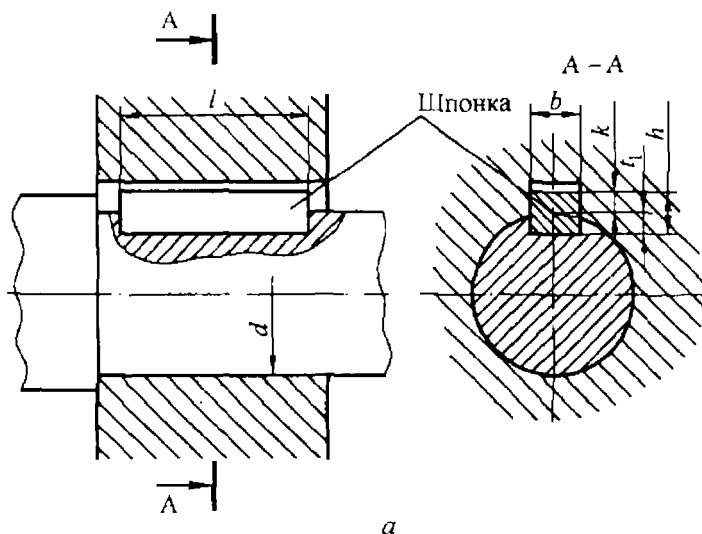
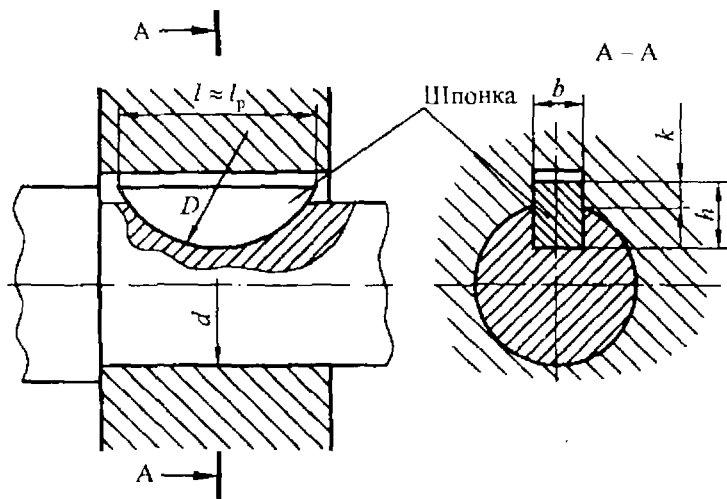
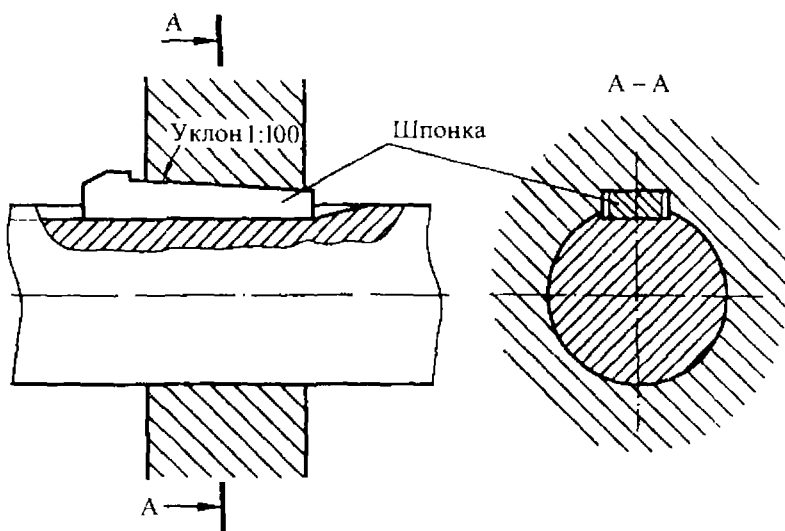


Рис. 6.1. Шпоночные соединения (начало)

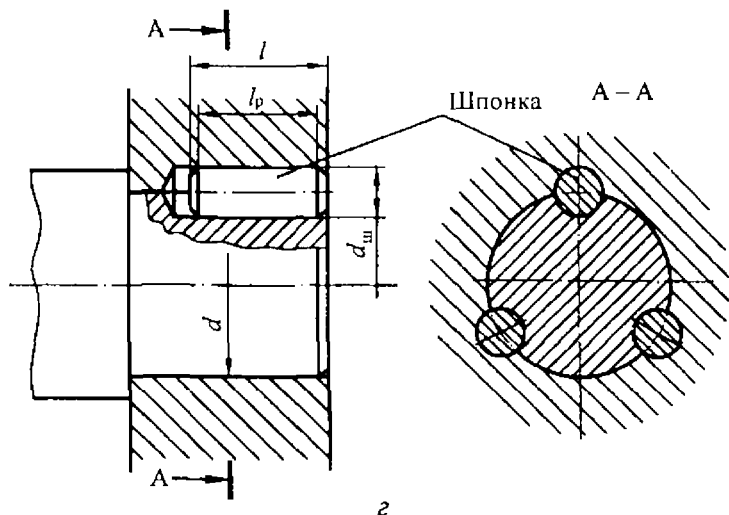


б



в

Рис. 6.1. Шпоночные соединения (продолжение)



2

Рис. 6.1. Шпоночные соединения (окончание):
 а — призматической шпонкой; б — сегментной шпонкой;
 в — клиновой шпонкой; г — цилиндрическими шпонками

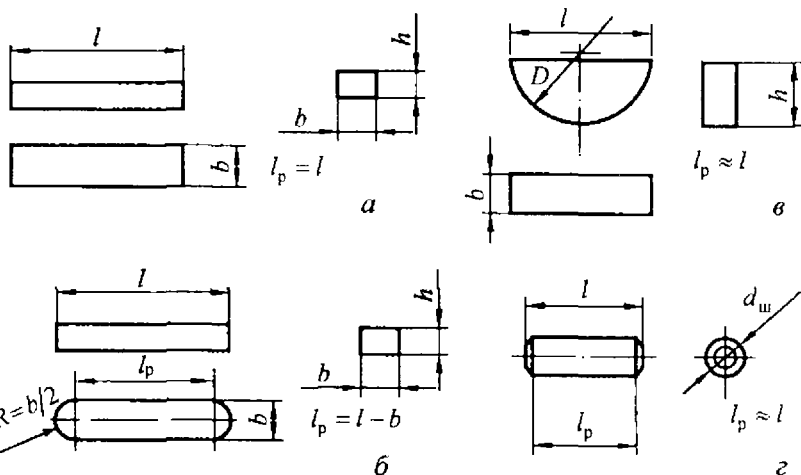


Рис. 6.2. Виды наиболее часто применяемых шпонок:
 а — призматические с плоскими торцами; б — призматические
 с закругленными торцами; в — сегментные; г — цилиндрические

Различают неподвижные и подвижные шпоночные соединения. В неподвижных соединениях ступицы не могут перемещаться по валу в осевом направлении, у подвижных соединений ступицы могут перемещаться по валу; в этом случае используют достаточно длинные направляющие шпонки, которые крепятся к валу винтами. В машиностроении основное распространение имеют ненапряженные неподвижные шпоночные соединения как более простые в изготовлении.

В напряженных шпоночных соединениях используют клиновые шпонки; они вызывают радиальное смещение ступиц относительно валов, что приводит к появлению дисбаланса; клиновые шпонки в настоящее время применяют редко и поэтому здесь не рассматриваются; см. [31].

Соединения призматическими шпонками. Эти соединения (см. рис. 6.1, а) наиболее широко применяют в машиностроении; призматические шпонки стандартизированы и их размеры выбирают по ГОСТ 23360–78.

Достоинства соединений призматическими шпонками: простота конструкции и низкая стоимость.

Недостатки: вал и ступица ослаблены шпоночными пазами; в зоне шпоночного паза возникает концентрация напряжений, что снижает усталостную прочность деталей соединений; трудно обеспечить их взаимозаменяемость, последнее вызывает необходимость ручной подгонки или подбора шпонки по пазу; малонадежная работа соединений при действии ударных, реверсивных и циклических нагрузок.

Шпонки общемашиностроительного назначения обычно изготавливают из углеродистых сталей 45 и 50 светлого проката или чистотянутых профилей. В сильно нагруженных соединениях применяют шпонки из легированных сталей, например, из стали 40Х с термической обработкой до твердости 35–45 HRC.

Ширину b и высоту h обыкновенных призматических шпонок (рис. 6.1, а; 6.2, а, б) выбирают по ГОСТ 233460–78 в зависимости от посадочного диаметра d соединения. Концы шпонок могут быть плоскими (рис. 6.2, а) или скругленными (рис. 6.2, б); шпонки со скругленными концами применяют чаще.

Глубина врезания шпонки в ступицу $k \cong 0,43h$ при $d < 40$ мм и $k \cong 0,4h$ при $d \geq 40$ мм. В расчетах приближенно принимают

заглубление шпонки в вал $t_1 \approx 0,6h$, а в ступицу $k = 0,4h$ (см. рис. 6.1, *а*). Обычно призматические шпонки вставляют в паз вала с натягом без дополнительного крепления, а в паз ступицы — с небольшим зазором.

Осевое фиксирование шпонки на валу наиболее просто осуществляют применением глухого паза, изготовляемого концевой (пальцевой) фрезой (рис. 6.3, *а*). Предпочтительно изготовление шпоночного паза на валу дисковой фрезой (рис. 6.3, *б*), при этом достигается более высокая точность выполнения размера b шпоночного вала и меньшая концентрация напряжений; однако осевая фиксация шпонки менее надежна. Пазы в ступице выполняют долблением (строганием) или протягиванием одношлицевой протяжкой.

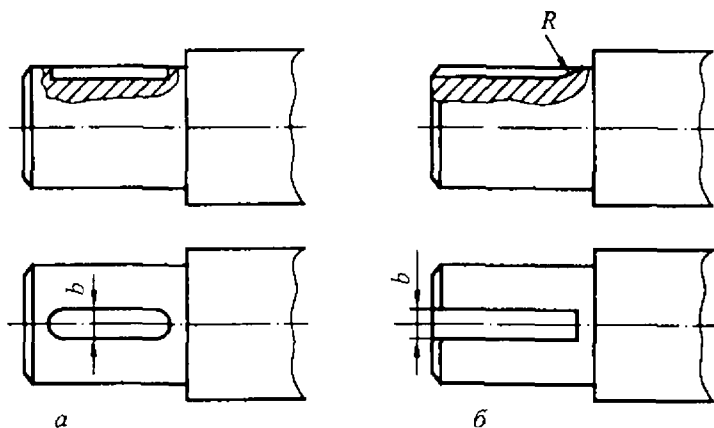


Рис. 6.3. Шпоночные пазы в валу, изготовленные:
а — концевой (пальцевой) фрезой; *б* — дисковой фрезой

Действующий на соединение вращающий момент T вызывает напряжения среза $\tau_{ср}$ в шпонке по сечению А—А (рис. 6.4) и напряжения смятия $\sigma_{см}$ на боковых гранях шпонки и пазов ступицы и вала. При стандартизации размеры поперечного сечения шпонок (b и h), а также глубину врезания шпонок в ступицу и в вал принимают таким образом, чтобы

несущую способность соединения определяли напряжения смятия на боковых гранях шпонки.

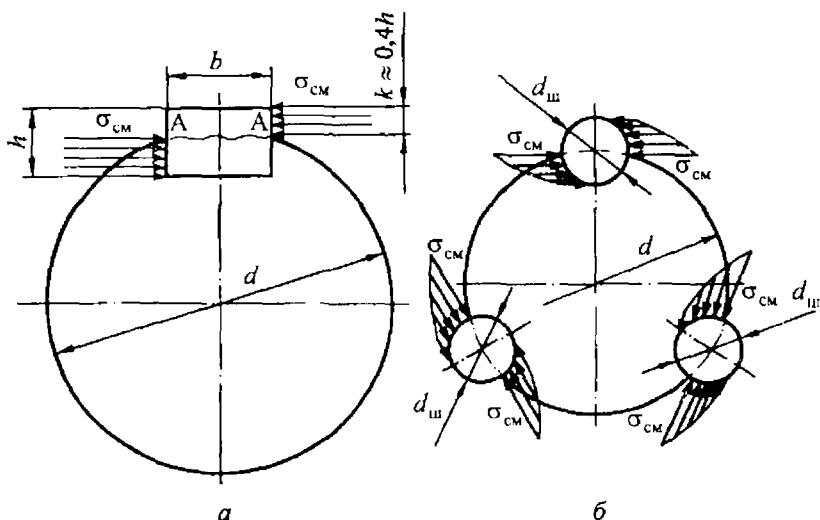


Рис. 6.4. Расчетные схемы соединений:

а — с призматической шпонкой; б — с цилиндрическими шпонками

Для упрощения расчетов считают, что напряжения смятия (давление) $\sigma_{см}$ распределены равномерно по площади контакта боковых граней шпонок и шпоночных пазов (рис. 6.4, а), а плечо равнодействующей этих напряжений равно $0,5d$ (где d — диаметр вала). Давлением на рабочих поверхностях шпонок и пазов, возникающим при посадке шпонок в паз вала с натягом, пренебрегают. При этих упрощениях напряжения смятия на боковых рабочих гранях шпонки или паза в ступице и на валу находят по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2T \cdot 10^3}{d l_p k},$$

а условие прочности записывают в виде

$$\frac{2T \cdot 10^3}{d l_p k} \leq [\sigma]_{см},$$

где T — вращающий момент, Н·м; d — посадочный диаметр, мм; l_p — рабочая длина шпонки (см. рис. 6.2), мм; k — глубина врезания шпонки в ступицу, мм; $[\sigma]_{\text{см}} = \sigma_T / S$ — допускаемые напряжения смятия для более слабого материала шпонки, вала или ступицы, МПа; σ_T — предел текучести, МПа; S — коэффициент запаса.

При нереверсивной нагрузке, мало изменяющейся по величине, принимают коэффициент запаса $S = 1,9 \dots 2,3$, а при частых пусках и остановках — $S = 2,9 \dots 3,5$; при реверсивной нагрузке коэффициент запаса повышают на 30 %.

Если вал и ступица выполнены из стали, а шпонка — из наиболее часто применяемой чистотянутой стали 45, то принимают $\sigma_T = 350$ МПа. В случае применения для ступиц других материалов необходимо соответственно изменять предел текучести, например, если ступица выполнена из серого чугуна СЧ 20, а вал и шпонка стальные, то принимают $\sigma_T = 130$ МПа; подробнее о допускаемых напряжениях $[\sigma]_{\text{см}}$ см. [1].

Соединения сегментными шпонками. Сегментные шпонки (рис. 6.1, б и 6.2, в) по ГОСТ 24071–80 распространены меньше призматических; их применяют при серийном и более крупном масштабах производства.

Для сегментных шпонок пазы на валах обрабатывают дисковыми, калиброванными по ширине b фрезами с точностью и производительностью большей, чем для призматических шпонок. Шпонки изготовляют из чистотянутых сегментных профилей. Паз в ступице получают так же, как в соединениях с призматическими шпонками, долблением (строганием) или протягиванием одношлицевой протяжкой.

Достоинствами соединений с сегментными шпонками являются: простота конструкции; взаимозаменяемость и технологичность (вследствие высокой точности изготовления не требуется ручной подгонки или подбора шпонки по пазу); устойчивое положение шпонки в глубоком пазу вала исключает возможность ее перекоса (выворачивания).

Недостатки: необходимость глубокой канавки под шпонку на валу ослабляет вал, а малая длина шпонок ограничивает нагрузочную способность соединения.

Сегментные шпонки характеризуются двумя основными параметрами (рис. 6.1, б; 6.2, в): шириной b и диаметром заготовки D . При том же посадочном диаметре соединения d ширину b и глубину k врезания в ступицу выбирают так же, как для призматических шпоночных соединений. Высота шпонки $h \approx 0,4D$, длина $l \approx D$ и расчетная длина $l_p \approx l$.

Рассчитывают соединения с сегментными шпонками так же, как соединения с призматическими шпонками, т. е. по напряжениям смятия (см. с. 132).

Цилиндрические шпонки. Цилиндрические шпонки (штифты) по ГОСТ 3128-70 и 12207-79 применяют при свободном доступе к торцу соединения (рис. 6.1, г и 6.2, г). Отверстия под эти шпонки параллельны оси вала и обрабатывают их после сборки вала и ступицы (половина отверстия сверлится на валу и половина — в ступице), обеспечивая посадку шпонки в отверстие с натягом. Диаметр $d_{ш}$ и расчетную длину шпонки l_p в первом приближении принимают $d_{ш} \approx (0,13 \dots 0,16)d$, $l_p \approx (3 \dots 4)d_{ш}$, где d — диаметр вала (посадочный диаметр соединения).

Установка нескольких шпонок в одном соединении увеличивает несущую способность соединения практически пропорционально числу установленных шпонок благодаря тому, что совместная обработка отверстий для шпонок на валу и в ступице обеспечивает равномерное распределение нагрузки между шпонками. Необходимое число шпонок $z_{ш}$ определяют из условия прочности рабочих поверхностей на смятие. Действующие напряжения смятия на цилиндрической поверхности шпонок диаметром $d_{ш}$ (рис. 6.4, б) определяют с учетом неравномерности распределения напряжений смятия (серповидная эпюра) [21, 31].

При нагружении соединения вращающим моментом T число цилиндрических шпонок $z_{ш}$, необходимых для передачи этого момента соединением, равно

$$z_{ш} = \frac{16T \cdot 1000}{\pi d d_{ш} l_p [\sigma]_{см}},$$

где T — в Н·м; d , $d_{ш}$ и l_p — в мм; $[\sigma]_{см}$ — в МПа.

В связи с более точной расчетной схемой для цилиндрических шпонок $[\sigma]_{\text{см}}$ можно увеличить на 25...30 % по сравнению с допускаемыми напряжениями смятия для призматических шпонок.

6.2. Соединения шлицевые (зубчатые)

Общие сведения. Шлицевые соединения (рис. 6.5) валов со ступицами различных деталей, таких как зубчатые колеса, шкивы, диски фрикционных муфт и т. п., применяют, как и шпоночные соединения, для передачи вращающего момента. В этом соединении на валу изготовляют выступы (зубья, шлицы), входящие во впадины (шлицы) ступицы.

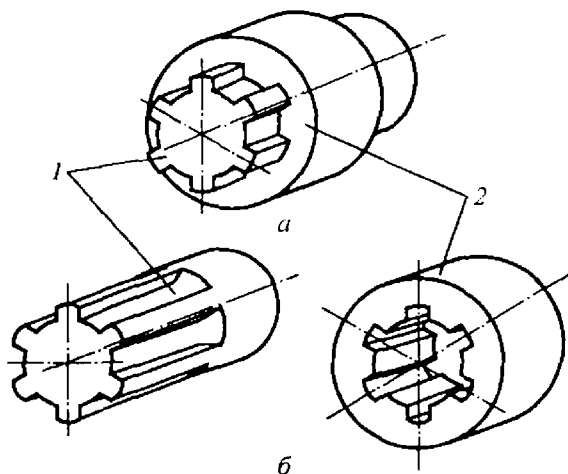


Рис. 6.5. Шлицевое соединение (а) и его детали (б):

1 — вал шлицевой (зубчатый); 2 — ступица со шлицами (зубьями)

Достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными: высокая несущая способность благодаря значительно большей рабочей поверхности зубьев — шлицев; высокая усталостная прочность вала вследствие незначительной концентрации напряжений; возможность применения высокоточных и высокопроизводительных методов обработки шлицев в ступицах (протягиванием) и зубьев на валах (фрезерованием червячными

фрезами, шлифованием, как при нарезании зубьев зубчатых колес) — это позволяет получить высокую точность центрирования и взаимозаменяемость деталей шлицевых соединений.

Недостатки: высокая стоимость соединений из-за сложности технологического оборудования (зубофрезерные, протяжные и шлифовальные станки); высокопроизводительные современные способы изготовления шлицевых соединений становятся экономически целесообразными лишь при крупносерийном и серийном производствах.

Различают шлицевые соединения — неподвижные в осевом направлении для жесткого соединения валов с зубчатыми колесами, шкивами и другими деталями и подвижные соединения с возможностью относительного взаимного перемещения деталей вдоль оси соединения (вала) под нагрузкой или без нагрузки. Примерами соединений, подвижных под нагрузкой, являются шлицевые соединения сверлильных шпинделей, карданных валов автомобилей и др.; без нагрузки перемещаются по шлицам валов передвигные зубчатые колеса в коробках перемены передач, а нагрузку они передают при фиксированном положении.

Шлицевые (зубчатые) соединения стандартизованы. При данном диаметре соединения стандарты устанавливают число и размеры шлицев (зубьев), а также допуски на их размеры.

По форме боковых рабочих поверхностей зубьев шлицевых соединений различают три основных типа соединений: прямобоочные, эвольвентные и треугольные.

В настоящее время наиболее распространены *прямобоочные шлицевые соединения*, в машиностроении их около 80 %. Соединения с прямобоочным профилем по ГОСТ 1139–80 стандартизованы для валов диаметром от 14 до 125 мм, с числом зубьев (в зависимости от диаметра вала) от 6 до 20. В поперечном сечении профиль прямобоочных шлицев (рис. 6.6 и 6.7) очерчивается окружностью выступов зубьев D , окружностью впадин диаметром d и прямыми, определяющими ширину зубьев (шлицев) b . В прямобоочных соединениях зубья (выступы) вала имеют постоянную толщину b и расположены в радиальном направлении, они входят во впадины (шлицы) соответствующей формы в ступице. Стандартом предусмотрены три серии соединений: легкая, средняя и тяжелая. С переходом от легкой к средней и тяжелой сериям при одном и том

же внутреннем диаметре d увеличивается наружный диаметр D и число зубьев z , в связи с этим повышается несущая способность соединений. Соединения с прямобочными шлицами выполняют с центрированием по наружному диаметру D (см. рис. 6.6, *а*), по внутреннему диаметру d (см. рис. 6.6, *б*) и по боковым граням b (см. рис. 6.6, *в*).

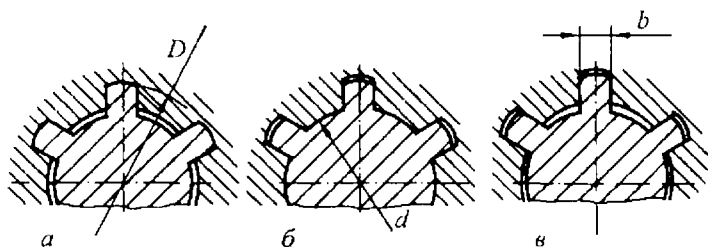


Рис. 6.6. Виды центрирования прямобочных шлицевых соединений:
а — по наружному диаметру D ; *б* — по внутреннему диаметру d ;
в — по боковым граням b

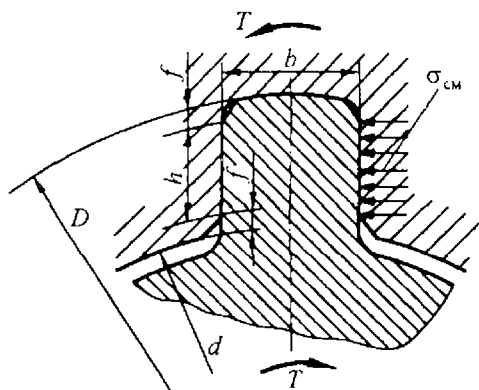


Рис. 6.7. Прямобочное шлицевое соединение при центрировании по наружному диаметру D (расчетная схема)

При выборе способа центрирования руководствуются величиной нагрузки на соединение, требованиями по точности центрирования деталей соединения и технологией изготовления, принимая во внимание нижеследующие рекомендации.

Несущую способность шлицевых соединений и износостойкость шлицев можно значительно увеличить повышением твердости рабочей поверхности (боковых граней) шлицев путем термообработки или другим способом; при этом возникают трудности с окончательной обработкой твердых поверхностей, так как обычно они поддаются только шлифованию. Круглое наружное шлифование шлицевых валов не представляет никаких трудностей; сложнее шлифовать отверстия в ступицах по диаметру d и боковые грани зубьев шлицевых валов; невозможно шлифовать боковые грани шлицев и впадины между шлицами (по диаметру D) у ступиц.

При центрировании по наружному (рис. 6.6, *а*) и внутреннему (рис. 6.6, *б*) диаметрам несоосность вала и ступицы будет меньше, чем при центрировании по боковым граням (рис. 6.6, *в*). Центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки между зубьями, чем при других способах центрирования; область применения этого способа центрирования ограничена невозможностью точного изготовления шлицев в ступице при твердых (закаленных) поверхностях, так как нельзя шлифовать боковые грани шлицев в ступице.

Если ступицу по поверхности отверстия и шлицам не обрабатывают термически или обрабатывают до невысокой твердости ($HВ < 350$), то рекомендуется применять наиболее технологичное центрирование по наружному диаметру (см. рис. 6.6, *а*). При этом точную центрирующую поверхность в ступице получают протягиванием, а на валу — круглым шлифованием, что является наиболее точной и производительной операцией (80 % прямобоковых шлицевых соединений центрируются по наружному диаметру). При невысокой твердости зубьев ступиц соединения можно применять и центрирование по боковым граням, в этом случае точные боковые грани зубьев в ступице получают протягиванием, а на валу — шлифованием.

Для высоконагруженных соединений, особенно при стесненных габаритах, термообработка на высокую твердость рабочих поверхностей (закалка) является необходимой. В этом случае исправить неизбежную после термообработки поводку (искажение формы деталей) и получить точные центрирующие поверхности можно шлифованием. Когда отверстие в ступице имеет высокую

поверхностную твердость, обычно применяют центрирование по внутреннему диаметру (рис. 6.6, б), обрабатывая центрирующие поверхности вала и втулки шлифованием; при этом получают наиболее высокую степень точности центрирования вала и ступицы.

Более перспективны *соединения с эвольвентными зубьями* — шлицами по ГОСТ 6033–80; их выполняют с центрированием по боковым (рабочим) поверхностям (рис. 6.8, а) или по наружному диаметру (рис. 6.8, б); наиболее распространен первый способ центрирования.

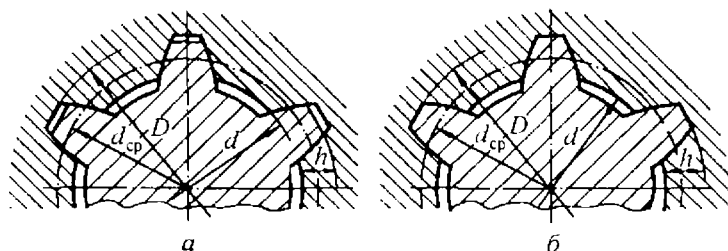


Рис. 6.8. Виды центрирования эвольвентных шлицевых соединений:
а — по боковым граням; б — по наружному диаметру

Профиль эвольвентных шлицев очерчивается, как и профиль зубьев зубчатых колес эвольвентного зацепления, окружностью вершин, окружностью впадин и эвольвентами. Отличие этого профиля заключается в увеличенном угле зацепления 30° (вместо 20°) и уменьшенной высоте зуба $h = t$ (вместо $h = 2,25t$), где t — модуль зацепления. По ГОСТ 6033–80 эти соединения предусмотрены для наружных диаметров в интервале от 4 до 500 мм с модулями t от 0,5 до 10 мм при числе зубьев $z = 6 \dots 82$.

Достоинства эвольвентных шлицевых соединений по сравнению с прямобочными: повышенная прочность эвольвентных шлицев (зубьев) на изгиб вследствие утолщения зубьев у основания и на смятие из-за увеличенного числа зубьев; в производстве требуется меньшая номенклатура фрез, так как эвольвентные шлицы одинакового модуля можно нарезать одной фрезой или долбяком, в то время как при изготовлении прямобочных шлицев для каждого размера и числа зубьев требуется отдельная фреза; при обработке зубьев (шлицев) могут быть использованы совер-

шенные технологические процессы, применяемые для изготовления зубьев зубчатых колес.

Недостатки: эвольвентные протяжки дороги и трудоемкость шлифования эвольвентных шлицев больше, чем прямобочных.

Шлицевые прямобочные и эвольвентные соединения выполняют, как правило, прямозубыми.

Шлицевые соединения треугольного профиля (рис. 6.9), большей частью неподвижные, применяют при стесненных габаритах в радиальном направлении. Эти соединения центрируют по боковым сторонам зубьев; их изготавливают по отраслевым стандартам (например, ОСТ 100092–73). Обычно соединения треугольного профиля применяют с числом зубьев 15–70, модулем 0,2...1,6 мм и наружным диаметром 5–100 мм. При необходимости беззазорного соединения используют конические соединения треугольного профиля с конусностью 1:16 по впадине вала.

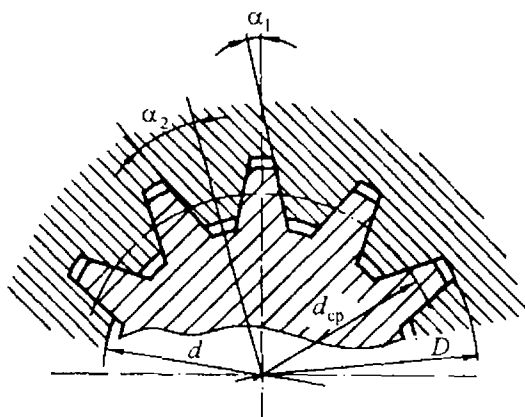


Рис. 6.9. Шлицевое соединение треугольного профиля

$$(\alpha_2 = 30^\circ, 36^\circ \text{ или } 45^\circ; \alpha_1 = \alpha_2 - \frac{180^\circ}{z})$$

Виды отказов и критерии работоспособности. К основным видам отказов (выход из строя) шлицевых соединений относят износ и смятие рабочих поверхностей; возможны усталостные разрушения валов, разрывы втулок — ступиц с внутренними зубьями, а также срез зубьев.

Износ является следствием работы сил трения при микроперемещениях (взаимное относительное скольжение) контактирующих поверхностей в процессе работы. Скольжение и изнашивание происходит при несоосности вала и втулки (ступицы) вследствие неизбежных погрешностей изготовления, а также из-за взаимного смещения вала и втулки под действием радиальных (поперечных) переменных или циркуляционных нагрузок и при действии переменных изгибающего и вращающего моментов.

Особо большой износ наблюдается в шлицевых соединениях в условиях скудной смазки и в абразивной среде, например в тракторах. Эффективными средствами повышения износостойкости соединения являются: увеличение твердости контактирующих поверхностей, уменьшение зазоров, применение более плотных посадок, затяжка соединения, а также совершенная смазка в сочетании с хорошим уплотнением.

Смятие рабочих поверхностей шлицев, а также срез зубьев (шлицев) может происходить при больших перегрузках. Разрывы ступиц втулок возможны под действием распорных сил в соединениях с эвольвентными или треугольными шлицами.

Расчет шлицевых соединений. Расчет шлицевых соединений проводят по двум критериям работоспособности: сопротивлению смятию и изнашиванию [2]. Расчеты выполняют: а) по критерию смятия в качестве основного для большинства соединений, передающих только вращающий момент, и в качестве дополнительного для ответственных соединений, подверженных циркуляционной нагрузке, где, кроме вращающего момента, присутствуют изгибающий момент и поперечные силы, вращающиеся относительно соединения; б) по критерию износостойкости в качестве основного для соединений, подверженных переменной циркуляционной нагрузке, когда на соединение, кроме вращающих моментов, действуют радиальные силы и изгибающие моменты.

Соединения, нагруженные только вращающим моментом (муфты), на износ не рассчитывают. В случаях, когда износ не допускается, проводится дополнительный расчет на отсутствие износа при неограниченно большом числе циклов нагружений (расчет на безызносную работу).

После расчетов по этим критериям несущей способностью соединения считается меньшая из полученных.

Упрощенный (приближенный) расчет шлицевых соединений по критерию смятия является основным для шлицевых (зубчатых) соединений. При расчете по критерию смятия работоспособность соединения проверяют по условию: действующие напряжения смятия $\sigma_{см}$ на рабочих поверхностях зубьев (шлицев) не должны превышать допускаемые $[\sigma]_{см}$. В приближенных расчетах напряжения смятия на рабочих поверхностях зубьев находят в предположении равномерного распределения напряжений смятия по рабочей поверхности зубьев (шлицев) при наибольшем вращающем моменте T из числа длительно действующих. Неравномерность распределения нагрузки между зубьями учитывают с помощью коэффициента $k_{рн}$. Таким образом, основной расчет на смятие рабочих поверхностей зубьев шлицевых соединений сводят к проверке условия

$$\sigma_{см} = \frac{2000Tk_{рн}}{d_{ср}zhl} \leq [\sigma]_{см}, \quad (6.1)$$

где T — расчетный вращающий момент (наибольший из числа длительно действующих), Н·м; $k_{рн}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев из-за ошибок изготовления по шагу (рекомендуется принимать $k_{рн} = 1,1 \dots 1,5$); $d_{ср}$ — средний диаметр соединения, мм; h — рабочая высота зубьев, мм; l — длина соединения, мм; $[\sigma]_{см}$ — допускаемые напряжения смятия, МПа (табл. 6.1).

Для прямобочного профиля (см. рис. 6.7)

$$h = \frac{D-d}{2} - 2f; \quad d_{ср} = \frac{D+d}{2},$$

где D — наружный диаметр зубьев вала; d — внутренний диаметр втулки (ступицы); f — размер фаски.

Для эвольвентного профиля (см. рис. 6.8) приближенно

$$h = 0,8m; \quad d_{ср} = D - 1,1m,$$

где m — модуль зубьев соединения.

Для зубьев треугольного профиля (см. рис. 6.9)

$$h = \frac{D-d}{2}; \quad d_{ср} = mz.$$

Неточности расчета, связанные с упрощающими допущениями, компенсируют выбором допускаемых напряжений смятия $[\sigma]_{\text{см}}$, установленных с учетом опыта эксплуатации (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{\text{см}}$, МПа

Тип соединения	Условия эксплуатации	Твердость поверхности зубьев	
		до 350 НВ	свыше 40 HRC ₁
Неподвижное, с осевой фиксацией	<i>a</i>	35–50	40–70
	<i>б</i>	60–100	100–140
	<i>в</i>	80–120	120–200
Подвижное без нагрузки	<i>a</i>	15–20	20–35
	<i>б</i>	20–30	30–60
	<i>в</i>	25–40	40–70
Подвижное под нагрузкой	<i>a</i>	—	3–10
	<i>б</i>	—	5–15
	<i>в</i>	—	10–20

Примечания: *a* — тяжелые условия эксплуатации: нагрузка знакопеременная с ударами, смазка скудная или отсутствует;

б — средние условия эксплуатации: знакопеременная переменная нагрузка с амплитудой не более 10 % от постоянной, смазка присутствует;

в — хорошие условия эксплуатации: статическая (постоянная) нагрузка, смазка хорошая.

Большие значения допускаемых напряжений следует применять при легких режимах работы (нагружения), когда соединение большую часть времени нагружено моментами, значительно меньшими максимального длительно действующего вращающего момента.

Уточненный расчет прямобоковых шлицевых соединений по критерию смятия. Уточненные расчеты основаны на экспериментальных данных, накопленных в различных отраслях машиностроения. Они учитывают влияние поперечных (радиальных) сил и изгибающих моментов, конструктивные особенности соединений, концентрацию нагрузки по длине соединения, неравномерность распределения нагрузки между зубьями, степень приработки, продолжительность эксплуатации (ресурс) и т. д.

Метод расчета нагрузочной способности шлицевых прямо-
бочных соединений представлен в ГОСТ 21425–75. Этот стандарт
распространяется на прямобочные шлицевые соединения валов с
зубчатыми колесами, муфтами и другими деталями; расчет при-
водим в соответствии с ГОСТ 21425–75.

Уточненный расчет на смятие проводится по максимальному
вращающему моменту $T_{\max}$ при кратковременных пиковых на-
грузках, например, действующих при пусках. Соединения с уп-
рочненными твердыми рабочими поверхностями зубьев рассчи-
тывают без учета приработки; соединения с поверхностями
малой твердости (после улучшения или нормализации) — с уче-
том приработки.

Уточненный расчет соединения на смятие выполняют по
формулам

$$\sigma_{\max} = \frac{2000 \cdot T_{\max}}{d_{\text{cp}} z h l} \leq [\sigma]_{\text{см}}'; \quad (6.2)$$

$$[\sigma]_{\text{см}}' = \frac{\sigma_{\tau}}{s k_1 k_{\text{пр}} k_{\text{н}}}, \quad (6.3)$$

где $T_{\max}$ — наибольший вращающий момент, Н·м, передаваемый
соединением при пиковых нагрузках и определяемый динамиче-
ским расчетом механизма или экспериментально, в первом прибли-
жении $T_{\max}$ можно принять равным номинальному вращающему
моменту T , умноженному на коэффициент динамичности $k_{\text{д}}$; при
ударных нагрузках, работе с реверсами $k_{\text{д}}$ может достигать значе-
ний 2 ... 2,5 и выше; σ_{τ} — предел текучести, МПа, материала (по-
верхностные слои) детали соединения, у которой зубья меньшей
твердости; $s = 1,25 \dots 1,4$ — коэффициент запаса прочности; меньшие
его значения следует выбирать для незакаленных рабочих поверхно-
стей зубьев и в случае неотчетливых соединений, верхние — для
закаленных и более ответственных соединений; k_1 — коэффициент
неравномерности распределения нагрузки между зубьями. Значения
 k_1 приведены в табл. 6.2 в зависимости от параметра ψ , который
учитывает поперечную силу F_r , Н, через ее отношение к окружной
силе на зубьях (шлицах) соединения, т. е. $\psi = F_r d_{\text{cp}} / (2000 T)$.

Значения коэффициентов k_1 , k'_1

Коэффици- циенты	Значения коэффициентов k_1 и k'_1 в зависимости от параметра ψ									
	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75
k_1	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4	2,7	3,0
k'_1	1,1	1,2	1,4	1,6	1,9	2,2	2,5	3,0	3,7	4,5

Для соединений валов с цилиндрическими зубчатыми колесами под F_r следует понимать сумму векторов радиальной и окружной сил, действующих на зубья зубчатого колеса, в этом случае $\psi = d_{cp}/(d_w \cos \alpha)$, где d_w — диаметр начальной окружности, мм, зубчатого колеса; α — угол зацепления, обычно 20° ; k_{np} — коэффициент продольной концентрации нагрузки; в случае соединения зубчатого колеса с валом $k_{np} = k_{кр} + k_e - 1$ при расположении зубчатого венца со стороны закручиваемого участка вала (рис. 6.10, а); при расположении зубчатого венца со стороны незакрученного участка вала (рис. 6.10, б) k_{np} выбирается равным большему из значений $k_{кр}$ и k_e ; $k_{кр}$ — коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала (выбирается по табл. 6.3); k_e — коэффициент концентрации нагрузки, вызванный смещением поперечной силы F_r на расстояние e от середины ступицы, определяется по графику (рис. 6.11) в зависимости от параметров $\psi = F_r d_{cp}/(2000T)$ и $\xi = e/l \pm F_a R d_{cp}/(2000T)$, здесь знак (+), если моменты относительно точки, лежащей на оси вала в центре ступицы, от поперечной силы F_r и от осевой силы F_a , Н, отстоящей от оси соединения на расстояние R , мм, направлены в одну сторону, а знак (—), когда эти моменты направлены в разные стороны; k_n — коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки в связи с погрешностями изготовления и возможностью приработки; до приработки при высокой точности изготовления (погрешности шага зубьев и отклонения от параллельности с осью вала менее 0,02 мм) $k_n = 1,1 \dots 1,2$, при более

низкой точности изготовления $k_n = 1,3 \dots 1,6$; после приработки $k_n = 1$; d_{cp} , мм.

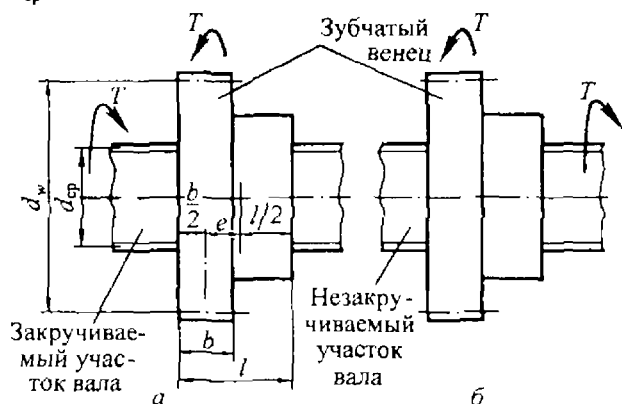


Рис. 6.10. Варианты подвода и снятия вращающего момента T

Таблица 6.3

Значения коэффициента $k_{кр}$

Серия соединения	D , мм	Отношение l/D		
		1,0	1,5	2,0
Легкая	до 26	1,3/1,1	1,7/1,2	2,2/1,4
	30–50	1,5/1,2	2,0/1,3	2,6/1,5
	58–120	1,8/1,3	2,6/1,4	3,4/1,7
Средняя	до 19	1,6/1,2	2,1/1,3	2,8/1,5
	20–30	1,7/1,2	2,3/1,4	3,0/1,6
	32–50	1,9/1,3	2,8/1,5	3,7/1,8
	54–112	2,4/1,4	3,5/1,7	4,8/2,1
	свыше 112	2,8/1,5	4,1/1,9	5,5/2,5
Тяжелая	до 23	2,0/1,3	3,0/1,6	4,0/1,9
	23–32	2,4/1,4	3,5/1,8	4,7/2,1
	35–65	2,7/1,5	4,1/1,9	5,3/2,2
	72–102	2,9/1,6	4,3/2,0	5,6/2,4
	свыше 102	3,1/1,7	4,7/2,1	6,2/2,5

Примечание. В числителе приведены значения $k_{кр}$ до приработки, в знаменателе — после приработки для соединений, работающих с переменным режимом. При постоянном режиме после приработки $k_{кр} = 1$.

Приближенный расчет прямобоочных шлицевых соединений по критерию износостойкости. Этот расчет целесообразно проводить при нагружении соединения вращающим моментом T (под T здесь понимают наибольший из длительно действующих вращающих моментов и не учитывают моменты, действующие при кратковременных перегрузках, например при пусках) и поперечной силой F_r , вращающейся относительно соединения или наоборот, когда поперечная сила неподвижна в пространстве, а соединение вращается.

Основное условие работоспособности прямобоочных шлицевых соединений в приближенном расчете по критерию износостойкости:

$$\sigma = \frac{2000T}{d_{\text{ср}} z h l} \leq [\sigma]_{\text{изн}}, \quad (6.4)$$

где T , Н·м; $d_{\text{ср}}$, h и l , мм; σ и $[\sigma]_{\text{изн}}$, МПа.

Допускаемые давления (напряжения смятия) $[\sigma]_{\text{изн}}$ выбирают по табл. 6.4 с учетом величины поперечной силы F_r через параметр ψ и с учетом смещения плоскости действия поперечной силы F_r относительно середины соединения через параметр ξ (см. рис. 6.11).

Уточненный расчет прямобоочных шлицевых соединений по критерию износостойкости. Этот расчет применяют для ответственных соединений, когда несущая способность шлицевых соединений лимитируется износом. Расчет ведут по давлению на рабочих боковых гранях зубьев (шлицев) от наибольшего длительно действующего вращающего момента T ; соединение считается работоспособным, если выполнено условие

$$\sigma = \frac{2000 \cdot T}{d_{\text{ср}} z h l} \leq [\sigma]'_{\text{изн}}, \quad (6.5)$$

где

$$[\sigma]'_{\text{изн}} = \frac{[\sigma]_{\text{усл}}}{k_{\text{дол}} k_{\text{изн}} k_{\text{усл}}}. \quad (6.6)$$

Здесь $[\sigma]_{\text{усл}}$ — условное допускаемое давление при базовом числе циклов нагружений 10^8 и постоянном режиме работы:

HRC,	20	28	40	45	52	60
$[\sigma]_{\text{усл}}$, МПа	95	110	135	170	185	205

Таблица 6.4

Допускаемые давления $[\sigma]_{\text{изн}}$ (МПа) при средних условиях и приближенном расчете шлицевых соединений по критерию износа*

Относительные параметры нагрузки		Термическая обработка и твердость вала					
		Без термо- обработки 20 HRC ₂	Улучшение 28 HRC ₂	Закалка			Азоти- рование 60 HRC ₂
				40 HRC ₂	45 HRC ₂	52 HRC ₂	
ψ	ξ						
0,59	0	38	42	55	69	75	83
	0,25	21	23	29	36	39	44
	0,50	18	21	25	32	35	39
0,50	0	47	55	67	85	92	100
	0,25	32	37	47	60	66	72
	0,50	22	26	34	42	45	50
0,42	0	65	76	92	116	127	141
	0,25	42	49	60	75	82	91
	0,50	35	41	50	63	68	76
0,35	0	73	85	105	130	142	158
	0,25	52	60	77	97	105	117
	0,50	38	45	60	75	80	90

* Допускаемые давления $[\sigma]_{\text{изн}}$ получены при числе циклов нагружений (число оборотов соединения) $N = 10^8$ при $k_{\text{дол}} = k_{\text{кр}} = k_{\text{усл}} = 1$. Допускаемые давления следует снижать по сравнению с табличными на 25 % — при работе с частыми реверсами; на 40 % — при ограниченной смазке с загрязнением; в 2,5–3 раза — для подвижных шлицевых соединений при осевых перемещениях ступицы относительно вала под нагрузкой.

$$k_{\text{дол}} = k_n k_{\text{изн}} \text{ — коэффициент долговечности; } k_{\text{изн}} = \sqrt[3]{\sum \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 \frac{N_i}{N}} \text{ —}$$

коэффициент переменности нагрузки, в котором N_i — число циклов работы соединения (оборотов соединения) с нагрузкой T_i при вращении в одну сторону; $N = \sum N_i$ — общее число циклов работы. Коэффициент k_n можно также оценивать по характеристике режима изменения нагрузки на соединение: 1,0 —

постоянный режим; 0,77 — тяжелый (большую часть времени с высокими нагрузками); 0,63 — равновероятный; 0,57 — нормальный; 0,43 — легкий (работа большую часть времени с малыми нагрузками); $k_n = \sqrt[3]{N/10^8}$ — коэффициент числа циклов.

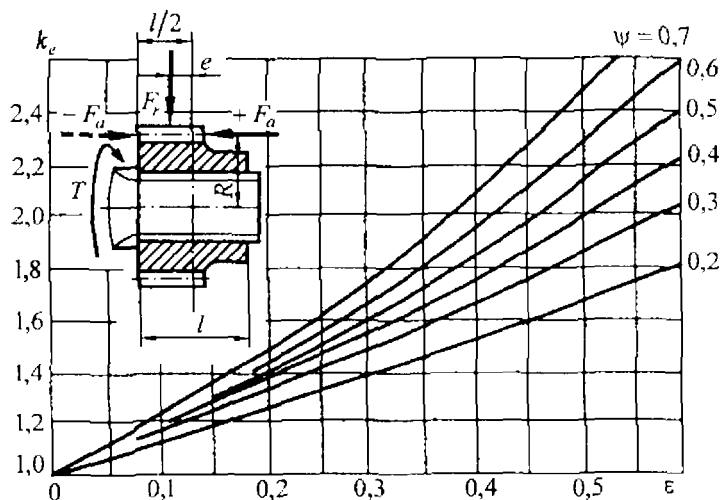


Рис. 6.11. Зависимость коэффициента k_e от параметров ψ и ϵ

$$\left(\psi = \frac{F_r d_{cp}}{2T} ; \epsilon = \frac{e}{l} \pm \frac{F_a R d_{cp}}{2Tl} \right)$$

Коэффициент долговечности $k_{дол}$ для ответственных соединений с параметрами эксплуатации, близкими к средним, можно принимать равным 1,0; $k_{инш} = k'_3/k_{np}$ — коэффициент износа; k'_3 — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями, учитывающий приработку вследствие скольжения (выбирается по табл. 6.2); k_{np} — коэффициент продольной концентрации нагрузки: определяется так же, как при расчете на смятие, но с учетом приработки; $k_{ysl} = k_e k_{oc}$ — коэффициент условий работы соединения; k_e — коэффициент смазки; при обильной смазке без загрязнения $k_e = 0,7$; при средней смазке $k_e = 1$; при бедной смазке и работе с загрязнениями $k_e = 1,4$; k_{oc} — коэффициент

осевого закрепления или перемещения ступицы. При жестком закреплении неподвижной в осевом направлении ступицы $k_{oc} = 1,0$; при осевых перемещениях под нагрузкой (например, в карданных передачах) $k_{oc} = 3$. В формуле 6.5 — T , Н·м, d_{cp} , l и h , мм.

При необходимости, если требуется безызносная работа соединения, работоспособность его проверяют по условию

$$\sigma_{cm} = \frac{[\sigma]_{бн}}{k_{изн}}, \quad (6.7)$$

где $[\sigma]_{бн}$ — допускаемые напряжения, МПа, для безызносной работы равны: для нетермообработанных шлицев — 0,028 НВ; для улучшенных — 0,032 НВ; для закаленных — 0,3 HRC₃ для цементованных и закаленных после цементации — 0,4 HRC₃; σ_{cm} рассчитывают по формуле (6.1).

Расчет эвольвентных шлицевых соединений. Ввиду отсутствия общего для машиностроения ГОСТа и установившегося расчета, здесь приведена методика расчета эвольвентных шлицевых соединений в соответствии с ОСТ 23.1 459–788 и ОСТ 23.1 458–78 для соединений без осевых перемещений ступицы по валу под нагрузкой сельскохозяйственных тракторов. Этот расчет условно можно использовать как ориентировочный для шлицевых соединений других машин.

Расчетное условие работоспособности соединений

$$\sigma_{зв} = \frac{2000Tkk_m}{d_{cp}zhl} \leq [\sigma]_{зв},$$

где $\sigma_{зв}$ — расчетное давление на рабочих поверхностях зубьев, МПа; T — вращающий момент, Н·м, для случая, когда двигатель развивает номинальный момент при номинальной частоте вращения вала; $[\sigma]_{зв} = 1,2 \text{ HRC}_3$ — допускаемое давление в МПа для цементированных и закаленных сталей; k — общий коэффициент неравномерности распределения нагрузки; при расположении зубчатого венца со стороны незакручиваемого участка вала (см. рис. 6.10, б)

$$k = 5 \left(3 \frac{e}{l} + 0,5 \right) \frac{d}{d_b} \cos \alpha + 1,$$

где e — смещение нагрузки от середины ступицы длиной l ; d и α — делительный диаметр и угол профиля зуба соединения; d_B — диаметр основной окружности зубчатого колеса; при расположении зубчатого венца со стороны закручиваемого участка вала (см. рис. 6.10, а) d , d_B и h , мм.

$$k = 5 \left(9 \frac{e}{l} + 0,5 \right) \frac{d}{d_B} + 1;$$

k_M — коэффициент использования мощности: 0,92 — для гусеничных тракторов, 0,78 — для колесных, 0,67 — для самоходных шасси.

При распространении расчета на другие машины под k_M можно понимать коэффициент переменности нагрузки, как было рекомендовано выше для уточненного расчета прямобочных шлицевых соединений по критерию износостойкости.

Расчетная оценка ресурса прямобочных и эвольвентных шлицевых соединений при основном для этих соединений циркуляционном нагружении возможна на основе результатов эксплуатационных или экспериментальных данных для аналогов проектируемых соединений.

В качестве критерия может быть взята условная работа трения в соединении, отнесенная к единице площади контакта зубьев при вращении под действием крутящего момента и радиальной силы [5].

Пример расчета

Выполнить проверочный расчет прямобочного шлицевого соединения конического прямозубого зубчатого колеса с валом, рис. 6.12.

Для шлицевого соединения применены прямобочные шлицы средней серии номинального размера $8 \times 32 \times 38$ по ГОСТ 1139–80. Длина шлицевого соединения $l = 38$ мм. Силы, действующие на коническое зубчатое колесо, приложены в середине зубчатого венца на среднем диаметре $d_m = 98$ мм конического колеса и равны: окружная сила $F_{t3} = 5000$ Н; радиальная $F_{r3} = 700$ Н и осевая сила $F_{a3} = 1800$ Н. Соединение нагружено номинальным вращающим моментом $T = 0,5 F_{t3} d_m \text{ Н} \cdot \text{м} = 0,5 \cdot 5000 \cdot 0,098 = 245 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (максимальный из числа длительно действующих); режим изменения нагрузки тяжелый, т. е. большую часть времени соединение нагружено вращающими моментами, близкими к T , при пиковых перегрузках вращающий момент может достигать значения

$T_{\max} = 300 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Коническое зубчатое колесо изготовлено из стали 18Х, термообработка — цементация и закалка до твердости HRC_3 55...63, $\sigma_T = 800 \text{ МПа}$; шлицевой вал изготовлен из стали 40Х, термообработка — улучшение до твердости $\text{HB} = 270...290$ (HRC_3 28), $\sigma_T = 650 \text{ МПа}$. Частота вращения вала $n = 900 \text{ об/мин}$. Расчетный ресурс $t_{\Sigma} = 20\,000 \text{ ч}$. Середина зубчатого венца колеса отстоит от торца ступицы на расстоянии $l_1 = 10 \text{ мм}$.

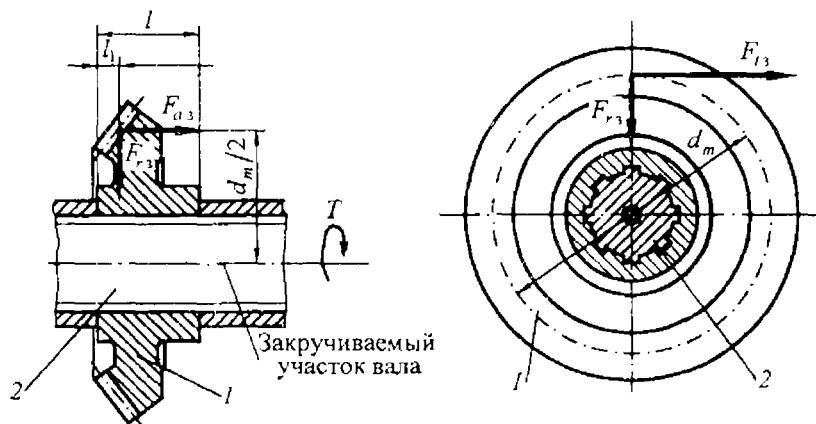


Рис. 6.12. Соединение конического прямозубого колеса (1) со шлицевым валом (2)

Решение. Соединение является ответственным и нагружено циркуляционной нагрузкой, так как силы, действующие на коническое зубчатое колесо в пространстве, неподвижны, а шлицевое соединение вращается; поэтому проводим: 1) уточненный расчет на смятие; 2) расчет по критерию износостойкости. Приближенный основной расчет на смятие боковых граней шлицев не приводим ввиду его простоты.

1. *Уточненный расчет на смятие боковых (рабочих) поверхностей зубьев (шлицев).* Действующие напряжения смятия находим по формуле (6.2)

$$\sigma_{\max} = \frac{2000 \cdot T_{\max}}{d_{\text{ср}} z h l},$$

а допускаемые напряжения по формуле (6.3)

$$[\sigma]_{\text{см}}' = \frac{\sigma_T}{s k_j k_{\text{нр}} k_{\text{н}}},$$

Здесь $T_{\max} = 300 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — наибольший вращающий момент, действующий на соединение при перегрузках; $d_{\text{ср}} = \frac{D + d}{2} = \frac{38 + 32}{2} = 35 \text{ мм}$ — средний диаметр шли-

нсного соединения; $z = 8$ — число шлицев; $l = 38$ мм — длина шлицевого соединения; $h = \frac{D-d}{2} - 2f = \frac{38-32}{2} - 2 \cdot 0,4 = 2,2$ мм — рабочая высота (в радиальном направлении) шлицев; $\sigma_T = 650$ МПа — предел текучести более слабого материала (шлицевой вал незакаленный, следовательно, в расчет берем его предел текучести); $k_s = 1,72$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки (табл. 6.2) в зависимости от параметра $\psi = \frac{F_R d_{cp}}{2000 \cdot T}$, где

$F_F = \sqrt{F_{rx}^2 + F_{rz}^2} = \sqrt{700^2 + 5000^2} \approx 5049$ Н — поперечная сила, действующая на шлицевое соединение (геометрическая сумма поперечных сил F_{rx} и F_{rz} , действующих на коническое колесо), $T = 245$ Н·м, $d_{cp} = 35$ мм, тогда

$\psi = \frac{5049 \cdot 35}{2000 \cdot 245} = 0,36$; k_{np} принимаем равным большему из значений k_{kp} и k_e ;

$k_{kp} = 1,3$ — согласно табл. 6.3 для шлицевых соединений средней серии при $D = 38$ мм, отношении $l/D = 38/38 = 1,0$ и для случая приработки, так как шлицевой вал не закален, приработка возможна; $k_e = 1,15$ — согласно рис. 6.11 при

$\psi = 0,36$ и $\xi = 0,073$; параметр ξ определен по формуле $\xi = \frac{e}{l} - \frac{F_{az} R d_{cp}}{2000 T}$, здесь

знак (-), потому что моменты от сил F_R и F_{az} относительно центра шлицевого соединения направлены в разные стороны, $R = d_m/2 = 98/2 = 49$ мм — плечо силы F_{az} относительно центра ступицы, $e = l/2 - l_1 = 38/2 - 10 = 9$ мм —

смещение радиальной нагрузки от середины ступицы, т. е. параметр $\xi = \frac{9}{38} - \frac{1800 \cdot 49 \cdot 35}{2000 \cdot 245 \cdot 38} = 0,073$; таким образом, принимаем $k_{np} = k_{kp} = 1,3$;

$k_n = 1,0$ — выбран таким в предположении, что приработка произойдет, так как зубья (шлицы) вала не закалены.

Принимаем запас $s = 1,4$, как рекомендовано для ответственных соединений.

При таких данных

$$\sigma_{\max} = \frac{2000 \cdot 300}{35 \cdot 8 \cdot 2,2 \cdot 38} \approx 25,6 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{\text{см}} = \frac{650}{1,4 \cdot 1,72 \cdot 1,3 \cdot 1} \approx 288 \text{ МПа}.$$

Условие прочности по смятию боковых граней шлицев выполнено, так как $\sigma_{\max} < [\sigma]_{\text{см}}$ ($25,6 \text{ МПа} < 288 \text{ МПа}$).

2. Расчет по критерию износостойкости. Соединение ответственное, нагрузка циркуляционная, проводим уточненный расчет по критерию износостойкости по условию

$$\sigma \leq [\sigma]_{\text{изн}}.$$

Действующее давление (напряжения смятия) на рабочих гранях зубьев (шлицев) определено по формуле (6.5)

$$\sigma = \frac{2000T}{d_{\text{ср}} z h l} = \frac{2000 \cdot 245}{38 \cdot 8 \cdot 2,2 \cdot 38} \cong 20,9 \text{ МПа},$$

здесь параметры для расчета σ взяты из исходных данных и расчета соединения на смятие.

Допускаемое давление $[\sigma]_{\text{изн}}$ определено по формуле (6.6):

$$[\sigma]_{\text{изн}} = \frac{[\sigma]_{\text{усл}}}{k_{\text{доп}} k_{\text{изн}} k_{\text{усл}}} = \frac{110}{1,7 \cdot 1,61 \cdot 0,7} \cong 57,4 \text{ МПа},$$

$[\sigma]_{\text{усл}} = 110 \text{ МПа}$, так как твердость улучшенной поверхности более слабого элемента (шлицы вала) примерно 28 HRC₃; $k_{\text{доп}} = k_n k_u = 0,77 \cdot 2,21 \cong 1,7$, где коэффициент переменности нагрузки $k_n = 0,77$ для тяжелого режима нагружения, а коэффициент общего числа нагружений $k_u = \sqrt[3]{N/10^8} = \sqrt[3]{10,8^3/10^8} \cong 2,21$, так как за расчетный ресурс $t_z = 20000 \text{ ч}$ общее число циклов нагружений (оборотов) $N = 60 n t_z = 60 \cdot 900 \cdot 20000 = 10,8 \cdot 10^8$, $k_{\text{изн}} = k'_j k_{\text{пр}} = 1,24 \cdot 1,3 \cong 1,61$, так как согласно табл. 6.2 коэффициент $k'_j = 1,24$, а $k_{\text{пр}} = 1,3$; $k_{\text{усл}} = k_c k_{\text{ос}} = 0,7 \cdot 1,0 = 0,7$, здесь коэффициент смазки $k_c = 0,7$, считая, что соединение работает в закрытом корпусе редуктора с картерной смазкой без существенных загрязнений, а коэффициент осевого закрепления $k_{\text{ос}} = 1,0$, так как коническое колесо жестко зафиксировано относительно вала.

Условие работоспособности соединения по износостойкости, как и по смятию, выполнено, так как $\sigma \leq [\sigma]_{\text{изн}}$ ($20,9 \text{ МПа} < 57,4 \text{ МПа}$).

В заданных условиях шлицевое соединение способно передавать указанную нагрузку.

СОЕДИНЕНИЯ КОНУСНЫЕ, КОНИЧЕСКИМИ СТЯЖНЫМИ КОЛЬЦАМИ И КЛЕММОВЫЕ

7.1. Соединения конусные

В конусных соединениях вал и ступица контактируют между собой по боковой (конической) поверхности усеченного конуса. Обычно такие соединения для закрепления различных деталей, таких как полумуфты, зубчатые колеса, шкивы, маховики применяют на концевых участках валов. Вращающий момент между валом 1 и ступицей 2, насаженной на вал детали (например, зубчатого колеса), передается трением, возникающим на посадочной конической поверхности в результате приложения осевой силы затяжки (рис. 7.1). Затяжка соединения может осуществляться гайкой (см. рис. 7.1), или винтами.

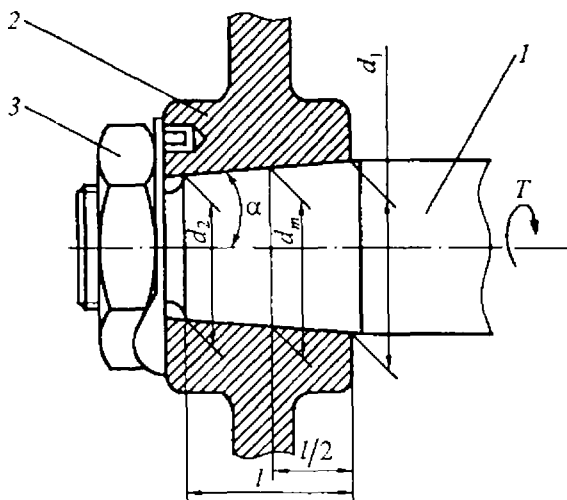


Рис. 7.1. Конусное соединение

При затяжке гайки 3 ступица 2 перемещается вдоль вала 1 и прижимается к валу на конусной посадочной части длиной l ; осевое положение насадной детали (ступицы) относительно вала, которое она займет в результате затяжки, зависит от величины осевой силы затяжки гайки и от размеров конических посадочных поверхностей вала и отверстия в ступице.

Достоинства конусных соединений: простота конструкции; вал и ступица не ослабляются шпоночными пазами или шлицами; плотность посадки ступицы на вал и, следовательно, несущую способность соединения можно изменять в определенных пределах, затягивая соединение в большей или меньшей степени; эти соединения можно собирать при любом угловом положении насадной детали относительно вала. Если необходимо определенное угловое положение ступицы относительно вала, то в соединение вводят фиксирующие элементы — шпонки, штифты; в этом случае соединение перестает быть чисто конусным, а его несущая способность увеличивается.

Недостатки: конусные посадочные поверхности требуют высокой точности изготовления; с течением времени осевая затяжка, а следовательно, и несущая способность соединения могут уменьшаться из-за самоотвинчивания винтов и гаек, а также вследствие обмятия контактирующих поверхностей.

Конусные соединения подобны соединениям с натягом по коническим поверхностям.

Конусностью называется отношение

$$K = \frac{d_1 - d_2}{l} = 2 \operatorname{tg} \alpha,$$

где d_1 и d_2 — соответственно большой и малый диаметры усеченного конуса посадочной поверхности (рис. 7.1, 7.2); l — длина конуса вдоль оси; α — угол наклона образующей конуса к оси.

Для редко разбираемых соединений рекомендуют конусности $K = 1:50$ – $1:30$, для часто разбираемых соединений — $K = 1:20$ – $1:10$ [1]. С увеличением угла наклона образующей конуса к его оси (конусности) при действии одной и той же осевой силы затяжки уменьшается давление на посадочной поверхности и, следовательно, несущая способность; при этом уменьшается возможность самозаклинивания.

Расчет конусных соединений проводят в предположении, что после затяжки в соединении на конусной поверхности контакта возникает равномерно распределенное давление p , из чего следует, что приходящиеся на единицу площади контакта силы трения pf (где f — коэффициент трения) распределены по поверхности сопряжения также равномерно.

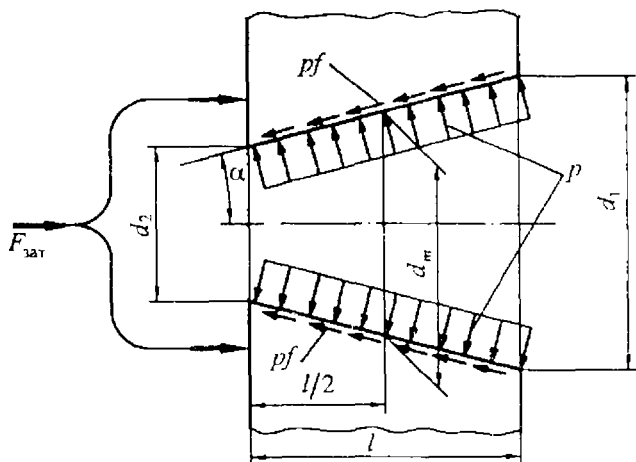


Рис. 7.2. Расчетная схема конусного соединения

Спроецировав на ось соединения силы, действующие, например, на ступицу после затяжки соединения и выполнив преобразования, из условия равновесия ступицы (рис. 7.2) получим, что после затяжки на конусной посадочной поверхности соединения возникает давление

$$p = \frac{F_{зат}}{\pi d_m l (\sin \alpha + f \cos \alpha)}, \quad (7.1)$$

где $F_{зат}$ — осевая сила затяжки соединения (осевая сила напрессовки ступицы на конусную часть вала); $d_m = (d_1 + d_2)/2$ — средний диаметр соединения; l — длина соединения (длина конусной посадочной поверхности); α — угол наклона образующей конуса к оси; f — коэффициент трения пары вал-ступица; здесь площадь боковой поверхности конуса приближенно заменена площадью цилиндрической поверхности диаметром d_m и длиной l .

Вращающий момент T , который может передать соединение, определяется силами трения на поверхности контакта. Из-за неустойчивости коэффициента трения и приближенного характера расчетной модели несущую способность соединения, т. е. вращающий момент T , которым можно нагрузить соединение, определяют с запасом s по формуле

$$sT = \frac{p\pi d_m l f d_m}{2},$$

а с учетом формулы (7.1)

$$T = \frac{F_{\text{зат}} d_m f}{2s(\sin \alpha + f \cos \alpha)}. \quad (7.2)$$

Для передачи соединением заданного вращающего момента T на поверхности контакта вал—ступица необходимо создать давление

$$p = \frac{2sT}{\pi d_m^2 l f},$$

для чего следует приложить к ступице осевую силу затяжки

$$F_{\text{зат}} = \frac{2sT(\sin \alpha + f \cos \alpha)}{d_m f}.$$

В расчетах обычно запас назначают $s=1,3\dots 1,5$, причем большее значение запаса принимают для ответственных соединений; ответственными считаются соединения, выход из строя (отказ) которых может привести к человеческим жертвам или к значительным затратам на восстановление, ремонт и т. п.

Максимально допустимый вращающий момент для соединения можно рассчитать, приняв в качестве давления допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{\text{см}}$, т. е. $p = [\sigma]_{\text{см}}$, при этом допускаемые напряжения $[\sigma]_{\text{см}}$ выбирают по табл. 7.1.

При расчетах следует проверять два условия прочности: во-первых, давление на поверхности контакта p не должно превышать допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{\text{см}}$ (см. табл. 7.1) и, во-вторых, должна быть обеспечена прочность деталей соединения (вала и ступицы) при действии распределенного давления p (расчет аналогичен расчету на прочность деталей соединений с натягом, см. гл. 5).

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{\text{см}}$

Материал ступицы	$[\sigma]_{\text{см}}$, МПа
Сталь улучшенная	200–250
Чугун серый	20–50
Сплав на основе алюминия	15–20

Примечание. Значения $[\sigma]_{\text{см}}$ даны для валов, изготовленных из стали. При нагружении соединения изгибающим моментом требуемое давление на поверхности контакта деталей соединения можно оценить по формуле (5.2) для соединений с натягом, и в расчете, естественно, применяют большее из полученных давлений.

7.2. Соединения коническими стяжными кольцами

Соединения коническими стяжными кольцами предназначены, в основном, для передачи вращающего момента и осевой силы в соединениях типа вал–ступица. Иногда эти соединения бывают нагружены и изгибающими моментами. Соединение образуется после приложения осевой силы затяжки, затяжка осуществляется при завинчивании (затяжке) гайки 1 (рис. 7.3, а) или винтов 4 и 5 (рис. 7.3, б и 7.3, в). Во время затяжки кольца надвигаются одно на другое, при этом диаметр наружных колец 2 и 6 увеличивается и кольца прижимаются к ступице, а диаметр внутренних колец 3 и 7 уменьшается и они прижимаются к валу. На поверхностях контакта колец с валом и со ступицей возникает нормальное к поверхности контакта давление p и, как следствие, силы трения, которые определяют несущую способность соединения при сдвигающих нагрузках. Кольца выполняют неразрезными.

Достоинства соединений коническими стяжными кольцами: вал и ступица не ослабляются шпоночными канавками или шлицами; надежная передача нагрузки в случае, когда она ударная, динамическая с перегрузками или реверсивная; затяжку (сборку соединения) можно осуществить при любом взаимном угловом положении деталей соединения; детали соединения хорошо центрируются; соединения допускают практически неограниченное число сборок и разборок.

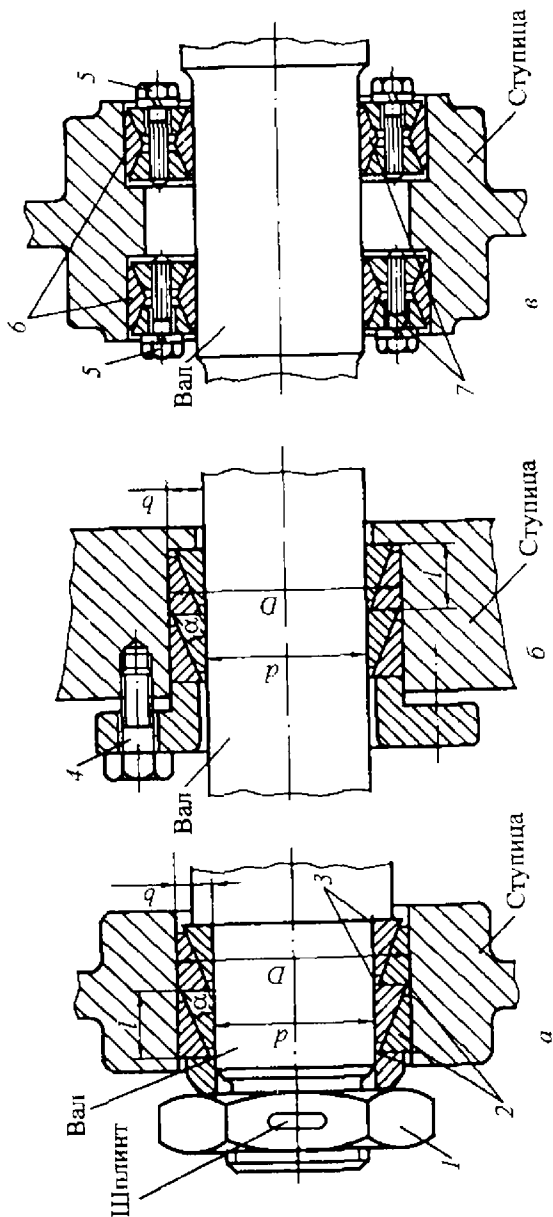


Рис. 7.3. Соединения коническими кольцами: *а* — затяжка гайкой; *б* и *в* — затяжка винтами

Недостатки: необходимость точного изготовления контактирующих поверхностей деталей; соединения имеют увеличенный размер в радиальном направлении, особенно это относится к соединениям затяжкой винтами (рис. 7.3. в); с течением времени затяжка, а следовательно, и несущая способность соединений могут снижаться из-за самоотвинчивания гаек и винтов, а также из-за обмятия контактирующих поверхностей. Поэтому гайки и винты должны быть надежно заstopорены от самоотвинчивания, их следует периодически подтягивать.

Для соединений (см. рис. 7.3, а, б) кольцевой зазор между валом и ступицей принимают в диапазоне $b = (0,08 \dots 0,12)d$, а длину колец $l = (0,2 \dots 0,4)d$; большие значения b и l имеют кольца в соединениях с валами, диаметр которых менее 40 мм; угол наклона образующей конусной поверхности колец рекомендуется принимать $\alpha = 16^\circ 42'$ ($\operatorname{tg} \alpha = 0,3$), так как при углах $\alpha < 16^\circ 42'$ возможно самозаклинивание колец, а при больших углах α требуется слишком большая сила осевой затяжки.

Кольца изготавливают из пружинных сталей типа 55ГС, 60С2А и других с твердостью поверхности 45...50HRC₃; твердость рабочих поверхностей валов и ступиц рекомендуется назначать не ниже 35...40HRC₃; рабочие контактирующие поверхности (цилиндрические и конические), как правило, шлифуют.

В табл. 7.2 приведены размеры стяжных конусных колец (см. рис. 7.3, а и 7.3, в), осевые силы $F_{1\text{зат}}$ для их деформирования на величину зазоров (выборка зазоров) и $F_{2\text{зат}}$ для создания на поверхности контакта давления $p = 100$ МПа, а также передаваемые при таком давлении одной парой колец вращающие моменты T и осевые силы F_a (данные каталога фирмы Ringfeder GmbH Krefeld Uerdingen).

При одновременном нагружении соединения вращающим моментом T и осевой силой F_a определение нагрузочной способности соединения приближенно можно проводить по равнодействующей силе

$$F_{\Sigma} = \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2},$$

причем F_{Σ} не должна превышать силу F_a (см. табл. 7.2).

Если в соединении установлены две пары колец, а затяжку производят с одной стороны соединения, как это показано на рис. 7.3, а, б, то вторая пара колец (считая со стороны приложения силы затяжки) из-за противодействия сил трения затянута примерно в половину слабее первой пары колец, и вторая пара колец передает вращающий момент и осевую силу примерно в два раза меньше, чем указано в табл. 7.2.

Таблица 7.2

Параметры соединений с одной парой конических стяжных колец

Параметры						
d , мм	D , мм	l , мм	$F_{1\text{зат}}$, кН	$F_{2\text{зат}}$, кН	T , Н·м	F_a , кН
20	25	6,3	8,5	28	40	4
30	35	6,3	12	27	90	6
40	45	8	14	45	199	10
50	57	10	24	73	405	16
60	68	12	27	106	705	24
80	91	17	48	203	1810	45
100	114	21	61	317	3520	70
140	158	28	89	600	9350	134
180	201	33	111	916	18300	204

Примечание. Обозначения d , D , l см. рис. 7.3, а

Следует иметь в виду, что при давлениях на поверхности контакта колец с валом и ступицей, отличных от 100 МПа, несущая способность соединения пропорционально изменяется; например, при давлении $p = 200$ МПа значения T и F_a (см. табл. 7.2) удваиваются.

Примечания: 1. При многорядной установке колец с затяжкой с одной стороны (см. рис. 7.3, а) первая от гайки пара колец, на которую действует полная сила затяжки $F_{\text{зат}}$, создает на поверхности контакта наибольшее давление и эта пара колец передает большую часть вращающего момента и осевой силы, приложенных к соединению. У второй пары колец давление на вал и ступицу меньше, так как часть силы затяжки «погашается» силами трения первой пары колец о ступицу и вал и вторая пара колец оказывается затянута силой меньшей, чем $F_{\text{зат}}$; соответственно уменьшается доля вращающего момента и осевой силы, передаваемой второй парой колец и так далее.

Рассмотрим первую (от гайки) пару колец под действием силы затяжки со стороны гайки $F_{зат1}$ и реакции $F_{зат2}$ со стороны пары колец (рис. 7.4). Для упрощения предположим, что комплекты колец установлены в кольцевую канавку между валом и ступицей без зазора (нулевой зазор) и что коэффициенты трения всех контактируемых пар (пар трения) одинаковы. Учитывая высокую радиальную податливость колец и небольшие размеры сечений колец по сравнению с диаметрными размерами колец, в первом приближении круговые кольца соединения представляем в виде плоских клиньев 1 и 2 единичной длины, которые сжимаются между двумя параллельными плоскостями А и Б (рис. 7.5); при этом поперечные сечения колец и заменяющих их клиньев одинаковы.

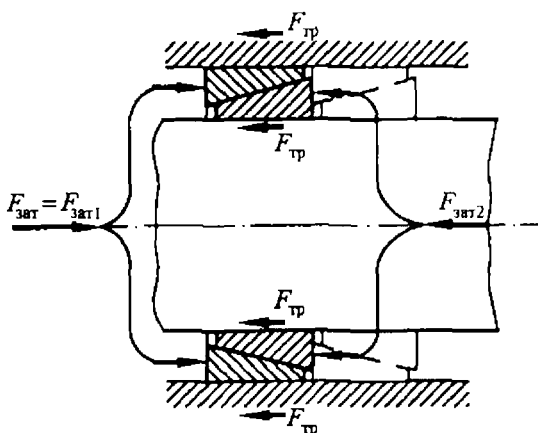


Рис. 7.4. Схема нагружения «первой» пары колец при затяжке соединения

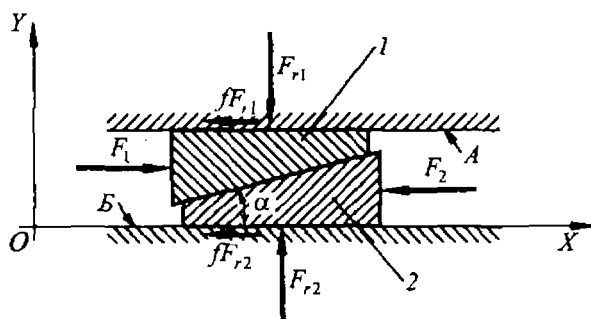


Рис. 7.5. Плоская модель «первой» пары колец соединения

Для упрощения расчетов распределенные силы взаимодействия клиньев и плоскостей заменим сосредоточенными. На клин 1 действует сила F_1 , которая

перемещает клин 1 по направлению оси X ; на клин 2 действует сила F_2 в противоположном направлении (реакция со стороны второй пары клиньев). Когда клинья прижмутся к параллельным плоскостям A и B , на клинья будут действовать нормальные реакции F_{r1} и F_{r2} , а также силы трения fF_{r1} и fF_{r2} . Спроецируем силы на ось Y и составим уравнение равновесия. Нетрудно убедиться, что $F_{r1} = F_{r2}$. Спроецируем силы на ось X , тогда из условия равновесия сил следует

$$F_1 - F_2 - fF_{r1} - fF_{r2} = 0$$

или

$$F_2 = F_1 - 2fF_{r1}. \quad (7.3)$$

Обозначим силы взаимодействия клиньев по наклонной плоскости B . Пусть F_N — сила нормальная к наклонной плоскости B и fF_N — сила трения между клиньями (сила трения fF_N действует в плоскости B).

Рассмотрим равновесие верхнего клина, прижатого к плоскости A (рис. 7.6).

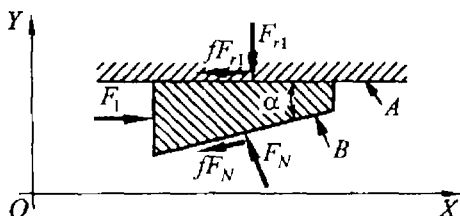


Рис. 7.6. Схема нагружения одного клина

Сумма проекций сил на ось X

$$F_1 - fF_{r1} - fF_N \cos \alpha - F_N \sin \alpha = 0. \quad (7.4)$$

Сумма проекций сил на ось Y

$$F_N \cos \alpha - F_{r1} - fF_N \sin \alpha = 0, \quad (7.5)$$

откуда следует

$$F_N = \frac{F_{r1}}{\cos \alpha - f \sin \alpha}.$$

Если принять среднее значение коэффициента трения пары сталь по стали без смазки $f = 0,2$ [2] и угол $\alpha = 16^\circ 42'$, тогда получим

$$F_N = \frac{F_{r1}}{\cos 16^\circ 42' - 0,2 \sin 16^\circ 42'} \approx 1,11 F_{r1}.$$

Подставим полученное выражение в уравнение (7.4)

$$F_1 - fF_{r1} - f \cdot 1,11 F_{r1} \cos 16^\circ 42' - 1,11 F_{r1} \sin 16^\circ 42' = 0.$$

После несложных преобразований получим

$$F_{r1} \approx F_1 / 0,7382,$$

тогда из уравнения (7.3) вытекает, что

$$F_2 = F_1 - 2 \cdot 0,2 F_1 / 0,7382 \approx 0,46 F_1.$$

Напомним, что F_2 — реакция со стороны второй пары клиньев, т. е. сила затяжки второй пары клиньев, которые мы приняли за модель колец. Полученный результат подтверждает вывод: при установке двух пар колец и затяжке с одной стороны соединения вторая пара затянута примерно в два раза слабее первой и может передавать нагрузку примерно вдвое меньшую, чем первая пара колец.

При вибрациях, переменных и ударных нагрузках и связанных с ними упругих колебаниях происходит местное снятие сил трения и так называемое явление переползания, аналогичное тому, что происходит при самоотвинчивании резьбовых деталей [31]. В таких условиях следует ожидать перераспределения сил затяжки: затяжка второй пары колец может увеличиться, а колец первой пары — уменьшиться.

2. Соединения с коническими кольцами могут передавать, кроме вращающего момента и осевой силы, еще поперечные силы и изгибающие моменты.

7.3. Соединения клеммовые

Клеммовые соединения применяют для закрепления деталей типа кривошипов, рычагов и т. п. на валах, осях и других круглых стержнях.

По конструкции различают два типа клеммовых соединений: со ступицей, имеющей прорезь (рис. 7.7, а), и с разъемной ступицей (рис. 7.7, б). Разъемная ступица несколько увеличивает массу и стоимость соединения, но при этом становится возможным устанавливать клемму на любую часть вала независимо от формы и размеров соседних участков вала, а также без снятия других деталей, уже установленных на вал. После затяжки винтов 1 (рис. 7.7, а) и 2 (рис. 7.7, б) ступица 4 оказывается прижатой к валу 3, в соединении возникает давление p на поверхности контакта ступицы с валом и силы трения, которые позволяют нагружать клеммовые соединения как вращающими моментами, так и осевыми силами (а также поперечными силами и изгибающими моментами).

Достоинства клеммовых соединений: простота монтажа и демонтажа; возможность перестановки и регулировки взаимного положения деталей (вала и клеммы) как в осевом, так и окружном направлениях.

Недостатки: малая несущая способность; нестабильность коэффициента трения и рассеяние нагрузочной способности.

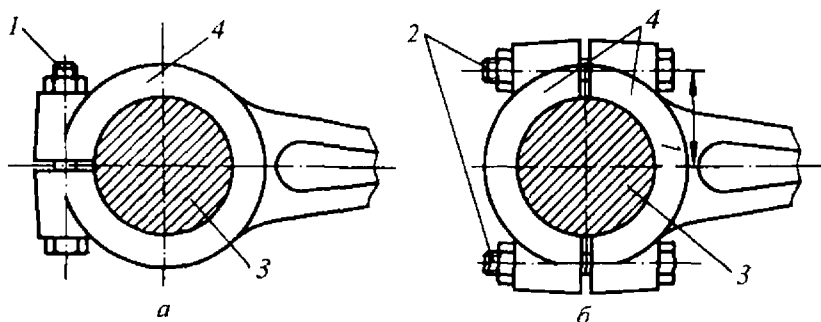


Рис. 7.7. Клеммовые соединения: а — с прорезью; б — с разъемной ступицей

При расчетах клеммовых соединений обычно определяют силу затяжки винтов, обеспечивающую необходимую силу прижатия клеммы к валу и передачу соединением заданной нагрузки, а затем определяют размер винтов в соответствии с методами расчета резьбовых соединений, см. гл. 2.

В приближенных расчетах как наиболее вероятный рассматривают следующий расчетный случай. Принимают, что детали клеммы 1 и 2 (рис. 7.8) обладают малой изгибной жесткостью и при затяжке винтов клемма прижимается к валу всей внутренней поверхностью отверстия в клемме. Возникшее после затяжки винтов давление p считается равномерно распределенным по поверхности контакта полуступиц 1 и 2 клеммы с валом (осью) 3. Равнодействующая давления на каждую полуступицу в таких предположениях равна

$$F_N = 2 \int_{\alpha_1}^{\pi/2} \frac{p \cos \alpha d}{2l d \alpha} \cong p d l,$$

где l — длина клеммы в осевом направлении; здесь пренебрегают отсутствием давления в месте разъема клеммы ввиду малости участка (на рис. 7.8 этот участок ограничен дугами окружностей с углом $2\alpha_1$).

Суммарная нормальная к поверхности контакта вала с клеммой сила, которая определяет величину силы трения для каждой полуступицы клеммы, равна

$$F_{N\Sigma} \cong \frac{\pi}{2} p d l \cong \frac{\pi}{2} F_N .$$

Условие прочности сцепления клеммы с валом при действии вращающего момента T выражают в виде

$$2F_{N\Sigma} f \frac{d}{2} \geq T \text{ или } \pi p f l \frac{d^2}{2} \geq T ,$$

а при действии осевой силы

$$2F_{N\Sigma} f \geq F_a \text{ или } \pi p f l d \geq F_a .$$

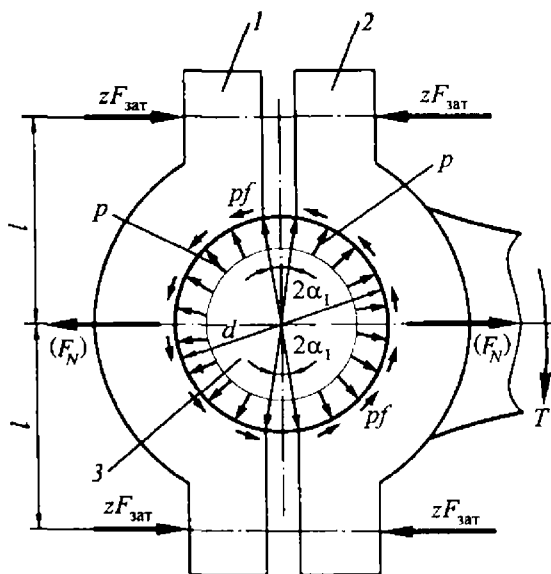


Рис. 7.8. Расчетная схема клеммового соединения

Из равновесия сил, действующих на одну из полуступиц, следует $2zF_{\text{зат}} = F_N$; после подстановок и сокращений получают необходимую силу затяжки $F_{\text{зат}}$ одного клеммового винта при действии на соединение вращающего момента T :

$$F_{\text{зат}} \geq \frac{T}{\pi f d l z} , \quad (7.6)$$

а при действии осевой силы F_a

$$F_{\text{зат}} \geq \frac{F_a}{2\pi f z}, \quad (7.7)$$

где z — половина общего числа винтов, стягивающих полуступицы клеммы; f — коэффициент трения; d — диаметр вала соединения; l — длина клеммы в направлении оси соединения.

При расчете клеммовых винтов нужно учитывать, что они дополнительно нагружаются от вращающего момента T , который действует на клеммовое соединение. Одна полуступица клеммы передает только половину полного вращающего момента, и винты одной стороны полуступицы клеммы дополнительно растягиваются действием половины момента, приходящегося на одну полуступицу, т. е. одной четвертью полного вращающего момента T , которым нагружено соединение. Величину этой дополнительной растягивающей нагрузки на один клеммовый винт можно подсчитать по формуле

$$\Delta F = \frac{T}{4lz},$$

где l — расстояние между винтами (см. рис. 7.8).

При одновременном нагружении соединения вращающим моментом T и осевой силой F_a определение силы затяжки клеммового винта соединения приближенно можно проводить по равнодействующей сдвигающей силе

$$F_{\Sigma} = \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2},$$

подставляя в формулу (7.7) значение F_{Σ} вместо F_a .

При расчете клеммовых соединений с прорезью (см. рис. 7.7, а) пренебрегают тем, что для выборки зазоров винты приходится затягивать сильнее, чем в клеммовых соединениях с прорезью. Иногда это учитывают, увеличивая в 1,1–1,2 раза необходимую силу затяжки винтов. Распределение давления на поверхности контакта клеммы с валом так же, как и в случае клеммы с прорезью, принимают равномерным, тогда формулы для соединений с разъемной ступицей полностью применимы и для соединений с прорезью; только в этом случае под z понимают полное число винтов, стягивающих клеммовое соединение.

ДРУГИЕ ВИДЫ СОЕДИНЕНИЙ

8.1. Паяные соединения

Общие сведения. Пайкой называется способ соединения элементов конструкций путем их нагрева ниже температуры плавления материалов деталей соединения, смачивания их расплавленным припоем, затекания припоя в зазор между деталями соединения и последующей его кристаллизации при охлаждении.

Паяные соединения подобны сварным; отличие пайки от сварки — отсутствие расплавления или высокотемпературного нагрева соединяемых деталей, так как припой имеет более низкую температуру плавления, чем материалы соединяемых деталей.

Связь в паяном шве основана на растворении металла деталей в расплавленном припое; взаимной диффузии элементов припоя и металла соединяемых деталей; бездиффузионной атомной связи.

Наряду с использованием пайки как основного вида соединений в радиоэлектронной и электротехнической аппаратуре, паяные соединения получили распространение и в изделиях машиностроения.

Современные методы пайки [21] значительно расширили технические возможности выполнения соединений. Пайку применяют при изготовлении камер сгорания жидкостных реактивных двигателей, лопаток турбин, топливных и масляных трубопроводов, деталей ядерных реакторов и других конструкций из тугоплавких металлов (молибдена, ниобия, тантала, вольфрама), плохо поддающихся сварке.

Достоинства паяных соединений: возможность соединять детали не только из однородных, но и из разнородных мате-

риалов, например, стали со сплавами цветных металлов; металлы с графитом, ферритом, фарфором и др.; повышенная технологичность, так как возможно осуществлять пайку в скрытых или малодоступных местах конструкции, изготавливать сложные узлы за один прием, паять не по контуру, а одновременно по всей поверхности соединения; подбирая соответствующие припой, можно выбрать температуру пайки так, чтобы при нагреве под пайку у предварительно термообработанных материалов сохранялись механические свойства в изделии (в готовом соединении) или чтобы нагрев под пайку одновременно обеспечивал и термическую обработку деталей соединения; возможность распайки соединения.

Недостатки: сравнительно низкая прочность паяного соединения на сдвиг и очень низкая прочность на отрыв; высокая трудоемкость изготовления изделий методами высокотемпературной пайки.

Следует отметить, что прочность паяного шва выше (иногда существенно) прочности припоя в связи с растворением в слое припоя материала деталей и в связи с тем, что слой припоя находится в стесненном напряженном состоянии между соединяемыми деталями.

Характеристики наиболее часто применяемых в машиностроении способов пайки приведены в табл. 8.1, а основные типы паяных соединений — в табл. 8.2.

Пайкой соединяют детали различной формы: листы, стержни трубы и др. В последнее время находят применение сотовые паяные конструкции; в обшивке самолетов листы из малопрочных алюминиевых сплавов заменяют паяными высокопрочными и жесткими панелями (рис. 8.1) из тонких стальных листов с сотовым (рис. 8.1, а) или гофрированным (рис. 8.1, б) промежуточным заполнителем.

Паяные соединения предпочтительно выполнять нахлесточными; площадь перекрытия (площадь пайки) следует назначать так, чтобы прочность паяного соединения была равна прочности целой детали.

Стыковые соединения, имеющие ограниченную паяную площадь, менее прочны, чем нахлесточные. При действии значительных нагрузок применять стыковые соединения не рекомен-

дуется; в случае необходимости при повышенных нагрузках вместо стыковых соединений можно рекомендовать косостыковые (табл. 8.2), у которых больше площадь пайки и выше несущая способность.

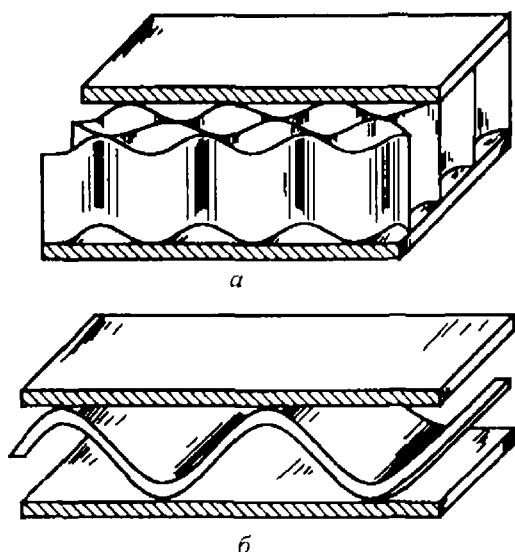


Рис. 8.1. Сотовые паяные конструкции

Соприкасающиеся соединения допустимы для изделий, паяные швы которых работают на сжатие и при весьма малых нагрузках.

При любом типе паяного соединения между деталями необходим зазор порядка 0,01...0,4 мм, чтобы туда мог затекать расплавленный припой. Зазоры зависят от вида припоя и материалов деталей соединения и в значительной степени определяют прочность соединений. Их уменьшение до некоторого предела увеличивает прочность паяных соединений.

Перед пайкой требуется более точная по сравнению со сваркой механическая обработка и сборка деталей соединения.

Припой делятся на высокотемпературные с $T_{пл} \geq 450^\circ\text{C}$ и низкотемпературные с $T_{пл} < 450^\circ\text{C}$. Основными компонентами

высокотемпературных припоев являются медь (Cu), никель (Ni) и серебро (Ag), а низкотемпературных — олово (Sn) и свинец (Pb). В табл. 8.3 приведены основные припои и рекомендации по их применению [21].

Хорошее соединение пайкой можно получить лишь при исключительно чистых поверхностях соединяемых деталей. Поэтому непосредственно перед пайкой поверхность очищают от грязи и масел, удаляют оксидные пленки и т. п.

Для уменьшения окисления поверхностей деталей применяют специальные флюсы, которые подразделяют на низкотемпературные с $T_{пл} < 450^\circ\text{C}$ (канифольные, кислотные и др.) и высокотемпературные с $T_{пл} \geq 450^\circ\text{C}$ (боридные, боридно-углекислые и др.).

Таблица 8.1

Характеристики способов пайки

Способы пайки	Характеристики способов
Паяльником	Универсальный ручной способ низкотемпературной пайки
Газовой горелкой	Универсальный ручной способ высокотемпературной пайки
Индукционная	Для изделий небольших размеров; быстрый нагрев; возможность механизации и автоматизации процесса
В печах с флюсом	Минимальная деформация изделий; равномерный нагрев; возможность регулирования и механизации
В печах и контейнерах с инертным газом; в вакуумных печах	Универсальный способ высокотемпературной пайки; минимальная деформация изделий; отсутствие окисления и флюса на изделиях после пайки; возможность объективного контроля режима пайки
Сканирующим электронным лучом	Короткий цикл; возможность локализации нагрева, механизации и автоматизации процесса
Погружением в расплавленный припой или флюс	Высокая производительность, быстрый нагрев и точное регулирование температуры

Основные типы и сечения паяных соединений

Соединение	Сечение	Соединение	Сечение
Нахлесточное		Стыковое	
			
			
Телескопическое		Косостыковое	
			
			
Соприкасающиеся		Тавровое	
			
		Угловое	
			

Припои и рекомендации по их применению

Марка припоя	Система припоя	Температура плавления, °C		Примеры изделий
		начальная	конечная	
Высокотемпературные припои				
ВПр1	Cu-Ni	1080	1120	Трубопроводы и другие изделия из коррозионно-стойкой стали
ВПр2	Cu-Mn-Ni	960	970	
ВПр4	Cu-Ni-Mn	940	980	
Л63	Cu-Zn	900	905	Стальные изделия неответственного назначения
ПСр25ф	Cu-Ag-P	645	725	Детали из меди и ее сплавов
ПСр25	Cu-Zn-Ag	740	775	Трубопроводы
ПСр40	Ag-Cu-Zn	590	610	Детали из стали и меди
ПСрМин63	Ag-Cu-In	750	760	Детали из сплавов титана
Низкотемпературные припои				
О2, О3	Sn	232	232	Детали для любых климатических условий без покрытий
Пос90	Sn-Pb	183	220	Детали с гальваническими покрытиями (серебрение, золочение)
ПСр2, 5	Ag-Sn-Pb	295	300	Детали и электромонтажные соединения, работающие при $T \leq 200^{\circ}\text{C}$

Расчет паяных стыковых и нахлесточных соединений на прочность аналогичен расчету сварных соединений. Стыковые паяные соединения рассчитывают на прочность как целые детали по номинальному сечению соединяемых деталей, так как сечения соединяемых деталей и сечение пайки идентичны. Естественно, что допускаемые напряжения определяются прочностью примененного припоя и находят их по табл. 8.4 [21].

При действии на соединение центральной растягивающей силы F и изгибающего момента M (рис. 8.2, а) условие прочности стыкового паяного соединения находят по формуле

$$\sigma = \frac{F}{ls} + \frac{M}{W} \leq [\sigma],$$

где σ — действующие напряжения; W — момент сопротивления сечения деталей соединения в месте пайки; $[\sigma]$ — допускаемые напряжения растяжения для паяных соединений (табл. 8.4).

Допускаемые напряжения для паяных соединений

Материал паяемых элементов	Припой	Способы нагрева	Допускаемые напряжения для соединений, МПа	
			стыковых $[\sigma]$	нахлесточных $[\tau]$
Латунь	Олово	Паяльником	40–50	30–40
Медь	ПОС 40		60–70	40–50
	ПОС 18		80–90	25–40
	ПСр 45	В печи	300–320	240–300
Низкоуглеродистая сталь	Олово	Паяльником	80	40
	ПОС 40		100	50
	ПОС 18		105	60
	ПСр 45	В печи	220–240	170–180
	ВЛр		300–400	250–300
	МІ		350–400	180–200

При расчете нахлесточных соединений надо учитывать лишь то, что площадь расчетного сечения равна площади контакта (пайки) деталей соединения, например, при действии центральной сдвигающей силы нахлесточные соединения (рис. 8.2, б) рассчитывают на срез

$$\tau = \frac{F}{lb} \leq [\tau],$$

где $[\tau]$ — допускаемые напряжения на срез для паяных соединений (табл. 8.4); l — ширина пайки; b — длина нахлестки (см. рис. 8.2, б).

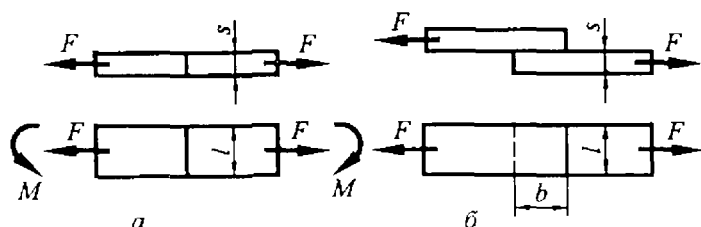


Рис. 8.2. Расчетные схемы паяных стыковых и нахлесточных соединений

При других случаях нагружения расчет нахлесточных паяных соединений проводят по формулам, аналогичным для сварных соединений.

С увеличением площади контакта (пайки) несущая способность соединений возрастает. В нахлесточных соединениях увеличение ширины пайки имеет больший эффект, чем увеличение длины нахлестки.

8.2. Клеевые соединения

Общие сведения. Клеевыми называют неразъемные соединения с помощью клея, образующего между деталями соединения тонкую прослойку. Клеевые соединения получили широкое распространение благодаря созданию конструкционных высокопрочных клеев на основе синтетических полимеров, позволяющих скреплять между собой детали с высокой прочностью. Иногда склеивание — единственный способ соединения деталей из разнородных материалов.

Процесс склеивания обычно состоит из следующих операций:

превращение клеящего вещества в состояние, пригодное для нанесения на поверхности склеиваемых материалов (расплавление, растворение, смешение компонентов и др.);

подготовка поверхностей склеивания (придание шероховатости, обезжиривание и т. п.);

нанесение клеящего вещества и сборка соединения;

превращение клеящего вещества в клеевой слой, соединяющий материалы при соответствующих температурах, давлении и времени выдержки.

Клеевые соединения обладают рядом достоинств: снижаются требования к точности сопрягаемых деталей, быстро и экономично осуществляется сборка; клеевой слой является хорошим тепло-, звуко- и электроизолятором; не ослабляются соединяемые детали; клеи способны скреплять детали, материалы которых существенно отличаются по физико-химическим свойствам; клеящие материалы заполняют микрозазоры, что позволяет получать герметичные соединения; пленка клея улучшает распределение нагрузки и препятствует возникновению контактной коррозии.

К недостаткам клеевых соединений относят: малую прочность при отрывающих нагрузках с неравномерным ее распределением (отрыв, когда один или оба соединяемых элемента имеют малую жесткость, или отрыв с изгибом); нестабильность физико-механических свойств во времени (старение с течением времени, приводящее к снижению прочности клеевых соединений); ухудшение механических характеристик при пониженных и повышенных температурах, при воздействии биосреды, химических реагентов и других факторов; необходимость тщательной подготовки поверхностей под склеивание.

Механические характеристики клеевых соединений и области применения клеев, наиболее часто используемых в промышленности, приведены в табл. 8.5 [14].

Таблица 8.5

**Механические характеристики клеевых соединений
и области применения клеев**

Клей	Предел прочности, МПа		Назначение
	при отрыве	при сдвиге	
Неорганический	10	—	Склеивание металлов, работающих при температурах до 500 °С
Поливинил- ацетальфеновый	20	14	Склеивание стекла и дуралюмина для рабочих температур 40 °С
Эпоксидный (ЭД-5, Э-40 и др.)	45	20	Склеивание металлов и неметаллов для рабочих температур ±60 °С
Полиуретановый (ПУ-2 и др.)	34,5	16	То же
Фенолформальде- гидный (БФ-2, ВС-10 и др.)	8	3	»
Синтетический	20-40	10-20	Склеивание металлов, древесины, стекла, резины, кожи и др.
Полиакриловый (ВК-31, ВК-41 и др.)	23	30-40	То же

В последнее время получают распространение клеевые соединения с использованием анаэробных клеев на акрилатной и ме-

такриловой основах, т. е. синтетических клеев, способных затвердевать без доступа воздуха. Эти клеи (например «Анатерм») представляют собой однородную вязкую жидкость, время отверждения при 20°C — трое суток, а при $+120^{\circ}\text{C}$ — 0,5 ч, после отверждения достигается прочность при сдвиге 10 МПа. Жидкий полиуретановый клей ПУ-2 отверждается при комнатной температуре за 3 ч и достигает прочности при сдвиге 16 МПа. Эпоксидные клеи состоят из жидких эпоксидных смол, отвердителя и металлического порошка, склеивание происходит при температуре $\approx 150^{\circ}\text{C}$ в течение 1 ч.

Виды соединений. Клеевые соединения конструктивно подобны сварным и паяным; основные типы соединений те же, см. табл. 8.2. При проектировании клеевых соединений следует иметь в виду, что клеевые швы обладают достаточно большой прочностью при сдвиге и равномерном отрыве, а при неравномерном «отдире» (отрыв с изгибом), как показано на рис. 8.3, а, прочность соединений существенно снижается. Поэтому везде, где возможно, клеевое соединение должно быть сконструировано работающим на сдвиг (рис. 8.3, б) или сжатие.

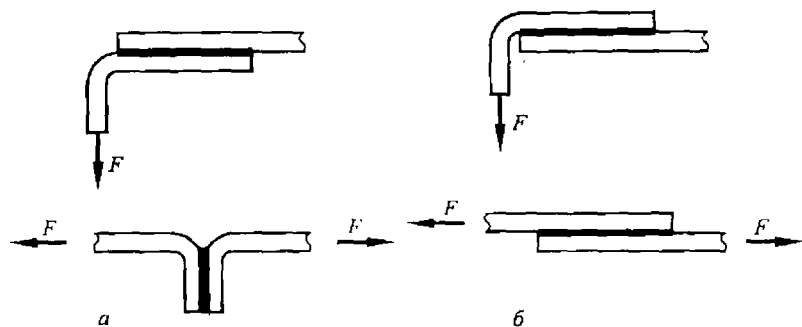


Рис. 8.3. Способы устранения отрыва («отдира») в соединениях

Соединения типа типа вал-ступица выполняют телескопическими. Детали соединения изготовляют с гарантированным зазором порядка 5...15 мкм (при больших зазорах затруднено центрирование деталей соединения); иногда используют переходные посадки типа $H7/n6$, $H7/k6$ и др. Поверхности деталей перед нанесением клея тщательно очищают от загрязнений и обезжиривают.

вают. Клей наносят на обе соединяемые поверхности (распылением, кистью, валиком). Сборку соединения осуществляют с нагревом охватывающей детали до $+150^{\circ}\text{C}$. Такой метод обеспечивает зазор между деталями при сборке, возможность заполнения этого зазора клеем (до остывания охватывающей детали) и высокую прочность сцепления между деталями после отверждения клея, значительно превышающую прочность сцепления в соединениях с натягом.

Расчет клеевых соединений. Расчет клеевых соединений на прочность ведется по формулам, аналогичным для расчета паяных соединений. Например, для соединений типа вал—ступица при одновременном действии на соединение вращающего момента T и осевой силы F_a расчет ведут по равнодействующей сдвигающей силе $F_{\Sigma} = \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2}$ и по условию прочности клеевого соединения на сдвиг (срез) $F_{\Sigma} \leq \pi d l [\tau]$, откуда потребная

длина соединения

$$l = \frac{\sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2}}{\pi d [\tau]},$$

где T — вращающий момент; F_a — осевая сила; d — диаметр вала (диаметр сопряжения); $[\tau]$ — допускаемые напряжения среза (сдвига).

При определении допускаемых напряжений $[\tau]$ принимают коэффициент запаса s по отношению к пределам прочности при сдвиге (см. табл. 8.5) равным $s = 2,5 \dots 3$ при статической нагрузке; $s = 4 \dots 5$ при переменных нагрузках, а при наличии в спектре нагрузок существенных перегрузок (при вибрациях, ударных нагрузках и т. п.) запас принимают еще больше.

Для получения особо прочных соединений, испытывающих произвольную нагрузку, включая неравномерный отрыв, вибрационную и ударную нагрузки, применяют комбинированные соединения: клеесварные, клеезаклепочные, клееболтовые и клеевые соединения с натягом [14].

8.3. Штифтовые соединения

Краткие сведения. В соединениях штифты применяют для передачи небольших нагрузок. Для этой цели используют штифты цилиндрические (рис. 8.4, *а*), конические (рис. 8.4, *б, в, г*) и др. Гладкие, целые, без отверстий штифты изготавливают из среднеуглеродистой стали, например из стали 45.

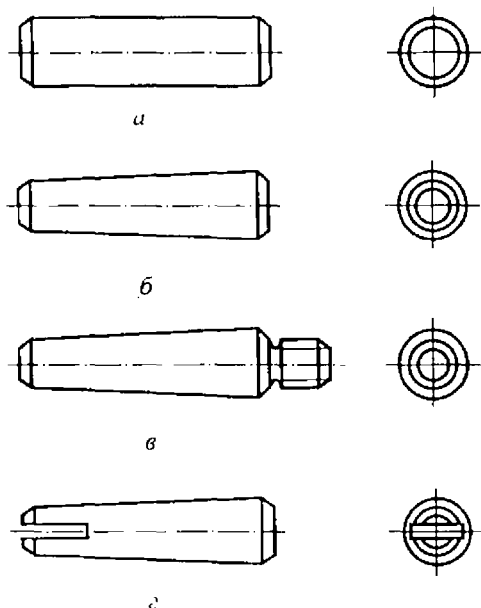


Рис. 8.4. Основные типы штифтов

Следует отметить, что штифты в основном предназначены для фиксирования точного взаимного положения деталей, хотя они могут воспринимать сдвигающие случайные нагрузки, а в этом разделе рассматриваются штифты, предназначенные для передачи нагрузок. Как пример рассмотрим применение штифтов в соединениях вал—ступица. По расположению в соединениях вал—ступица различают осевые и радиальные штифты.

Осевые штифты являются по сути круглыми шпонками (область применения, конструкцию и расчет см. гл. 6).

Радиальные штифты. После установки они фиксируют насадную деталь (ступицу) в угловом и осевом направлениях

относительно вала. Цилиндрические радиальные штифты (см. рис. 8.4, а) ставят в отверстия с натягом, они удерживаются от выпадения силами трения, а иногда концы штифтов расклепывают. Конические штифты (см. рис. 8.4, б, в, г) выполняют с конусностью 1:50, их запрессовывают в отверстия, что обычно обеспечивает стопорение штифта, а для исключения возможности выпадения обычного штифта (рис. 8.4, б) можно расклепать один конец штифта или применить штифт с разрезным концом (рис. 8.4, г), у которого при установке разводят разрезной конец, как показано на рис. 8.5, б. Для удобства разборки конические штифты снабжают резьбой (рис. 8.4, в).

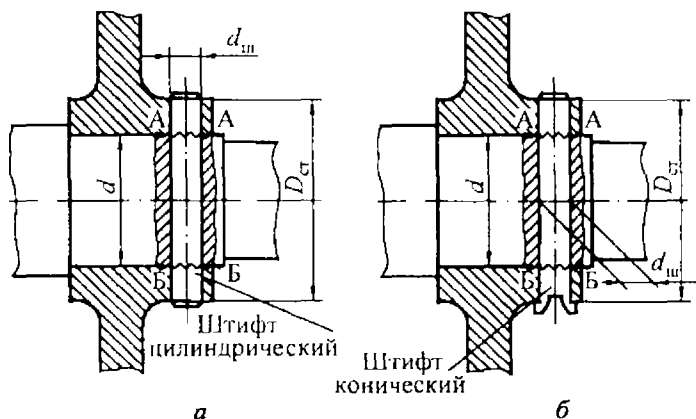


Рис. 8.5. Соединение вал-ступица радиальными штифтами

Достоинство штифтовых соединений: простота конструкции.

Недостатки: нетехнологичность (требуется совместное сверление и разворачивание отверстий под штифт после сборки ступицы с валом); отверстие под штифт ослабляет детали соединения.

Расчет соединений. При нагружении соединения вращающим моментом T в сечениях штифта А-А и Б-Б (рис. 8.5, а, б) возникают напряжения среза, а на цилиндрических поверхностях контакта штифта с деталями соединения возникают напряжения смятия (давление). Для упрощения расчетов принимают,

что трение между валом и ступицей отсутствует и вся нагрузка передается за счет сопротивления штифта смятию и срезу. Если толщина ступицы достаточна ($D_{\text{ст}} \geq 1,5d$), то нагрузочную способность соединения ограничивают напряжения среза в штифте

$$\tau = \frac{2T/d}{2\pi d_{\text{ш}}^2/4} \text{ — действующие в сечениях А-А и Б-Б (см.}$$

рис. 8.5, а, б). В этом случае, исходя из условий прочности $\tau \leq [\tau]$, максимальный вращающий момент $[T]$, которым может быть нагружено соединение вал-ступица с одним штифтом, равен

$$[T] = \frac{[\tau]\pi d_{\text{ш}}^2 d}{4}.$$

Здесь $[\tau]$ — допускаемые напряжения среза; $[\tau] \approx (0,2 \dots 0,3)\sigma_{\tau}$; σ_{τ} — предел текучести материала штифта; $d_{\text{ш}}$ — диаметр штифта (для конических штифтов расчетным диаметром $d_{\text{ш}}$ является средний диаметр, см. рис. 8.5, б); d — посадочный диаметр соединения.

Расчет по напряжениям смятия имеет условный характер, так как точный закон распределения напряжений смятия по цилиндрической поверхности контакта штифта и деталей соединения весьма сложен; поэтому расчет на смятие производят (а проводить его нужно, если ступица тонкая, т. е. при $D_{\text{ст}} < 1,5d$) по приближенным зависимостям, которые получены в предположении равномерного распределения напряжений на площади контакта штифта со ступицей: $d_{\text{ш}}(D_{\text{ст}} - d)$. Тогда условие прочности по напряжениям смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d_{\text{ш}}(D_{\text{ст}} + d)(D_{\text{ст}} - d)} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где $\sigma_{\text{см}}$ — расчетные действующие напряжения смятия; $[\sigma]_{\text{см}}$ — допускаемые напряжения смятия для приближенного расчета, для стальных деталей $[\sigma]_{\text{см}} \approx (0,35 \dots 0,45)\sigma_{\tau}$, предел текучести σ_{τ} определяют по менее прочному материалу ступицы или штифта.

Аналогична методика расчета на смятие и срез других видов штифтовых соединений.

8.4. Профильные соединения

Профильные соединения применяют для передачи вращающего момента от вала к ступице. В профильных соединениях контакт вала и ступицы осуществляется по некруглой поверхности. Профильные соединения имеют в поперечном к оси соединения сечении плавный некруглый профиль поверхности контакта вала и ступицы; чаще применяют равноосные соединения треугольного профиля (рис. 8.6 и 8.7). Применяемый профиль обладает свойством равноосности — постоянством диаметрального размера. Профильные соединения в осевом направлении могут быть цилиндрическими (рис. 8.6) или коническими (рис. 8.7). Конические профильные соединения характеризуются большей легкостью съема, чем цилиндрические, но они сложнее в изготовлении и дороже. При повышенных требованиях к надежности, переменных и особенно реверсивных нагрузках применяют профильные соединения с натягом. К профильным соединениям можно отнести, например, соединение, изображенное на рис. 8.8, которое применяют для снижения концентрации напряжений. Для изготовления этого вида соединений не требуются специальные дорогие станки, как в случае применения равноосного профиля.

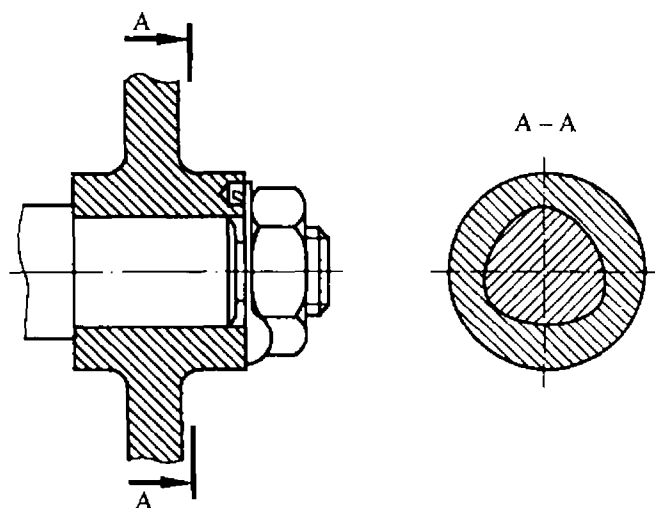


Рис. 8.6. Профильное соединение вал-ступица

Достоинства профильных соединений: отсутствие концентраторов напряжений кручения; хорошее центрирование деталей соединения; повышенная надежность по критерию прочности соединения по сравнению с соединениями с натягом.

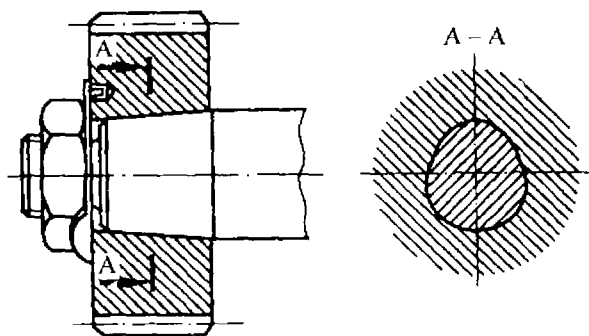


Рис. 8.7. Коническое профильное соединение

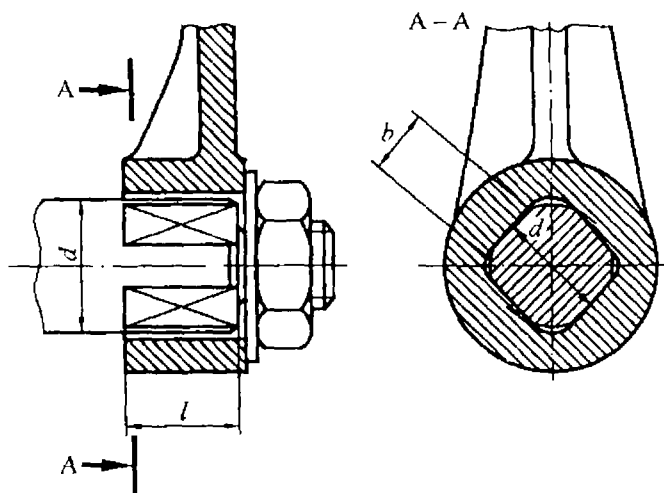


Рис. 8.8. Соединение ступицы с валом квадратного сечения

Недостатки соединений: сложность изготовления профильной поверхности (для изготовления отверстий в ступицах и шеек валов с профильными поверхностями нужны специальные

станки); при передаче соединениями вращающих моментов возникают значительные распорные силы, деформирующие ступицы.

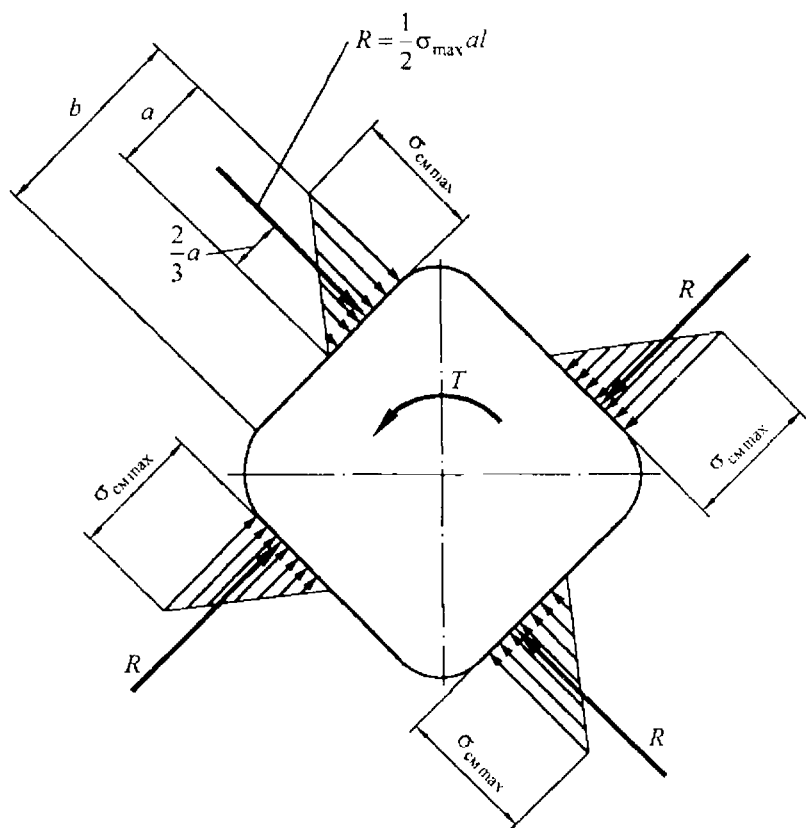


Рис. 8.9. Упрощенная расчетная схема профильного соединения

Передаваемый соединением вращающий момент может быть определен по условию прочности на смятие поверхностей контакта. Рассмотрим в качестве примера расчет профильного соединения квадратного сечения (рис. 8.8). Для упрощения расчета предполагаем, что соединение безззорное и ненапряженное, а возникающие от вращающего момента T напряжения $\sigma_{сш}$ смятия (давление) распределяются на гранях по закону треугольника (рис. 8.9). Из условия равновесия приложенного к соединению

вращающего момента T и момента равнодействующих R напряжений смятия (давления) получаем, что максимальный вращающий момент $[T]$, который может передавать это соединение, равен

$$[T] = z \frac{[\sigma]_{\text{см}} a^2 l}{3},$$

где $z = 4$ — число граней; $[\sigma]_{\text{см}}$ — допускаемые напряжения смятия для более слабого материала, которые можно принимать по табл. 6.1; a — рабочая ширина грани, равная половине ширины грани b ($a = b/2$); l — рабочая длина соединения (см. рис. 8.8).

Расчет на прочность деталей профильных соединений аналогичен проверке на прочность деталей соединений с натягом (см. гл. 5).

ОСНОВЫ ТРИБОТЕХНИКИ

9.1. Трение

Триботехника* — научная дисциплина о практическом применении науки о трении, износе и смазке, называемой трибологией.

Большую группу деталей машин составляют подвижные соединения — узлы трения: передачи, винт-гайка, опоры валов и т. п. Работоспособность узлов трения во многом определяет надежность и ресурс машин. Известно, что 80...90 % узлов трения выходят из строя из-за изнашивания трущихся поверхностей [19]. В связи с изнашиванием затраты на техническое обслуживание и ремонт в нашей стране в 3...10 раз превышает первоначальную стоимость машин [17]. В некоторых машинах возникают существенные потери энергии на преодоление трения (в автомобилях ~50 %, в текстильных станках ~80%) [4].

Знание основ триботехники помогает грамотно конструировать машины. Одним из радикальных средств обеспечения надежности узлов трения является правильный научно-обоснованный выбор смазочного материала, зависящий от условий эксплуатации, вида ожидаемого режима смазки и состояния трущихся поверхностей.

9.1.1. Состояние поверхностей в зоне контакта

Известно, что контакт реальных поверхностей твердых тел имеет дискретный (в виде пятен) характер, обусловленный не-

* В главе использована терминология по ГОСТ 23.002-78.

ровностями поверхностей: отклонением формы, волнистостью, шероховатостью (рис. 9.1). Поэтому реальная площадь контакта в 10...10000 раз [34] меньше номинальной, ограниченной контуром соприкасающихся тел.

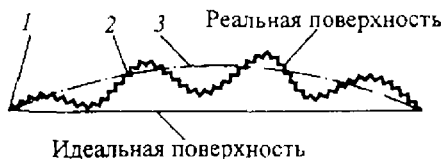


Рис. 9.1. Схема неровностей поверхности:
1 — шероховатость; 2 — волнистость;
3 — отклонение формы

В результате взаимодействия с окружающей средой поверхности трущихся твердых тел могут быть покрыты различными пленками (рис. 9.2), которые образуются вследствие окислительного процесса, физической адсорбции* и хемосорбции**. При истирании в обычных условиях они мгновенно восстанавливаются; только при трении в глубоком вакууме их восстановление отсутствует. Наличие поверхностных пленок снижает силу трения. Однако присутствие в окружающей среде поверхностно-активных веществ (например, присадок смазочного масла) создает эффект Ребиндера***, что ослабляет поверхность.

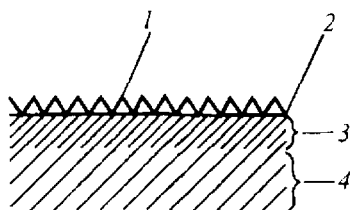


Рис. 9.2. Схема строения поверхности твердого тела: 1 — адсорбированный слой; 2 — оксиды; 3 — ослабленный слой; 4 — основной металл

* Адсорбция — поглощение поверхностью твердых тел различных веществ из окружающей среды. Физическая адсорбция — концентрация на поверхности твердых тел, поглощенных из окружающей среды веществ в результате взаимодействия их полей (возникновение вандерваальсовых сил).

** Хемосорбция — образование на поверхности твердых тел соединений в результате химического взаимодействия с веществами из окружающей среды.

*** Эффект Ребиндера — явление адсорбционного понижения прочности твердого тела под воздействием поверхностно-активных веществ из окружающей среды, проникающих между кристаллитами.

9.1.2. Виды трения

Внешнее трение скольжения является наиболее характерным для контакта деталей машин. Современное представление трения основывается на молекулярно-механической теории, сформулированной Ф. П. Боуденом и И. В. Крагельским (1939 г.). Согласно этой теории полная сила трения складывается из силы молекулярного притяжения на пятна касания ($F_{\text{мол}}$) и силы от внедрения микронеровностей одной трущейся поверхности в другую ($F_{\text{мех}}$). Соотношение между обеими составляющими изменяется в широких пределах и зависит в основном от качества трущихся поверхностей и давления. Так, для металлических поверхностей узлов трения $F_{\text{мол}}/F_{\text{мех}} \cong 100$ [18]. Существенное влияние на снижение $F_{\text{мол}}$ оказывает введение смазочного материала между трущимися поверхностями.

В зависимости от режима смазывания различают виды трения:

трение без смазочного материала: ювенильное трение (трение «чистых» трущихся поверхностей, непокрытых поверхностными пленками), рис. 9.3, а и «сухое» трение (трение по поверхностным пленкам), рис. 9.3, б; оба этих вида трения редко встречаются в машинах и могут наблюдаться лишь при работе в условиях вакуума, весьма низких или высоких температур окружающей среды;

трение со смазочным материалом: граничная (рис. 9.3, в), полужидкостная (рис. 9.3, г), жидкостная (рис. 9.3, д) смазки.

Трение со смазочным материалом характеризуется относительной толщиной (λ) смазывающего слоя (пленки) между контактирующими поверхностями, находящимися в относительном движении:

$$\lambda = h / (Ra_1 + Ra_2), \quad (9.1)$$

где h — толщина смазывающего слоя (пленки); Ra_1 и Ra_2 — средние арифметические отклонения профилей микронеровностей от базовой линии.

Классификация видов смазки по величине λ [34]: граничная смазка $\lambda \leq 1$; полужидкостная смазка $\lambda \leq 5$; жидкостная смазка $5 \leq \lambda \leq 100$.

Под действием больших нормальных сил в зоне контакта происходят упругие деформации поверхностей твердых тел и увеличение вязкости жидкого смазочного материала — образуется

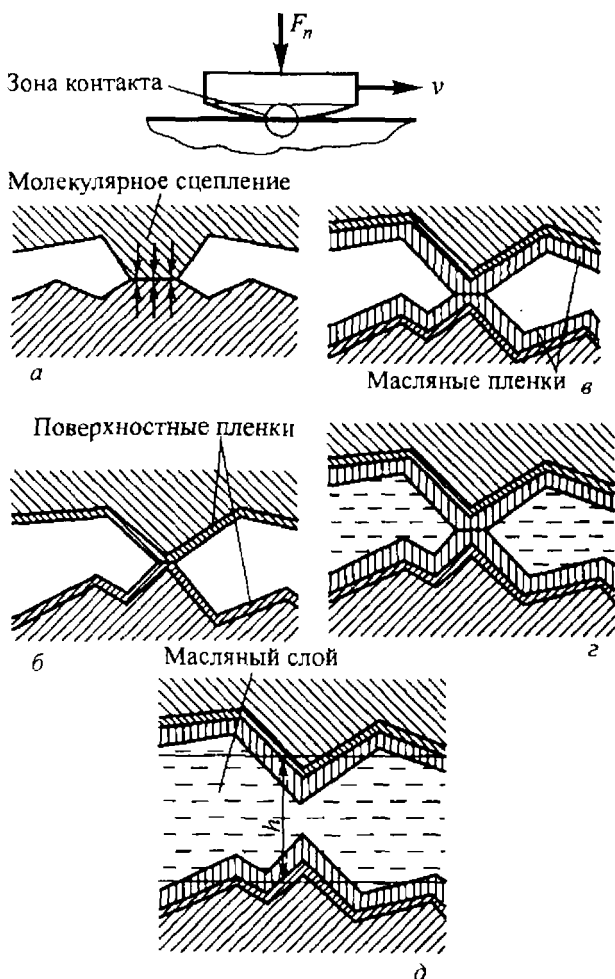


Рис. 9.3. Виды трения в зоне контакта: трение без смазочного материала (а — ювенильное трение, б — «сухое» трение); трение со смазочным материалом (в — граничная смазка, г — полужидкостная смазка, д — жидкостная смазка)

эластогидродинамическая смазка. Толщина смазывающего слоя в условиях эластогидродинамической смазки зависит от упругих свойств материалов контактирующих твердых тел и смазывающего материала, а также реологических свойств последнего. Для эластогидродинамической смазки относительная толщина смазывающего слоя составляет $1 \leq \lambda \leq 10$.

Граничная смазка происходит по тончайшим масляным пленкам, образовавшимся в результате адсорбции или хемосорбции. Она может наблюдаться при скудном смазывании, а также при обильном смазывании жидким маслом в условиях больших давлений и небольших относительных скоростей движения трущихся поверхностей.

Образование масляной пленки происходит следующим образом. Удлиненные молекулы смазывающего вещества могут иметь на одном конце полярно-активный радикал, который прикрепляется к поверхности твердого тела. Множество таких молекул образуют мономолекулярный ориентированный слой подобно ворсу ковра. Плотнопараллельно расположенные молекулы занимают «стоячее» положение, при котором неполярные «хвосты» направлены от твердой поверхности. Наличие активного радикала молекул масла, тем более наличие поверхностно-активных веществ (присадок), способствует дальнейшему наслоению ориентированных молекул — создается мультимолекулярный слой — «длинный ворс» (рис. 9.4).

Толщина таких масляных пленок обычно не превышает 0,1 мкм. Эти пленки не способны выравнять поверхность трения и повторяют ее микрорельеф. Характерной особенностью масляной пленки является слабая связь между неполярными концами молекул смежных слоев, причем по мере удаления от поверхности эта связь ослабевает. Плотнопараллельная структура масляной пленки отличается

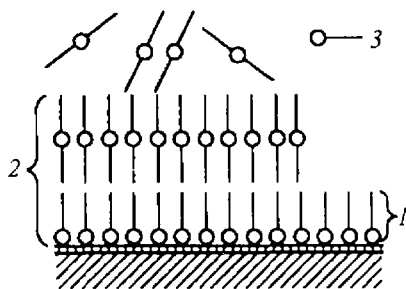


Рис. 9.4. Схема образования масляной пленки:
1 — мономолекулярный слой;
2 — мультимолекулярный слой («длинный ворс»); 3 — свободные молекулы масла

высокой прочностью на сжатие. Вместе с тем она обладает свойством легкого скольжения при тангенциальном перемещении по плоскостям, образованным неполярными концами молекул.

Очищенные нефтяные масла без присадок (базовые масла) химически малоактивны и образуют на твердых поверхностях масляные пленки только за счет физической адсорбции. Несущая способность этих пленок невелика — они разрушаются от механических и термических (при 100...150 °C) воздействий и тогда может наступить ювенильное трение.

Наличие активного радикала молекул характерно для органических жировых (растительных или животных) масел. Поэтому они обладают повышенной липкостью* (маслянистостью) и образуют более толстые и прочные масляные пленки.

Применение нефтяных масел с противоизносными или противозадирными присадками обеспечивает получение еще более прочных масляных пленок, образованных путем хемосорбции.

Таким образом, в условиях граничной смазки решающее значение для снижения трения и изнашивания играет способность масла образовывать прочные масляные пленки.

Жидкостная смазка — трение между слоями смазочной жидкости, находящейся между трущимися поверхностями в результате гидродинамического или гидростатического эффекта (см. гл. 18). Она обеспечивает наиболее благоприятный для работы машин режим трения и отличается отсутствием износа и малыми потерями энергии. Полное разделение трущихся поверхностей обеспечивает слой жидкости (масла), минимальная толщина ($h_{\min}$) которого с определенным запасом (K) превышает сумму высот микронеровностей:

$$K = h_{\min} / (Rz_1 + Rz_2), \quad (9.2)$$

где Rz_1 и Rz_2 — высота профилей микронеровностей трущихся поверхностей.

Обычно при расчетах принимают $K \geq 2$ во избежание касания микронеровностей в результате деформации дегалей под нагрузкой (например, прогиб вала) или при отклонении от пра-

* Липкость — способность веществ закрепляться на поверхности твердых тел за счет физико-химических сил взаимодействия.

вильной геометрической формы деталей (например, нецилиндричность цапфы вала).

Полужидкостная смазка — смешанная смазка, когда трущиеся поверхности не полностью разделены слоем жидкости и происходит касание отдельных микронеровностей поверхностей в пределах пятен.

Отношение силы трения $F_{тр}$ к нормальной силе F_n называют коэффициентом трения f . Величина f в основном зависит от вида смазки; подробнее см. [21]. Так, при смазывании подшипников скольжения жидким маслом значение f зависит от комплекса

$\mu\omega/p$ (μ — динамическая вязкость масла, ω — угловая скорость вращения вала, $p = F_n/(dl)$ — условное давление, d и l — размеры цапфы вала). Изменение величины коэффициента трения для изотермических условий представлено на рис. 9.5. Средние значения f_1 в условиях граничной смазки стальной цапфы вала и вкладыша подшипника скольжения из различных материалов приведены ниже:

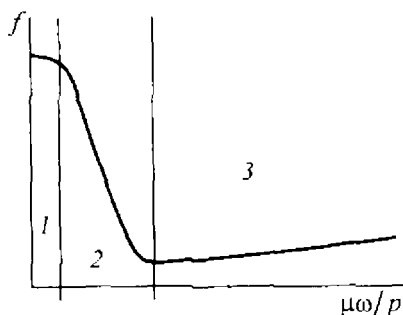


Рис. 9.5. Кривая Герси-Штрибека:

- 1 — зона граничной смазки;
2 — зона полужидкостной смазки;
3 — зона жидкостной смазки

Чугун	
серый	0,15
антифрикционный	0,12
Бронза	
безоловянистая	0,10
оловянистая	0,08
Керамика бронзографитовая	0,08
Текстолит	0,15
Фторопласт	0,05

В условиях жидкостной смазки значение коэффициента трения составляет $f_3 = 0,0005...0,005$; применительно к подшипникам скольжения более подробно см. [16].

Значение коэффициента трения для полужидкостной смазки можно определить в первом приближении: $f_2 = (f_1 + f_3)/2$.

9.1.3. Виды изнашивания

Внешнее трение деталей обычно сопровождается изнашиванием — разрушением контактирующих поверхностей с изменением их размеров. В результате изнашивания образуется износ, который может быть измерен в единицах длины, объема, массы и др. Износостойкость — способность трущихся поверхностей сопротивляться изнашиванию. Оценкой износостойкости служат: скорость изнашивания $J_\tau = h/\tau$ (h — износ, τ — время); интенсивность изнашивания $J_h = h/S$ или $J_h = h/A$ (S — путь трения, A — работа трения, $F_{тр}$ — сила трения, $A = F_{тр}S$).

В процессе эксплуатации узла трения интенсивность его изнашивания может существенно изменяться. Типичное развитие изнашивания узла трения представлено на рис. 9.6. Во время приработки (*I* период) происходит изменение макро- и микрогеометрии трущихся поверхностей, уменьшается неравномерность распределения нагрузки, снижаются сила трения и температура.

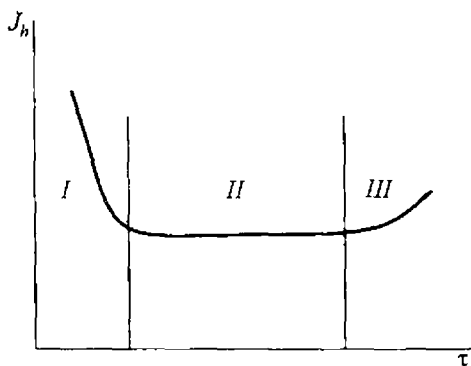


Рис. 9.6. Изменение интенсивности механического изнашивания: *I* — приработка, т. е. интенсивное изнашивание в местах концентрации нагрузки; *II* — установившееся изнашивание; *III* — ускоренное (катастрофическое) изнашивание

Приработку проводят при пониженных нагрузках и скоростях, часто применяют приработочные присадки к маслам или абразивные пасты, что сокращает время приработки. Период II характерен для штатной эксплуатации при полных нагрузках, величину которых устанавливают в зависимости от заданного ресурса по критерию износостойкости. По мере увеличения износа обычно снижаются качественные показатели: уменьшается точность и КПД; растут динамические силы, вибрации, шум; нарушается заданный закон движения. В конечном итоге это приводит к резкому увеличению интенсивности изнашивания (период III), при котором нормальная эксплуатация недопустима.

Вид изнашивания зависит, в основном, от характера смазки, состояния трущихся поверхностей, величины нагрузки и химической активности (агрессивности) окружающей среды.

В условиях граничной смазки, когда нагрузка, скорость перемещения и температура невелики, а масляная пленка не нарушена (см. рис. 9.3, в), вероятнее всего можно ожидать механическое изнашивание в форме *истирания* поверхностей. Отдельные наиболее высокие гребешки микронеровностей снимают тонкие слои сопряженной поверхности и одновременно сами изнашиваются. Это можно наблюдать в хорошо изолированных от абразивной пыли передаче винт-гайка скольжения, цепных передачах, шарнирных подшипниках скольжения и др. Увеличение твердости и снижение шероховатости трущихся поверхностей, применение антифрикционных пар и смазочных материалов с противоизносными присадками повышают их износостойкость.

Скудное смазывание узлов трения или повышенные величины нагрузочных факторов (особенно температуры, при которой снижается липкость и, следовательно, несущая способность масляной пленки), низкое качество контактирующих поверхностей могут привести к нарушению в отдельных точках масляной пленки. Возникшее ювенильное трение (см. рис. 9.3, а) сопровождается схватыванием (местным свариванием) вследствие молекулярного взаимодействия твердых тел, поскольку экранирующее действие масляной пленки отсутствует. Процесс возникновения и развития изнашивания трущихся поверхностей вследствие схватывания называют *заеданием*. Начальная стадия заедания — намазывание в отдельных точках более слабого материала на дру-

гой (например, оловянистой бронзы на сталь). При дальнейшей после схватывания эксплуатации происходит задираание — вырывание из более слабого материала приварившихся частиц, которые повреждают при относительном движении сопряженную поверхность, нанося на нее достаточно глубокие борозды. Изнашивание от заедания является наиболее опасным видом отказа тяжело нагруженных зубчатых передач, кулачковых механизмов, шарниров и червячных передач (с колесом из безоловянистой бронзы) и др.

Во избежание заедания применяют масла с противозадириными присадками, антифрикционные пары трения, повышают с помощью термообработки твердость стальных поверхностей и снижают шероховатость (вплоть до использования полирования), ограничивают нагрузочные факторы и при необходимости проводят искусственное охлаждение.

В условиях полужидкостной или жидкостной смазки и хорошей защиты от загрязнений из внешней среды наиболее распространенным видом изнашивания является *выкрашивание* (питтинг). Оно часто встречается при длительной эксплуатации зубчатых передач, подшипников качения и др.; поэтому этот вид изнашивания рассмотрен подробнее.

Выкрашивание — это заключительная стадия усталостного процесса. При прогрессирующем выкрашивании в результате отделения частиц твердого тела на поверхности трения образуются небольшие по размеру ямки (раковины), но в достаточно большом количестве, чтобы уменьшить площадь контакта. Это вызывает увеличение контактного напряжения, приводящее к искажению формы поверхности из-за ее обмятия, возникновение дополнительной динамической нагрузки, появление шума и вибрации — наступает катастрофическое изнашивание. Однако процесс развития ямок значительно продолжительнее, чем заедание, поэтому выкрашивание менее опасно.

Выкрашивание наступает в результате накопления усталостных повреждений в поверхностном слое твердого тела и имеет статистическую природу. Реальные металлы состоят из мелких кристаллов (кристаллитов) неправильной формы. Они различным образом ориентированы в пространстве и имеют разные механические характеристики в различных направлениях. Дефекты кри-

сталлического строения (границы кристаллов, дислокации, вакансии, инородные включения и др.) вызывают беспорядочное образование микропор. Под воздействием циклического нагружения свыше определенного уровня происходит постепенный рост и слияние микропор, которое приводит к возникновению микротрещин, превращающихся со временем в усталостные трещины. Поверхностные концентраторы напряжений (впадины микронеровностей, прижоги при шлифовании и т. п.) и сила трения способствуют росту усталостных трещин и выходу их на поверхность. Благодаря трению происходит пластическое смещение материала, и трещины ориентируются наклонно к поверхности.

В условиях смазывания жидким маслом на отстающей поверхности (например, на ножке зуба) трещина вступает в зону контакта закрытой (рис. 9.7, а). Находящееся в ней несжимаемое масло действует подобно клину и увеличивает трещину; на опережающей поверхности (например, на головке зуба) при подходе к зоне контакта масло из трещины выжимается — клин не образуется и рост ее замедляется (эффект Трубина). Поверхностно-активные вещества, входящие в состав многих присадок к маслам, проникают в глубь поверхности по усталостным трещинам и вследствие хемосорбции ускоряют их рост. По мере роста трещины покрывающая ее часть металла обламывается (рис. 9.7, б) и образуется усталостная ямка.

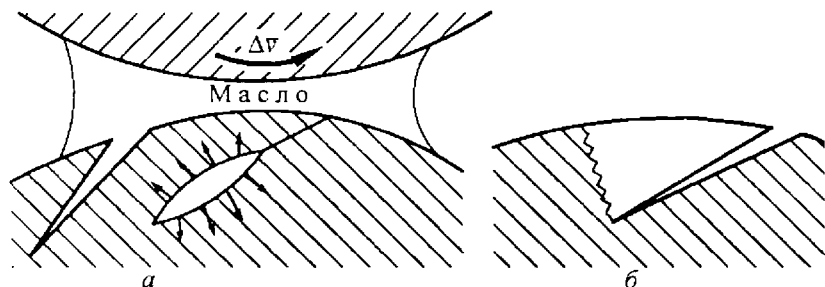


Рис. 9.7. Схема образования ямок выкрашивания

Для оценки характеристик сопротивления материалов выкрашиванию проводят усталостные испытания и статистическую обработку их результатов [28]. Эти результаты целесообразно

представлять в виде семейства кривых усталости при различной вероятности неразрушения P или вероятности отказа $Q = 100\% - P$, характеризующих рассеяние контактной долговечности. Мерой рассеивания может служить среднеквадратическое отклонение s . Если на расстоянии $3s$ от кривой усталости в логарифмических координатах при $P = 50\%$ провести две параллельные прямые, то в этой зоне окажется 99,73 % всех разрушившихся образцов.

Кривые усталости в координатах $\lg \sigma_H - \lg N$ применительно к зубчатым передачам приведены на рис. 9.8, а; σ_H — контактные напряжения по Герцу; $\sigma_{H \max}$ — контактное напряжение, соответствующее пластическому деформированию (потере статической прочности); σ_{H0} — предел контактной выносливости (напряжение, ниже которого не наблюдают выкрашивания); N — число циклов нагружения до выкрашивания (до отказа); N_G — число циклов нагружения, соответствующее пределу выносливости.

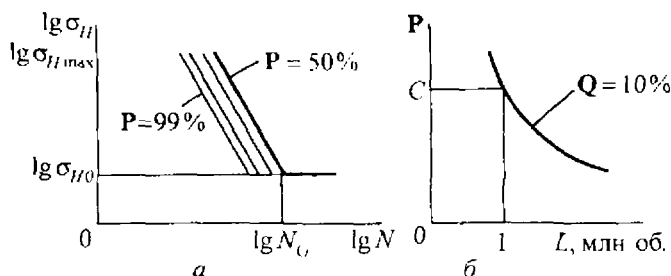


Рис. 9.8. Семейство кривых усталости

На основании опытных данных уравнение контактной усталости имеет вид

$$m \lg \sigma_H + \lg N = c, \quad (9.3)$$

где m — показатель степени в уравнении контактной усталости, записанной в обычной форме ($\sigma_H^m N = \text{const}$); он характеризует наклон левой ветви кривой контактной усталости, величину которого получают опытным путем; c — константа, определяемая опытным путем.

Применительно к подшипникам качения кривые усталости изображены на рис. 9.8, б в координатах $P-L$; P — нагрузка (эквивалентная); L — ресурс, млн оборотов; C — динамическая грузоподъемность, соответствующая ресурсу в 1 млн оборотов при вероятности отказа $Q = 10\%$. Уравнение контактной усталости принимает вид

$$P^p L = \text{const}, \quad (9.4)$$

где p — показатель степени в уравнении контактной усталости, величину которого получают опытным путем.

Таким образом, параметры кривых усталости позволяют определять расчетным путем допускаемые напряжения или нагрузки.

Для увеличения контактной долговечности улучшают качественные характеристики трущихся поверхностей: повышают твердость; снижают шероховатость; устраняют остаточные растягивающие напряжения (возникающие после механической обработки) и различные дефекты кристаллической решетки; применяют смазочные масла высокой вязкости без присадок, увеличивающие толщину смазочного слоя.

При повышенной загрязненности окружающей среды и недостаточно эффективных уплотнениях возможно попадание в зону трения частиц, твердость которых выше твердости контактирующих поверхностей. В результате их царапающего действия происходит *абразивное изнашивание*. Абразивными частицами могут служить также продукты изнашивания. Интенсивному абразивному изнашиванию подвержены рабочие органы и передачи горных, строительных, дорожных, сельскохозяйственных и т. п. машин, а также открытые узлы трения. В меньшей мере абразивному изнашиванию подвергаются закрытые передаточные механизмы, оснащенные эффективными уплотнениями и проточной (циркуляционной) системой смазывания с полнопоточной фильтрацией. Как показывает практика, увеличение твердости трущихся поверхностей повышает их износостойкость.

В соединениях, рабочие поверхности которых испытывают контактные напряжения в условиях колебательных тангенциальных микросмещений из-за упругих деформаций или люфтов, может происходить изнашивание от *фреттинг-коррозии*. Циклическое раскачивание выступов микронеровностей контактирующих

поверхностей в конце концов приводит к их усталости и обламыванию. Оставаясь в зоне контакта, они производят микрорезание при одновременном коррозионном воздействии окружающей среды. Фреттинг-коррозия часто возникает в соединениях с натягом, в шпоночных, шлицевых и других подобных соединениях.

Повышение твердости контактирующих поверхностей, покрытие фосфатированных поверхностей дисульфидом молибдена (твердый смазочный материал, снижающий трение), увеличение натяга в соединении снижают изнашивание от фреттинг-коррозии.

Кроме рассмотренных выше, в соединениях и узлах трения можно наблюдать и другие виды изнашивания [17].

9.2. Смазочные материалы

По физическому состоянию смазочные материалы (СМ) разделяют на смазочные масла, пластичные, твердые и газообразные смазочные материалы (масляный туман, очищенный воздух); при непосредственном контакте подшипника с водой она должна служить смазочным материалом.

9.2.1. Смазочные масла

Смазочные масла (в дальнейшем просто масла) являются основным смазывающим материалом для машин общего назначения. В зависимости от исходного продукта различают нефтяные (минеральные), синтетические и жировые масла. В настоящее время для смазывания машин общего назначения в основном применяют *нефтяные* масла, представляющие сложную смесь парафиновых, нафтеновых, ароматических углеводородов и некоторых примесей (сернистые соединения, смолы и т. п.). Исходным продуктом для выработки нефтяных масел является мазут, остающийся после отгонки из сырой нефти светлых фракций (бензина, керосина и др.). Сначала из мазута отгоняют более легкие фракции — дистилляты, из которых изготавливают дистиллятные масла малой и средней вязкости. Из остатка (масляного гудрона) получают высоковязкие остаточные масла. Важнейшим этапом изготовления масел являются различные очистки, в процессе которых из дистиллята и масляного гудрона удаляются

различные примеси. В результате очистки повышается качество смазочных масел: снижается зависимость вязкости масла от температуры, снижается температура застывания масла, повышается химическая инертность масла по отношению к черным и цветным металлам, повышается растворимость присадок, увеличивается ресурс масла. Но вместе с тем при очистке частично удаляются продукты, придающие маслу способность образовывать прочные пленки. Качество и состав базового масла зависят от месторождения нефти и технологии ее переработки. Для повышения смазывающей способности в настоящее время широко используют введение в масло небольшого количества всевозможных присадок.

Для смазывания узлов трения в условиях особо высоких ($200\ldots 400^{\circ}\text{C}$) и особо низких температур ($-40\ldots -60^{\circ}\text{C}$) или в условиях повышенной пожарной опасности применяют *синтетические* масла, изготавливаемые на основе:

сложных эфиров, характеризующихся высокой смазывающей способностью, низкой температурой застывания, меньшей зависимостью вязкости от температуры, термостабильностью; однако они агрессивны к резине, свинцу и краскам;

полигликолей, отличающихся очень низкой температурой застывания, высокой термостабильностью, хорошей смазывающей способностью, растворимостью в воде и неагрессивностью;

силиконов, которые имеют высокую химическую инертность, слабую горючесть, хорошую термостабильность, слабую зависимость вязкости от температуры, но плохую смазочную способность;

фтористых и фторхлоруглеродистых соединений, отличающихся высокой термостабильностью и негорючестью, однако имеющих сильную зависимость вязкости от температуры и повышенную температуру застывания.

Применение синтетических масел расширяется, несмотря на их более высокую стоимость (до 10 раз) по сравнению с нефтяными.

Жировые масла — это смеси сложных эфиров естественного происхождения: растительные масла (касторовое, сурепное), жи-

* Сравнительная характеристика смазывающего материала по способности снижать трение скольжения и повышать нагрузочную способность контактирующих поверхностей.

вотные (костное, спермацетовое) масла. Однако в работе жироподобные масла быстро окисляются (особенно при повышенных температурах), весьма дефицитны и дороги. В настоящее время их применяют в качестве присадок для повышения липкости нефтяных масел.

В условиях жидкостной смазки основной характеристикой смазочного масла является *вязкость*, которая характеризуется внутренним трением между слоями жидкости под действием сдвигающей силы (табл. 9.1).

Таблица 9.1

Единицы вязкости масел

Вязкость масла	Единицы вязкости в системе		Перевод единиц
	СИ	СГС	
Динамическая (μ)	Па·с	П	$\text{П} = 0,1 \text{ Па·с}$
Кинематическая (ν)	$\text{м}^2/\text{с}$	Ст	$\text{Ст} = 0,0001 \text{ м}^2/\text{с}$ $\text{сСт} = \text{мм}^2/\text{с}$

Связь вязкостей масла определяется формулой

$$\mu = \rho \nu, \quad (9.5)$$

где ρ — плотность смазочного масла составляет $820 \dots 960 \text{ кг/м}^3$.

Динамическую вязкость используют в расчетах, а кинематическую — при производстве масел.

Существенный недостаток нефтяных масел — изменение вязкости в зависимости от температуры и давления: с повышением температуры и падением давления вязкость масел снижается. В литературе обычно приводят значение кинематической вязкости масла при 40°C (ν_{40}), при 50°C (ν_{50}), при 100°C (ν_{100}).

Качество смазочного масла можно характеризовать также другими второстепенными показателями: противозадирными и противоизносными свойствами, термоокислительной стабильностью, температурой застывания и вспышки и др.

Для узлов трения масло является по существу таким же конструктивным элементом, как трущиеся детали. Смазывание является радикальным средством повышения их работоспособности.

Жидкие масла обеспечивают снижение трения и изнашивания, а также температуры трущихся поверхностей путем усилен-

ного теплоотвода, повышение демпфирующей способности контакта, удаление продуктов изнашивания из зоны контакта, защиту от коррозии и др.

9.2.2. Основные присадки к смазочным маслам

Присадки весьма разнообразны по химическому составу и в большинстве своем являются углеводородными соединениями, содержащими металлы (цинк, свинец, магний и др.) или неметаллические элементы (хлор, сера, фосфор, иод и др.), а также неорганические соединения (MoS_2 и др.). Присадки вводят в небольших, но строго дозированных количествах. В последнее время получили распространение многофункциональные присадки, улучшающие одновременно несколько свойств масел. Ниже приведены основные присадки.

Загущающие (вязкостные) — повышают исходную вязкость базового масла, снижают зависимость вязкости от температуры и имеют пониженную температуру застывания. В качестве присадок используют полимерные соединения (полиметакрилат и др.).

Противозадирные — образуют на поверхностях трения пленки химических соединений (обычно хлора и серы) при повышенных температурах.

Противоизносные — улучшают липкость (маслянистость) масел и уменьшают истирание в условиях граничной смазки. В качестве присадок в настоящее время преимущественно применяют производные кислот фосфора.

Антиокислительные — применяют для замедления старения масла в результате окисления, особенно при повышенной температуре, что увеличивает срок его службы.

Антикоррозионные — образуют на смазываемых поверхностях соединения, предохраняющие от коррозии детали из цветных металлов (в первую очередь содержащие свинец), а также из черных металлов при контакте с водяным конденсатом и другими агрессивными веществами, что особенно важно при длительном хранении.

Антипенные — уменьшают склонность масла к пенообразованию, снижающему теплоотвод и ускоряющему окисление масла.

9.2.3. Классификация смазочных масел

Основные группы масел по назначению: моторные, трансмиссионные, индустриальные, специализированные, гидравлические. Ассортимент масел, их основные характеристики и область применения см. [9], более подробно [37]. Условные обозначения марок масел приведены ниже.

Моторные масла. Предназначены для смазывания деталей двигателей внутреннего сгорания. Обозначение состоит из трех групп знаков, разделенных дефисом:

первая слева буква М — моторное масло;

вторая, характеризующая класс кинематической вязкости (ν_{100} , мм²/с): 3_з; 4_з; 5_з; 6_з; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 20 или дробный класс: 3_з/8; 4_з/6; 4_з/8; 4_з/10; 5_з/10; 5_з/12; 5_з/14; 6_з/10; 6_з/14; 6_з/16. Здесь индекс «з» означает наличие загущающей присадки;

третья, обозначающая принадлежность к группе по эксплуатационным свойствам: А — нефорсированные двигатели, работающие на бензине А-66; Б — малофорсированные двигатели (бензин А-72); В — среднефорсированные двигатели (бензин А-76, А-80); Г — высокофорсированные двигатели (бензин А-92, АИ-93 и выше). Индекс «1» означает, что масло предназначено для карбюраторных двигателей, «2» — для дизелей.

Пример обозначения моторного масла: М-5_з/12-Г₁ — моторное всесезонное масло класса вязкости 5_з/12 с загущающей присадкой, предназначенное для карбюраторных высокофорсированных двигателей, работающих на автомобильном бензине АИ-93.

Трансмиссионные масла. Предназначены для смазывания агрегатов трансмиссий различной техники, включая механические передачи; обозначение состоит из трех групп знаков, разделенных дефисом: первые слева буквы ТМ — трансмиссионные масла; вторая — группа масел по эксплуатационным свойствам (1 — масла без присадок; 2, 3, 4, 5 — с различными присадками); третья — классы кинематической вязкости при температуре 100 °С, измеряемой в мм²/с.

Пример обозначения трансмиссионного масла: ТМ-5-18 — трансмиссионное масло 5-й группы по эксплуатационным свойствам имеет противозадирную и противоизносную высокоэффек-

гивные присадки, а также многофункциональную композицию присадок, средняя вязкость $\nu_{100} = 18 \text{ мм}^2/\text{с}$. Предназначено для смазывания автомобильных коробок перемены передач и конических передач с круговыми зубьями, работающих в температурном диапазоне от -25°C до 140°C . Товарное обозначение ТАД-17И.

Индустриальные масла. Применяют для смазывания промышленного оборудования и технологических машин; обозначение состоит из четырех групп знаков, разделяемых дефисом: первая слева буква И — индустриальные масла; вторая — группа масел по рекомендуемой области назначения (Л — легконагруженные, Г — гидравлические системы, Т — тяжелонагруженные, Н — направляющие скольжения); третья — подгруппа по составу масел (А — минеральное масло без присадок; В, С, Д, Е — с различными присадками); четвертая — значение средней кинематической вязкости при температуре 40°C , измеряемой в $\text{мм}^2/\text{с}$.

Пример обозначения индустриального масла: И-Г-А-46 — индустриальное масло для гидравлических систем подгруппы А (минеральное масло без присадок), средняя вязкость $\nu_{40} = 46 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Специализированные масла. Их название свидетельствует об их особом назначении (энергетические, авиационные и другие масла), однако они находят также применение для смазывания механических передач и узлов трения общего назначения.

Пример обозначения энергетического (специализированного) масла: Тп-22с — турбинное масло селективной очистки, содержит антиокислительную, антикоррозионную, противопенные и другие присадки, средняя вязкость $\nu_{50} = 22 \text{ мм}^2/\text{с}$. Предназначено для смазывания высокооборотных паровых турбин, турбокомпрессорных машин, центробежных компрессоров с зубчатым редуктором.

Гидравлические масла. Применяют в качестве рабочих жидкостей в гидросистемах, и их обозначение состоит из трех групп знаков, разделяемых дефисом: первые слева буквы МГ — минеральное гидравлическое масло; вторая — классы кинематической вязкости при температуре 40°C , измеряемой в $\text{мм}^2/\text{с}$; третья — группа масел по эксплуатационным свойствам (А — масла без присадок; Б, В — с различными присадками).

Пример обозначения гидравлического масла: МГ-32-А — гидравлическое маловязкое масло без присадок, средняя кинематическая вязкость $\nu_{40} = 32 \text{ мм}^2/\text{с}$. Предназначено для малонагруженных гидравлических систем с шестеренными и поршневыми насосами при давлении до 15 МПа и температуре до 80 °С. Товарное обозначение — масло веретенное АУ.

9.2.4. Пластичные смазочные материалы

Пластичный смазочный материал (ПСМ) состоит из жидкой основы (смазочное масло) и загустителя (обычно мыла жирных кислот). Загуститель образует жесткий полимерный каркас, в ячейках которого удерживается жидкое масло. При небольших нагрузках они ведут себя как твердые тела — не растекаются, удерживаются на наклонных и даже вертикальных плоскостях. Превышение критических нагрузок приводит к текучести ПСМ; при снятии нагрузок их упругие свойства восстанавливаются; с увеличением скорости деформирования их вязкость резко снижается.

Достоинства ПСМ: способность удерживаться в негерметичных узлах (открытые зубчатые передачи); работоспособность в широком диапазоне температур, нагрузок и скоростей; для некоторых сортов возможность контакта с водой; большая экономичность применения; высокая стабильность работы и ресурс узлов трения.

Недостатки: плохая охлаждающая способность, более высокая склонность к окислению, сложность подачи в зону трения, а также трудность удаления продуктов изнашивания.

Области преимущественного применения ПСМ: в узлах трения с малым тепловыделением; в трудно герметизируемых подвижных соединениях; в узлах, требующих надежной герметизации, работающих в широком диапазоне температур, нагрузок, скоростей; для длительной консервации.

ПСМ широко применяют во многих отраслях техники, для которых разработаны продукты целевого назначения. Разнообразие условий применения ПСМ определяет их большой ассортимент; в настоящее время в нашей стране выпускают около 200 сортов ПСМ. Типичным примером применения ПСМ являются подшипники качения.

По назначению ПСМ различают: антифрикционные, консервационные, уплотнительные. Консервационные смазки служат для длительной и надежной защиты металлических изделий; уплотнительные смазки используют в уплотнениях насосов, арматуры трубопроводов (различные краны), в резьбовых соединениях (например, бурильных труб) и вакуумных устройствах. Для смазывания применяют антифрикционные сорта; на их долю приходится 84 % всего выпуска ПСМ. Предусмотрено 18 групп ПСМ: 1) общего назначения, 2) общего назначения для повышенных температур, 3) многоцелевые, 4) термостойкие, 5) морозостойкие, 6) химически стойкие, 7) приборные, 8) электроконтактные, 9) для электрических машин, 10) авиационные, 11) космические, 12) автомобильные, 13) железнодорожные, 14) морские, 15) индустриальные, 16) буровые, 17) противозадирные, 18) радиационно стойкие. Ассортимент и область применения см. [9], более подробно [37].

9.2.5. Твердые смазочные материалы

Твердые смазочные материалы (ТСМ) обеспечивают смазывание трущихся поверхностей в экстремальных условиях (низкие или высокие температуры, вакуум), когда применение других смазывающих материалов невозможно. В настоящее время ТСМ применяют для предотвращения контактной коррозии в условиях малых или редких перемещений, для узлов трения с небольшим сроком службы, как присадки к смазочным маслам и к антифрикционным ПСМ. Обычно их используют в виде мелкодисперсных порошков — коллоидный графит, дисульфиды (MoS_2 , WS_2 , Sb_2S_2), диселениды (WSe_2 , NbSe_2 , MoSe_2), диiodиды (PbI_2 , CdI_2), нитриды (BN), иодиды (AgI) и др.; твердосмазывающих покрытий (ВНИИ НП-209 и др.); мягких металлических покрытий (олово, серебро, золото); наполнителя в самосмазывающихся композиционных материалах (АМАН, ВАНК-23); присадок.

К недостаткам ТСМ следует отнести: трудность подачи порошкообразных материалов в зону трения; низкий теплоотвод; невысокие нагрузки и небольшой срок службы, особенно для покрытий; трудность удаления продуктов изнашивания из зоны трения.

9.2.6. Выбор смазочного материала и системы смазывания

Многообразие условий эксплуатации узлов трения предопределяет большую номенклатуру СМ и разнообразие систем смазывания. Для машин общего назначения решающее значение играет их простота и невысокая стоимость. Вместе с тем от типа системы смазывания зависит конструкция и размеры проектируемого узла.

С помощью масел можно наиболее просто обеспечить непрерывность смазывания; легко осуществить их подвод в трущийся контакт. Однако узлы, смазываемые маслами, требуют тщательного уплотнения, систематического (а в ответственных случаях непрерывного) контроля подачи масла; кроме того, масла быстро стекают с наклонных поверхностей, сбрасываются центробежными силами с быстровращающихся деталей, подвержены более интенсивному испарению по сравнению с другими смазочными материалами. При групповом расположении узлов трения (например, в одном закрытом корпусе) организация смазывания маслами практически не представляет трудностей как в техническом отношении, так и в отношении трудоемкости обслуживания. Таким образом, масла являются основными смазочными материалами для машин общего назначения.

Для обеспечения граничной смазки применение ПСМ может оказаться более эффективным.

Выбор типа СМ для конкретного узла трения проводят в зависимости от условий эксплуатации и основных параметров трущегося контакта, которые позволяют прогнозировать возможный вид смазки (см. § 9.1.2) и ожидаемый вид изнашивания (см. § 9.1.3). Рекомендации по выбору типа и вязкости смазочных масел для различных передач приведены в [9].

Широкое распространение для жидких масел получила смазочная система *погружением* в масляную ванну. В закрытый корпус или кожух (ограждение) смазываемого узла (рис. 9.9, а, в) заливают столько масла, чтобы движущиеся детали погружались в масло на определенную глубину, обеспечивающую поступление его в трущийся контакт при невысоких барботажных потерях (потерях на разбрызгивание). В узлах трения, которые могут быть подвержены заеданию (например, червячные передачи), уровень

наливаемого масла необходимо довести непосредственно до зоны трения (рис. 9.9, б), что обеспечит смазывание в момент пуска машины. При окружных скоростях погруженных деталей $v \geq 2 \dots 4$ м/с (большее значение для масел повышенной вязкости) образуется струя брызг, смазывающая остальные в едином корпусе детали, включая подшипники качения.

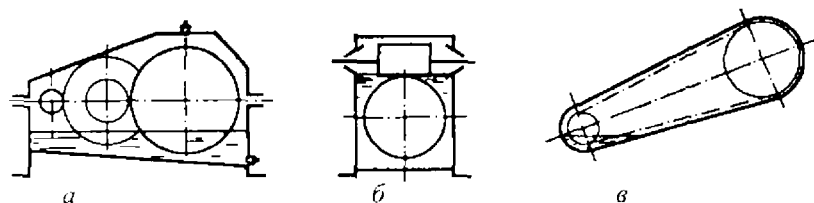


Рис. 9.9. Смазывание передач погружением в масляную ванну:
а — зубчатой; б — червячной, в — цепной

Однако при $v \geq 12,5 \dots 15$ м/с масло сбрасывается с деталей центробежными силами и не поступает в зону трения в необходимом количестве; кроме того, увеличиваются барботажные потери и поэтому переходят на циркуляционное смазывание (рис. 9.10), применяемое также при большом тепловыделении. Охлажденное и очищенное в фильтре 2 масло с помощью насоса 3 подводится под давлением по трубопроводу 1 в зону трения; обратно в бак 4 масло сливается самотеком или откачивается насосом. Эта система более совершенная и надежная, но дорогая.

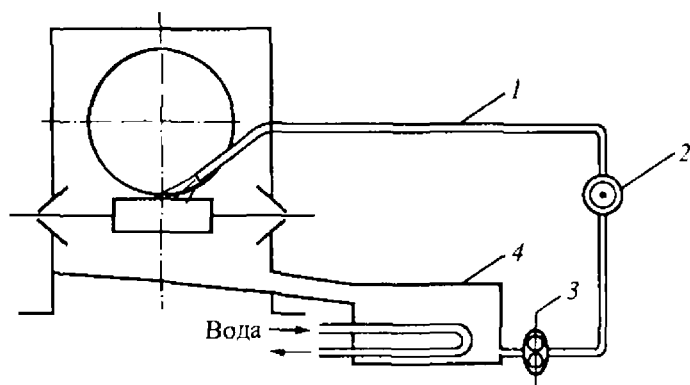


Рис. 9.10. Циркуляционная система смазывания червячного редуктора

Различные конструкции систем смазывания узлов трения и масляное оборудование рассмотрены в [9].

Быстроходные узлы трения обычно смазывают маловязким маслом при его дозированной подаче с помощью фитиля или масленки-капельницы ([9], лист 479), что существенно упрощает конструкцию и снижает барботажные потери.

Весьма быстроходные узлы трения (например, подшипники качения шлифовального шпинделя) смазывают масляным туманом (мельчайшие частицы масла в сжатом воздухе), подаваемым под давлением ([9], лист 487).

Сверхбыстроходные ($n \geq 5 \cdot 10^4 \text{ мин}^{-1}$) валы имеют газостатические или газодинамические подшипники скольжения [24], где в качестве СМ применяют очищенный сухой воздух или инертный газ.

Современные сорта пластичных смазочных материалов (например, «Литол 24») отличаются повышенной долговечностью, сопоставимой с ресурсом смазываемого узла. Поэтому для узлов трения, имеющих индивидуальные полости или корпуса (например, подшипники качения электродвигателей), обычно применяют ресурсное смазывание, т.е. закладывают ПСМ при сборке узла в количестве $1/2 \dots 3/4$ объема полости на весь срок службы. Периодичность замены ПСМ устанавливают для конкретных условий эксплуатации на основе практического опыта. Так периодичность замены ПСМ для смазывания шарниров приводных цепей при наличии защитных кожухов составляет 200...300 ч. работы.

Потери на перемешивание ПСМ невелики, так как он имеет во время работы вязкость основы, т.е. жидкого масла.

Ранее отмечалась определенная трудность подачи в зону трения порошкообразного твердосмазочного материала. Этим порошком предварительно натирают трущиеся поверхности, а небольшое количество его засыпают в узел трения при сборке. Однако под действием веса он скапливается в нижней части узла. Применение магнитных порошков или «роталпринтного» смазывания путем установки дополнительного элемента из ТСМ в значительной степени устраняет этот недостаток [21]. Специальные покрытия поверхностей на основе ТСМ или включение ТСМ в структуру контактирующих деталей полностью решает вопросы смазывания [21].

9.3. Уплотнения

Уплотнения — устройства для разделения сред, которые предотвращают или уменьшают утечки через подвижные или разъемные неподвижные соединения. Выбор типа уплотнения выполняют в зависимости от величины допускаемых утечек, определяемых классом негерметичности, от свойств рабочей и окружающей среды (ее токсичности и химической агрессивности), режима работы, свойств материалов уплотняемого соединения и уплотнителя.

В узлах трения машин общего назначения уплотнения служат для защиты их от попадания загрязнений и влаги из окружающей среды, а также предотвращения утечек смазочного материала. Применение уплотнений — одно из эффективных средств повышения долговечности узлов трения.

Для машин общего назначения наиболее характерными объектами герметизации являются неподвижные в работе разъемные соединения (например, плоскость разъема корпуса передачи) и подвижные узлы трения как вращательного (например, проходная подшипниковая крышка), так и возвратно-поступательного движения (уплотнения гидро-пнеumoустройств). Здесь в качестве окружающей среды рассматривают запыленный воздух, а рабочая среда — смазочное масло при избыточном давлении не более 0,05...0,1 МПа. Важнейшим показателем эффективности уплотнений является их герметичность, характеризующаяся величиной удельной утечки уплотняемой среды. В зависимости от величины удельной утечки установлены 12 классов негерметичности, а также качественная оценка. Так, манжетные уплотнения для соединений с относительным вращением принадлежат в среднем к классу негерметичности 2–2 (количественная оценка), характеризующемуся «подтеканием без каплеобразования» (качественная оценка). Кроме того, оценкой качества уплотнений является ресурс (наработка) в часах до снижения герметичности соединения на один или два класса. Для указанных выше манжетных уплотнений при окружной скорости 5 м/с наработка составляет в среднем 2500 ч.

Ниже кратко рассмотрены основные типы уплотнений применительно к машинам общего назначения; более подробно см. [38].

9.3.1. Герметизация неподвижных соединений

Недостаточная герметичность стыков металлических деталей объясняется наличием неровностей реальных поверхностей. Для часто разбираемых стыков можно обеспечить достаточную герметичность соединения путем тщательной механической обработки (шабрение, притирка), но для рассматриваемого класса стыков это нехарактерно.

Редко разбираемые стыки, допускающие при монтаже некоторое сближение сопрягаемых поверхностей в результате затягивания крепежных изделий, целесообразно герметизировать плоскими прокладками из неметаллических материалов (картон прокладочный, паронит, бензо- и маслостойкая резина). Уплотняющий эффект достигается заполнением впадин неровностей при действии давления при монтаже. Эти прокладки имеют невысокую стоимость и позволяют герметизировать более шероховатые поверхности. Однако при демонтаже они могут повреждаться, а также выдавливаться при затяжке из открытых по периметру стыков. Диапазон эксплуатационных параметров (давление, температура) для них ограничен.

В часто разбираемых стыках целесообразно применять более прочные плоские металлические прокладки с пониженным модулем упругости (медь, алюминий и др.); они допускают более высокие давления и температуры, чем для неметаллических материалов.

Для стыков, не допускающих сближения при монтаже и работающих без повышенного избыточного давления во внутренней полости соединения, выгодно применять герметизирующие пасты (герметики) [9]. Повторная сборка таких соединений затруднительна, так как приходится удалять остатки герметика предыдущего монтажа. Особенно выгодно их применять для неплоских или сложных по форме стыков (сквозные резьбовые отверстия, закладные крышки подшипниковых узлов и т. п.). Кроме того, герметики обеспечивают надежное стопорение крепежных изделий (винты, шпильки) от самоотвинчивания при переменных нагрузках.

9.3.2. Герметизация вращающихся деталей

В контактных уплотнениях происходит непосредственное соприкосновение уплотнения с вращающейся поверхностью, что

обеспечивает достаточно высокую герметичность соединения. Однако работа таких уплотнений сопровождается трением, приводящим к потерям, а также к изнашиванию контактирующей поверхности. Поэтому в быстроходных подвижных соединениях они не приемлемы.

Наиболее широкое применение нашли резиновые армированные манжеты однокромочные (рис. 9.11, *а*) и однокромочные с пыльником (рис. 9.11, *б*); последние целесообразны при работе в условиях повышенной загрязненности внешней среды. Металлический каркас 1 придает манжете жесткость и обеспечивает ее туговую посадку в корпусную деталь без дополнительного крепления.

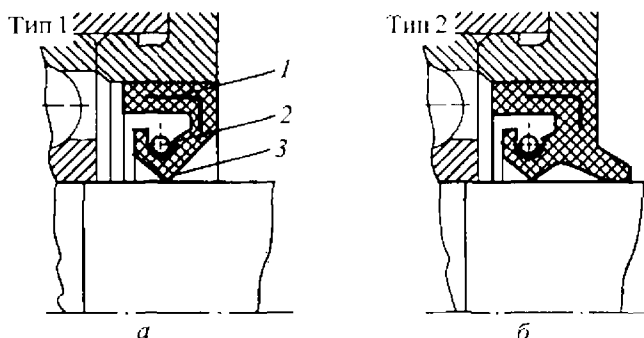


Рис. 9.11. Резиновые армированные манжеты:
а — однокромочная (1 — металлический каркас, 2 — браслетная пружина, 3 — рабочая кромка); *б* — однокромочная с пыльником

Рабочая кромка 3 манжеты прижимается к валу за счет упругости резины (внутренний диаметр манжеты несколько меньше диаметра вала), а также браслетной пружины 2. Избыточное давление уплотняемой среды не более 0,05...0,1 МПа. В условиях повышенных перепадов давления до 0,3 МПа обычно применяют манжеты с опорным конусом (рис. 9.12). Сдвоенная установка манжет (рис. 9.13), при которой пространство между ними заполнено ПСМ, обеспечивает повышенную герметичность; их можно применять, например, когда уровень смазочного масла в передаче выше расположения рабочей кромки манжет.

Малогабаритное торцовое уплотнение (рис. 9.14) в виде упругой шайбы имеет незначительный осевой размер и достаточно хорошо предохраняет от вытекания ПСМ и попадания загрязне-

ний. Их изготавливают из стальной ленты толщиной 0,3...0,6 мм. Рабочий торец шайб в свободном состоянии выступает за плоскость прижатия приблизительно на 0,5 мм, что обеспечивает после монтажа достаточную силу прижатия и герметичность. Обычно их применяют для герметизации подшипниковых узлов при скорости скольжения до 6 м/с.

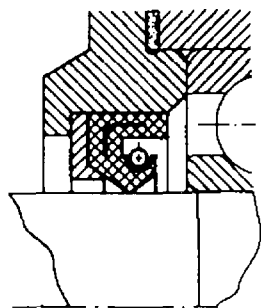


Рис. 9.12. Установка манжеты с опорным конусом

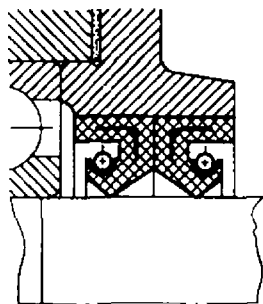


Рис. 9.13. Сдвоенная установка манжет

Весьма универсальны и долговечны разрезные чугунные поршневые кольца. Они позволяют герметизировать, в первую очередь, узлы трения возвратно-поступательного движения, а также вращательного движения (рис. 9.15). Комплект, состоящий из 2–3 колец, устанавливают в канавки, расположенные на внешней вращающейся поверхности цилиндрической формы. Для монтажа кольца имеют разрез (замок), который у соседних колец устанавливают диаметрально противоположно.

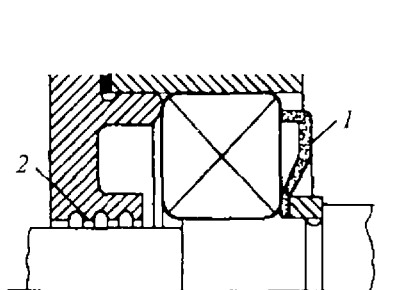


Рис. 9.14. Малогабаритное торцевое (1) и шелевое (2) уплотнения

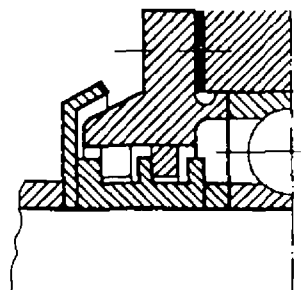


Рис. 9.15. Разрезные (поршневые) кольца для герметизации вращающихся деталей

Бесконтактные уплотнения всегда имеют гарантированный зазор и при наличии избыточного давления рабочей среды характеризуются определенными утечками. Минимальные энергетические потери определяют область их применения в быстроходных машинах. С другой стороны, простота конструкции и невысокие требования к герметичности (например, при смазывании ПСМ) позволяют применять их в примитивных узлах трения (например, в механизмах ручного привода).

Щелевое уплотнение для герметизации вращательного движения (рис. 9.14) представляет цилиндрическую щель с канавками различной формы. Истечение жидкости на большой скорости вызывает вихреобразование в канавках, что обеспечивает гидравлическое сопротивление. При истечении газов через камеры и сужения с резко меняющимися проходными сечениями происходит многократное дросселирование. Щелевые уплотнения имеют широкое применение в компрессорах, турбодетандерах, турбинах. При ламинарном течении применение щелевых уплотнений малоэффективно.

Лабиринтное уплотнение (рис. 9.16) представляет компактное чередование осевых и радиальных зазоров. Это увеличивает длину щели, что, наряду с многократными поворотами потока, повышает гидравлическое сопротивление. Если перепад давлений невелик, то лабиринт целесообразно заполнять при монтаже ПСМ. Лабиринтные уплотнения отличаются большим разнообразием конструкций.

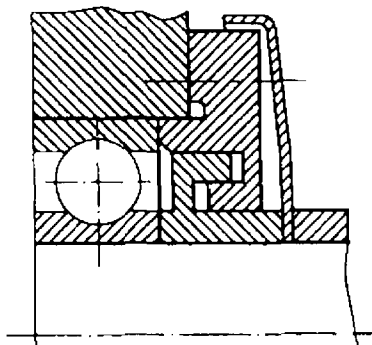


Рис. 9.16. Лабиринтное уплотнение

9.3.3. Герметизация соединений, имеющих возвратно-поступательное движение

Шатунно-поршневую группу деталей обычно герметизируют с помощью поршневых колес, рассмотренных в п. 9.3.2.

В гидравлических устройствах герметизацию поршней и штоков выполняют резиновыми манжетами симметричного профиля. Манжеты устанавливают в канавки прямоугольного сечения путем их упругого деформирования. При одностороннем давлении

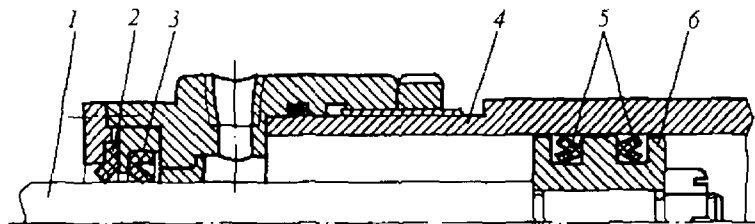


Рис. 9.17. Герметизация гидроцилиндра:

1 — шток; 2 — грязесъемник; 3 — манжета штока; 4 — цилиндр;
5 — манжеты поршня; 6 — поршень

манжету для герметизации штоков следует устанавливать «ртом» к рабочему давлению; при двустороннем давлении манжеты устанавливают попарно, как показано на рис. 9.17.

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ

10.1. Общие сведения

Фрикционные передачи — это механизмы, в которых движение передается силами трения. Простейшая фрикционная передача состоит из двух колес, прижимаемых друг к другу с заданной силой (рис. 10.1, а). При вращении ведущего колеса в месте контакта возникают силы трения, которые приводят во вращение ведомое колесо. Заменяв цилиндрические колеса коническими (рис. 10.1, б), можно осуществить передачу между валами с пересекающимися осями. Выполнив одно из тел качения с переменным радиусом вращения, можно получить передачу с переменным передаточным отношением (вариатор). Простейшим примером такой передачи является лобовая (рис. 10.2), состоящая из диска и колеса. При перемещении колеса 2 вдоль вала меняется радиус качения на диске 1 и, следовательно, передаточное отношение.

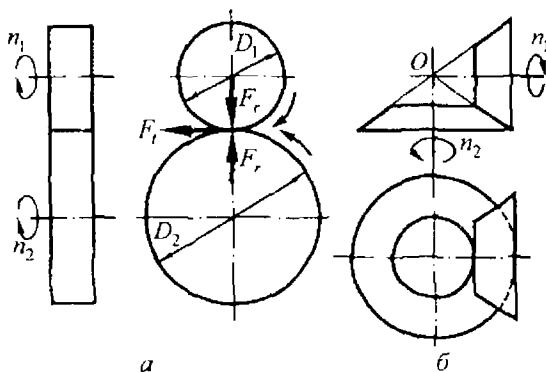


Рис. 10.1. Простые фрикционные передачи с цилиндрическими (а) и коническими (б) колесами

Окружная сила F_t на ведомом колесе, которую способна передать фрикционная передача, определяется из условия

$$F_t s = F_r f, \quad (10.1)$$

где F_r — сила прижатия рабочих колес; f — среднее значение коэффициента трения в контакте; s — коэффициент запаса сцепления, который выбирается из условия, чтобы при возможных перегрузках и нестабильности сил трения передача была гарантирована от пробуксовок. В силовых передачах принимают $s = 1,2 \dots 2,0$, а в передачах приборов (кинематических) увеличивают до 3.

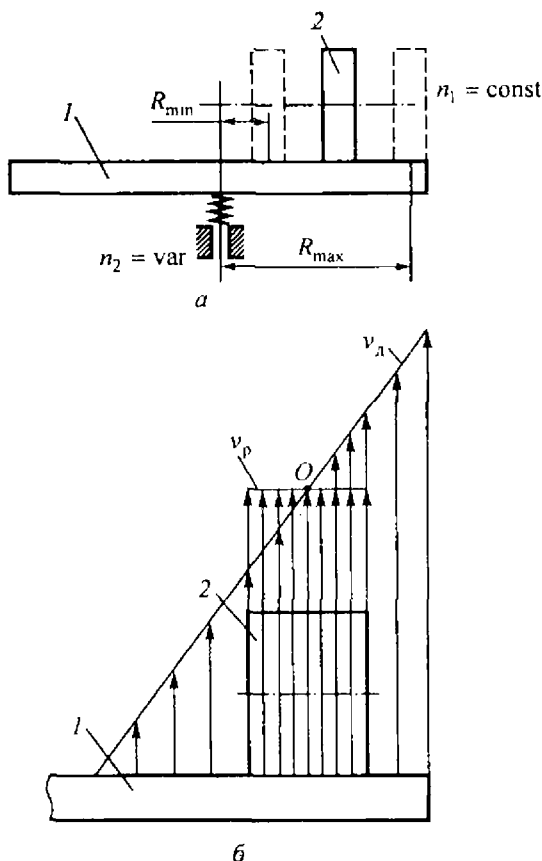


Рис. 10.2. Лобовая фрикционная передача (вариатор)

Из выражения (10.1) видно, что сила прижатия рабочих колес в $1/f$ раз больше реализуемой силы трения. Среднее значение коэффициента трения в зависимости от материала рабочих тел и условий смазывания может изменяться от 0,40 до 0,04. Следовательно, сила прижатия превышает передаваемую силу не менее чем в 2,5...25,0 раз. С учетом необходимого запаса сцепления сила прижатия будет еще больше. Данное обстоятельство предопределяет высокие нагрузки на валы и подшипники, на которых установлены рабочие тела. Это один из основных недостатков фрикционных передач.

Особенностью работы фрикционной передачи является обязательное наличие упругого скольжения. Это связано с тангенциальными деформациями поверхностей рабочих тел в зоне контакта. При работе фрикционной пары в области контакта существует две зоны — зона сцепления (сц), где поверхности как бы «прилипают» друг к другу и двигаются вместе, и зона проскальзывания (пр), где происходит относительное смещение поверхностей рабочих тел (рис. 10.3, а). Точка O лежит на границе этих зон и ее положение неизменно. При входе в контакт точка A_1 ведущего I и точка A_2

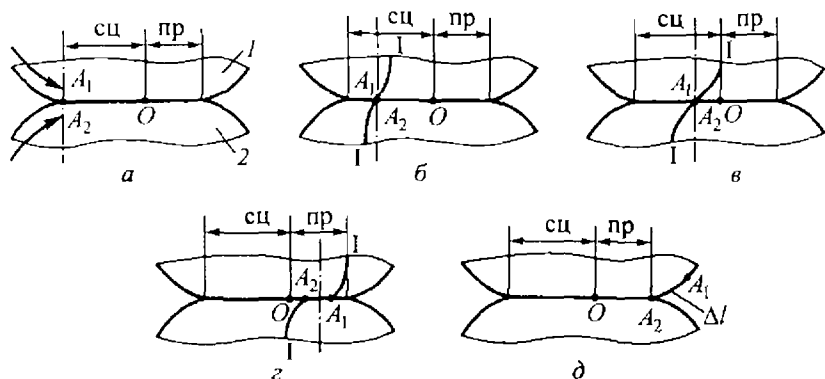


Рис. 10.3. Характер взаимодействия рабочих тел (колес) в зоне контакта при наличии касательной силы

ведомого 2 рабочих тел совпадают. При перемещении совпавших точек A_1 и A_2 в пределах зоны сцепления (рис. 10.3, б) рабочие тела испытывают возрастающую тангенциальную упругую де-

формацию (кривые I-I на рис. 10.3, б, в г). В области проскальзывания тангенциальная деформация возрастает до значений, при которых силы трения не способны удержать поверхности от взаимного смещения (рис. 10.3, г). Для ведущего тела тангенциальные деформации в зоне проскальзывания являются растягивающими, для ведомого — сжимающими. Поэтому ведущее тело (колесо) как бы приобретает приращение длины окружности колеса и поэтому при полном обороте колеса вокруг оси точка A_1 проходит большее расстояние, чем в случае отсутствия тангенциальных деформаций. При выходе из зоны контакта точка A_1 окажется впереди точки A_2 на некоторую величину Δl (рис. 10.3, д). Отношение Δl к длине окружности этого колеса называется относительным скольжением. Относительное скольжение зависит от модуля упругости материала. Для рабочих тел, изготовленных из стали, оно составляет 0,05...0,01 %, для пары текстолит по стали — до 1 %.

Во фрикционных передачах возможно также наличие геометрического скольжения. Оно возникает из-за различной скорости рабочих тел на площадке контакта. Например, в лобовой передаче (см. рис. 10.2, б) окружная скорость v_p на внешнем диаметре ролика постоянна, а скорость v_d на торце диска I — пропорциональна радиусу. В точке O окружные скорости ролика и диска равны и здесь наблюдается чистое качение. В остальных точках линии контакта — качение со скольжением. Слева от точки O ролик опережает диск, справа от нее диск опережает ролик. В зависимости от передаваемого момента точка O перемещается вдоль линии контакта. Точку O называют полюсом качения (нескользящей точкой).

Если момент сопротивления на ведомом ролике превышает момент, создаваемый силами трения в передаче, то наступает буксование. При этом рабочие поверхности тел повреждаются. Поэтому не следует использовать эти фрикционные передачи в качестве предохранительного звена.

Достоинства фрикционных передач: а) возможность бесступенчатого регулирования скорости вращения ведомого вала; б) простота формы тел качения; в) равномерность вращения, что позволяет применять фрикционные передачи при высоких скоростях, а также в приборах.

Недостатки фрикционных передач: а) значительные нагрузки на тела качения, валы и подшипники; б) необходимость специальных нажимных устройств для сжатия рабочих тел; в) опасность повреждения рабочих поверхностей тел при проскальзывании при перегрузках.

Фрикционные передачи и вариаторы применяют в широком диапазоне мощностей — от ничтожно малых (в приборах) до сотен киловатт. Для больших мощностей конструируют фрикционные передачи с большим числом областей контакта.

10.2. Общие вопросы конструирования

Необходимое для работы фрикционной передачи сжатие тел качения возможно осуществить несколькими способами, в том числе автоматически изменяющимся прижатием с изменением передаваемого момента.

Большинство современных вариаторов и передач выполняют с автоматическим прижатием. Однако в этом случае при изменении передаваемого момента передача некоторое время пробуксовывает, пока сила прижатия не достигнет значения, достаточного для передачи вращающего момента. Это приводит к значительному скольжению и нагреву рабочих тел.

Форму тел качения передач с постоянным передаточным отношением выбирают такой, чтобы было чистое качение на всей площадке контакта. Поэтому передачи с коническими роликами должны иметь общую вершину конусов в точке O (см. рис. 10.1, б).

Тела качения выполняются с начальным касанием по линии или в точке. При начальном касании по линии необходимо обеспечить высокую точность изготовления и сборки передачи, исключающую возможные перекосы рабочих тел, приводящие к нарушению линейного контакта.

Фрикционные передачи могут работать как при наличии смазочного материала, так и без него (всухую). При работе всухую передача обладает большей нагрузочной способностью (коэффициент трения велик), но при проскальзывании возможен значительный нагрев в области контакта и повреждение рабочих поверхностей при перегрузках.

Наличие смазочного материала стабилизирует работу передачи, хотя и снижает коэффициент трения. Для таких передач характерна большая долговечность и надежность. Их работа описывается контактно-гидродинамической теорией смазки. В зоне контакта из-за высоких контактных давлений повышается вязкость масла, а тем самым и сопротивление сдвигу слоев масляной пленки, разделяющей рабочие тела. В результате этого возможна передача значительных касательных усилий через масляную пленку в зоне контакта. Для смазывания фрикционных передач следует применять специальные высокотяговые масла, увеличивающие коэффициент трения в контакте. К ним относятся зарубежные масла Santotrac-50, отечественные аналоги ВТМ-1 и ВТМ-2 и другие, у которых коэффициент трения в среднем в 1,2...1,5 раз выше, чем у минеральных масел, и может достигать значений $f = 0,10 \dots 0,20$.

Материалы рабочих тел. Рабочие тела фрикционной передачи должны обладать рядом особых свойств, обусловленных спецификой работы фрикционной пары. К таким свойствам можно отнести: а) высокий коэффициент трения; б) высокий модуль упругости для обеспечения значительных сил прижатия и уменьшения гистерезисных потерь; в) высокую контактную усталостную прочность; г) высокую износостойкость. Рассмотрим наиболее часто применяемые материалы.

Закаленная сталь — *закаленная сталь*. К таким материалам можно отнести шарикоподшипниковую сталь ШХ-15 с твердостью рабочих поверхностей 62...65 HRC. При ее применении следует обращать особое внимание на точность состава химических компонентов, так как при наличии касательных сил в контакте неметаллические включения плохо сопротивляются их воздействию, что приводит к снижению ресурса передачи в несколько раз. Возможно также использование стали 18Х2Н4МА, свободной от этого недостатка. Передачи с рабочими телами, изготовленными из закаленных сталей, работают, как правило, в масле.

Специальные фрикционные пластмассы с целлюлозным наполнителем (16Л, 24А, КФ-3), коэффициент трения которых может достигать 0,5, являются наиболее перспективными.

Текстолит широко применяют при работе без смазочного материала, поскольку он обладает высоким коэффициентом трения и малым модулем упругости.

Средние значения коэффициентов трения для различных пар материалов, работающих всухую, приведены ниже:

	Значение
Закаленная сталь — закаленная сталь	0,10...0,18
Текстолит — сталь	0,20...0,25
Фрикционная пластмасса — сталь	0,35...0,45

При работе со смазочным материалом коэффициент трения скольжения зависит от скорости скольжения. Для оценки коэффициента трения можно воспользоваться формулой Ю. Н. Дроздова [21], полученной на основе контактно-гидродинамической теории смазки и экспериментальных данных.

10.3. Расчет фрикционных передач

Во фрикционных передачах с постоянным передаточным отношением первоначальный контакт рабочих тел (колес) может быть по линии или в точке. Под действием усилий прижатия первоначальный контакт распространяется по площадке, на которой действуют контактные напряжения. При обкатывании фрикционных колес друг по другу каждая точка поверхности колеса испытывает периодическое воздействие нормальной и касательной нагрузок, вследствие чего основной причиной выхода из строя фрикционных передач с металлическими колесами, работающих в масле, является усталостное выкрашивание поверхностей. Поэтому фрикционные передачи следует рассчитывать по контактным напряжениям на усталостную прочность.

Большинство фрикционных передач можно свести к расчетной схеме контакта двух цилиндров. Максимальные контактные нормальные напряжения, возникающие при контакте двух цилиндров, можно выразить формулой Герца

$$p_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{F_r E_{\text{пр}}}{b \rho_{\text{пр}}}}, \quad (10.2)$$

где F_r — радиальная сила; $E_{\text{пр}} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ — приведенный модуль упругости (E_1 и E_2 — модули упругости материала цилиндров); b — длина площадки контакта; $\rho_{\text{пр}} = R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$ — приведенный радиус кривизны цилиндров.

При работе фрикционной передачи в зоне контакта действуют также касательные нагрузки и материал рабочих тел находится в сложном напряженном состоянии. Влияние касательных нагрузок учитывают выбором соответствующих допускаемых контактных напряжений.

Для рабочих тел из закаленной шарикоподшипниковой стали или высоколегированных сталей, подвергнутых цементации и закалке до 59...63 HRC₃, предел контактной выносливости можно принимать следующим:

$[\sigma]_{H0} = 1800 \dots 2000$ МПа — при работе со смазочным материалом;

$[\sigma]_{H0} = 2000 \dots 2200$ МПа — при работе без смазочного материала.

Для фрикционных передач, рабочие тела которых выполнены из улучшенных сталей (средняя твердость материала $\overline{HB} \leq 320$),

$$[\sigma]_{H0} = (3,5 \dots 4,0) \overline{HB},$$

где $[\sigma]_{H0}$ в МПа.

При ограниченном ресурсе допускаемые контактные напряжения можно определять, как и для зубчатых передач (см. гл. 11), при разной твердости материала рабочих тел:

при твердости материала $HRC_3 \geq 58$

$$[\sigma]_{H0} = [\sigma]_{H0} \sqrt[9]{\frac{2 \cdot 10^8}{N_{HE}}};$$

при твердости материала $HB \leq 320$

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \sqrt[6]{\frac{25 \cdot 10^6}{N_{HE}}},$$

где N_{HE} — эквивалентное число циклов нагружений, которое зависит от режима нагружения и характера действия механизма прижатия фрикционной передачи.

Если силы прижатия рабочих тел изменяются с изменением передаваемой нагрузки, то изменяются и контактные напряжения. С учетом изменения контактных напряжений эквивалентное число циклов определяют по формуле

$$N_{HE} = 60 t_{\Sigma} n n_3 \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^3 \frac{t_i}{t_{\Sigma}} \frac{n_i}{n_1}, \quad (10.3)$$

где T_1 и n_1 — вращающий момент и частота вращения, соответствующие режиму с наибольшей нагрузкой; T_i , n_i и t_i — соответственно вращающий момент, частота вращения и время i -го режима нагружения; t_{Σ} — ресурс передачи (время работы), ч; n_3 — число контактов рабочего тела за один оборот. Значения T_i , n_i и t_i выбирают из циклограммы нагружения (см. рис. 11.23).

При прижатии рабочих тел постоянной силой контактные напряжения практически не меняются с изменением режима нагружения. При этом выражение (10.3) упрощается:

$$N_{HE} = 60 t_{\Sigma} n n_3,$$

где t_{Σ} — ресурс передачи, ч; n — частота вращения рабочего тела, мин⁻¹; n_3 — число контактов рабочего тела за один оборот.

Основные параметры рассчитываются в соответствии с конструктивными особенностями фрикционной передачи из условия $\sigma_H \leq [\sigma]_H$.

10.4. Передачи с постоянным передаточным отношением

Широко применяют передачи колесо–рельс (в железнодорожном транспорте) и колесо–дорожное полотно (в автодорожном транспорте).

В настоящее время перспективны фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением и разгруженными опорами по схеме планетарных механизмов (рис. 10.4) [20]. Здесь вращающий момент передается от центрального ролика 1 к кольцевому звену (корпусу) 2 через промежуточные ролики 3. Ролики 3 и 1 сжимаются силами со стороны звена 2. Водило h вращается вместе с роликом 3, имеющими свободу перемещения в радиальном направлении.

10.5. Передачи с переменным передаточным отношением

Фрикционные передачи с плавным изменением передаточного отношения (вариаторы) по кинематике удобно разделить на простые передачи (см. рис. 10.2) и двойные передачи с проме-

жучочными телами качения (рис. 10.5 и 10.8), а по форме тел качения, изменяющих радиусы качения в процессе работы — на дисковые (рис. 10.7), конусные, шаровые и торовые (рис. 10.8).

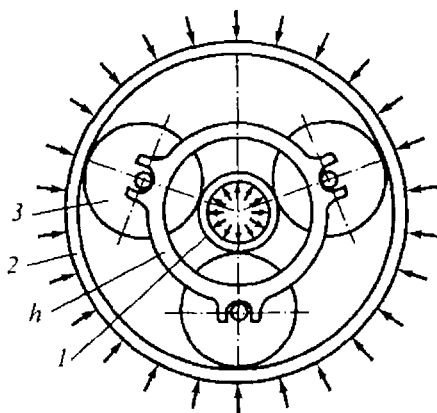


Рис. 10.4. Фрикционная планетарная передача

По разветвлению потока мощностей передачи делят на одно- (рис. 10.2, 10.5) и многопоточные (на рис. 10.8 — двухпоточная).

Важнейшей кинематической характеристикой вариаторов является диапазон регулирования скоростей $D = n_{2\max}/n_{2\min} \approx \approx R_{\max}/R_{\min}$, где $n_{2\max}$ и $n_{2\min}$ — максимальная и минимальная частота вращения на выходе (см. рис. 10.2).

Вариаторы, как правило, выполняют сдвоенными с симметричным диапазоном регулирования частот вращения (рис. 10.5 и 10.8), в которых радиус каждого колеса может изменяться от минимального значения до максимального. При этом диапазон регулирования определяют по формуле

$$D = n_{2\max}/n_{2\min} \approx (d_{2\max}/d_{2\min})^2.$$

Наибольший диапазон регулирования частот вращения простого вариатора равен 3—4, сдвоенного — 12.

При больших диапазонах регулирования значительно понижается КПД.

Лобовые вариаторы (см. рис. 10.2). Они вследствие значительного геометрического скольжения на площадке касания и возможности только одностороннего регулирования уступают вариаторам других конструкций по величине диапазона регули-

рования, КПД и износостойкости. Однако благодаря перпендикулярности осей ведущего и ведомого валов и возможности реверсирования этих передач, кинематическая схема машин упрощается и эти вариаторы находят ограниченное применение.

Вариаторы с раздвижными конусными шкивами и кольцевым промежуточным телом (рис. 10.5). Регулирование скорости достигается изменением радиусов ($d_1/2$ и $d_2/2$) контакта с промежуточным телом 2 конусных дисков 1 и 4 путем их раздвижения и сближения двумя рычагами 3 с резьбовыми парами 5.

В качестве промежуточных тел применяют широкие клиновые ремни (рис. 10.6, а), нормальные клиновые ремни, стальные кольца (рис. 10.6, б), специальные цепи (рис. 10.6, в).

Основное применение среди всех механических вариаторов имеют клиноременные с широким клиновым ремнем. Они просты в изготовлении, надежны в работе. Их применяют для значительных диапазонов регулирования от 4 до 9. Мощность вариатора до 40 кВт.

Цепные вариаторы. Имеют по две пары раздвижных конусных дисков с прямыми радиальными зубьями на поверхности конусов и сложную цепь с пакетами подвижных пластинок (рис. 10.6, в), образующими зубья при набегании на диски. Зубья на парных конусных дисках смещены на полшага по окружности.

Регулирование скорости вращения осуществляется сближением пары дисков на одном валу и синхронным их раздвижением на другом валу. При этом зубья цепи формируются выдвиганием пластинок.

Многодисковые вариаторы. Основаны на регулировании скорости сближением и раздвижением осей конических дисков 1 и 2 (рис. 10.7). Их изготавливают многопоточными для передачи

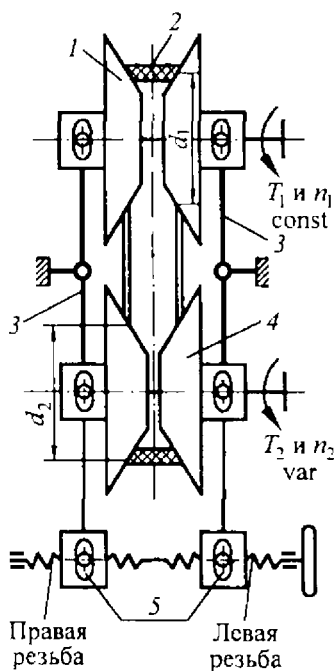


Рис. 10.5. Передача с раздвижными конусными шкивами и промежуточным рабочим телом

больших мощностей. Угол конусности дисков $4...5^\circ$. Число дисков в пакете в зависимости от мощности составляет $10...15$.

Вариаторы хорошо работают даже при малых частотах вращения.

Торовый вариатор (рис. 10.8). Имеет на входном и выходном валах торовые чашки 1 и 2, между которыми вращаются два или три ролика 3. Рабочий профиль чашек очерчен дугами окружности с общим центром кривизны O . Частота вращения регулируется изменением угла наклона осей вращения роликов 3.

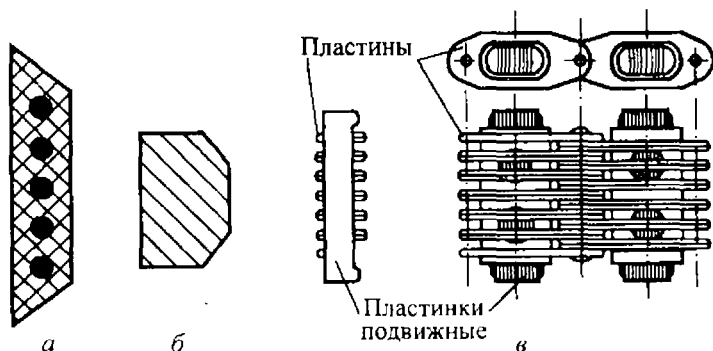


Рис. 10.6. Виды (сечения) промежуточных рабочих тел в передачах с раздвижными конусными шкивами

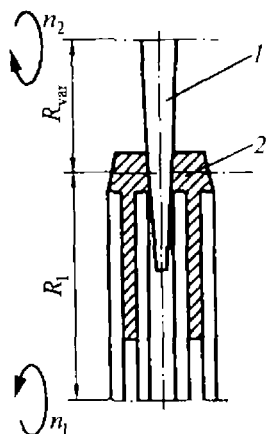


Рис. 10.7. Дисковый вариатор

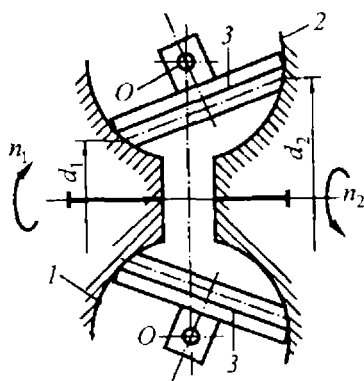


Рис. 10.8. Торový вариатор

Вращающий момент от входного вала к ведущей чашке и от ведомой чашки к выходному валу передается через независимые нажимные устройства, что обеспечивает самозатягивание передачи.

Преимущественно применяемые материалы тел качения — сталь по текстолиту (из текстолита изготовляют обод ролика 3). Вариатор имеет начальное касание по линии и работает без смазывания. Диапазон регулирования вариатора 4...6.

10.6. Схемы расчетов вариаторов и основные направления развития их конструкций

Многообразие конструкций и ограниченное применение вариаторов не позволяет систематизировать методы их расчетов.

Кинематический расчет формируется из приведенных выше элементарных кинематических зависимостей.

Расчет клиноременных вариаторов можно строить по аналогии с клиноременными передачами.

Расчет на прочность вариаторов с контактирующими телами качения ведут по формулам Герца.

Опасным элементом в вариаторах являются обычно промежуточные тела или рабочие тела, которые работают на всех скоростях вращения.

Расчеты на прочность вариаторов наиболее близки к расчету на контактную прочность зубчатых передач, включая переменность режима нагрузки.

При проектировании вариаторов или проверке правильности назначаемых их размеров и других параметров целесообразно максимально использовать накопленный опыт: табличные данные из каталогов, данные эксплуатации по одному типоразмеру вариатора с последующим использованием методов подобия.

Основные тенденции совершенствования конструкций и расчета вариаторов: выполнение вариаторов с самозатягиванием, т. е. силы прижатия тел качения растут пропорционально передаваемому моменту; применение специальных высокотяговых масел; применение многопоточности передачи энергии.

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

11.1. Общие сведения

Зубчатая передача — это механизм, который с помощью зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов [21].

Их применяют для передачи вращательного движения между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями, а также для преобразования вращательного движения в поступательное, и наоборот.

Зубчатые передачи между параллельными валами осуществляются *цилиндрическими колесами* с прямыми, косыми и шевронными зубьями (рис. 11.1, а–г). Эти передачи называют цилиндрическими. Существуют передачи (рис. 11.1, а, б, в) внешнего зацепления (прямозубые, косозубые, шевронные) и передачи (рис. 11.1, г) внутреннего зацепления (прямозубая).

Передачи между валами с пересекающимися осями осуществляются *коническими колесами* с прямыми и круговыми зубьями (рис. 11.1, е, з), реже с тангенциальными зубьями (рис. 11.1, ж). Зубчатые передачи для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот осуществляются цилиндрическим колесом и рейкой (рис. 11.1, д).

Для валов с перекрещивающимися осями применяют *зубчатотвинтовые, гипоидные и червячные передачи*.

Зубчатые передачи составляют наиболее распространенную и важную группу механических передач. Их применяют в широком диапазоне областей и условий работы: от часов и приборов до самых тяжелых машин, для передачи окружных сил от миллиньютонов до десятков меганьютонов, для моментов до 10^7 ньютон-метров на метр и мощностей от ничтожно малых до де-

сятков тысяч киловатт, с диаметрами колес от долей миллиметра до 10 м и более.

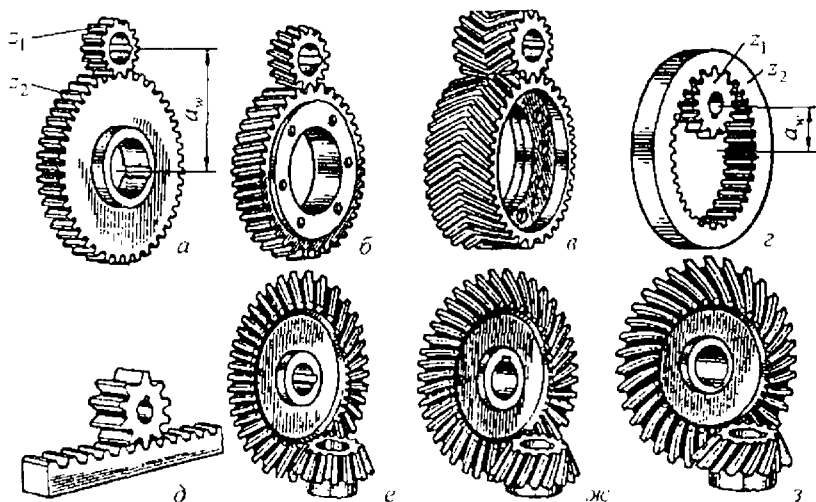


Рис. 11.1. Основные виды зубчатых передач

Зубчатые передачи в сравнении с другими механическими передачами обладают существенными достоинствами: малыми габаритами; высоким КПД; большой надежностью в работе; постоянством передаточного отношения из-за отсутствия проскальзывания; возможностью применения в широком диапазоне моментов, скоростей и передаточных отношений.

К недостаткам зубчатых передач могут быть отнесены требования высокой точности изготовления, шум при работе со значительными скоростями. Шум обусловлен в основном ошибками изготовления шага, профиля зубьев, а также переменной жесткостью зацепления и подшипниковых опор валов.

Зубчатая передача состоит из двух колес z_1 и z_2 , расположенных на валах. Основными характеристиками передачи являются мощности на валах P_1 и P_2 в кВт, угловые скорости ω_1 и ω_2 в с^{-1} (или частоты вращения n_1 и n_2 в мин^{-1}), окружная скорость на делительном цилиндре v в м/с, вращающие моменты T_1 и T_2 в Н·м, передаточное отношение u , коэффициент полезного действия η .

При расчете передачи используются зависимости, известные из теоретической механики:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2; \quad \omega = \pi n / 30; \quad v = \pi d n / 60000 = \omega d / 2;$$

$$T_1 = 1000 P_1 / \omega_1 \approx 9550 P_1 / n_1; \quad P_2 = P_1 \eta; \quad T_2 = 9550 P_2 / n_2 = T_1 u \eta.$$

Передачи могут быть понижающие (частота вращения ведущего вала больше ведомого) и повышающие.

11.2. Цилиндрические зубчатые передачи.

Краткие сведения по геометрии и кинематике

Зацепление зубчатых колес эквивалентно качению без скольжения окружностей с диаметрами d_{w1} и d_{w2} (рис. 11.2). Эти окружности называются начальными. Точка их касания Π называется *полусом* зацепления. Полус лежит на линии, соединяющей оси колес O_1 и O_2 . Расстояние между осями колес a_w называется *межосевым расстоянием*.

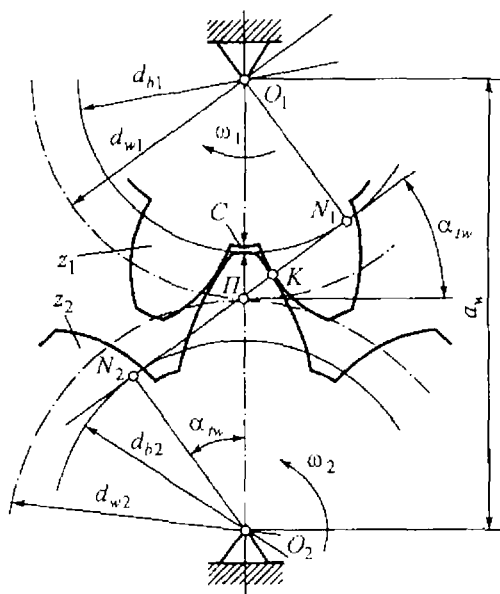


Рис. 11.2. Зацепление эвольвентных зубчатых колес

Из зависимостей для межосевого расстояния a_w и передаточного отношения u

$$a_w = (d_{w2} \pm d_{w1})/2, \quad u = \omega_1/\omega_2 = d_{w2}/d_{w1} \quad (11.1)$$

диаметры начальных окружностей выражаются формулами

$$d_{w1} = 2a_w/(u \pm 1); \quad d_{w2} = d_{w1}u. \quad (11.2)$$

Знак «—» — для внутреннего зацепления (см. рис. 11.1, з).

Основным *кинематическим* условием, которому должны удовлетворять профили зубьев, является постоянство *передаточного отношения* $u = \omega_1/\omega_2 = d_{w2}/d_{w1}$. При этом нормаль N_1N_2 к профилям зубьев в точке контакта K должна проходить через полюс зацепления. Этому условию удовлетворяют многие классы кривых (эвольвента, циклоида и др.).

Эвольвентное зацепление получило наибольшее распространение из-за преимуществ перед другими. Зубчатые колеса нарезают простым инструментом; при этом используется один и тот же инструмент независимо от числа зубьев колеса.

Эвольвента окружности образуется точками K прямой N_1N_2 при качении ее без скольжения по окружностям с диаметрами d_{b1} или d_{b2} (см. рис. 11.2). Эти окружности называются *основными*.

Линия N_1N_2 перемещения общей точки контакта K профилей зубьев при вращении колес называется *линией зацепления*. Угол α_{fw} между линией зацепления и прямой, перпендикулярной межосевой линии, называется *углом зацепления*.

Линия зацепления всегда является касательной к основным окружностям $d_{b1} = d_{w1} \cos \alpha_{fw}$ и $d_{b2} = d_{w2} \cos \alpha_{fw}$. При изменении межосевого расстояния, например, из-за ошибок изготовления, вместе с осями колес переместятся и основные окружности. При этом изменятся угол зацепления, диаметры начальных окружностей. Эвольвенты будут касаться другими участками, не нарушая закона зацепления, что является преимуществом эвольвентного зацепления.

Основные окружности принадлежат отдельно взятому колесу. Начальные окружности принадлежат только колесам, находящимся в зацеплении.

При увеличении диаметров основных окружностей радиусы кривизны эвольвент N_1K и N_2K увеличиваются. В пределе эвольвента превращается в прямую линию, а зубчатый венец — в рейку с трапециевидным профилем зубьев. Такая рейка называется исходной.

Исходный контур (ИК) — контур зубчатой рейки с трапециевидным профилем зубьев. ИК характеризует параметры любого эвольвентного зубчатого венца (рис. 11.3, а).

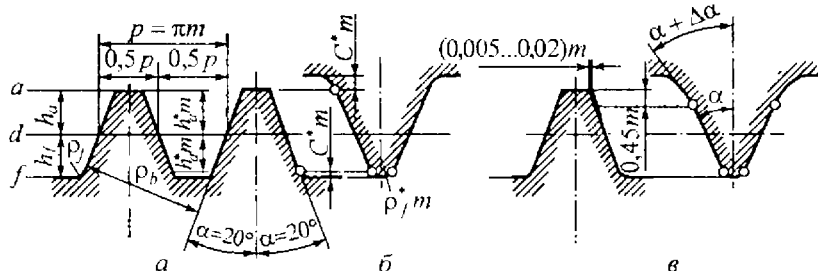


Рис. 11.3. Исходные контуры (ИК).

а — ИК колеса; б — исходный производящий контур (ИПК) зуборезного инструмента; в — ИК и ИПК фланкированного колеса

Исходный производящий контур (ИПК) — контур зубьев зубчатой рейки, характеризующий параметры зуборезного инструмента и отличающийся только высотой зубьев на величину радиального зазора C^*m (рис. 11.3, б). В результате в зацеплении двух колес также образуется радиальный зазор $C = C^*m$ (см. рис. 11.2).

Исходный контур имеет линию впадин зубьев f , линию вершин зубьев a , делительную линию d . Зуб включает головку h_a и ножку h_f .

Шаг зубьев p — расстояние между одноименными профилями соседних зубьев. Основной шаг $p_b = p \cos \alpha$.

На делительной линии исходного контура толщина зуба равна половине шага (толщина зуба равна ширине впадины).

Зубчатое колесо имеет окружность впадин (d_f), окружность вершин (d_a), делительную окружность (d) (рис. 11.4, а) по аналогии с линиями впадин, вершин и делительной линией ИК.

Окружной делительный шаг зубьев колеса p измеряется по дуге делительной окружности и равен шагу исходного контура. При нарезании зубчатого колеса на делительной окружности откладывается целое число шагов, равное числу зубьев. Диаметр делительной окружности находится из равенства длин $\pi d = pz$, откуда $d = pz/\pi$. Так как p/π — число иррациональное и неудобное для стандартизации, то его заменили числом m — модулем зацепления, т. е. $m = p/\pi$. Тогда диаметр делительной окружности, окружной делительный и основной шаги определяются по зависимостям:

$$d = mz; \quad p = \pi m; \quad p_b = \pi m \cos \alpha. \quad (11.3)$$

Модули стандартизованы в диапазоне 0,05...100 мм (ГОСТ 9563–80):

1-й ряд (предпочтительный) ... 0,20; 0,25; 0,30; 0,40; 0,50; 0,60; 0,80; 1,00; 1,25; 1,50; 2,00; 2,50; 3,00; 4,00 и т. д.

2-й ряд ... 0,220; 0,280; 0,350; 0,450; 0,550; 0,700; 0,900; 1,125; 1,375; 1,750; 2,250; 2,750; 3,500; 4,500; 5,500 и т. д.

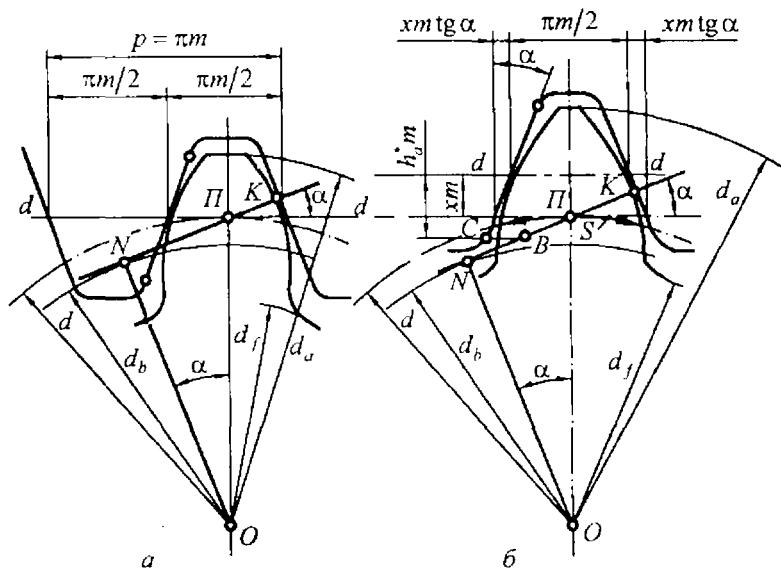


Рис. 11.4. Станочное зацепление реечного инструмента с нарезаемым зубчатым колесом:

a — без смещения ИПК; b — со смещением ИПК, равным $+xm$

Параметры исходного контура стандартизованы и задаются в долях модуля (модуль в качестве масштаба). Для передач с модулем $m = 1 \dots 100$ мм по ГОСТ 13755-81 угол профиля $\alpha = 20^\circ$. Коэффициенты высоты головки и ножки зуба $h_a^* = 1$, радиального зазора $C^* = 0,25$, радиус скругления $\rho_f^* = 0,38$.

Для мелко модульных передач $m = 0,15 \dots 1$ мм (ГОСТ 9587-81); $h_a^* = 1$; $C^* = 0,35$; $\rho_f^* = 0,4$ (для $m \leq 0,5$; $\rho_f^* = 0,33$, $C^* = 0,5$).

В высоконапряженных авиационных зубчатых передачах применяют ИПК с $\alpha = 25^\circ$ и 28° . При этом увеличивается толщина зуба у основания и его прочность при изгибе.

Исходный контур фланкированных колес применяют для ответственных быстроходных зубчатых передач в целях уменьшения силы удара при входе зубьев в зацепление (см. рис. 11.3, в). Фланкирование — срезание части профиля у вершины зуба при нарезании (срезается участком инструмента с углом профиля $\alpha + \Delta\alpha$).

Нарезание зубьев колес осуществляется реечным инструментом (червячной фрезой) или долбяком методом огибания (долбяк — эвольвентное зубчатое колесо с небольшой конусностью вдоль оси из прочного металлического сплава).

При реечном инструменте кинематическая цепь зуборезного станка настраивается так, чтобы *начальная прямая* рейки катилась без скольжения по делительной окружности нарезаемого колеса (см. рис. 11.4). NK — линия зацепления при нарезании зубьев, K — режущая точка в данный момент времени. Начальной прямой может быть делительная прямая d ИПК (см. рис. 11.4, а) или параллельная ей, и отстоящая на расстоянии xm , где x — коэффициент смещения исходного контура (рис. 11.4, б). Положительным принято смещение от центра колеса ($+xm$) на рис. 11.4, б, отрицательным — к центру ($-xm$) [35].

При положительном смещении рейки увеличиваются диаметры вершин зубьев d_a (диаметр заготовки колеса), впадин d_f на величину $2xm$: $d_f = d - 2m(h_a^* + C^* - x)$; $d_a = d + 2m(h_a^* + x)$. Диаметры делительной и основной окружностей остаются без изменения: $d = mz$; $d_b = d \cos \alpha = mz \cos \alpha$.

Толщина зубьев по дуге делительной окружности равна ширине впадины рейки, измеренной по начальной прямой. При $x=0$ толщина зуба по дуге делительной окружности равна ширине впадины $S = p/2 = \pi m/2$ (рис. 11.4, а). При $x > 0$ толщина зуба по делительной окружности увеличивается на величину $2xm \operatorname{tg} \alpha$ (рис. 11.4, б):

$$S = \pi m/2 + 2xm \operatorname{tg} \alpha. \quad (11.4)$$

Колеса с положительным смещением имеют более толстые зубья у основания и большие радиусы кривизны эвольвент профиля $NB_2 > NB_1$ (рис. 11.5). Это увеличивает несущую способность передачи. Однако толщина по вершинам зубьев S_a уменьшается. При больших значениях смещения возможно заострение. Рекомендуют $S_a > 0,25m$.

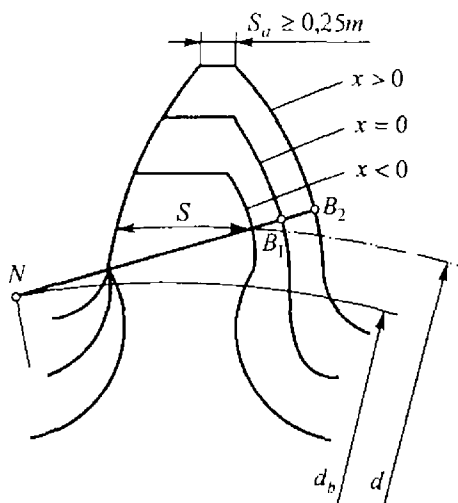


Рис. 11.5. Форма зуба в зависимости от смещения ИК

При отрицательном смещении ($x < 0$) и малом числе зубьев возможно их подрезание, т. е. срезание части эвольвенты вблизи основной окружности (рис. 11.5).

Особенности косозубых и шевронных передач. Боковые поверхности зубьев колес образуются точками прямой, расположен-

ной на плоскости Π_3 , которая катится без скольжения по основному цилиндру диаметром d_b (рис. 11.6, а). В прямозубом колесе линия K_1K_1 параллельна оси цилиндра, в косозубом — K_2K_2 расположена под углом β_b (β_b — основной угол наклона).

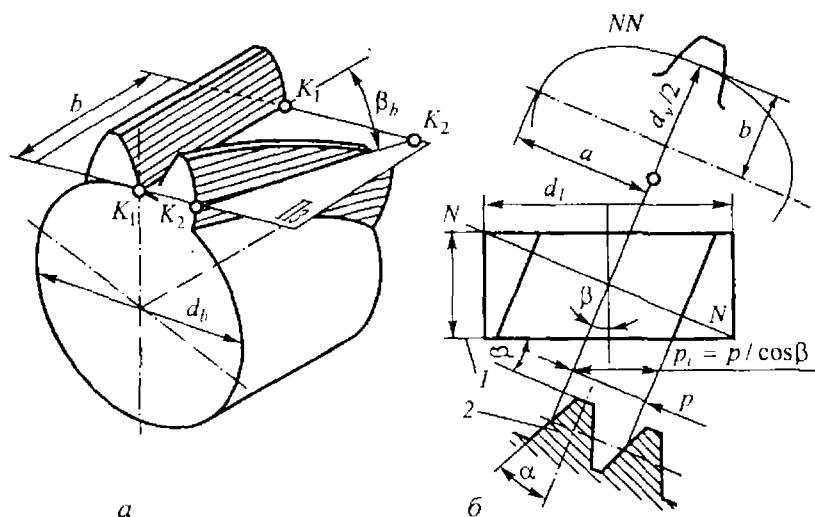


Рис. 11.6. Особенности косозубых и шевронных передач:
1 — торцовая плоскость; 2 — ИПК

Делительный угол β определяется на делительном цилиндре и берется в пределах $8 \dots 20^\circ$ (для шевронных $25 \dots 45^\circ$). Он является исходным при проектировании передачи, а основной угол наклона определяется в зависимости от β и α (см. § 11.5):

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos 20^\circ). \quad (11.5)$$

При нарезании косозубого колеса червячная фреза (ее исходный производящий контур с модулем m) движется вдоль линии наклона зубьев β (рис. 11.6, б). В торцовой плоскости размеры окружного шага, модуля и диаметры делительной и основной окружностей определяются по зависимостям:

$$p_t = p / \cos \beta, \quad m_t = m / \cos \beta, \quad d_t = m_t z = mz / \cos \beta, \quad d_b = d_t \cos \alpha_t.$$

В торцевой плоскости косозубое колесо, как и прямозубое, имеет эвольвентный зубчатый венец, но с другим модулем (нестандартным) и делительным углом

$$\alpha_t = \arctg(\operatorname{tg} 20^\circ / \cos \beta). \quad (11.6)$$

В нормальной плоскости NN профиль зуба косозубого колеса соответствует профилю эквивалентного прямозубого колеса с радиусом, равным радиусу кривизны эллипса по малой оси $d_v/2$ (рис. 11.6, б). Большая полуось эллипса $a = d_t/(2 \cos \beta)$, малая — $b = d_t/2$, радиус кривизны $d_v/2 = a^2/b = d_t/(2 \cos^2 \beta)$. Так как диаметр эквивалентного прямозубого колеса $d_v = mz_v$, то эквивалентное число зубьев

$$z_v = d_v/m = z/\cos^3 \beta, \quad (11.7)$$

где z — число зубьев косозубого колеса.

В нормальном сечении ведут оценку прочности зубьев косозубых колес.

Зубчатая передача, составленная из двух колес, может быть без смещения или со смещением исходного контура.

Передача без смещения составлена из зубчатых колес, нарезанных без смещения исходного контура. При нарезании зубьев без смещения на делительной окружности толщина зуба шестерни равна ширине впадины (или толщине зуба) другого колеса:

$$S_{t1} + S_{t2} = p_t = \pi m_t. \quad (11.8)$$

При сборке зуб колеса z_1 входит во впадину z_2 , при этом делительные окружности коснутся в полюсе Π (см. рис. 11.2). Диаметры начальных окружностей будут равны делительным диаметрам, угол зацепления равен $\alpha_{tw} = \alpha_t$.

Следовательно, при нарезании колес без смещения $x_1 = 0$, $x_2 = 0$, $x_1 + x_2 = 0$; межосевое расстояние

$$a_w = 0,5(d_{t2} \pm d_{t1}) = 0,5m(z_2 \pm z_1)/\cos \beta. \quad (11.9)$$

Знак «—» — для внутреннего зацепления (рис. 11.1, з).

Для прямозубых передач $\beta = 0$.

Передача со смещением $x_2 = -x_1$, $x_2 + x_1 = 0$ (равносмещенная). В целях выравнивания напряжений изгиба зубьев шестерни

и колеса (когда $z_2 > 25$) для шестерни берут $x_1 > 0$, например, $x_1 = 0,3$, у колеса $x_2 = -0,3$. В этом случае толщина S_{t1} увеличится, а S_{t2} — на столько же уменьшится. Межосевое расстояние определяют по формуле (11.9).

Передача со смещением $x_2 \neq 0$; $x_1 \neq 0$; $x_1 + x_2 \neq 0$. Зубчатые колеса обычно выполняют с положительными коэффициентами смещения $x_1 > 0$ и $x_2 > 0$ в целях повышения нагрузочной способности. В этом случае увеличивается толщина зубьев и радиусы кривизны профилей зубьев (см. рис. 11.5).

Межосевое расстояние находится как полусумма диаметров начальных окружностей по зависимости (11.2). Заменяя последовательно начальные диаметры d_{w1} , d_{w2} (см. рис. 11.2) по зависимостям $d_w = d_b / \cos \alpha_{tw} = m_t z \cos \alpha_t / \cos \alpha_{tw}$; $m_t = m / \cos \beta$, получаем

$$a_w = \frac{m(z_2 \pm z_1)}{2 \cos \beta} \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} = \frac{m z_1 (u \pm 1)}{2 \cos \beta} \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}. \quad (11.10)$$

В этом случае в зависимости (11.8) толщину зубьев и шаг нужно брать по начальной окружности $d_{tw} = m_{tw} z$, где m_{tw} — расчетный модуль зацепления по начальной окружности. Подставляя вместо S_{tw1} и S_{tw2} S_y из табл. 11.1 (см. п. 9) и шаг $p_{tw} = \pi m_{tw}$, получим взаимосвязь коэффициентов смещения с углом зацепления (через $\text{inv} \alpha_{tw}$ — угол развернутости эвольвенты):

$$x_2 \pm x_1 = \frac{(z_2 \pm z_1)(\text{inv} \alpha_{tw} - \text{inv} \alpha_t)}{2 \text{tg } 20^\circ}. \quad (11.11)$$

Инволютный угол эвольвенты находится по зависимости

$$\text{inv} \alpha_t = \text{tg } \alpha_t - \alpha_t; \quad \text{inv} \alpha_{tw} = \text{tg } \alpha_{tw} - \alpha_{tw}. \quad (11.12)$$

Для угла $\alpha = 20^\circ = 0,349066$ рад $\text{inv } 20^\circ = 0,014904$ рад. Функция (11.12) табулирована.

Передачу рассчитывают в следующем порядке.

1. Известны x_1 и x_2 (выбор см. ниже). Определяют $\text{inv} \alpha_{tw}$ и α_{tw} из зависимостей (11.11) и (11.12) и межосевое расстояние по (11.10).

Расчет геометрических и кинематических параметров

Наименование параметра		Обозначение	Метод определения
1. Межосевое расстояние, мм		a_w	$a_w = \frac{m(z_2 \pm z_1)}{\cos \beta} \cos \alpha_{fw}$
1.1. Делительный угол профиля в торцовом сечении		α_t	$\alpha_t = \arccos \frac{\lg 20^\circ}{\cos \beta}$
1.2. Угол зацепления		α_{fw}	$\operatorname{inv} \alpha_{fw} = \operatorname{inv} \alpha_t + \frac{2(x_1 + x_2) \lg 20^\circ}{z_1 + z_2}$
2. Основной угол наклона		β_b	$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos 20^\circ)$
3. Делительные диаметры	шестерни	d_1	$d_1 = \frac{m z_1}{\cos \beta}$
	колеса	d_2	$d_2 = \frac{m z_2}{\cos \beta}$
4. Основные диаметры	шестерни	d_{b1}	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha$
	колеса	d_{b2}	$d_{b2} = d_2 \cos \alpha$
5. Диаметры вершин зубьев	шестерни	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2m(1 + x_1)$
	колеса	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x_2)$
6. Коэффициент торцового перекрытия		ϵ_α	$\epsilon_\alpha = \epsilon_{\alpha 1} + \epsilon_{\alpha 2}$
6.1. Составляющие коэффициента торцового перекрытия, определяемые начальными головками зубьев	шестерни	$\epsilon_{\alpha 1}$	$\epsilon_{\alpha 1} = \frac{z_1 (\lg \alpha_{a1} - \lg \alpha_{fw})}{2\pi}$
	колеса	$\epsilon_{\alpha 2}$	$\epsilon_{\alpha 2} = \frac{z_2 (\lg \alpha_{a2} - \lg \alpha_{fw})}{2\pi},$ где $\alpha_{a1(2)} = \arccos \frac{d_{b1(2)}}{d_{a1(2)}}$. Для передач без смещения при $\beta < 20^\circ$ $\epsilon_\alpha \approx [1,88 - 3,2(1/z_1 \pm 1/z_2)] \cos \beta$
7. Коэффициент осевого перекрытия		ϵ_β	$\epsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m}$
7.1. Осевой шаг		p_x	$p_x = \frac{\pi m}{\sin \beta}$
8. Суммарный коэффициент перекрытия		ϵ_v	$\epsilon_v = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$

Наименование параметра		Обозначение	Метод определения
9. Толщина зуба на окружности d_y		S_y	$S_y = d_y \left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2x \operatorname{tg} \alpha}{z} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_y \right)$, $\alpha_y = \arccos(d_s/d_y)$; $\operatorname{inv} \alpha_y = \operatorname{tg} \alpha_y - \alpha_y$
10. Эквивалентные числа зубьев	шестерни	z_{v1}	$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta$
	колеса	z_{v2}	$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta$
11. Окружные скорости, м/с		v	$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$

2. Известно a_w . Определяют $\cos \alpha_{nv}$ из зависимости (11.10) и $x_2 \pm x_1$ по формуле (11.11). Суммарное смещение распределяют между x_1 и x_2 (см. § 11.3).

11.3. Параметры передач. Конструкция зубчатых колес

Межосевое расстояние. Определяется по зависимости (11.10). Косозубые передачи выполняют в большинстве случаев без смещения, т. е. $\alpha_{nv} = \alpha_f$, так как межосевое расстояние можно изменять за счет угла наклона зубьев. В целях уменьшения номенклатуры корпусов стандартных редукторов межосевые расстояния стандартизованы (40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200...2500 мм).

Передаточное число — это отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни $u = z_2/z_1$. В понижающей передаче оно численно равно передаточному отношению (отношению угловых скоростей ведущего и ведомого колес ω_1/ω_2 по абсолютному значению). Значения $u \geq 1$. Максимальные значения 5...8, в кинематических передачах — до 15 в целях уменьшения количества ступеней. Для колес с высокой твердостью $H > 350 \text{ HB}$ $u = 4...5$, так как при больших значениях u диаметр шестерни по зависимости (11.2) получится существенно меньше диаметра вала.

Числа зубьев шестерни. Предпочтительно выбирать большими из возможных для уменьшения стоимости зубонарезания, потерь на трение (см. § 11.14) и увеличения коэффициента перекрытия. Однако для колес с высокой твердостью по условию

прочности получают малые межосевые расстояния и большие модули. Поэтому числа зубьев необходимо уменьшать, что видно из зависимости (11.10). Рекомендуют $z_1 = 20 \dots 24$ при $H \leq 300 \text{ HB}$, $z_1 = 17 \dots 20$ при $35 \leq \text{HRC}_3 \leq 52$, $z_1 = 11 \dots 17$ при $\text{HRC}_3 > 52$, $z_2 = z_1 u$.

Минимальное число зубьев при отсутствии подрезания

$$z \geq 2(h_a^* - x) \cos \beta / (\sin \alpha)^2. \quad (11.13)$$

Для прямозубых колес без смещения при $\alpha = 20^\circ$ $z_{\min} = 17$, косозубых $z_{\min} \approx 17 / \cos^3 \beta$. Для колес со смещением $z_{\min} = 10 \dots 12$.

Зависимость (11.13) получена из условия $PN \geq PB$, где PN — часть линии зацепления при нарезании; $PN = mz \sin \alpha / (2 \cos \beta)$; $PB = m(h_a^* - x) / \sin \alpha$ (см. рис. 11.4, б).

Модуль. В зубчатых передачах при твердости $H \leq 350 \text{ HB}$ $m = (0,01 \dots 0,02) a_w$, при твердости $H \geq 45 \text{ HRC}_3$ $m = (0,016 \dots 0,0315) a_w$. Модуль в нормальном сечении выбирают стандартным (см. исходный контур).

Угол наклона зубьев косозубых колес. Выбирают по условию, при котором осевой коэффициент перекрытия $\varepsilon_\beta = b_w / p_x = (b_w \sin \beta) / \pi m$ более 1,0 (обычно 1,1...1,2), в большинстве конструкций $\beta = 8 \dots 20^\circ$. В мощных редукторах применяют шевронные колеса, не передающие на подшипники осевые нагрузки. У шевронных колес $\beta = 25 \dots 45^\circ$.

Косозубые колеса применяют для ответственных передач при средних и высоких окружных скоростях колес.

В косозубых передачах стандартных редукторов для шестерни принимают направление зуба левое, для колес — правое. Прямозубые колеса применяют преимущественно при невысоких и средних окружных скоростях в планетарных передачах, в открытых передачах, а также при необходимости осевого перемещения колес для переключения скорости (коробки передач).

Ширину зубчатых колес b выбирают в соответствии с практикой по коэффициенту ширины зубчатого венца.

Коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_{ba} = b_w/a_w$ из улучшенных сталей с $H < 350\text{HB}$ рекомендуют принимать равным 0,315...0,5, для колес с $H > 350\text{HB}$ — $\psi_{ba} = 0,2...0,315$. Стандартные значения ψ_{ba} для редукторов: 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,009; 1,259. Значения 0,630...1,25 — для шевронных передач.

Ширину шестерни в долях диаметра $\psi_{bd} = b_w/d_1$ определяют через ψ_{ba} по формуле

$$\psi_{bd} = \psi_{ba} a_w / d_1 = 0,5 \psi_{ba} (u \pm 1),$$

где d_1 находят по зависимости (11.2).

Передвижные прямозубые шестерни коробок скоростей изготавливают узкими с коэффициентами $\psi_m = b/m = 6...10$.

Коэффициент торцового перекрытия ϵ_α . Равен отношению угла поворота зубчатого колеса от входа в зацепление торцового профиля его зуба до выхода из зацепления к угловому шагу $2\pi/z$. Для прямозубых передач минимальное значение $\epsilon_{\alpha\text{min}} = 1,2$.

Численно ϵ_α равен отношению активного участка линии зацепления B_1B_2 (рис. 11.7) к шагу по основной окружности p_b

$$\epsilon_\alpha = B_1B_2 / p_b = [(N_1B_2 - \Pi N_1) + (N_2B_1 - \Pi N_2)] / p_b.$$

Отрезки линии зацепления вычисляются геометрически из решения треугольников. Отрезок линии $B'B''$ — зона однопарного зацепления. Вся нагрузка передается одной парой зубьев, а в зонах B_1B' и $B''B_2$ — распределяется между двумя парами зубьев. Зависимость для определения ϵ_α см. в табл. 11.1.

Для передач без смещения можно пользоваться приближенной формулой

$$\epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 \pm 1/z_2)] \cos \beta. \quad (11.14)$$

Для косозубых передач суммарный коэффициент торцового и осевого перекрытий определяется по зависимостям, приведенным в табл. 11.1.

Интерференция зубьев. Это явление, при котором часть пространства на линии зацепления оказывается одновременно занятой двумя взаимодействующими зубьями. В передачах с большими

коэффициентами смещения она возникает при контакте кромки вершины зуба одного колеса с переходной кривой у ножки зуба другого, т. е. когда точка контакта B_2 ниже точки L сопряжения эвольвентного участка с переходной кривой зуба (рис. 11.7, б).

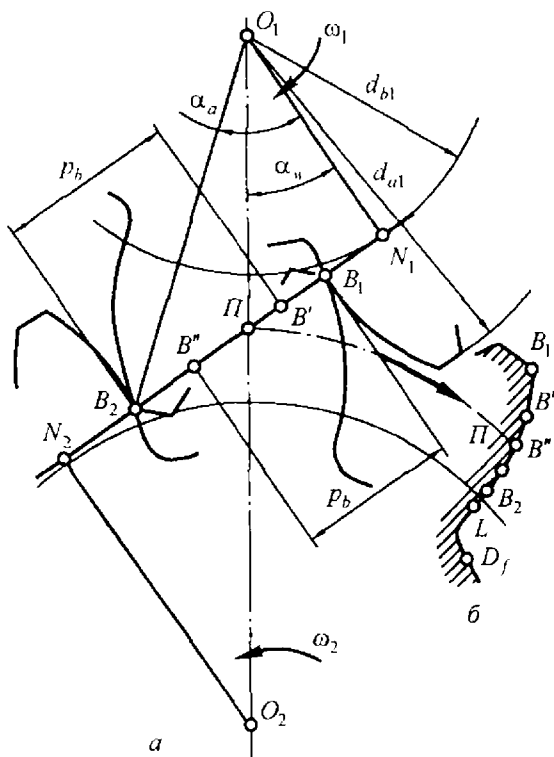


Рис. 11.7. Фазы сцепления зубьев:

a — B_1B_2 — точки входа зубьев в зацепление и выхода (ограничены окружностями вершин зубьев колес); $B'B''$ — зона однопарного зацепления; $б$ — перенос точек линии зацепления на профиль зуба

Коэффициенты смещений. Удобно выбирать по блокирующему контуру (рис. 11.8), построенному в координатах коэффициентов смещения x_1 , x_2 для пары колес z_1 , z_2 . Линии контура ограничивают зону допустимых значений коэффициен-

тов смещений по подрезанию зубьев $x_{1\min}$, $x_{2\min}$, коэффициенту перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1,2$, заострению зубьев $S_a = 0,25m$, интерференции зубьев во впадине z_1 и z_2 .

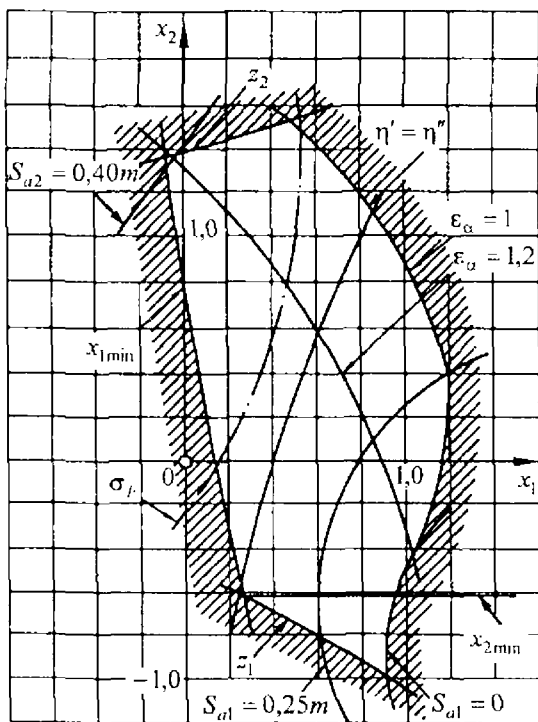


Рис. 11.8. Блокирующий контур для $z_1 = 14$, $z_2 = 28$

На блокирующем контуре наносят и другие линии, например, равнопрочности зубьев колес по изгибу σ_f , одинаковой удельной скорости скольжения $\eta' = \eta''$.

Для повышения нагрузочной способности передачи с высокой твердостью материала колес выбирают наибольшие положительные значения x_1 , x_2 . Но при этом уменьшается коэффициент перекрытия. Минимальный коэффициент перекрытия — линия

$\varepsilon_\alpha = 1$, максимальный — эквидистанта линии $\varepsilon_\alpha = 1$ по направлению к началу координат.

Рекомендации по выбору коэффициентов смещения даны в приложении к ГОСТ 16532-70. Например, для прямозубых передач при $z_1 \geq 21$, $x_1 = x_2 = 0$. Если $14 \leq z_1 \leq 20$, то $x_1 = 0,3$; $x_2 = -0,3$. Если $10 \leq z_1 < 14$, то $x_1 = 0,5$; $x_2 = -0,5$.

Косозубые передачи в большинстве случаев выполняют без смещения, если $z_1 \geq z_{\min} = 17/(\cos \beta)^4$.

Конструкция зубчатых колес показана на рис. 11.9.

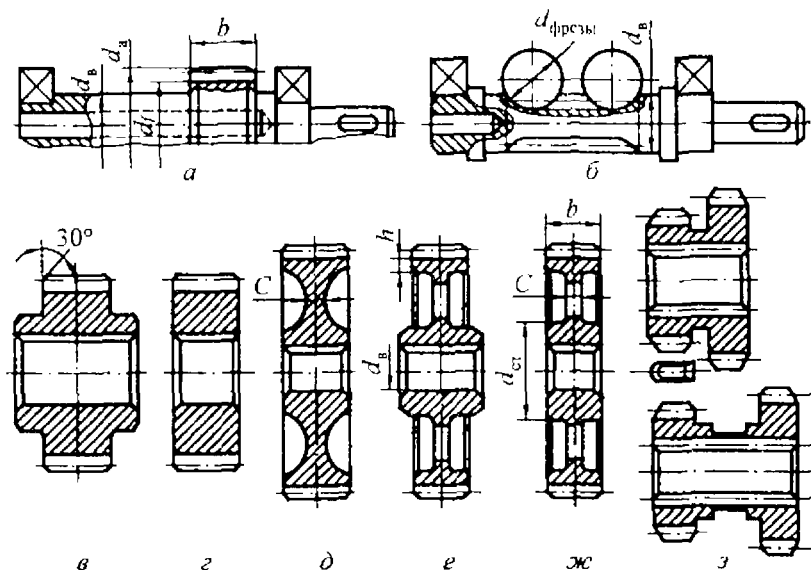


Рис. 11.9. Конструкция зубчатых колес

Шестерни с диаметром впадин d_f , близким к требуемому диаметру вала d_b , изготавливают заодно с валом (рис. 11.9, а, б).

Шестерни и колеса небольшого диаметра ($d_a \leq 200$ мм) выполняют преимущественно в виде дисков со ступицами или без ступиц (рис. 11.9, в, г). В коробках передач применяют блоки шестерен (рис. 11.9, з). Зубчатые колеса и блоки шестерен в зависимости от серийности производства изготавливают штамповкой,

ковкой или точением из прутка. Коэффициент использования металла при точении таких шестерен из прутка равен в среднем $1/3$, при штамповке в закрытых штампах он в 2 раза выше.

Колеса средних диаметров с $d_a \leq 600$ мм выполняют преимущественно коваными (в подкладных или закрытых штампах) облегченной конструкции (рис. 11.9, ∂ , e , $ж$).

Толщину обода h улучшенных колес выбирают равной $(2...3)m_f$, толщину дисков $C — (0,2...0,3)b$, диаметры ступиц — $d_{ст} = (1,6...1,9)d_v$ (где b — ширина колеса, d_v — диаметр вала). Технологичная конструкция штампованного колеса показана на рис. 11.9, ∂ (изготавливается в закрытых штампах, диск C механически не обрабатывается).

Колеса цельнолитые менее трудоемки, но уступают по нагрузочной способности колесам кованым. Их применяют при больших диаметрах и нежестких требованиях к габаритным размерам. Иногда используют колеса, у которых зубчатый венец соединяют с диском и ступицей болтами.

11.4. Точность зубчатых передач

Погрешности изготовления зубчатых колес приводят к повышению динамических нагрузок, вибрации, шуму передач. Нарушается мгновенное передаточное отношение и согласованность вращения ведущего ω_1 и ведомого ω_2 валов.

Основными погрешностями изготовления и монтажа зубчатых колес являются погрешности окружного шага, формы профиля и направления зубьев.

Точность зубчатых колес регламентируется ГОСТами. Предусмотрены 12 степеней точности в порядке ее убывания от 1 до 12. Наиболее распространенные в машиностроении степени точности в быстроходных передачах ($v > 10$ м/с) 5, 6, 7, тихоходных — 8, 9.

Нормы точности цилиндрических зубчатых передач регламентируются ГОСТ 1643–81. Различают следующие основные показатели точности.

1. Кинематическая точность (КТ). Характеризуется полной погрешностью углов поворота сцепляющихся колес за один оборот.

Она важна для делительных цепей, для передач систем управления и быстроходных силовых передач из-за опасности резонансных колебаний и шума. КТ связана с накопленной ошибкой шага и биением.

2. Плавность работы передач. Характеризуется многократно повторяющимися ошибками углов поворота валов за один оборот колеса; существенно влияет на высокочастотную составляющую динамической нагрузки быстроходных передач; определяется ошибками шага, профиля зубьев и переменной жесткостью зацепления и опор валов.

3. Пятно контакта зубьев. Определяет концентрацию нагрузки на зубьях; существенно влияет на работоспособность силовых передач.

4. Боковой зазор между нерабочими поверхностями зубьев. Обусловлен видом сопряжения; он предотвращает заклинивания (в частности, при разогреве) и обеспечивает свободное вращение колес; влияет на работоспособность передач при крутильных колебаниях и особенно реверсируемых передач.

5. Шероховатость рабочих поверхностей зубьев. Она влияет на износостойкость передач.

6. Виды сопряжений. Для всех степеней точности установлены для $m \geq 1$ — H, E, D, C, B, A, для мелкомодульных $m < 1$ — H, G, F, E, D (рис. 11.10).

Боковой зазор между нерабочими боковыми поверхностями зубьев в зацеплении образуется дополнительным смещением ИПК в тело зуба при нарезании. Глубина врезания контролируется измерительным размером толщины зуба по хорде, длиной общей нормали или размером по роликам (шарикам), вложенным во впадины между зубьями. Допуск на измерительный размер зависит от вида сопряжения.

Сопряжения H, G с малым боковым зазором используются в

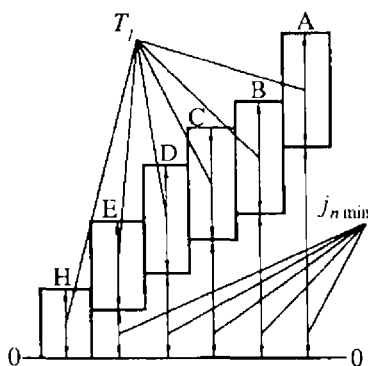


Рис. 11.10. Виды сопряжений: $J_{n \min}$ — гарантированные боковые зазоры в зацеплении; T_j — допуск

передачах систем управления, точных приборах. Для избежания заклинивания в конструкции предусматривают регулирование межосевого расстояния при сборке или гибкие ободья зубчатых колес (волновые зубчатые передачи).

В общем машиностроении рекомендуют вид сопряжения В. На чертежах при $m \geq 1$ обозначают 7-7-6-В (7 — кинематическая точность, 7 — плавность работы, 6 — пятно контакта, В — вид сопряжения) или 7-В — когда совпадают все показатели точности.

Динамические нагрузки зависят от степени точности передачи и возрастают с ростом окружной скорости. Ориентировочные допустимые окружные скорости передач в зависимости от степени точности приведены в табл. 11.2.

Таблица 11.2

Ориентировочные допустимые окружные скорости
передач в зависимости от степени точности

Степень точности	Окружная скорость, м/с	
	прямозубые	косозубые
6	20	30
7	12	20
8	6	10
9	3	5

11.5. Силы в зацеплении цилиндрических передач

Знание этих сил необходимо для расчета на прочность зубьев колес, валов и их опор. Силы определяют в статике без учета динамики, ошибок изготовления и деформаций деталей. Эти явления учитываются соответствующими коэффициентами при определении расчетной нагрузки. Силы в зацеплении определяют в полюсе P в зоне однопарного зацепления (см. рис. 11.7). Здесь вся нагрузка передается одной парой зубьев.

Распределенную нагрузку по линии контакта K_2K_2 заменим результирующим вектором F_n в нормальной плоскости к линии контакта (рис. 11.11, б). Результирующий вектор расположен в плоскости Pz (см. рис. 11.6, а) по нормали к линии K_2K_2 . Он

раскладывается по осям координат в окружном F_t , в радиальном F_r и в осевом F_a направлениях (рис. 11.11, а, в).

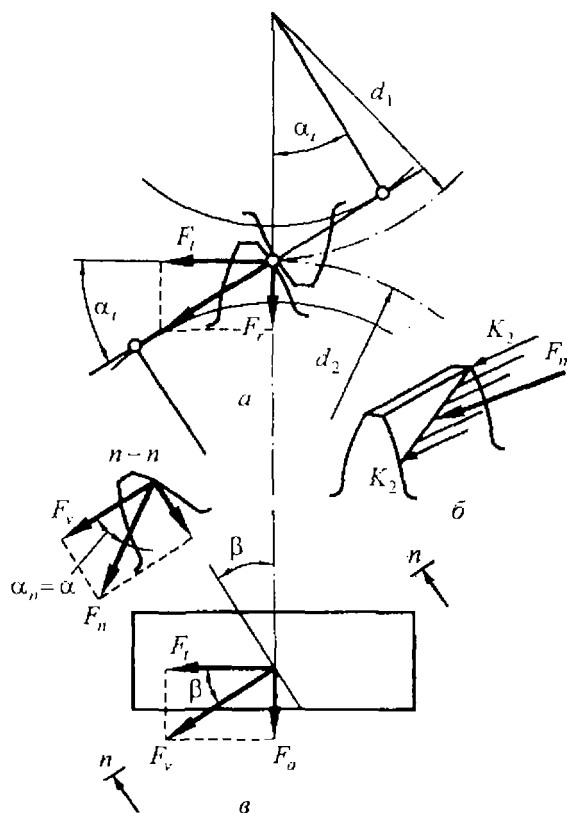


Рис. 11.11. Силы, действующие в зацеплении цилиндрической зубчатой передачи без смещения ($x_1 = x_2 = 0$) или равносмещенной ($x_2 = -x_1$; $x_1 + x_2 = 0$)

1. Передача без смещения ($x_1 = 0$; $x_2 = 0$) или равносмещенная ($x_2 = -x_1$; $x_1 + x_2 = 0$).

Известны вращающие моменты на валах T_1 , T_2 , Н·м.

Окружную силу определяют через вращающий момент

$$F_t = 2T_1 \cdot 10^3 / d_1 = 2T_2 \cdot 10^3 / d_2, \quad (11.15)$$

где $d_{1,2} = mz_{1,2}/\cos\beta$, мм — диаметры делительных окружностей. Для *прямозубой* передачи $\beta = 0$.

Радиальную F_r , осевую F_a , результирующую F_n силы находят через окружную F_t (рис. 11.11, а, в):

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_t; \quad F_a = F_t \operatorname{tg} \beta; \quad (11.16)$$

$$F_n = F_v / \cos \alpha_n = F_t / (\cos \alpha \cos \beta), \quad (11.17)$$

где α_t — угол зацепления в торцевой плоскости, определяется по зависимости (11.6), угол профиля в нормальном сечении $\alpha_n = \alpha = 20^\circ$, так как при нарезании зубьев профиль инструмента повернут на угол β на делительном цилиндре (см. рис. 11.6, б). Для *прямозубой* передачи $\beta = 0$, осевая сила $F_a = 0$, $\alpha_t = \alpha = 20^\circ$.

Для *шевронной* передачи осевые силы уравновешиваются (рис. 11.12, б).

2. Передача со смещением исходного контура ($x_1 \neq 0$; $x_2 \neq 0$; $x_1 + x_2 \neq 0$). На рис. 11.12, а показаны силы в зацеплении передачи.

Окружную силу F_t находят по зависимости (11.15), где $d_{1,2} = d_{w1,2}$ — диаметры начальных окружностей, определяются по зависимости (11.2).

Радиальную F_r и осевую F_a силы определяют по формулам

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{nw}; \quad F_a = F_t \operatorname{tg} \beta_w \approx F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (11.18)$$

Результирующую силу F_n находим через силу F в торцевой плоскости (рис. 11.12, а), не используя угол α_{nw} :

$$F_n = F / \cos \beta_b = F_t / (\cos \alpha_{nw} \cos \beta_b), \quad (11.19)$$

где α_{nw} — угол зацепления в торцевой плоскости (для *прямозубой* α_w) находят из зависимостей (11.10) или (11.11) через $\operatorname{inv} \alpha_{nw}$; β_b — угол наклона зуба на основной окружности находят по зависимости (11.5); β_w — угол наклона линии зуба на начальном цилиндре. С достаточной точностью для определения сил можно принять $\beta_w \approx \beta$ на делительном цилиндре, так как

$$\operatorname{tg} \beta_w = (d_{nw}/d_t) \operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_t / \cos \alpha_{nw}.$$

Например, для зубчатой передачи $z_1 = 20$, $z_2 = 100$, $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 30^\circ$, $x_1 = x_2 = 1$, получим $\alpha_t = 22,8^\circ$; $\alpha_{nw} = 26,145^\circ$; $\beta_w = 30,66^\circ$; $\beta_b = 28,02^\circ$; $\alpha_{nw} = 22,89^\circ$, т. е. $\beta = 30^\circ$, а $\beta_w(30,66^\circ) \approx \beta(30^\circ)$, $\alpha_{nw}(22,89^\circ) \approx \alpha_t(22,8^\circ)$. Для $\beta = 20^\circ$, $\beta_w(20,53^\circ)$, $\alpha_{nw}(23,38^\circ) \approx \alpha_t(22,8^\circ)$.

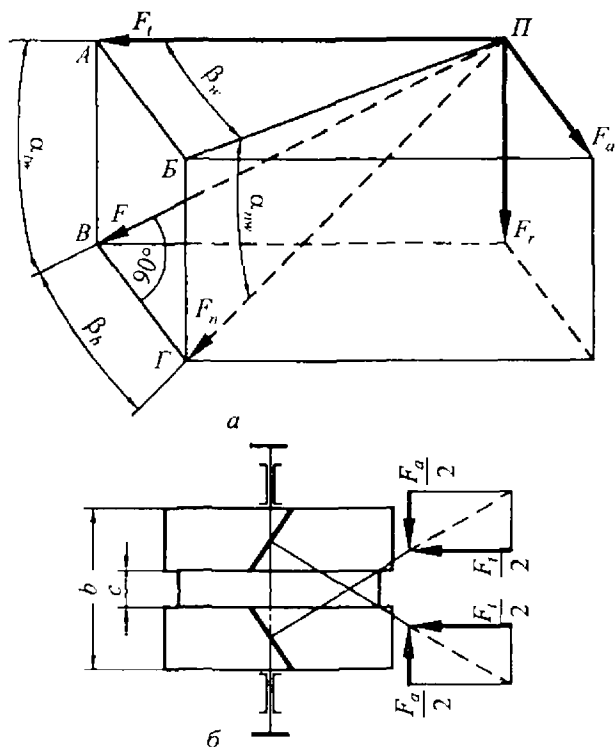


Рис. 11.12. Силы, действующие в зацеплении цилиндрической зубчатой передачи со смещением ($x_1 + x_2 \neq 0$; $x_1 \neq 0$; $x_2 \neq 0$)

Зависимости между различными углами (рис. 11.12, а) можно найти, рассматривая прямоугольные треугольнички, например,

$$\sin \alpha_{nw} = BG/ПГ = (AB/ПВ) \cos \beta_b = \sin \alpha_{nw} \cos \beta_b,$$

$$\sin \beta_b = BG/ПГ = (AB/ПВ) \cos \alpha_{nw} = \sin \beta_w \cos \alpha_{nw} = \sin \beta \cos \alpha.$$

Осевые силы F_a по зависимостям (11.16); (11.18) определяются приближенно через угол β (угол линии зуба — угол между линиями пересечения делительного цилиндра с боковой поверхностью зуба и осью колеса). В действительности сила F_n распределена по контактной линии, расположенной под углом β_b к оси колеса (линия K_2K_2 , см. рис. 11.6, а). Ошибка соответствует отличию $\operatorname{tg} \beta_b$ и $\operatorname{tg} \beta$ и считается допустимой для определения сил (максимальная ошибка составляет примерно 8 % в сторону увеличения). Сила F_n теоретически определяется точно (используется при расчете зубьев на контактную прочность).

11.6. Материалы. Термическая и химико-термическая обработка

При выборе материалов для зубчатых колес необходимо обеспечить прочность зубьев на изгиб, стойкость поверхностных слоев зубьев и сопротивление заеданию. Основными материалами являются термически обрабатываемые стали (табл. 11.3). Допускаемые контактные напряжения в зубьях пропорциональны твердости материалов. Это указывает на целесообразность широкого применения для зубчатых колес сталей, *закаливаемых до значительной твердости*.

Твердость H материала измеряют по Бринеллю (по отпечатку вдавливаемого шарика), когда $H \leq 350 \text{ HB}$, или по Роквеллу HRC_3 (вдавливанием алмазного конуса), когда $H \geq 350 \text{ HB}$ ($H = 37 \text{ HRC}_3$, Приблизленно $\text{HB} \approx 10 \text{ HRC}_3$).

При твердости $H \leq 350 \text{ HB}$ шестерню выполняют с большей твердостью, чем колесо, $H_1 = H_2 + 10 \dots 15$ единиц. Термическую обработку заготовки (нормализацию, улучшение) выполняют до нарезания зубьев. Такие передачи хорошо прирабатываются ($H_2 < H_1$).

При твердости $H > 350 \text{ HB}$ химико-термическую обработку ведут после зубонарезания. При этом зубья коробятся и требуются отделочные операции: шлифование, притирка с абразивными пастами. Шлифование — наилучший способ исправления профи-

лей зубьев, но требует наличия специальных зубошлифовальных станков.

Таблица 11.3

Некоторые стали, применяемые для зубчатых колес

Марка стали	Размеры, мм		HB (сердцевина)	HRC, HRC ⁺ (поверхности)	$\sigma_{\text{в}}$, МПа	$\sigma_{\text{т}}$, МПа	Термическая обработка
	D*	S*					
35	любой	любая	163–192	—	550	270	Нормализация
45	любой	любая	179–207	—	600	320	»
45	125	80	235–262	—	780	540	Улучшение
45	80	50	269–302	—	890	650	»
40X	200	125	235–262	—	790	640	»
40X	125	80	269–302	—	900	750	»
40X	125	80	269–302	45–50	900	750	Улучшение+ закалка ТВЧ
35XM	315	200	235–262	—	800	670	Улучшение
35XM	200	125	269–302	—	920	790	»
35XM	200	125	269–302	48–53	920	790	Улучшение+ закалка ТВЧ
40XH	315	200	235–262	—	800	630	Улучшение
40XH	200	125	269–302	—	920	750	»
40XH	200	125	269–302	48–53	920	750	Улучшение+ закалка ТВЧ
20XHM	200	125	300–400	56–63	1000	800	Улучшение+ цементация+ закалка
18XГГ	200	125	300–400	56–63	1000	800	»
12XНЗА	200	125	300–400	56–63	1000	800	»
25XГМ	200	125	300–400	56–63	1000	800	»
40XIIМА	125	80	269–302	50–56	980	780	Улучшение+ азотирование
35Л	любой	любая	163–207	—	550	270	Нормализация
45Л	315	200	207–235	—	680	440	Улучшение

* D, S — диаметр шестерни и толщина стенок колеса.

В массовом и крупносерийном производстве применяют исключительно зубчатые колеса высокой твердости, которые подвергают отделочным операциям после термической обработки.

Основным видом термической обработки ранее являлась объемная закалка. Однако она не сохраняет вязкую сердцевину при высокой твердости поверхности. Поэтому в настоящее время объемная закалка уступила место *поверхностному термическому и химико-термическому методам упрочнений*. Такой обработкой можно достигнуть высокой твердости поверхностных слоев материала при сохранении вязкой сердцевины (рис. 11.13).

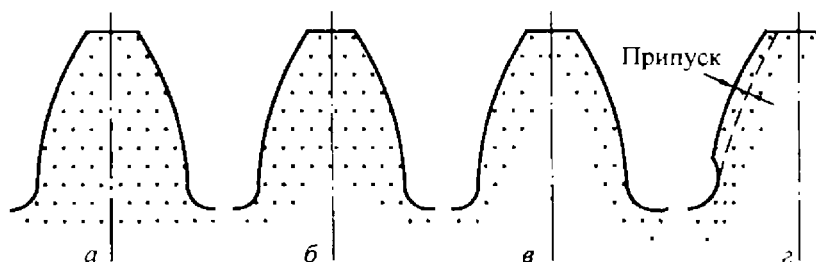


Рис. 11.13. Разновидности поверхностного упрочнения зубьев (точками показана глубина упрочнения)

Для зубчатых колес применяют следующие основные виды поверхностного термического и химико-термического упрочнений: *поверхностная закалка, цементация и нитроцементация с закалкой, азотирование*.

Поверхностная закалка. В основном применяют с нагревом токами высокой частоты (ТВЧ). В связи с тем, что нагреваются поверхностные слои в течение 20...50 с, деформации при закалке невелики и можно обойтись без последующего шлифования зубьев (однако это понижает точность на одну-полторы степени). Материалы колес — стали 40Х, 40ХН, 35ХМ, содержащие хрома $X < 1\%$, никеля $N \leq 1\%$, молибдена $M \leq 1\%$. Первые цифры марки стали указывают на содержание в ней углерода (0,4, 0,35 %). Обычно твердость на поверхности 50...55 HRC₂.

Для закалки ТВЧ требуется специальный машинный или ламповый генератор. Закалка с нагревом ТВЧ может также применяться для шестерен, работающих с улучшенными колесами $H < 350\text{HB}$, для обеспечения равнопрочности и хорошей прирабатываемости.

Поверхностная закалка зубьев без охвата переходной поверхности (с обрывом твердого слоя у впадины зубьев) повышает износостойкость и сопротивление выкрашиванию, но снижает прочность при изгибе, так как создает концентратор напряжений у корня зуба. Для колес с модулем $m < 6$ мм закаленный слой должен распространяться на часть тела под зубом и впадиной (рис. 11.13, а, б). Желательно, чтобы закаленный слой повторял очертание впадин (рис. 11.13, в). Это возможно при индукционном электронагреве токами двух частот.

Цементация. Это поверхностное насыщение углеродом сталей с содержанием углерода менее 0,3 % с последующей закалкой обеспечивает большую твердость и несущую способность поверхностных слоев зубьев ($H = 56...63 HRC_3$) и весьма высокую прочность на изгиб, если цементированный слой не снимается последующим шлифованием впадины (рис. 11.13, г).

Целесообразно применять газовую цементацию. Широко применяют хромистую сталь 20Х, а для ответственных зубчатых колес, работающих с ударными нагрузками, хромоникелевые стали 12ХН3А, 20ХНМ, 18Х2Н4МА, 20Х2Н4А и безникелевые стали 18ХГТ, 25ХГТ и 15ХФ (Г — марганец, Т — титан, Ф — ванадий, цифра после буквы — % содержания легирующего элемента, буква А в конце обозначает высококачественную сталь).

Цементация и закалка зубьев после шевингования повышают прочность зубьев на изгиб до трех раз. Однако прижоги при шлифовании могут снизить этот эффект в 1,3...2 раза.

Толщина цементированного слоя примерно 0,3 модуля. Процесс цементации на глубину 1 мм занимает около 3 ч.

Азотирование. Это насыщение азотом, обеспечивающее особо высокую твердость $H = (700...950)HV$ по Виккерсу или $(58...65) HRC_3$ и износостойкость поверхностных слоев. Азотируют готовые детали без последующей закалки. Для азотируемых колес применяют молибденовую сталь 38Х2МЮА (Ю — алюминий), безалюминиевые стали типа 40ХФА, 40ХНА, 40Х. Азотирование — длительный процесс, требующий до 20...60 ч при толщине слоя 0,25...0,6 мм. Возможно ускорение процесса путем применения ионного азотирования и азотирования в тлеющем

разряде. Зубья после азотирования в связи с минимальным корблением не шлифуют, поэтому его применяют для колес с внутренними зубьями и других, шлифование которых трудно осуществимо. Недостатками азотированных колес являются малая толщина упрочненного слоя, равная 0,2...0,5 мм, не позволяющая применять их: при ударных нагрузках из-за опасности растрескивания упрочненного слоя; при работе с интенсивным изнашиванием (при загрязненной смазке, попадании абразива).

Нитроцементация. Это насыщение поверхностных слоев углеродом и азотом в газовой среде с последующей закалкой — обеспечивает им высокую прочность, износостойкость и сопротивление заеданию. Нитроцементация обладает достаточно высокой скоростью протекания процесса — порядка 0,1 мм/ч и выше. В связи с малыми толщиной слоя и деформациями позволяет во многих случаях обойтись без последующего шлифования.

Лазерная закалка. Обеспечивает высокую твердость до 64 HRC₃, не требует легированных сталей, не вызывает коробления. Но процесс этот пока медленный и используется для местного упрочнения в виде тонкой полосы вдоль зуба, где ожидается выкрашивание или заедание зубьев.

Улучшаемые стали. Применяют для зубчатых колес, преимущественно изготавливаемых в условиях мелкосерийного и единичного производства при отсутствии жестких требований к габаритным размерам. Чистовое нарезание зубьев улучшаемых колес производят после термической обработки, что принципиально облегчает их изготовление, в частности, исключает необходимость шлифования и позволяет обеспечить высокую точность.

Применяют качественные углеродистые стали 40, 45, 50Г и легированные 35ХГС, 40Х и др.

Стали в нормализованном состоянии. Для обоих сопряженных зубчатых колес применяют только во вспомогательных механизмах, например, в механизмах с ручным приводом. Основные материалы — среднеуглеродистые стали 40, 45, 50. Для повышения стойкости против заедания шестерни и колеса следует изготавливать из разных материалов.

Стальное литье. Применяют для колес больших диаметров. Основные материалы — литейные среднеуглеродистые стали

35Л...50Л, а также литейные марганцовистые и низколегированные стали 40ХЛ, 30ХГСЛ, 50Г2 и др. Литые колеса подвергают преимущественно нормализации.

Чугуны. Используют для тихоходных, в основном крупногабаритных и открытых передач. Кроме того, из чугуна изготавливают сменные колеса (поочередно работающие). Чугуны относительно хорошо сопротивляются заеданию, поэтому они могут работать при скудной смазке, например в открытых передачах. Прочность обычных серых чугунов на изгиб, особенно при ударных нагрузках, значительно меньше, чем сталей. Поэтому габаритные размеры и особенно модули у чугунных колес значительно больше, чем у стальных, а ширина колес меньше ($b = 0,2a_w$). Применяют чугуны СЧ20...СЧ35, а также высокопрочные магниевые чугуны с шаровидным графитом. Колеса из высокопрочных чугунов должны работать с твердыми шестернями.

Пластмассовые зубчатые колеса. В паре с металлическими применяют в слабонагруженных передачах для обеспечения бесшумности, или самосмазываемости, или химической стойкости. Типичные примеры — приводы распределительного вала автомобильных двигателей, веретен текстильных машин и приборов.

Пластмассы в нагруженных зубчатых передачах не применяют, так как прочные пластмассы на основе стеклянных волокон содержат абразивы и неблагоприятны для работы в условиях скольжения. Пластмассовые колеса должны работать в паре со стальными или чугунными колесами достаточной твердости в связи с низкой теплопроводностью пластмасс.

К числу давно применяемых для зубчатых колес пластмасс относятся текстолит (рекомендуемые марки ПТ и ПТК) и древесно-слоистые пластики (рекомендуется ДСП-Г со звездообразным расположением слоев шпона, повернутых на 25–30°). Наиболее перспективными следует считать капролон, полиформальдегид и фенилон.

11.7. Виды разрушения зубьев. Критерии работоспособности и расчета зубчатых передач

При передаче вращающего момента на контактной линии K возникают упругие деформации профилей зубьев, вызывающие

контактные напряжения σ_H . У основания зуба от силы F_n возникают напряжения изгиба σ_F (рис. 11.14, а). Эти напряжения изменяются во времени по прерывистому отнулевому циклу (рис. 11.14, б). За время одного оборота колеса t_1 зуб находится под нагрузкой в течение времени t_2 . Для передач средней быстроты время $t_1 < 0,1$ с, $t_2 < 0,002$ с сопоставимо со временем процесса удара. Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка, выкрашивание поверхности, износ, заедание.

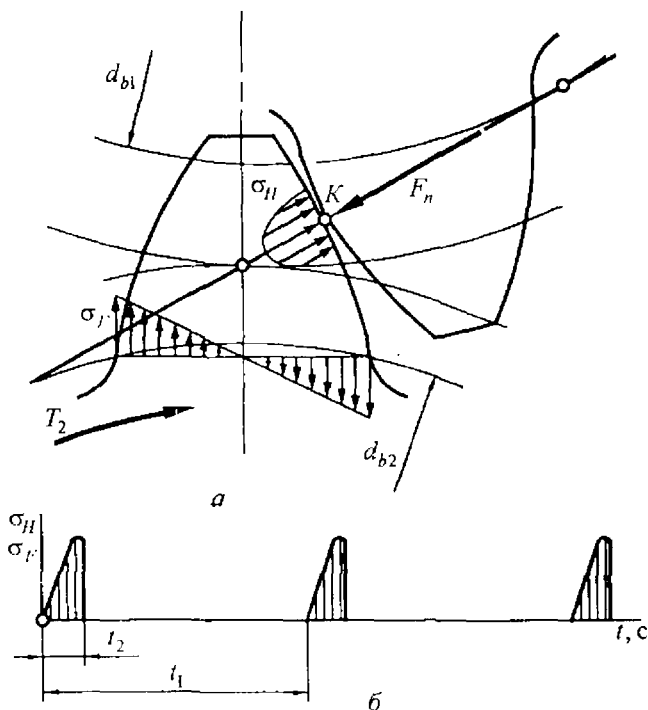


Рис. 11.14. Напряжения, возникающие в зубьях, и характер их нагружения

Поломка зубьев. Наиболее опасный вид разрушения, приводящий к выходу из строя передачи и часто к повреждению других деталей (валов, подшипников).

Поломка зубьев может вызываться большими перегрузками ударного или статического действия или усталостью материала от многократно повторяющихся нагрузок.

Поломки от перегрузок часто бывают связаны: а) с концентрацией нагрузки по длине зубьев из-за погрешностей изготовления или больших упругих деформаций валов; б) с износом зубьев, приводящим к их ослаблению и к росту динамических нагрузок; в) с вводом в зацепление на ходу передвигжных шестерен.

Трещины обычно появляются у основания зубьев на стороне растянутых волокон.

При усталостном разрушении излом имеет вогнутую форму на теле колеса, при разрушении от перегрузки — выпуклую. Зубья шевронных и широких косозубых колес обычно выламываются по косому сечению (от основания к вершине противоположного торца).

Для предотвращения поломок зубья рассчитывают на изгиб.

Усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев (рис. 11.15, а). Наиболее распространенный вид повреждений зубьев для большинства закрытых хорошо смазываемых и защищенных от загрязнений зубчатых колес.

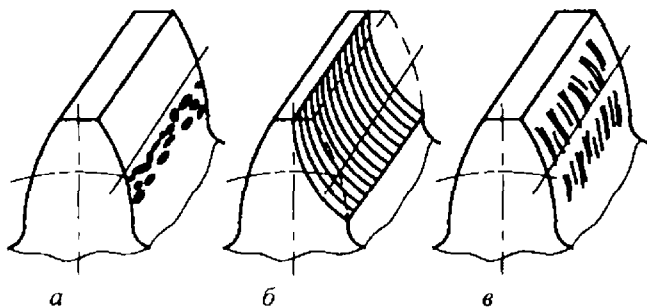


Рис. 11.15. Виды разрушения зубьев

Выкрашивание заключается в появлении на рабочих поверхностях небольших углублений, напоминающих оспинки, которые потом растут и превращаются в раковины. Оно пачинается на ножках зубьев вблизи полюсной линии (в зоне однопарного зацепления, см. рис. 11.7, б), затем распространяется на всю по-

верхность ножек. Со временем ямки выкрашивания сливаются, начинается прогрессивное выкрашивание, увеличивается вибро-активность, кинематическая погрешность. Выкрашивание имеет усталостный характер [17], так как в процессе зацепления зубьев контактные напряжения в каждой точке рабочей поверхности зубьев изменяются по отнулевому циклу (см. рис. 11.14, б).

Усталостные трещины обычно зарождаются у поверхности, где возникает концентрация напряжений из-за микронеровностей. При больших контактных напряжениях трещины могут зарождаться в глубине, в результате образуются большие ямки выкрашивания. При увеличении твердости поверхности значение глубинных напряжений возрастает.

У поверхностно-упрочненных колес переменные напряжения в подкорковом слое могут вызывать отслаивание материала с поверхности.

В передачах, работающих со значительным износом, в частности в открытых передачах, выкрашивание наблюдается очень редко. Поверхностные слои истираются раньше, чем в них появляются усталостные трещины.

Для предотвращения выкрашивания зубья рассчитываются на контактную выносливость рабочих поверхностей.

Абразивный износ (рис. 11.15, б). Как правило, является основной причиной выхода из строя открытых передач и некоторых закрытых передач машин, работающих в среде, засоренной абразивами, а именно: горных, дорожных, строительных, сельскохозяйственных, транспортных и некоторых других машин.

Зубья быстроходных передач редукторов типа турбинных, работающих в условиях совершенной смазки и изоляции от пыли, сохраняют следы обработки в течение многих лет эксплуатации.

Заедание зубьев (рис. 11.15, в). Это местное молекулярное сцепление контактирующих поверхностей в условиях разрушения смазочной пленки. Разрушение масляной пленки происходит вследствие высоких контактных давлений или понижения вязкости масла от нагрева, связанного с большими скоростями скольжения.

Явление заедания часто наблюдается у крупномодульных тихоходных зубчатых передач с малым числом зубьев, что связано с большими скоростями относительного скольжения. Наи-

большее сопротивление заеданию оказывают теплостойкие стали ВХЗНВМ2Ф, 20ХЗНВФА, 16ХЗНВФМБ, а также масла с повышенной вязкостью и химически активными добавками.

Расчеты на заедание зубьев сводятся к проверке температуры в местах контакта и в сопоставлении ее с температурой вспышки масла.

Методы расчета поверхностного разрушения зубьев (контактной прочности, абразивного износа и заедания) изложены в [17].

Повреждение торцов зубьев. Один из основных видов повреждения зубчатых колес, вводимых в зацепление осевым перемещением (в коробках скоростей). В передвижных зубчатых колесах с синхронизаторами износ торцов зубьев значительно меньше.

Пластические течения материала. Возникают вблизи поперечной линии под действием больших контактных напряжений и сил трения в тяжело нагруженных тихоходных передачах при низкой твердости материалов колес.

Основные критерии работоспособности. Это контактная прочность рабочих поверхностей зубьев и прочность зубьев при изгибе. Расчеты по ним наиболее полно разработаны для стальных, закрытых в корпусе, хорошо смазываемых эвольвентных зубчатых передач (ГОСТ 21354-87).

Согласно стандарту выполняют следующие расчеты.

1. Расчет на *контактную прочность* рабочих поверхностей зубьев включает: а) расчет на выносливость для предотвращения прогрессивного выкрашивания; б) расчет для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя при действии кратковременной максимальной нагрузки.

2. Расчет зубьев на *прочность при изгибе*: а) расчет зубьев на выносливость при изгибе; б) расчет зубьев для предотвращения остаточных деформаций или образование первичных трещин при действии кратковременной максимальной нагрузки.

В этих расчетах должно выполняться *условие прочности*

$$\sigma \leq [\sigma],$$

где σ — расчетное напряжение, зависящее от размеров передачи, величины и характера нагрузки; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение, зависящее от материала, его химико-термической обработки и технологии изготовления зубчатых колес.

Значительная часть выходов из строя зубчатых передач связана с погрешностями изготовления, шлифовочными прижогами и трещинами, остаточными напряжениями растяжения у переходной кривой зуба при закалке ТВЧ, обезуглероживанием поверхностного слоя и т. д. В особо напряженных цементованных колесах *избегают шлифования переходной зоны* после термообработки. Для этого колеса нарезают специальным инструментом с протуберанцем. При шлифовании снимается только припуск на обработку (см. рис. 11.13, з).

Виброактивность и шум являются важными критериями качества зубчатых передач и связаны с пересопряжением (входом в зацепление) зубьев, циклической ошибкой их шага, огранкой профилей зубьев. Отдельные составляющие спектра шума существенно усиливаются, если они по частоте близки к собственной частоте колебаний крышек или отдельных стенок корпусных деталей.

Основные средства борьбы с шумом: совершенствование зубоотделочных операций (повышение степени точности), переход на косозубые передачи, фланкирование, увеличение коэффициента перекрытия, улучшение конфигураций крышек и корпусных деталей (например, ребра внутри корпуса).

11.8. Расчетная нагрузка

При работе передачи в зубчатом зацеплении возникают дополнительные нагрузки из-за ошибок изготовления деталей и их деформаций или условий эксплуатации («внешняя динамика»).

Расчетная нагрузка при определении прочности зубьев равна произведению *номинальной нагрузки* (см. § 11.1) и коэффициента нагрузки $K > 1$:

$$T_p = TK, \quad F_p = FK.$$

Коэффициенты нагрузки — при расчете контактных напряжений обозначают K_H , при расчете напряжений изгиба K_F и определяют следующим образом:

$$\begin{aligned} K_H &= K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} K_{H\alpha}; \\ K_F &= K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma} K_{F\alpha}, \end{aligned} \quad (11.20)$$

где $K_A(K_{HA}, K_{FA})$ — коэффициенты, учитывающие внешнюю динамическую нагрузку. $K_A = 1$, если динамическая внешняя нагрузка учтена в циклограмме. В противном случае ее определяют экспериментально для конкретного привода.

В приложении ГОСТ 21354-87 даются значения $K_A = 1 \dots 2$ в зависимости от равномерности движения двигателя и ведомой машины.

$K_B(K_{HB}, K_{FB})$ — коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (коэффициенты концентрации нагрузки $K_B \approx 1,05 \dots 1,2$);

$K_V(K_{HV}, K_{FV})$ — коэффициенты, учитывающие внутреннюю динамическую нагрузку (в зависимости от степени точности передачи и окружной скорости $K_V \approx 1,05 \dots 1,5$);

$K_\alpha(K_{H\alpha}, K_{F\alpha})$ — коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями (в зависимости от степени точности и окружной скорости $K_\alpha \approx 1,02 \dots 1,1$).

Концентрация нагрузки по длине контактных линий (коэффициенты K_{HB}, K_{FB}). Возникает вследствие ошибок направления зубьев, упругих деформаций зубьев, валов и их опор (подшипников). Вследствие перечисленных факторов сопряженные профили зубьев соприкоснутся без нагрузки не по всей длине (рис. 11.16, а). При нагружении вращающимися моментами зубья деформируются и контактируют по всей длине (рис. 11.16, б). Нагрузка распределится по контактной линии неравномерно, так как перемещения сечений зуба неодинаковы (рис. 11.16, в). Аналогичная картина возникает при закрутке тела шестерни, когда она выполнена заодно с валом.

Коэффициент концентрации нагрузки K_B определяется отношением $W_{\max}/W_{\text{ср}}$ и зависит от угла перекоса, ширины колеса b (или отношения $\psi_{bd} = b/d_1$) и расположения колес относительно опор (рис. 11.16, д, е, ж).

Для приближенной оценки коэффициент концентрации при симметричном расположении опор $K_B \approx 1,05$ (рис. 11.16, д),

вблизи опор $K_B \approx 1,1$ (рис. 11.16, е), консольно $K_B \approx 1,2 \dots 1,4$ (рис. 11.16, ж).

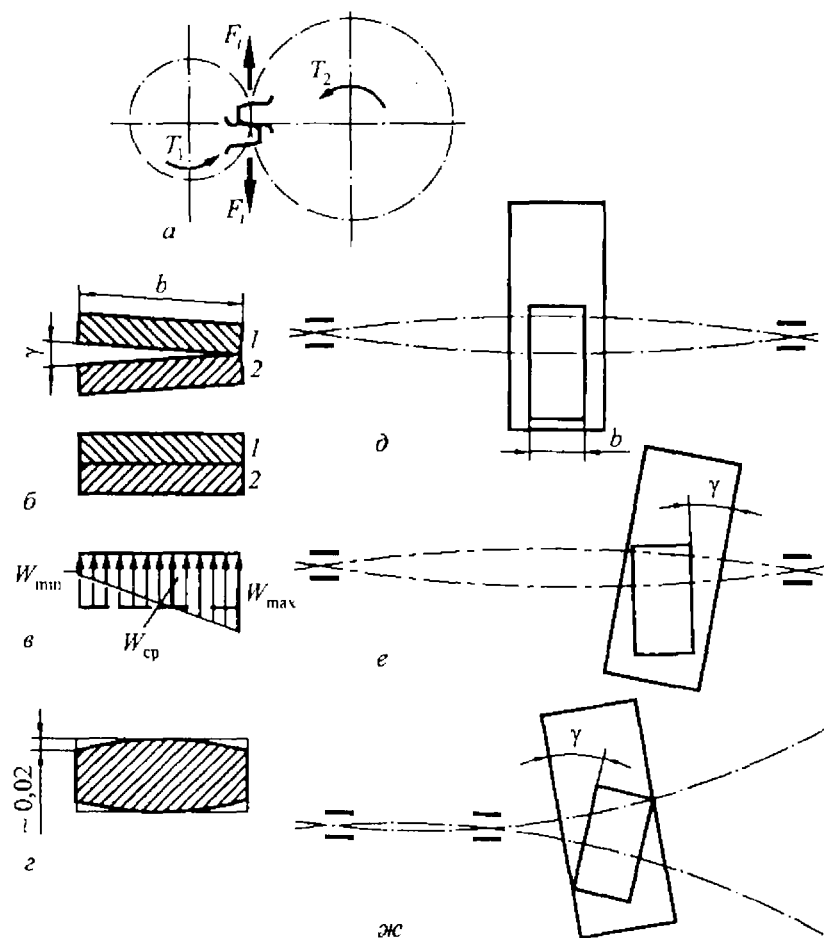


Рис. 11.16. Концентрация нагрузки в зависимости от расположения колес относительно опор

При консольном расположении колес и высокой твердости материала ($H > 45 \text{ HRC}_\gamma$) колеса выполняют узкими $\psi_{bd} = 0,25 \dots 0,3$.

В целях уменьшения концентрации нагрузки повышают: а) точность изготовления колес; б) жесткость валов и опор (ко-

нические роликовые вместо шариковых подшипников), а также выполняют продольную модификацию зубьев («бочкообразные» зубья, рис. 11.16, з).

Коэффициенты концентрации нагрузки рассчитываются по следующим зависимостям (см. ГОСТ 21354–87):

$$\begin{aligned} K_{H\beta} &= 1 + (K_{H\beta}^0 - 1)K_{H\omega}; \\ K_{F\beta} &= (K_{H\beta}^0)^{N_F}, \end{aligned} \quad (11.21)$$

где $K_{H\beta}^0$ — коэффициент концентрации нагрузки в начальный период работы передачи ($K_{H\beta}^0 \approx 1,05 \dots 1,5$); $K_{H\omega}$ — коэффициент, учитывающий *приработку* зубьев. Он зависит от твердости материала и окружной скорости колес. Например, при $v = 5$ м/с, $H = 300$ HB $K_{H\omega} = 0,5$, при $H = 58$ HRC₃, $K_{H\omega} = 0,9$.

Хорошо прирабатываются зубья в косозубых передачах, когда у шестерни высокая твердость $H > 50$ HRC₃, а у колеса $H \leq 300$ HB ($HB \approx 10$ HRC₃).

Показатель степени N_F зависит от отношения b/m (ширины зубчатого колеса к модулю зацепления) и вида передачи (прямозубая, косозубая). Например, при $b/m = 10 \dots 20$ для прямозубых $N_F = 0,85 \dots 0,94$, для косозубых $N_F = 0,81 \dots 0,9$.

При проектировочном расчете передачи ГОСТ 21354–87 рекомендует определять коэффициенты концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ (см. рис. 11.12), $K_{F\beta}$ по графикам в зависимости от относительной ширины колеса $\psi_{bd} = b/d = 0,5\psi_{ba}(u \pm 1)$, твердости материала и расположения колес относительно опор. С увеличением относительной ширины колеса (ψ_{bd}) коэффициенты концентрации растут. Особенно это заметно для колес из материала высокой твердости. Ввиду малой кривизны кривых их можно аппроксимировать прямыми с достаточной для практики точностью.

При $H_1 \leq 350$ HB и $H_2 \leq 350$ HB или $H_1 > 350$ HB и $H_2 < 350$ HB

$$K_{H\beta} = 1 + 0,51\psi_{bd}/SX;$$

$$K_{F\beta} = 1 + 1,1 \psi_{bd} / SX.$$

При $H_1 > 350\text{HB}$ и $H_2 \geq 350\text{HB}$

$$K_{H\beta} = 1 + 1,1 \psi_{bd} / SX;$$

$$K_{F\beta} = 1 + 1,8 \psi_{bd} / SX,$$

где SX — номер схемы расположения колес в редукторе (1, 2, 3...7) по рис. 11.17, б.

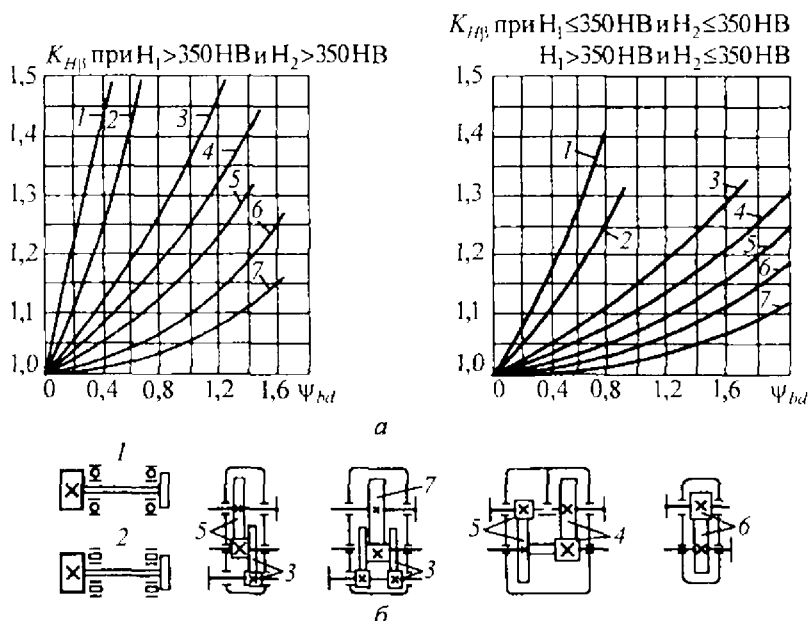


Рис. 11.17. Приближенные значения коэффициентов концентрации нагрузки при расчете на контактную прочность

Динамическая нагрузка в зацеплении (коэффициенты K_{Hv} , K_{Fv}). На величину дополнительной динамической нагрузки оказывают влияние ошибки основного шага зубьев, регламентированные кинематической точностью, деформации от изгиба зубьев под нагрузкой (изменяется шаг), переменная жесткость зубьев и опор валов на подшипниках качения, окружная скорость.

Ошибки основного шага зубьев и деформация зубьев при изгибе вызывают ударные нагрузки на входе зубьев в зацепление

(рис. 11.18, *a*). Эти нагрузки отсутствуют, если контакт зубьев происходит по линии зацепления NN , а их основные шаги равны $P_{tb1} = P_{tb2}$. Если шаг зубьев шестерни меньше шага зубьев колеса, то контакт возникнет в точке B . Для контакта по линии зацепления шаги выравниваются в результате деформирования, возникает удар и изменение мгновенного передаточного отношения.

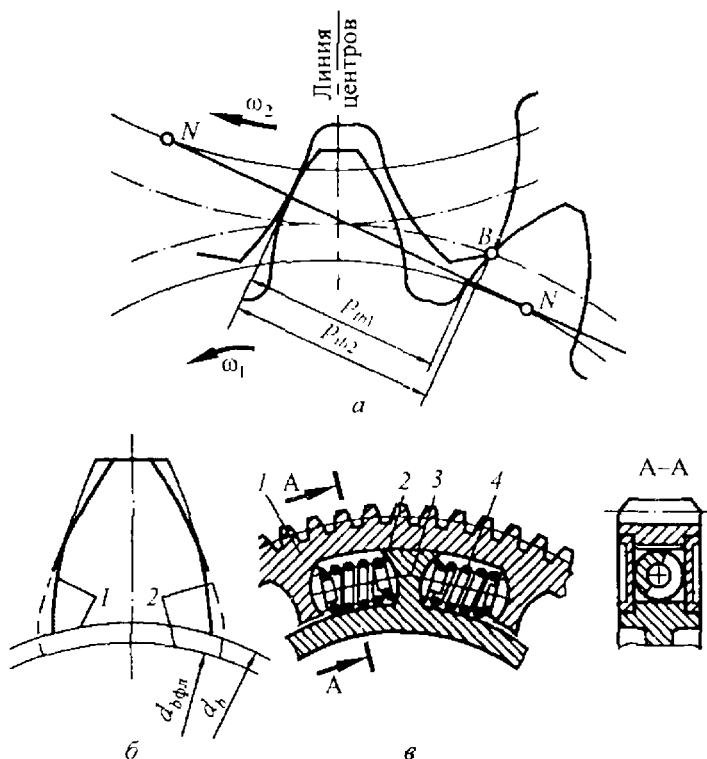


Рис. 11.18. Возникновение динамической нагрузки и методы ее снижения: *a* — кромочный удар на входе зубьев в зацепление; *б* — фланкирование (*1* — эвольвента зуба, *2* — эвольвента фланка); *в* — конструктивное демпфирование

Сила удара зависит от величины ошибки шага, жесткости зубьев, окружной скорости и присоединенных к колесам инерционных масс, т. е. от параметров, входящих в уравнение коле-

баний. При больших окружных скоростях возможно возникновение резонансных явлений, когда мгновенная нагрузка на зуб превышает номинальную в 2...3 раза (зуб может не разрушиться, но будут быстро накапливаться усталостные повреждения, ведущие к снижению долговечности). Поэтому для каждой степени точности передачи ограничивают скорость (см. табл. 11.2). Аналогичная картина возникает на выходе зубьев из зацепления.

Переменная жесткость зубьев обусловлена тем, что в зоне двухпарного зацепления нагрузка распределяется между двумя парами зубьев, а в зоне однопарного зацепления вся нагрузка воспринимается одной парой зубьев.

Переменная жесткость подшипников качения связана с тем, что из-за ошибок изготовления изменяется количество тел качения, воспринимающих нагрузку.

Вследствие динамики номинальная сила в зацеплении увеличивается на величину динамической надбавки ΔF . Тогда динамическая сила

$$F_d = F_t + \Delta F = F_t(1 + \Delta F/F) = FK_F,$$

где K_F — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку.

Работа передач возможна в дорезонансной, резонансной и за- критической зонах. Ниже показан расчет для дорезонансной зоны, когда $v_{z_1}/1000 \leq 1$ — для прямозубых передач, $v_{z_1}/1000 \leq 1,4$ — для косозубых передач, где v — окружная скорость, м/с; z_1 — число зубьев шестерни.

Для приближенных расчетов значения K_{HV} даны в табл. 11.4.

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку (K_{HV} , K_{FV}), вычисляют по зависимости

$$K_F = 1 + \Delta F/F = 1 + b_w w_F / F_t, \quad (11.22)$$

где b_w — рабочая ширина колеса, мм; F_t — окружная сила в зацеплении, Н; w_F (w_{HV} , w_{FV}) — удельная окружная динамическая сила, Н/мм (нагрузка на единицу длины контактной линии),

$$w_{HV} = \delta_H g_0 v \sqrt{a_w / u} \leq w_{\text{пред}};$$

$$w_{FV} = \delta_F g_0 v \sqrt{a_w / u} \leq w_{\text{пред}},$$

Для уменьшения динамических нагрузок выполняют следующие мероприятия:

а) повышают точность изготовления колес в целях уменьшения погрешности шага на основной окружности (это невозможно при отсутствии соответствующего оборудования, например, зубошлифовальных станков);

б) выполняют зубья фланкированными для снижения удара на входе зубьев в зацепление. Фланкирование — срезание части материала на головке зуба инструментом со специальным исходным контуром (рис. 11.18, б, 11.3, в);

в) увеличение коэффициента перекрытия $\varepsilon_\alpha > 2$ позволяет распределить динамическую силу на несколько зубьев и уменьшить ее влияние. Это достигается применением специальных зацеплений с исходным контуром $\alpha < 20^\circ$, высотой зубьев $h_a^* > 1$. Применение косозубого зацепления также увеличивает общий коэффициент перекрытия при ширине колеса больше осевого шага $b_w > p_x$. Поэтому в табл. 11.2 допускаемые окружные скорости косозубых передач выше прямозубых;

г) в быстроходных передачах ($v > 10$ м/с) зубчатые колеса выполняют с уменьшенной массой обода. Его выполняют тонким, но с ребрами жесткости. При этом существенно снижается момент инерции массы;

д) при конструкционном демпфировании колебаний применяют: демпфирующие опоры (подшипники качения ставят в обоймы из твердой резины, например в центрифугах); составные зубчатые колеса, у которых допускается небольшое угловое смещение зубчатого венца 1 относительно ступицы 3 (рис. 11.18, в). Пружины 4 в сжатом состоянии размещены между выступами на ступице 3 и зубчатым венцом со сферическими опорами 2. Угловое перемещение зубчатого венца относительно ступицы и жесткость пружин рассчитываются в зависимости от погрешности шага зубьев. При работе половина пружин передает вращающий момент, другая половина необходима для амортизации динамической нагрузки.

Распределение нагрузки между зубьями (коэффициенты $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$). Зависит от средней квадратичной суммарной погреш-

ности шагов зубьев шестерни и колеса, суммарной податливости пары зацепляющихся зубьев и их склонности к приработке. В ГОСТе дается зависимость для определения коэффициента, учитывающего распределение нагрузки между зубьями. Для ориентировочных расчетов можно принять: для прямозубых $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$, для косозубых и шевронных передач

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1 + k(n_{\text{сг}} - 5),$$

где $n_{\text{сг}}$ — число, соответствующее степени точности ($n_{\text{сг}} = 6; 7; 8; 9$); $k = 0,06$ — для улучшенных, $0,12$ — для закаленных стальных.

Значения K_{α} должны лежать в пределах

$$1 < K_{\alpha} < (\epsilon_{\alpha} + \epsilon_{\beta}) / (\epsilon_{\alpha} Z_{\epsilon}^2),$$

где ϵ_{α} , ϵ_{β} — торцовый и осевой коэффициенты перекрытия (табл. 11.1); $Z_{\epsilon} = 0,9$.

11.9. Расчет зубьев цилиндрических передач на контактную прочность

Контактная прочность зубьев является основным критерием работоспособности закрытых, обильно смазываемых и защищенных от абразива зубчатых передач. Расчет на контактную прочность включает расчеты на выносливость и на предотвращение разрушения рабочих поверхностей зубьев при максимальной нагрузке (§ 11.7).

Расчет на выносливость. Разрушение начинается вблизи полюса. Поэтому расчетные напряжения определяют на линии контакта, проходящей через полюс P (рис. 11.19, а).

Цель расчета — определение размеров передачи и материала колес, при которых не будет прогрессивного выкрашивания. Критерий прочности запишется так:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H,$$

где σ_H — расчетное напряжение, зависящее от геометрических параметров передачи, величины и характера нагрузки; $[\sigma]_H$ — допускаемое напряжение, зависящее от состояния материала колес.

Контакт двух зубьев можно рассматривать как контакт двух цилиндров с радиусами кривизны $\rho_1 = N_1\Pi$ и $\rho_2 = N_2\Pi$ в полюсе зацепления Π .

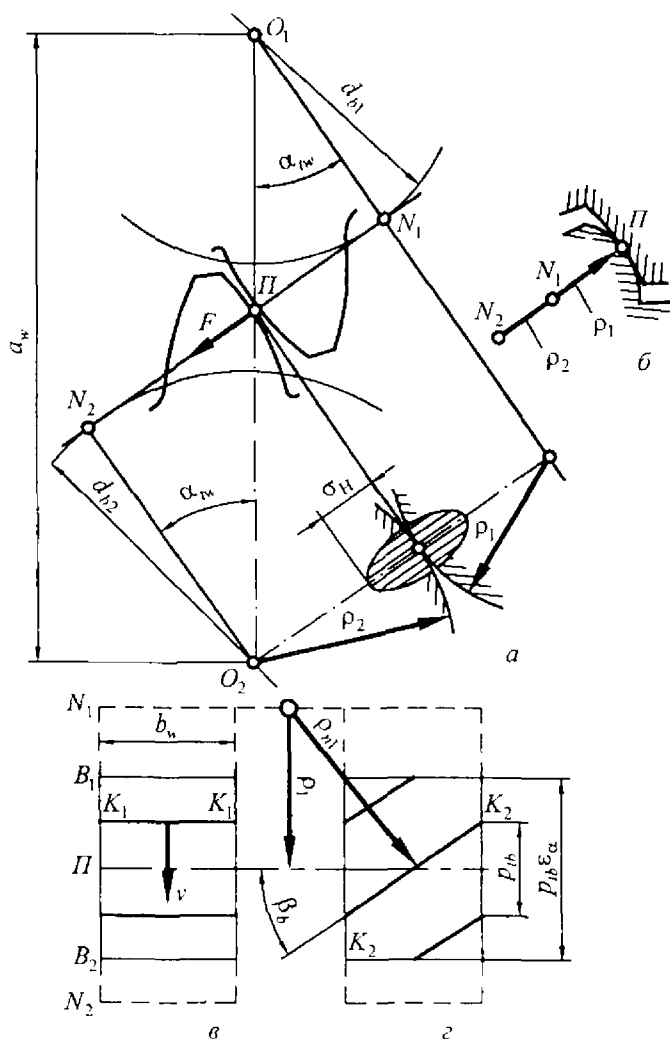


Рис. 11.19. Схема к расчету контактной прочности зубьев:
 а, б — радиусы кривизны зубьев для внешнего и внутреннего зацеплений;
 в, г — поле зацепления прямозубой и косозубой передач

В качестве исходной принимают формулу Герца для максимальных контактных напряжений σ_H в центре площадки контакта двух цилиндров при их сжатии (см. § 1.8)

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi[(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2]} \frac{F}{l_s \rho}} \leq [\sigma]_H, \quad (11.23)$$

где F — нормальная к поверхности результирующая сила сжатия; E_1, E_2 — модули упругости; ν_1, ν_2 — коэффициенты Пуассона материалов колес; l_s — суммарная длина контактных линий; ρ — приведенный радиус кривизны.

Для получения расчетной зависимости заменим величины, входящие в формулу Герца, параметрами зацепления.

Прямозубые передачи. Нормальная результирующая сила при расчете на прочность по ГОСТ 21354-87 определяется через окружную силу на делительной окружности $F = F_n = K_H F_t / \cos \alpha$ по зависимости (11.17) при $\beta = 0$.

Суммарная длина контактных линий $K_1 K_2$ в плоскости зацепления $B_1 B_2$ (рис. 11.19, в) в прямозубой передаче колеблется. В зоне однопарного зацепления суммарная длина контактных линий равна b_w (в полюсе IT), в зоне двухпарного зацепления — $2b_w$. Для расчетов принимают

$$l_s = 3/(4 - \varepsilon_\alpha) = 1/Z_\varepsilon^2,$$

где ε_α — коэффициент торцового перекрытия, Z_ε — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Из предыдущей зависимости

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3}.$$

При $\varepsilon_\alpha = 1,2 \dots 1,8$ значение $Z_\varepsilon = 0,966 \dots 0,856$. В среднем можно принять $Z_\varepsilon \approx 0,9$.

Обозначим в формуле (11.23) через Z_E упругие характеристики материала

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi[(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2]}}$$

— коэффициент, учитывающий механические свойства материала колес. Для стали модуль упругости $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$. Значение $Z_E = 191,6 \text{ МПа}^{0,5}$.

Приведенный радиус кривизны определяют через сумму кривизн

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_1 \cdot \rho_2},$$

знак минус — для касания выпуклой с вогнутой поверхностью (рис. 11.19, б).

Определим радиусы кривизны эвольвент HN_1 и HN_2 в полюсе из треугольников O_1HN_1 и O_2HN_2 (рис. 11.19, а).

$$\rho_1 = HN_1 = d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_w / 2 = d_1 \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_w / 2; \quad \rho_2 = d_2 \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_w / 2;$$

$$1/\rho = 2(d_2 \pm d_1)/(d_1 d_2 \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_w).$$

Заменяя $d_2 = d_1 u$, получим

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2(u \pm 1)}{d_1 u \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_w}.$$

Подставим полученные величины в формулу Герца

$$\sigma_H = \sqrt{Z_E^2 Z_c^2 \frac{K_H F_t}{\cos \alpha} \frac{2(u \pm 1)}{\cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_w d_1 u}},$$

где дополнительно обозначим

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \operatorname{tg} \alpha_w}}$$

— коэффициент, учитывающий форму сопряжения поверхностей зубьев. Для передач без смещения и равносмещенных $x_1 + x_2 = 0$, $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$, $Z_H = 2,5$. Значение Z_H уменьшается у передач со смещением, например если $x_1 + x_2 = 1,5$ и $u = 4$, то значение $Z_H \approx 2,25$. Напряжения понизятся в 0,9 раз.

Формула проверочного расчета контактных напряжений для прямозубых передач имеет вид

$$\sigma_H = Z_E Z_c Z_H \sqrt{\frac{K_H F_t}{d_1 b_w} \frac{(u \pm 1)}{u}} \leq [\sigma]_H. \quad (11.24)$$

Выразим окружную силу на делительной окружности, как принято выше, через вращающий момент $F_t = 2000 T_1 / d_1$, заменим $Z_E Z_\varepsilon Z_H = K_Z$

$$\sigma_H = K_Z \sqrt{2000} \sqrt{\frac{K_H T_1 (u \pm 1)}{d_1^2 b_w u}} \leq [\sigma]_H. \quad (11.25)$$

Для передач без смещения или равносмещенных ($x_1 + x_2 = 0$) произведение $K_Z = Z_E Z_\varepsilon Z_H = 190 \cdot 0,9 \cdot 2,5 = 431$, $d_1 = m z_1$ — диаметр делительной окружности шестерни, мм; b_w — рабочая ширина зубчатого венца, мм; T_1 — вращающий момент на шестерне, Н·м; $u = z_2 / z_1$ — передаточное число; K_H — коэффициент нагрузки по зависимости (11.20).

Контактные напряжения не зависят от модуля зацепления.

Косозубые и шевронные передачи. На рис. 11.19, *в, г* показаны плоскости зацепления прямозубой и косозубой передач (точки $B_1 B_2$ — по рис. 11.7). Линии контакта $K_1 K_1$ и $K_2 K_2$ — см. рис. 11.6, *а*. Для косозубой передачи линии контакта — это линии $K_2 K_2$ пересечения плоскости зацепления Π_z с эвольвентной поверхностью (см. рис. 11.6, *а*, угол β_b). Они не совпадают с линией зуба, расположенной под углом β — линией пересечения цилиндрической делительной поверхности с боковой поверхностью зуба.

В косозубых и шевронных передачах зубья входят в зацепление постепенно. Контактная линия (рис. 11.19, *г*) перемещается у ведомого колеса от вершины зуба к основанию (у ведущего — в обратном направлении). Жесткость зубьев на вершине зуба меньше, чем в середине. Поэтому коэффициент динамической нагрузки меньше, чем у прямозубой передачи. Расчет ведут по параметрам в нормальной плоскости к линии зуба.

Результирующая сила в нормальной плоскости на делительной окружности равна $F = F_n = F_t / (\cos \alpha_i \cos \beta_b)$ по зависимости (11.19) при $\alpha_{nw} = \alpha_i$.

Суммарная длина контактных линий больше по сравнению с прямозубой передачей за счет наклона контактной линии (рис. 11.19, з):

$$l_s = b_w \epsilon_\alpha / \cos \beta_b = b_w / (Z_e^2 \cos \beta_b),$$

где $Z_e^2 = 1/\epsilon_\alpha$. В прямозубой передаче при $\epsilon_\alpha = 1,6$ $Z_e = 0,9$, а в косозубой — $Z_e = 0,8$, следовательно, контактные напряжения уменьшаются.

Приведенный радиус кривизны в нормальной плоскости $\rho_n = \rho_1 / \cos \beta_b$ (рис. 11.19, з). По аналогии с прямозубой передачей

$$\rho_1 = d_1 \cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta_b; \quad \rho_2 = d_2 \cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta_b,$$

где $d_1 = d_{t1}$ — делительный диаметр; α_t , α_w — делительный угол и угол зацепления в торцевой плоскости. Тогда величина

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2(u \pm 1) \cos \beta_b}{d_1 u \cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_w}.$$

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей,

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta_b / (\cos^2 \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_w)}.$$

Проверочный расчет выполняют по формулам (11.24), (11.25), но коэффициент K_Z — меньше. При среднем значении $\beta_b \approx \beta = 16^\circ$ для косозубых передач без смещения или равносмещенных $K_Z = 363$ вместо 431.

Проектный расчет. Для прямозубых, косозубых и шевронных передач заключается в определении межосевого расстояния a_w . Выразив в формуле (11.25) ширину $b_w = \psi_{ba} a_w$ (ψ_{ba} — коэффициент относительной ширины колеса), диаметр делительной окружности примерно равным начальному $d_1 \approx d_{w1} = 2a_w / (u \pm 1)$, $T_2 = T_1 u$, получим

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{u^2 \psi_{ba} [\sigma]_H^2}}, \quad (11.26)$$

где $K_a = 450$ — для прямозубых; $K_a = 410$ — для косозубых передач.

При проектном расчете предварительно определяют межосевое расстояние, задавшись коэффициентом нагрузки $K_H \approx 1,3$, коэффициент ширины зубчатого колеса ψ_{ba} выбирают по § 11.3. В повышающей передаче условно принимают ведущим быстроходное колесо. Допускаемые контактные напряжения определяют по зависимостям, приведенным в § 11.11. Затем уточняют коэффициент нагрузки K_H по зависимости (11.20) и a_w . При этом по диаметру шестерни $d_1 = 2a_w/(u \pm 1)$ определяют окружную скорость $v = \pi d_1 n_1 / 60000$.

Задавшись m и β (см. § 11.3), определяют $z_1 = d_1/m/\cos\beta$, $z_2 = z_1 u$, или задавшись z_1 , определяют m , округляют его по ГОСТ и проверяют на прочность по напряжениям изгиба (см. § 11.10). Для косозубых передач уточняют β по зависимости (11.10), приняв $\alpha_t = \alpha_{n\psi}$. Затем необходимо выполнить проверочный расчет спроектированной передачи. Подробная методика расчета зубчатых передач изложена в ГОСТе 21354–87.

Контактная прочность при действии максимальной нагрузки. Расчет проводят в целях предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя. Критерием прочности является условие

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma]_{H \max}, \quad (11.27)$$

где $[\sigma]_{H \max}$ — максимальное допускаемое напряжение (см. § 11.11).

Максимальное расчетное напряжение определяют по формуле

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{\max}/T},$$

где σ_H , T — напряжения и момент, принятые при расчете на выносливость рабочих поверхностей зубьев, $T_{\max}$ — максимальный момент из действующих за расчетный срок службы с числом циклов нагружения $N_{\max} \leq 0,03 N_{GH}$ (пиковый момент при ударах или пуске двигателя под нагрузкой), например, при твердости материала $H = 300HB$, $N_{GH} = 30HB^{2.4} =$

$= 30 \cdot 300^{2,4} = 2,64 \cdot 10^7$, $N_{\max} = 0,03 \cdot 2,64 \cdot 10^7 = 7,93 \cdot 10^5$. Такое число циклов нагружения при страгивании испытывают передачи автобусов городского транспорта, поездов метро за 2...3 года эксплуатации.

11.10. Расчет зубьев цилиндрических передач на прочность при изгибе

Расчетом определяют напряжение в опасном сечении *на переходной поверхности* зуба для каждого зубчатого колеса. Расчет ведут на выносливость зубьев при изгибе и на малоцикловую прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Расчет зубьев на выносливость при изгибе. Для предотвращения усталостного излома сопоставляют расчетное местное напряжение от изгиба и допускаемое напряжение $\sigma_F \leq [\sigma]_F$.

Прямозубые передачи. Зуб рассматривается как консольная балка с нагрузкой, распределенной по линии контакта зубьев. Силы трения малы и их не учитывают. Нагрузку заменяют результирующей силой F , направленной по линии зацепления, касательной к основным окружностям. В процессе зацепления контактная линия перемещается по высоте профиля зуба (см. рис. 11.7). В зоне двухпарного зацепления (при $\epsilon_\alpha > 1$) нагрузка распределяется между двумя парами зубьев. Полная нагрузка F действует только в зоне однопарного зацепления.

В расчетах принимают, что полная нагрузка приложена к вершине зуба (в запас прочности). Такой случай возможен из-за ошибок изготовления или когда коэффициент перекрытия близок к единице ($\sim 1,2$). На рис. 11.20 результирующая сила, приложенная к вершине, переносится на ось зуба и раскладывается на окружную и радиальную.

Применяя принцип суперпозиции, находим результирующие напряжения в опасном сечении зуба S_x , суммируя напряжения от изгиба и сжатия:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{F \cos \gamma h_x}{b S_x^2 / 6}; \quad \sigma_{\text{сж}} = \frac{F \sin \gamma}{b S_x}. \quad (11.28)$$

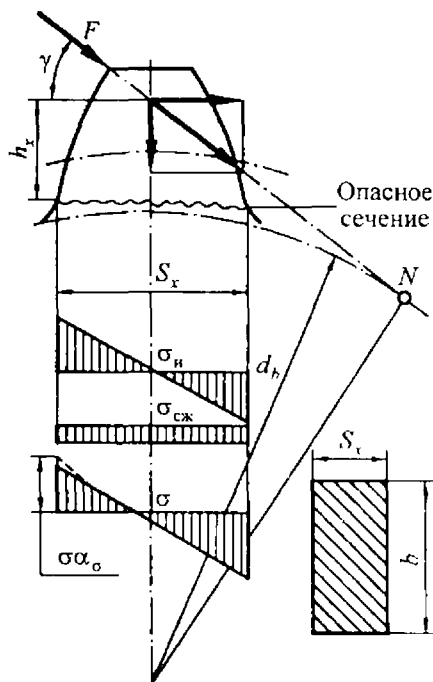


Рис. 11.20. Схема к расчету зубьев на изгиб

На стороне сжатия волокон зуба результирующие напряжения больше, чем на стороне растяжения.

Однако эксперименты показывают, что образование трещин усталости начинается на стороне растяжения. Вероятно, здесь больше коэффициент концентрации напряжений α_σ (теоретический). Поэтому расчет ведут по напряжениям

$$\sigma_F = \sigma_n - \sigma_{сж}. \quad (11.29)$$

Выразив в зависимостях (11.28) значения h_x , S_x в долях модуля и силу $F = K_F F_t / \cos \alpha_w$ (см. § 11.5), получим

$$\sigma_F = \frac{K_F F_t}{mb} \left[\left(\frac{6 \cos \gamma h_x / m}{S_x^2 / m^2} - \frac{\sin \gamma}{S_x / m} \right) \frac{\alpha_\sigma}{\cos \alpha_w} \right].$$

Обозначив *безразмерную* величину в квадратных скобках через Y_{FS} — коэффициент формы зуба, получим зависимость для

определения расчетных напряжений на выносливость прямых зубьев при изгибе

$$\sigma_F = \frac{K_F F_t Y_{FS}}{mb} \leq [\sigma]_F, \quad (11.30)$$

где $K_F = K_{F\beta} K_{Ft} K_{F\alpha}$ (см. 11.20); m — модуль, мм; b — ширина зубчатого венца, мм; Y_{FS} — коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений (рис. 11.21); $[\sigma]_F$ — допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость, МПа (см. § 11.11).

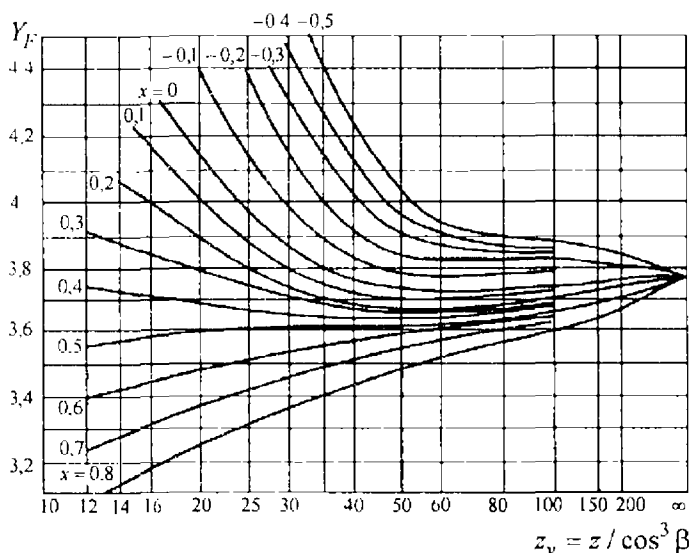


Рис. 11.21. Коэффициенты формы зуба:
 x — коэффициент смещения исходного контура;
 z_v — эквивалентное число зубьев

Коэффициент формы зуба Y_{FS} зависит от относительной толщины зуба S_x/m (от смещения исходного контура), от коэффициента концентрации напряжений α_σ (от числа зубьев колеса). Коэффициент Y_{FS} уменьшается (уменьшаются и напряжения) с увеличением положительного смещения исходного

контура и с увеличением числа зубьев. Это необходимо учитывать при выборе параметров зацепления (см. § 11.3).

Согласно рис. 11.21, смещение исходного контура малоэффективно при числах зубьев колес более 40 и выполняется, когда необходимо вписаться в межосевое расстояние.

Коэффициент формы зуба по рис. 11.21 подсчитан с использованием *метода теории упругости* при двухосном напряженном состоянии для зуба, выступающего из полуплоскости. Это существенно повысило точность расчетов по предлагаемой упрощенной модели, удобной для практики.

Для ответственных прямозубых передач из материала с высокой твердостью расчет по напряжениям изгиба проводят для двух случаев: 1) нагрузка, распределенная между двумя парами зубьев, приложена к вершине зуба; 2) полная нагрузка приложена к зубу в крайней верхней точке B' (см. рис. 11.7) однопарного зацепления. Расчет проводят в том случае, если не выполняется условие прочности по зависимости (11.30) (ГОСТ 21354-87, приложение 9).

Косозубые и шевронные передачи по сравнению с прямозубыми имеют повышенную нагрузочную способность.

Зависимость для определения расчетных напряжений на выносливость при изгибе дополняется коэффициентами Y_ϵ , Y_β :

$$\sigma_F = \frac{K_F F_t Y_{FS}}{mb} Y_\epsilon Y_\beta \leq [\sigma]_F, \quad (11.31)$$

где K_F — коэффициент нагрузки (см. выше). Коэффициенты, учитывающие динамическую нагрузку K_{FV} и концентрацию нагрузки вдоль длины контактных линий меньше, чем в прямозубой (табл. 11.4), так как зубья входят в зацепление постепенно (не всей длиной) и лучше компенсируют погрешности шага зубьев.

Y_{FS} — коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, выбирается по эквивалентному числу зубьев (см. § 11.2) $z_v = z / \cos^3 \beta$ (рис. 11.21).

Y_ϵ — коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев,

$$Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha,$$

где ε_α — коэффициент торцового перекрытия [зависимость (11.14)].

В косозубых передачах торцовое перекрытие работает параллельно с осевым. Суммарный коэффициент перекрытия $\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta > 2$ исключает опасность всплеска нагрузок при переходе с двух- на однопарное зацепление.

Y_β — коэффициент, учитывающий наклон зуба, получен экспериментально

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \beta^\circ / 120 \geq 0,7,$$

где ε_β — коэффициент осевого перекрытия, равный $b_w / p_x = b_w \sin \beta / (\pi m)$ (см. табл. 11.1), β° в градусах.

Формула (11.31) является общей для косозубых и прямозубых передач. Для прямозубых передач $Y_e = 1$, $Y_\beta = 1$. Допускаемые напряжения $[\sigma]_F$ — см. § 11.11.

Прочность зубьев по напряжениям изгиба является определяющей с материалами колес высокой твердости $H \geq 59 \text{ HRC}_\gamma$. При такой твердости материала колес геометрические размеры передачи, рассчитанные по контактной прочности, получаются меньше, чем рассчитанные по напряжениям изгиба зубьев. Поэтому вначале определяют модуль зацепления, а затем геометрические размеры передачи.

Выразим в уравнении (11.31) окружную силу через момент $F_t = 2000 T / m z$, ширину колеса $b_w = \psi_m m$ и разрешим относительно модуля

$$m = \sqrt[3]{\frac{2000 K_f T Y_F Y_e Y_\beta}{z \psi_m [\sigma]_F}}. \quad (11.32)$$

Здесь момент T , Н·м, и число зубьев z берут отдельно для шестерни (T_1 , z_1) и колеса (T_2 , z_2). Из двух расчетов выбирают наибольший модуль. Для прямозубых передач $Y_e = Y_\beta = 1$.

Значения $\psi_m = b_w / m$ принимают по рекомендациям § 11.3. Числа зубьев колес выбирают согласно передаточному числу $u = z_2 / z_1$, задавшись z_1 (см. § 11.3). Далее определяют геомет-

рическое межосевое расстояние, уточняют его и выполняют проверочный расчет по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.

Расчет зубьев при изгибе максимальной нагрузкой. Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого излома, оценивается критерием

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma]_{F \max},$$

где $[\sigma]_{F \max}$ — максимальное допускаемое напряжение (см. § 11.11).

Максимальные расчетные напряжения определяют по формуле

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F T_{\max} / T,$$

где σ_F — напряжение, T — момент, принятые в расчетах на выносливость при изгибе; $T_{\max}$ — максимальный из действующих за расчетный срок службы момент с числом циклов нагружения $N_{\max} \leq 10^3$ (пиковый момент при ударах или пуске двигателя под нагрузкой).

11.11. Допускаемые напряжения

Зубья при работе зубчатой передачи входят в зацепление поочередно и нагружаются по отнулевому циклу (см. рис. 11.14).

Выбор допускаемых напряжений базируется на кривых усталости, полученных при испытании образцов-аналогов зубчатых колес.

На рис. 11.22 показана кривая усталости, построенная в логарифмической системе координат $\sigma - N$ (амплитуда напряжений цикла — число циклов нагружения до разрушения образца). Наклонный участок кривой усталости в точке G переходит в горизонтальный.

Число циклов N_G , соответствующее точке перелома G , называется базовым числом циклов.

Напряжение $\sigma_{\lim}$, соответствующее базовому числу циклов, называется *пределом выносливости* (для контактных напряжений $\sigma_{H \lim}$, для напряжений изгиба $\sigma_{F \lim}$).

При напряжении $\sigma \leq \sigma_{\text{lim}}$ передача теоретически может работать длительное время, при $\sigma > \sigma_{\text{lim}}$ — ограниченное время.

Если при расчете передач на заданный срок службы суммарное число циклов N_i будет меньше N_G , то напряжение можно повысить до σ_i (рис. 11.22 — пунктирные линии).

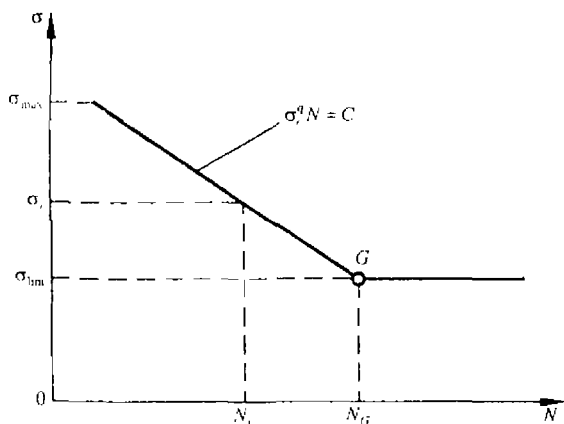


Рис. 11.22. Вид кривых усталости

Наклонный участок кривой усталости описывают степенной функцией. Для точек i и G (рис. 11.22)

$$\sigma_i^q N_i = C ;$$

$$\sigma_{\text{lim}}^q N_G = C ,$$

где q — показатель степени (см. ниже $q = 6 \dots 9$), C — постоянное число для конкретной твердости материала.

Приравнивая правые части уравнений, получим

$$\sigma_i = \sigma_{\text{lim}} \sqrt[q]{N_G / N_i} . \quad (11.33)$$

Эта зависимость используется для определения допускаемых контактных напряжений $[\sigma]_H$ и напряжений изгиба $[\sigma]_F$ колес из стали.

Допускаемое контактное напряжение, не вызывающее опасной контактной усталости материала, обозначается $[\sigma]_H$.

Разделив обе части уравнения (11.33) на коэффициент запаса прочности S_H , в левой части получим допускаемое напряжение для числа циклов $N_K = N_i$. Заменим коренное выражение коэффициентом $Z_N = \sqrt[3]{N_{GH}/N_K}$.

Экспериментами установлено, что предел выносливости также зависит от шероховатости поверхностей и окружной скорости, учитываемых коэффициентами Z_R , Z_v .

Допускаемые контактные напряжения определяют по зависимости

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} Z_N Z_R Z_v. \quad (11.34)$$

Предел выносливости $\sigma_{H \lim}$, соответствующий базовому числу циклов N_{GH} , зависит от средней твердости поверхности зуба в интервале, заданном при термообработке (табл. 11.5).

Таблица 11.5

Пределы контактной выносливости $\sigma_{H \lim}$

Термическая или химико-термическая обработка	Твердость поверхностей	Группа материалов	$\sigma_{H \lim}$, МПа
Улучшение, нормализация	$\leq 350 \text{ HB}$	Углеродистые и легированные стали	$2H_{\text{HB}} + 70$
Объемная закалка	$30 \dots 50 \text{ HRC}$,		$17H_{\text{HRC}} + 100$
Поверхностная закалка	$40 \dots 56 \text{ HRC}$,		$17H_{\text{HRC}} + 200$
Цементация, нитроцементация и закалка	$56 \dots 65 \text{ HRC}$,	Легированные стали	$23H_{\text{HRC}}$
Азотирование	$550 \dots 750 \text{ HV}$		1050
Без термической обработки	—	Чугун	$2H_{\text{HB}}$

Коэффициент запаса прочности $S_{H \min} = 1,1$ — для зубчатых колес с однородной структурой (улучшение, объемная закалка), $S_{H \min} = 1,2$ — для колес с поверхностным упрочнением. Для передач, выход из строя которых ведет к тяжелым последствиям, $S_{H \min} = 1,25 \dots 1,35$.

Коэффициент долговечности для контактных напряжений ($q = 6$)

$$Z_N = \sqrt[6]{N_{GH}/N_K} \text{ при условии } 1 \leq Z_N \leq Z_{N\max}, \quad (11.35)$$

где $Z_{N\max} = 2,6$ — для материала колес с однородной структурой (нормализация, улучшение, объемная закалка); $Z_{N\max} = 1,8$ — для поверхностного упрочнения (цементация, нитроцементация, закалка ТВЧ, азотирование).

Базовое число циклов для контактных напряжений

$$N_{GH} = 30(HB_{cp})^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7.$$

При $H \geq 560HB$ ($HRC_3 \geq 56$) базовое число циклов $N_{GH} = 12 \cdot 10^7$.

Число циклов напряжений N_K соответствует заданному сроку службы при работе передачи с постоянной нагрузкой:

$$N_K = 60nn_3L_h, \quad (11.36)$$

где n — частота вращения (шестерни или колеса), мин^{-1} ; n_3 — число зацеплений (для пары колес $n_3 = 1$, если шестерня зацепляется с тремя колесами, то $n_3 = 3$, что имеет место в планетарных передачах); L_h — время работы передачи в часах (суммарное, если передача работает при разных вращающих моментах).

При работе передачи с переменной нагрузкой в формулу (11.35) подставляют вместо N_K эквивалентное N_E число циклов перемен напряжений (см. ниже).

Коэффициент Z_R учитывает влияние шероховатости сопряженных поверхностей зубьев. $Z_R = 1$ для $R_a = 1,25 \dots 0,63$ мкм (шлифование); $Z_R = 0,95$ для $R_a = 2,5 \dots 1,25$ мкм (чистовое фрезерование); $Z_R = 0,9$ для $R_a = 10 \dots 2,5$ мкм (грубое фрезерование).

Коэффициент Z_v учитывает влияние окружной скорости для $H \leq 350HB$ $Z_v = 0,85v^{0,1} \geq 1$, для $H > 350HB$ $Z_v = 0,925v^{0,05} \geq 1$. Повышение скорости улучшает образование масляного слоя и уменьшает силы трения. При $v \geq 5$ м/с допускаемые напряжения возрастают.

Выбор допускаемых контактных напряжений. Напряжения рассчитываются для шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$, причем для прямозубых передач

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H \min} = \min\{[\sigma]_{H1}, [\sigma]_{H2}\}; \quad (11.37)$$

для косозубых, шевронных и с круговым зубом

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2});$$

при выполнении условия

$$[\sigma]_H \leq 1,25[\sigma]_{H \min} \text{ — для цилиндрических передач,}$$

$$[\sigma]_H \leq 1,15[\sigma]_{H \min} \text{ — для конических передач,}$$

где $[\sigma]_{H \min}$ — минимальное значение из двух.

Максимальные допускаемые контактные напряжения назначаются по условиям отсутствия остаточных (пластических) деформаций или хрупкого разрушения упрочненного поверхностного слоя. В проверках прочности при максимальных (пусковых) перегрузках, период действия которых $N \leq 0,03N_{GH}$ циклов, допускаемые напряжения принимает для улучшенных и объемно-закаленных сталей

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8\sigma_T, \text{ где } \sigma_T \text{ — предел текучести, МПа,}$$

для зубьев, подвергнутых цементации или закалке ТВЧ,

$$[\sigma]_{H \max} = 44H_{HRC},$$

для азотированных (твердость по Виккерсу)

$$[\sigma]_{H \max} = 3H_{HV}.$$

Допускаемые напряжения изгиба. На переходной поверхности зуба не вызывают усталостного разрушения материала, вычисляются раздельно для колеса и шестерни по зависимостям, аналогичным допускаемым контактным напряжениям,

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} Y_N Y_R Y_A Y_Z. \quad (11.38)$$

Предел выносливости зубьев при изгибе $\sigma_{F \lim b}$ соответствует базовому числу циклов напряжении N_{GF} и зависит от химико-гермической обработки материала и технологии изготовления (табл. 11.6).

Пределы выносливости $\sigma_{F\lim}$ и коэффициенты безопасности S_F для зубьев стальных зубчатых колес при работе одной стороной*

Термическая обработка	Твердость зубьев		Марка сталей	$\sigma_{F\lim}$, МПа	S_F
	на поверхности	в сердцеvine			
Нормализация, улучшение	180...350HB		40, 45, 40X, 40XH, 45XC, 35XM	1,75 H _{HB}	1,7
Объемная закалка	45...55HRC ₃		40X, 40XH, 40XΦA	500...580*	1,7
Закалка ТВЧ сквозная с охватом впадин	48...52 HRC ₃		40X, 35XM, 40XH	500...600	1,7
Закалка ТВЧ повторяет контур впадины	56...62 HRC ₃	27...35 HRC ₃	60X, 60XH, Y6	700	1,7
	48...52 HRC ₃		40X, 40XH, 35XM	600...700	
Азотирование	700...960HV	24...40 HRC ₃	38X2Ю, 38X2MЮA	12H _{сердц} HRC + 90	1,7
	550...750HV		40X, 40XΦA, 40X2HMA		
Цементация с автоматическим регулированием процесса	57...63 HRC ₃	30...40 HRC ₃	18XГТ, 20XГР, 20XH, 12XH3A	850...950	1,55
Цементация	57...62 HRC ₃		Дегированные	700...800	1,65
Нитроцементация с автоматическим регулированием процесса	57...63 HRC ₃		25XГМ	1000	1,55
			25XГТ, 30XГТ, 35X	750	

* Более подробно в ГОСТ 21354-87, табл. 14...17.

Коэффициент долговечности при базовом числе циклов напряжений $N_{GF} = 4 \cdot 10^6$ равен

$$Y_N = \sqrt[q]{4 \cdot 10^6 / N_K} \text{ при условии } 1 \leq Y_N \leq Y_{N\max}, \quad (11.39)$$

где $q = 9$, $Y_{N\max} = 2,5$ — для колес азотированных, цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью; во всех остальных случаях $q = 6$, $Y_{N\max} = 4$; N_K — число циклов напряжений при работе передачи с постоянной нагрузкой [см. формулу (11.36)]; при переменном режиме нагружения заменяют эквивалентным числом циклов N_E (см. ниже).

Коэффициент Y_R учитывает влияние шероховатости переходной поверхности. Принимают $Y_R = 1$ при зубофрезеровании и шлифовании. Для полированной поверхности впадины $Y_R = 1,05 \dots 1,2$ (меньшие значения для цементованной и азотированной, большие — для улучшенной и закаленной без обрыва упрочненного слоя у выкружки).

Коэффициент Y_A учитывает влияние двустороннего приложения нагрузки. При одностороннем приложении нагрузки $Y_A = 1$. При реверсивном нагружении (цикл нагружения — знакопеременный) предел выносливости меньше, чем при отнулевом цикле. Это учитывается коэффициентом $Y_A < 1$. При одинаковых условиях работы в прямом и обратном направлениях $Y_A = 0,65$ — для улучшенных сталей, $Y_A = 0,75$ — для цементированных, закаленных ТВЧ, $Y_A = 0,9$ — для азотированных сталей.

Коэффициент Y_Z учитывает способ получения заготовки колеса: для поковки и штамповки $Y_Z = 1$, для проката $Y_Z = 0,9$, для литых заготовок $Y_Z = 0,8$.

Максимальные допускаемые напряжения изгиба, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого излома, определяются раздельно для колеса и шестерни. При этом принимают максимальную нагрузку за расчетный срок службы с числом повторных воздействий $N_K \leq 10^3$ циклов

$$[\sigma]_{F \max} \approx \sigma_{F \lim} Y_{N \max} K_{st} / S_{F st},$$

где $\sigma_{F \lim}$ по табл. 11.6, $Y_{N \max} = 2,5 \dots 4$ — (см. 11.39), K_{st} — коэффициент, учитывающий повышение предельных напряжений при однократном ударе по сравнению с 10^3 циклов ($K_{st} = 1,2$ при $q = 9$, $K_{st} = 1,3$ при $q = 6$), $S_{F st} = 1,75$ — коэффициент безопасности.

При назначении допускаемых напряжений изгиба необходимо учитывать характеристики материала переходной поверхности зуба. Например, при закалке с нагревом ТВЧ при модуле более 6 мм с использованием *зубчатого индуктора* закаленный слой повторяет очертания зуба, и характеристики материала примерно одинаковы по всему контуру зуба (см. рис. 11.13, в).

При модуле менее 6 мм и *кольцевом индукторе* закаленный слой может обрываться на переходной поверхности, что приводит к концентрации напряжений. Это можно исключить при нагреве токами двойной частоты.

Для цементированных зубчатых колес учитывают толщину диффузионного слоя и зерно исходного аустенита в этом слое (толщина слоя примерно 0,2...0,3 модуля), а также технологию изготовления. При шлифовке всего контура зуба учитывают возможность возникновения шлифовочных трещин (нагрев макрообъемов с воздействием охлаждающей жидкости). Допускаемые напряжения понижают в 0,65... 0,8 раз.

Для сохранения прочности зуба цементированный слой *впадины* не шлифуется. При шлифовке только *рабочей поверхности* зуба на выкружке появляется ступенька после снятия припуска на обработку. Ступенька — концентратор напряжения. Допускаемые напряжения понижаются в 0,75 раз. Исключить ступеньку можно, если нарезать зубья специальной фрезой с протуберанцем. После снятия припуска шлифовкой рабочий профиль зуба плавно сочетается с выкружкой (см. рис. 11.13, г). Экономически это оправдывается при массовом или серийном производстве.

Впадины зубьев для повышения прочности при изгибе в ответственных передачах подвергаются деформационному упрочнению (наклеп дробью или роликами) или электрохимическому полированию. Допускаемые напряжения повышаются в 1,05...1,25 раза.

Учет нагрузок, изменяющихся во времени. Закон нагружения передачи задают графиком в координатах нагрузка — число циклов нагружения или время работы.

На рис. 11.23, *а* показан график или циклограмма при работе с постоянной нагрузкой, на рис. 11.23, *б* — с переменной нагрузкой. В качестве нагрузки принят вращающий момент T . При переменном режиме нагрузка периодически или случайным образом меняется во времени. Циклограмма составляется путем упорядочения нагрузок, начиная с максимальной.

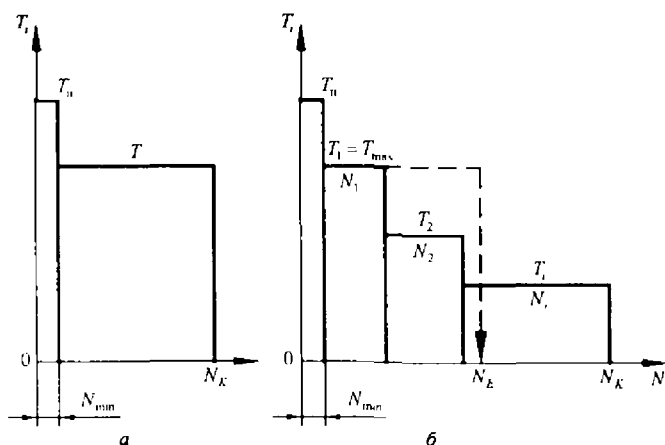


Рис. 11.23. Циклограмма моментов нагружения передачи:
а — постоянный режим; *б* — переменный режим с заменой эквивалентным постоянным

Кратковременно действующие максимальные моменты перегрузки T_n используют в расчетах для проверки отсутствия остаточных деформаций или хрупкого разрушения зубьев. К этим нагрузкам относят такие, которые за срок службы составляют для контактных напряжений $N_{H\min} \leq 0,03 N_{GH}$, для напряжений изгиба $N_{F\min} \leq 10^3$ циклов нагружения.

Расчет зубьев на выносливость ведут по максимальному длительно действующему вращающему моменту $T_{\max} = T_1$ с сум-

марным числом циклов $N_1 \geq 5 \cdot 10^4$. Так как этот момент больше остальных, то накопление усталостных повреждений произойдет за меньшее число циклов нагружения $N_E < N_K$. Переменный режим нагружения заменяется эквивалентным по усталостному воздействию постоянным $T_1 = T_{\max}$. Эквивалентное число циклов вычисляется для контактных напряжений и напряжений при изгибе по зависимостям

$$N_{HE} = \mu_H N_K; \quad N_{FE} = \mu_F N_K, \quad (11.40)$$

где N_K — число циклов за срок службы, вычисляется по выражению (11.36); μ_H , μ_F — коэффициенты, зависящие от типового режима нагружения (табл. 11.7).

Таблица 11.7

**Коэффициенты для вычисления
эквивалентного числа циклов**

Помер режима (рис 11.24)	μ_H	μ_F *
0	1	1
1	0,500	0,300/0,200
2	0,250	0,143/0,100
3	0,180	0,065/0,036
4	0,125	0,038/0,016
5	0,063	0,013/0,004

*Числитель для зубчатых колес с однородной структурой, включая ТВЧ со сквозной закалкой, и для шлифованной переходной поверхности независимо от твердости. Знаменатель для зубчатых колес азотированных, цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью.

Типовые режимы нагружения (рис. 11.24) построены в относительных координатах $T_i/T_{\max}$ и N_i/N_K ($T_{\max}$ — момент при расчете на выносливость, N_K — суммарное число циклов за срок работы). Ступенчатые циклограммы заменены кривыми линиями. Согласно приложению к ГОСТ 21354–87, принято шесть типовых режимов нагружения. Они получены на основании изучения циклограмм машин различного назначения.

Коэффициенты μ_H , μ_F для каждого режима подсчитываются по зависимостям, полученным на основании закона суммирования повреждений. Согласно этому закону

$$\sum \frac{n_{c_i}}{N_i} = 1, \quad (11.41)$$

где N_i — число циклов по кривой усталости для уровня напряжений σ_i (см. рис. 11.22), n_{c_i} — число циклов нагружения при том же уровне напряжения ($n_{c_i} < N_i$).

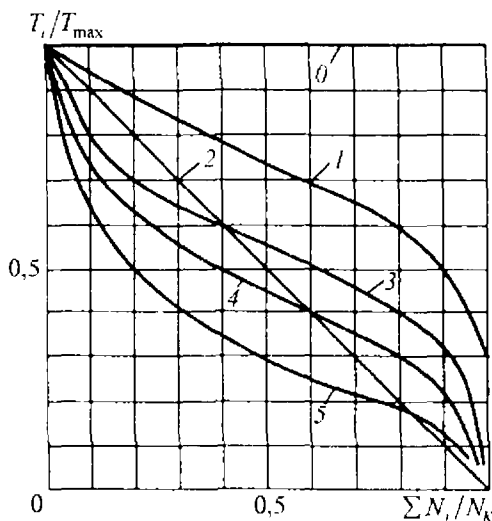


Рис. 11.24. Гипотезы нагружения:
 0 — постоянный; 1 — тяжелый; 2 — средний равновероятный;
 3 — средний нормальный; 4 — легкий; 5 — особо легкий

Суммируются нагрузки, вызывающие повреждающие напряжения (выше $0,7\sigma_{\text{lim}}$).

Выполним алгебраические преобразования. Умножим числитель и знаменатель в выражении (11.41) на σ_i^q . Знаменатель $\sigma_i^q N_i = C$ — постоянная величина. Вынесем ее из под знака суммы и заменим зависимостью $\sigma^q N_E = C$, где N_E — эквивалент-

ное число циклов; σ — напряжение, соответствующее эквивалентному моменту. Тогда

$$\sum \sigma_i^q n_{c_i} = \sigma^q N_E; \quad N_E = \left(\sum \sigma_i^q n_{c_i} \right) / \sigma^q.$$

Заменим $n_{c_i} = 60 n_i n_3 L_{h_i}$, умножим числитель и знаменатель на $n L_h$ (где L_h — срок работы, ч; n — частота вращения рассчитываемого колеса, мин^{-1} , при расчетном моменте $T_{\max}$), тогда

$$N_E = 60 n n_3 L_h \sum \left[\frac{\sigma_i}{\sigma} \right]^q \frac{n_i L_{h_i}}{n L_h} = N_K \mu,$$

где $N_K = 60 n n_3 L_h$.

Подставив вместо отношения напряжений отношение моментов, получим

$$\mu_H = \sum \left[\frac{T_i}{T_{\max}} \right]^{q/2} \frac{n_i L_{h_i}}{n L_h}; \quad \mu_F = \sum \left[\frac{T_i}{T_{\max}} \right]^q \frac{n_i L_{h_i}}{n L_h},$$

где для контактных напряжений $q/2 = 3$, так как напряжения зависят от момента в степени $1/2$, для напряжений изгиба $q = 9$ или 6 (см. (11.39)); n_i , L_{h_i} — частота вращения, число часов работы при нагрузке T_i ; $T_{\max} = T_1$ — максимальный момент по циклограмме, принятый за расчетный.

При постоянной частоте вращения колеса на всех уровнях нагрузки $n_i = n$. При этом условии подсчитаны коэффициенты, приведенные в табл. 11.7.

11.12. Цилиндрические передачи с зацеплением Новикова

Общие сведения. Передачи выполняют косозубыми (рис. 11.25). Прямозубыми они быть не могут.

Профиль зубьев в торцевой плоскости у шестерни — выпуклый, у колеса — вогнутый (рис. 11.26, а). Они описаны радиусами окружностей ρ_a , ρ_f , близкими друг другу по значению. Первоначальный контакт в точке K_0 у шестерни — на головке зуба, у колеса — на ножке.

При вращении колес точка контакта двух винтовых линий зубьев перемещается от одного торца колес к другому. Непрерывность зацепления осуществляется вследствие осевого перекрытия зубьев ($b_2 > p_x$, см. рис. 11.25). Поэтому в торцевой плоскости зубья не взаимоогибомаемы в отличие от эвольвентного зацепления. Точка контакта не перемещается по высоте профилей зубьев, а перемещается по линии зацепления $L-L$ параллельно полюсной линии $\Pi-\Pi$. Причем относительное положение профилей в плоскости, проходящей через точку K_0 параллельно торцам, остается неизменным (см. рис. 11.26, угол давления α_k).

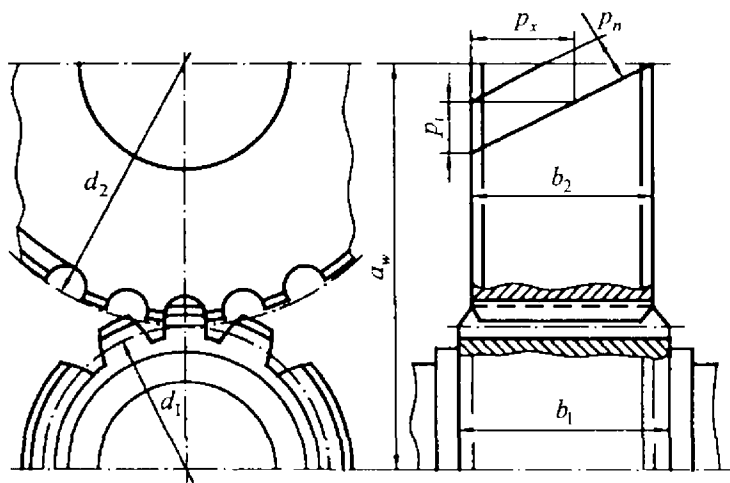


Рис. 11.25. Цилиндрическая передача с зацеплением Новикова

Под нагрузкой за счет упругой деформации поверхностей зубьев точечный контакт переходит в контакт по площадке, которая движется вдоль линии зуба от одного торца к другому со скоростью качения v_k значительно больше окружной v ($v_k = v/\tan \beta$).

Большой приведенный радиус кривизны при касании выпукло-вогнутых поверхностей и большие скорости качения профилей вдоль зуба способствуют образованию масляной прослойки и повышению нагрузочной способности в 1,3...1,5 раза по сравнению с косозубыми эвольвентными передачами.

Применяют два вида зацеплений: с одной линией зацепления (ОЛЗ) и с двумя (ДЛЗ).

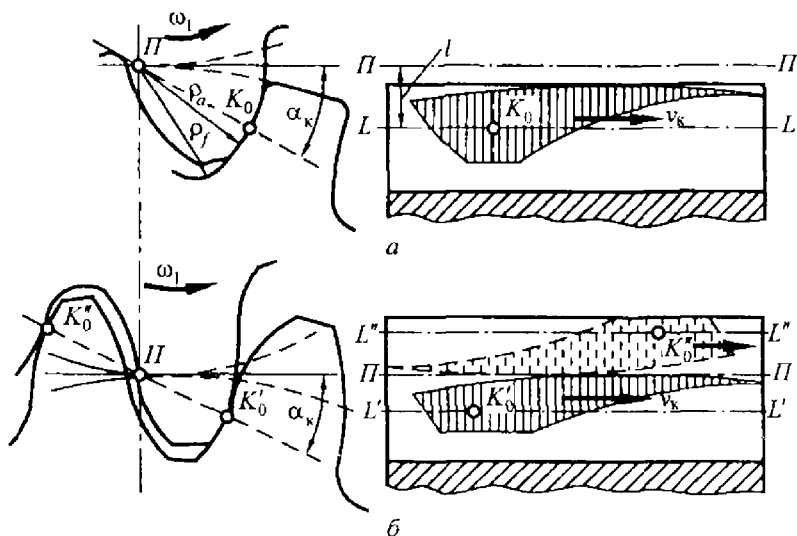


Рис. 11.26. Схемы передач Новикова:

а — одна линия зацепления (ОЛЗ); *б* — две линии зацепления (ДЛЗ)

В передачах ОЛЗ профили зубьев колес разные, у шестерни — выпуклый, у колеса — вогнутый (рис. 11.26, *а*). Линия зацепления $L-L$ — параллельна начальной прямой $\Pi-\Pi$, проходящей через полюс зацепления и смещена на величину l в сторону колеса с вогнутым профилем (относительно шестерни — заплосное зацепление). Для изготовления колес требуются два разных инструмента, что является недостатком.

В передачах ДЛЗ профили зубьев колес одинаковые. Для изготовления колес требуется один инструмент. Профили головок зубьев образуют контакт в двух точках K'_0 и K''_0 (рис. 11.26, *б*). Линии зацепления $L'-L'$ и $L''-L''$ расположены по обе стороны начальной прямой $\Pi-\Pi$ (зацепление — дозаплосное). Под нагрузкой одновременно образуются две площадки контакта, но на разных зубьях (в точках K'_0 и K''_0). Нагрузка распределяется ме-

жду двумя площадками и между двумя зубьями, что повышает нагрузочную способность не только по контактным напряжениям, но и по напряжениям изгиба (по сравнению с эвольвентными в 1,5...1,7 раза).

Основное применение в настоящее время получили зацепления с ДЛЗ с исходным контуром в нормальном сечении (см. ГОСТ 15023-76). Высота головки зуба $h_a = 0,9m$, ножки $h_f = 1,05m$, угол давления $\alpha_k = 27^\circ$. Он рекомендуется для передач с твердостью материала $H \leq 320 \text{ HB}$, $m \leq 16 \text{ мм}$, $v \leq 90 \text{ м/с}$.

Для передач с $H \geq 58 \text{ HRC}$, хорошие результаты показали исходные контуры с пониженной высотой зубьев $h_a = 0,75m$, $h_f = 0,9m$.

Передачи с зацеплением Новикова чувствительны к изменению межосевого расстояния, которое ведет к уменьшению размеров площадок контакта. Поэтому требуются более жесткие допуски на глубину врезания, межосевое расстояние, более жесткие валы и их опоры.

Передачи Новикова нашли применение в редукторах общего назначения. По литературным источникам известно также их применение в редукторах вертолетов, задних мостах гроллейбусов.

Геометрические параметры. Коэффициент осевого перекрытия, обеспечивающий непрерывность зацепления (рис. 11.25, $b_w = b_2$), равен

$$\varepsilon_\beta = b_w / p_x = K_p + \Delta_\varepsilon,$$

где K_p — целое число шагов p_x на ширине зубчатого венца b_2 . Передачи в редукторах общего назначения выполняют с $K_p = 1$, $\Delta_\varepsilon = 0,15 \dots 0,25$. Для повышения несущей способности и плавности работы в редукторах турбин и прокатных станов при симметричном расположении относительно опор $K_p = 2, 3, 4$.

Расчетная ширина зубчатого венца определяется по формуле $b_w = \pi m_n \varepsilon_\beta / \sin \beta$.

Диаметры окружностей

Делительной $d = m_n z / \cos \beta$

Вершин $d_a = d + h_a^* m_n$

Впадин $d_f = d - h_f^* m_n$

Межосевое расстояние $a_w = 0,5 m_n (z_1 + z_2) / \cos \beta$

Для ДЛЗ, согласно ГОСТ 15023—76, $h_a^* = 0,9$, $h_f^* = 1,05$.

Значения нормальных модулей стандартизованы $m_n = 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; \dots; 16$ (есть и второй ряд).

Угол наклона β для косозубых передач $10 \dots 22^\circ$, для шевронных — $25 \dots 30^\circ$.

Для ежедневной многочасовой работы число зубьев рекомендуют принимать $z_1 = 14 \dots 22$, для кратковременной работы $z_1 = 10 \dots 15$ (подрезание отсутствует).

При неизменном межосевом расстоянии уменьшение числа зубьев ведет к увеличению модуля и повышению контактной и изгибной прочности.

При выборе угла β необходимо учитывать, что относительная ширина колеса $\psi_{bd} = b_2 / d_1$ не должна превышать значения 1,2 при твердости материала $H \leq 320$ HB.

Силы в зацеплении. Окружная, радиальная, осевая находятся по формулам для косозубых эвольвентных передач без смещения (см. § 11.5).

Расчет на прочность. Основан на предположении, что после приработки поверхностей имеет место почти линейный контакт по высоте зуба. По аналогии с эвольвентными передачами расчет ведется на контактную прочность (с использованием формулы Герца) и на прочность от изгиба.

Расчетные контактные напряжения сопоставляются с допускаемыми. При твердости материала $H \leq 320$ HB

$$\sigma_H = 3750 \sqrt{\frac{T_1 z_1^{1,5} K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{\beta u}}{d_1^3 K_\epsilon}} \leq [\sigma]_H, \quad (11.42)$$

где T_1 — расчетный момент на шестерне, Н·м, равный максимальному по циклограмме, при котором число циклов перемен напряжений $N > 0,02N_{GH}$ (см. § 11.11); d_1 , z_1 — делительный диаметр, мм, и число зубьев шестерни; $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки среди зон контакта по длине зуба. Приблизительно определяют, как в эвольвентных передачах (см. § 11.8); K_{HV} — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (при проектировочном расчете — из табл. 11.4 эвольвентных передач)

$$K_{HV} = 1 + a_{HV}(v - 3)^{1,5} \geq 1. \quad (11.43)$$

Коэффициент $a_{HV} = 0,0018, 0,004$ для 7 и 8 степеней точности соответственно, v — окружная скорость, м/с.

$K_{\beta u}$ — коэффициент, учитывающий угол наклона β и передаточное число u

$$K_{\beta u} = \left(\frac{u+1}{u \cos^3 \beta} \right)^{0,5} \operatorname{tg} \beta.$$

K_ϵ — коэффициент, учитывающий осевое перекрытие. При $\epsilon_\beta \approx 1,15; 2,15; 3,2$ коэффициент $K_\epsilon = 2; 4; 6$ соответственно.

$[\sigma]_H$ — допускаемое напряжение, МПа, определяют по формулам эвольвентных передач для $H \leq 320$ HB (см. § 11.11).

При проектном расчете из формулы (11.42) определяют диаметр делительной окружности, принимая последовательно несколько значений z_1 .

Расчет зубьев на выносливость при изгибе. Проверочный расчет выполняют по формуле

$$\sigma_{F1} = \frac{2000T_1 z_1^2 K_{F\beta} K_{FV} Y_m Y_{F1}}{d_1^3 K_\epsilon K_p \cos^3 \beta} \leq [\sigma]_{F1}, \quad (11.44)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2} / Y_{F1} < [\sigma]_{F1},$$

где T_1 , Н·м — по циклограмме с $N > 5 \cdot 10^4$ циклов; коэффициенты $K_{F\beta} = K_{H\beta}$, K_{FV} — по зависимости (11.43), в которой

$a_{HV} = a_{FV} = 0,003, 0,006$ для 7, 8 степеней точности соответственно; Y_m — коэффициент, учитывающий модуль зацепления:

$$Y_m = 0,68m^{0,2};$$

K_p — коэффициент, учитывающий геометрию мест касания профилей зубьев. Его значения в зависимости от отношения приведенного радиуса кривизны к модулю приведены ниже:

ρ / m	50	100	200	300	400	600
K_p	1,5	2,2	3,3	3,9	4,5	5,0

Отношение $\rho / m = 1,475z_1 u / [(u + 1) \sin^2 \beta \cos \beta]$.

Коэффициент, учитывающий форму зуба Y_F , в зависимости от эквивалентного числа зубьев ($z_F = z / \cos^3 \beta$) равен:

z_F	10	20	30	40	60	80
Y_F	2,3	2,08	1,98	1,93	1,87	1,85

Допускаемое напряжение $[\sigma]_F$ при изгибе зубьев выбирают как для эвольвентных передач ($H \leq 320 \text{ НВ}$).

Прочность зубьев при максимальной нагрузке по циклограмме с числом перемен напряжений $N \leq 5 \cdot 10^4$ циклов проверяется по зависимостям эвольвентных передач.

11.13. Конические зубчатые передачи

Общие сведения. Конические зубчатые передачи передают механическую энергию между валами с пересекающимися осями (см. рис. 11.1, е, ж, з, 11.27).

Несмотря на сложность изготовления и монтажа, конические передачи получили широкое распространение в редукторах общего назначения, в металлообрабатывающих станках, вертолетах, автомобилях.

Зацепление двух конических колес можно представить как качение без скольжения конусов с углами при вершинах $2\delta_1$ и $2\delta_2$. Эти конусы называются начальными. Линия касания этих конусов OE называется полюсной линией, или мгновенной осью, в относительном вращении колес. Основное применение получи-

ли ортогональные передачи с суммарным углом между осями $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$.

Конические зубчатые передачи выполняются без смещения исходного контура ($x_1 = 0$; $x_2 = 0$) или равносмещенными ($x_1 + x_2 = 0$, $x_2 = -x_1$). Поэтому начальные конусы совпадают с делительными.

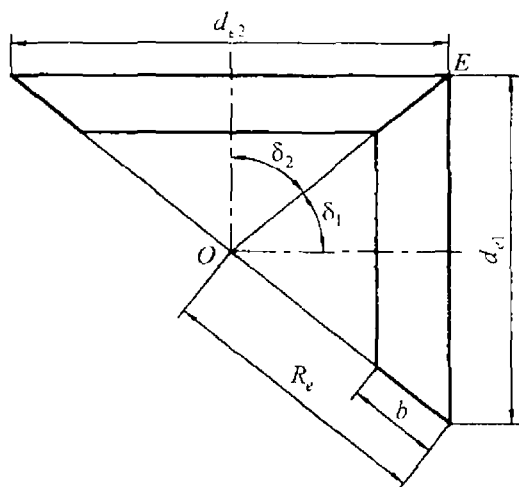


Рис. 11.27. Схема конической зубчатой передачи

Конические колеса выполняют прямозубыми, с тангенциальными и с круговыми зубьями (рис. 11.28). Прямозубые передачи применяют при окружных скоростях до 3 м/с, в прямозубых с повышенной точностью — до 8 м/с. При более высоких скоростях применяют передачи с круговыми зубьями.

Геометрические параметры. Углы делительных конусов связаны с их диаметрами и числами зубьев z . Согласно рис. 11.27,

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \delta_1 &= d_{e1}/d_{e2} = z_1/z_2 = 1/u; \\ \delta_2 &= 90^\circ - \delta_1, \end{aligned} \quad (11.45)$$

где $u = \omega_1/\omega_2$ — передаточное отношение, равное передаточному числу z_2/z_1 .

Внешние делительные диаметры колес (рис. 11.29) равны

$$d_{e1} = m_{te} z_1; \quad d_{e2} = m_{te} z_2, \quad (11.46)$$

где m_{te} — окружной модуль зацепления на торце.

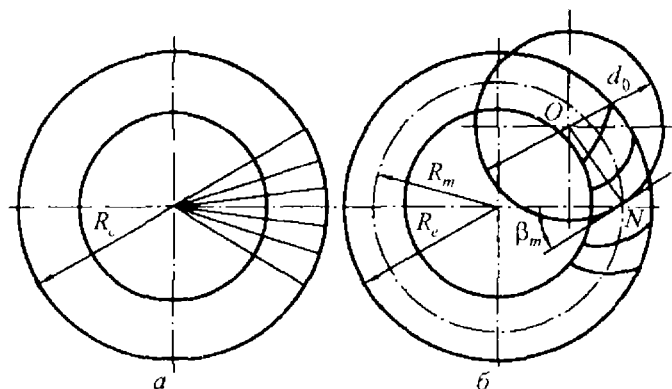


Рис. 11.28. Форма линий зуба конического колеса:
а — с прямыми зубьями; б — с круговыми зубьями

Внешнее конусное расстояние R_e (рис. 11.27), по которому настраивают станок при зубонарезании, равно

$$R_e = 0,5\sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = 0,5m_{te}\sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \quad (11.47)$$

Среднее конусное расстояние (в этом сечении ведут расчеты на прочность (рис. 11.29)) равно

$$R_m = R_e - 0,5b = R_e(1 - 0,5b/R_e) = R_e(1 - 0,5K_{be}), \quad (11.48)$$

где $K_{be} = b/R_e$ — коэффициент ширины зубчатого венца.

Значение $K_{be} \leq 0,35$ (обычно 0,285).

Средний делительный диаметр и модуль находят из соотношений

$$\begin{aligned} d_m/d_e &= (R_e - 0,5b)/R_e; \\ d_m &= d_e(1 - 0,5K_{be}); \\ m_m &= m_{te}(1 - 0,5K_{be}). \end{aligned} \quad (11.49)$$

Диаметр вершин зубьев (рис. 11.29) равен

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta.$$

Эквивалентное зубчатое колесо, эквивалентное число зубьев. При качении без скольжения плоскости по основному конусу гочки прямой (например, OE) опишут коническую эвольвентную поверхность зуба. Точка E опишет эвольвенту на поверхности шара радиусом R_e . Описать аналитически сферическое эвольвентное зацепление, а также изготовить его чрезвычайно сложно.

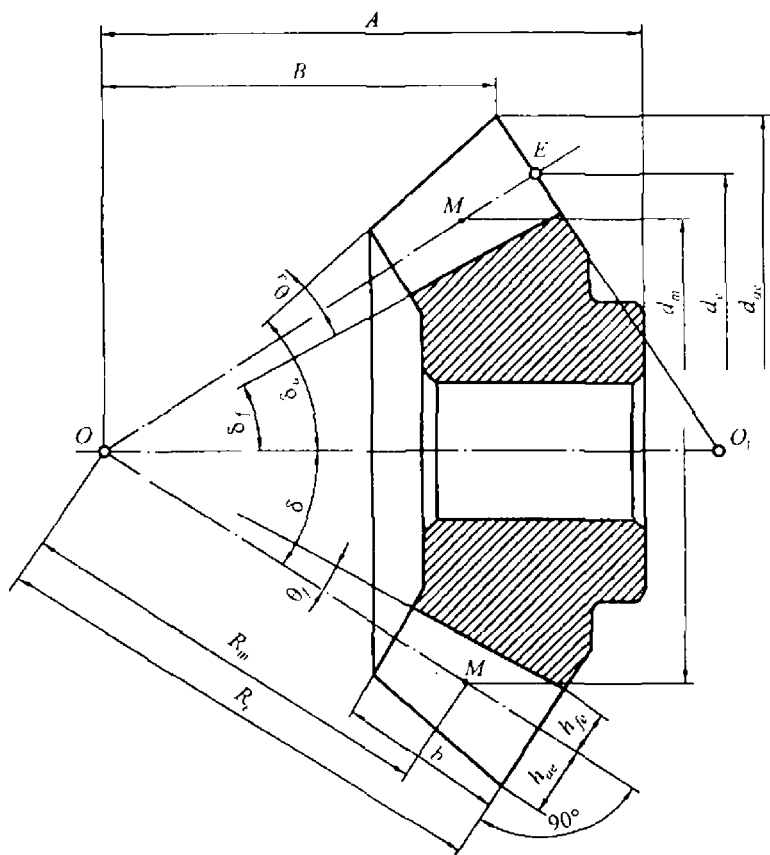


Рис. 11.29. Основные параметры конического зубчатого колеса

На практике сферическую поверхность заменяют касательной конической поверхностью, образующие которой нормальны к делительному конусу $O_1E \perp OE$.

Эту поверхность называют дополнительным делительным конусом. Профиль зубьев на развертке дополнительного конуса отличается от эвольвентного, но незначительно, так как высота зуба мала по сравнению с длиной R_e .

Профиль зубьев на дополнительном конусе будет соответствовать эквивалентному цилиндрическому зубчатому колесу диаметром, равным

$$d_v = 2O_1E = d_e / \cos \delta. \quad (11.50)$$

Эквивалентное число зубьев из зависимости $mz_v = mz / \cos \delta$ равно

$$z_v = z / \cos \delta.$$

Для передач с круговыми зубьями по аналогии с цилиндрическими передачами

$$z_v = z / (\cos \delta \cos^3 \beta_m). \quad (11.51)$$

Исходный контур конических зубчатых колес. Частным случаем является коническая передача, коническое колесо которой имеет угол начального конуса $2\delta = 180^\circ$. Такое колесо называется плоским (рис. 11.30, *з, д, е*). Его делительный конус превратился в плоский диск, а число зубьев эквивалентного цилиндрического колеса z_v равно бесконечности. Зубчатый венец плоского колеса превратится в рейку, зубья которой имеют прямолинейный профиль. Такая рейка принята в качестве исходного контура как и в цилиндрических передачах (см. рис. 11.3).

Конические колеса с прямыми зубьями и внешним окружным модулем $m_e > 1$ мм выполняют по ГОСТ 13754-81 со следующими параметрами (см. рис. 11.3): $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $C^* = 0,2$, $\rho_f = 0,2$ (угол профиля, коэффициент высоты головки и ножки зуба, коэффициент радиального зазора и радиуса скругления).

Согласно ГОСТ 16202-81 — для конических колес с круговыми зубьями с модулем в нормальном сечении $m_n > 1$ мм, параметрами $\alpha_n = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $C^* = 0,25$, $\rho_f = 0,25$. Нормальное расчетное сечение и угол наклона β_n выбирают на расстоянии R_m (см. рис. 11.28, *б*).

Нарезание зубьев прямозубых колес. Осуществляется двумя резцами, представляющими профиль впадины исходного контура (см. рис. 11.3). Каждый резец обрабатывает одну сторону зуба и движется возвратно-поступательно в противофазе с другим резцом. Направляющие резцов разводят при настройке станка на угол, соответствующий окружному модулю m_{te} на дополнительном конусе (расчетный модуль).

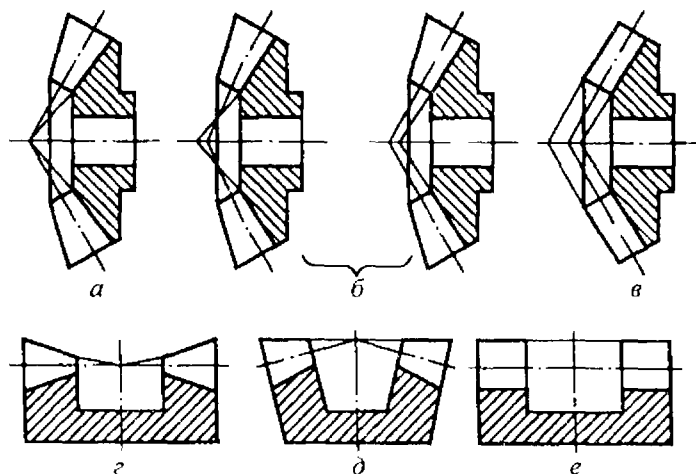


Рис. 11.30. Осевая форма зубьев и формы производящих колес

Нарезание круговых зубьев осуществляется резцовой головкой с диаметром планшайбы d_0 (см. рис. 11.28, б). На планшайбе резцы установлены неподвижно. Резание (снятие стружки) осуществляется вращением головки относительно своей оси. Расчетные размеры зубьев — в нормальной плоскости ON (см. рис. 11.28, б).

При нарезании происходит обкатка нарезаемой заготовки с воображаемым плоским производящим колесом, форму которого воспроизводит режущий инструмент. Радиус плоского колеса равен размеру R_e с числом зубьев

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \quad (11.52)$$

Число зубьев z_c может быть дробным (вычисляется точно), так как обкатка каждого зуба осуществляется последовательно. Специфика зубонарезания требует, чтобы $z_c > 20$, для ответственных передач не менее 30. Это необходимо учитывать при выборе чисел зубьев колес.

Режущие зубья инструмента не могут менять высоту при движении от торца к вершине конуса. При постоянной высоте зубья инструмента могут двигаться параллельно какой-либо образующей конуса зубчатого колеса. При этом воспроизводится форма производящего колеса. В зависимости от типа зуборезного станка и метода нарезания применяют плоское производящее колесо, плосковершинное, плоское плосковершинное (рис. 11.30, *г, д, е*). В зависимости от формы плоского колеса при нарезании получается разная осевая форма зуба конического колеса.

Осевая форма зуба. Назначается при проектировании и в некоторой степени связана с диаметром d_0 резцовой головки (см. рис. 11.28, б). Диаметры резцовых головок стандартизованы.

Осевая «форма 1» (рис. 11.30, *а*) — пропорционально понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин совпадают. Эту форму применяют для прямых и круговых зубьев с $m_n \leq 2,5$ мм.

Осевая «форма 2» (рис. 11.30, *б, в*) — вершины конусов не совпадают и располагаются так, что ширина дна впадины колеса постоянна. Это позволяет обрабатывать одним резцом обе поверхности зубьев впадины, не раздвигая резцы при настройке станка. Эта осевая форма зубьев является основной для круговых зубьев с модулями $m_n = 0,4 \dots 25$ мм, $z_c \geq 24$.

Осевая «форма 3» (рис. 11.30, *г*) — равновысокие зубья. Образующие конусов делительного, вершин и впадин зубьев параллельны. Высота зуба постоянна по всей длине. Эту форму применяют для $m_n = 2 \dots 25$, $z_c \geq 40$.

Геометрический расчет. Зависит от зацепления колес, измерительных размеров, от осевой формы зубьев и дан в специальной литературе [11, 21]. Основные геометрические параметры приведены выше.

Угол наклона зубьев. Назначается на среднем конусном расстоянии (см. рис. 11.28, б). Увеличение угла наклона повышает плавность работы, но увеличивает осевую нагрузку на опоры валов. Преимущественно применяют $\beta_m = 35^\circ$.

Передаточное число и число зубьев. Понижающие конические передачи можно выполнять с передаточным числом $u = 1 \dots 10$. Повышающие — не более 3. Большие передаточные числа усложняют конструирование шестерни и ее узла подшипников. Обычно $u < 6$.

Число зубьев шестерни следует выбирать больше минимально допустимого числа ее зубьев по рис. 11.31 и табл. 11.8. При этом передачи получаются равнопрочными по контактному и изгибным напряжениям.

Таблица 11.8

Минимально допустимые числа зубьев шестерни

Передаточное число u	z_1 при β°	
	0	35
1	17	17
1,6	15	14
2	13	11
$\geq 3,15$	12	8

Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$. При окончательном выборе следует учесть рекомендацию по числу зубьев z_c плоского колеса.

Коэффициенты смещения. Для равносмещенной передачи принимают у шестерни положительное смещение, у колеса — отрицательное, равное по абсолютной величине $x_2 = -x_1$,

$$x_1 = 2(1 - 1/u^2) \sqrt{\cos^3 \beta_m / z_1}.$$

Для прямозубых колес $\cos \beta_m = 1$.

Для достижения равнопрочности по изгибу зубьев колес увеличивают расчетную толщину зуба шестерни, а у колеса уменьшают на такую же величину посредством разведения рез-

цов. Коэффициент тангенциального смещения, характеризующий изменение толщины зуба при $u \geq 2,5$, определяют по формуле

$$x_{\tau} = 0,03 + 0,008(u - 2,5) + 0,0025\beta_m.$$

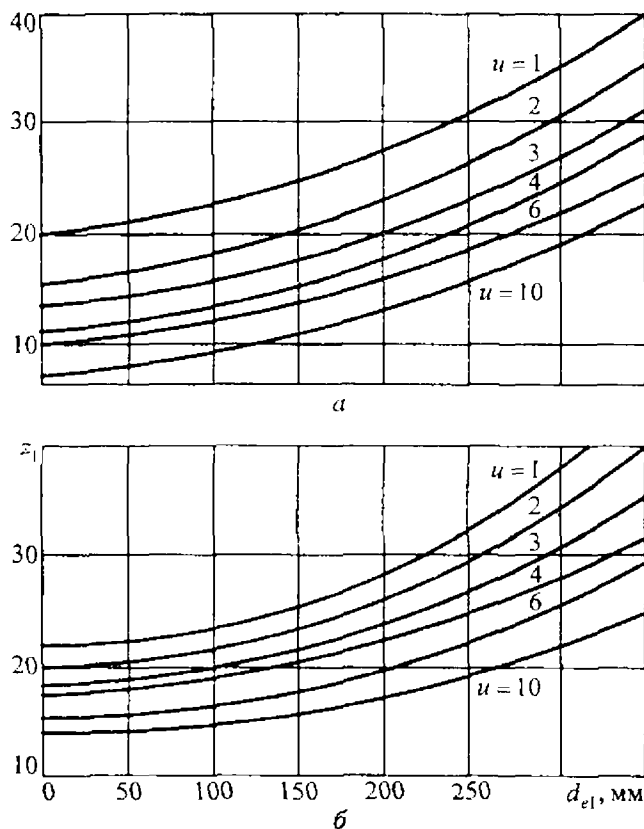


Рис. 11.31. График для определения чисел зубьев шестерни:
 a — с круговым зубом; b — прямозубой

Силы в зацеплении. Результирующую силу F_n , действующую в нормальной плоскости к поверхности зуба, раскладываем на составляющие: окружную F_t , радиальную F_r и осевую F_a . Известен вращающий момент T , Н·м, и следовательно, известна

окружная сила на среднем делительном диаметре. Выразим через окружную силу другие составляющие (рис. 11.32, сечение O_2O_1).

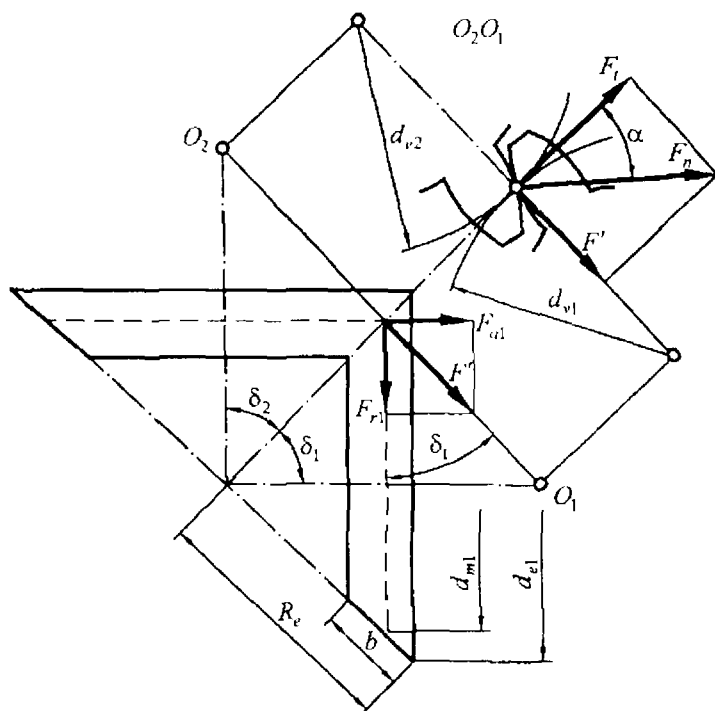


Рис. 11.32. Схема к расчету контактной прочности и сил в зацеплении конических передач

Для прямозубой передачи

$$F_t = 2000 T_1 / d_{m1} = 2000 T_1 / [d_{e1} (1 - 0,5 K_{be})]; \quad (11.53)$$

$$F_{r1} = F' \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1;$$

$$F_{a1} = F' \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1;$$

$$F_n = F_t / \cos \alpha.$$

Для колеса $F_{r2} = -F_{a1}$; $F_{a2} = -F_{r1}$.

Для передач с круговыми зубьями окружную силу F_t вычисляют по вышеприведенной формуле. Радиальную и осевую силы определяют по зависимостям:

для ведущего зубчатого колеса

$$F_r = F_t (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta \pm \sin \beta_n \sin \delta) / \cos \beta_n ;$$

$$F_a = F_t (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta \pm \sin \beta_n \cos \delta) / \cos \beta_n ;$$

для ведомого зубчатого колеса $F_r = -F_a$, $F_a = -F_r$.

Верхние знаки в уравнениях принимают, когда направление винтовой линии зуба и вращение колеса совпадают при наблюдении со стороны вершины конуса.

Для осевой формы 1 и 2 $\beta_n = \beta_m$ (обычно 35°); $\alpha_n = 20^\circ$.

Расчет на прочность конических зубчатых передач. Проводят так же, как расчет цилиндрической зубчатой передачи с эквивалентными зубчатыми колесами d_{v1} , d_{v2} в среднем сечении O_1O_2 длины зуба (см. рис. 11.32).

В формуле (11.24) для *контактных напряжений* цилиндрических передач заменим F_t на выражение (11.53) для конических передач, $b_w = K_{be} R_e = 0,5 K_{be} d_1 / \sin \delta_1$, значение d_1 на $d_{v1} = d_{e1} (1 - 0,5 K_{be}) / \cos \delta_1$, $u = u_v = z_{v2} / z_{v1} = (\cos \delta_1 / \cos \delta_2)^2$, а также примем $(1 - 0,5 K_{be})^2 \approx 1,04(1 - K_{be})$, введем в знаменатель коэффициент $v_H = 0,85$, найденный экспериментально для понижения нагрузочной способности конических передач по сравнению с цилиндрическими. Принимая в формуле (11.25) $K_Z = 431$, получаем

$$\sigma_H = 3 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{\frac{TK_{H1}}{(1 - K_{be}) K_{be} d_{e1}^3 v_H u}} \leq [\sigma]_H, \quad (11.54)$$

где $K_H = K_{H\beta} K_{HV}$ — коэффициент нагрузки; $[\sigma]_H$ — допускаемые напряжения находят по зависимостям для цилиндрических передач; v_H — коэффициент для прямозубых передач равен 0,85, а для передач с круговым зубом его определяют по формулам:

при твердости $H_1 < 350 \text{ HB}$, $H_2 < 350$ $v_H = 1,22 + 0,21u$;

$H_1 > 45 \text{ HRC}$, $H_2 < 350$ $v_H = 1,13 + 0,13u$;

$H_1 = H_2 > 45 \text{ HRC}$, $v_H = 0,81 + 0,15u$.

При *проектном расчете* внешний диаметр колеса определяют из зависимости (11.54) для $K_{be} = 0,285$,

$$d_{e1} = 1650 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_1 K_H}{[\sigma]_H^2 v_H u}}. \quad (11.55)$$

Проверочный расчет по напряжениям изгиба проводят по формулам

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{2,7 \cdot 10^3 T_1}{b d_{e1}} \cdot \frac{K_F Y_{F1}}{m_{te} v_F} \leq [\sigma]_F; \\ \sigma_{F2} &= \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma]_{F2}, \end{aligned} \quad (11.56)$$

где $K_F = K_{F\beta} K_{FV}$; $[\sigma]_F$, Y_F — для z_F определяют по формулам цилиндрических передач; $v_F = 0,85$ — для прямозубых. Для косозубых передач:

$$v_F = 0,94 + 0,08u \text{ при } H_1 = H_2 < 350 \text{ HB};$$

$$v_F = 0,85 + 0,043u \text{ при } H_1 > 45 \text{ HRC}_\gamma, H_2 < 350 \text{ HB};$$

$$v_F = 0,65 + 0,11u \text{ при } H_1 = H_2 > 45 \text{ HRC}_\gamma.$$

Модуль при проектном расчете определяют по формуле

$$m_{te} = 3 \sqrt{\frac{2,7 \cdot 10^3 T_1 K_F Y_{F1}}{\psi_m z_1 [\sigma]_{F1} v_F}}, \quad (11.57)$$

где $\psi_m = b/m_{te}$ — предварительно принимают как в цилиндрических передачах и просчитывают для нескольких вариантов z_1 (см. § 11.10).

Для расчета ответственных конических передач с круговыми зубьями рекомендуем пользоваться методикой фирмы «Глисон», изложенной в работе [21].

11.14. КПД зубчатых передач

КПД передачи определяют как отношение полезной работы к полной затраченной работе

$$\eta = (P - P_{\text{тр}})/P = 1 - P_{\text{тр}}/P = 1 - \psi,$$

где P , $P_{\text{тр}}$ — полная мощность и мощность, затраченная на трение, $\psi = P_{\text{тр}}/P$ — коэффициент относительных потерь.

Потери мощности в зубчатых передачах, в основном, складываются из потерь: а) на трение в зацеплении; б) гидравлических — на разбрызгивание масла; в) в подшипниках. В особо быстроходных передачах могут быть значительными вентиляционные потери. Общий КПД передачи равен

$$\eta = 1 - (\psi_z + \psi_r + \psi_n), \quad (11.58)$$

где ψ_z , ψ_r , ψ_n — коэффициенты относительных потерь мощности в зацеплении, гидравлических и в подшипниках.

Потери в зацеплении вызываются силами трения между зубьями. Силы трения в режиме полужидкостной смазки зависят от многих факторов. Коэффициент трения качения со скольжением определяется по формуле [17]

$$f = \frac{4,5 \cdot 10^{-3} \sigma_H^{0,02} [10 + \lg(HB Ra(E\rho))]}{v^{0,07} v_k^{0,12} v_s^{0,2}},$$

где σ_H — напряжения по Герцу, МПа; v — вязкость масла в контакте поверхностей, $\text{м}^2/\text{с}$; HB — твердость по Бринеллю; Ra — шероховатость поверхности более твердого тела, м ; E — приведенный модуль упругости, МПа; ρ — приведенный радиус кривизны, м ; v_s — скорость скольжения, $\text{м}/\text{с}$, v_k — суммарная скорость качения, $\text{м}/\text{с}$ (см. ниже).

Для приближенных расчетов коэффициент трения скольжения между зубьями f в зависимости от суммарной скорости качения $v_k = 2v_{\text{окр}} \sin \alpha_t \approx 0,7v_{\text{окр}}$ можно определять по формуле

$$f = 1,25(0,102 - 0,02v_k^{0,33}).$$

Относительные потери в зацеплении вычисляют как отношение работы сил трения скольжения между зубьями при повороте колес на один шаг к передаваемой колесами полезной работе за тот же период:

$$\psi_z = 2,3 f (1/z_1 \pm 1/z_2) k_{\psi}, \quad (11.59)$$

где k_{ψ} — коэффициент, равный для некорректированного зацепления 1; для зацепления со смещением $x_1 = 0,5$, $x_2 = -x_1$ $k_{\psi} = 1,15$; при $x = 0,8$ $k_{\psi} = 1,4$, знак «+» для внешнего, «-» для внутреннего зацепления. Потери растут с уменьшением чисел зубьев.

Потери гидравлические на размешивание и разбрызгивание масла растут с увеличением вязкости масла, окружной скорости, ширины колес, глубины погружения. Для колеса, погруженного в масло на глубину, равную двойной высоте зуба, ψ_r приближенно определяют по формулам

$$\psi_r = F_p / F_t; \quad F_p = cb\sqrt{v\mu/(z_1 + z_2)},$$

где $F_t = 2000 T_1 / d_1$ — окружная сила в передаче, Н; F_p — окружная сила, затрачиваемая на размешивание и разбрызгивание масла, Н; v — окружная скорость, м/с; b — ширина колес, мм; μ — динамическая вязкость масла при рабочей температуре, Па·с; c — коэффициент, равный 30 (при струйной смазке $c = 20$).

Например, для передачи $z_1 + z_2 = 118$, $b = 48$ мм, $v = 2,6$ м/с, $F_t = 1400$ Н, $t = 60$ °С, масло И-Л-А-32, $\mu = 0,011$ Па·с, $\psi_1 = 0,016$.

Коэффициент потерь на трение в подшипниках качения равен

$$\psi_n = \sum_{j=1}^k T_{трj} \omega_j / (T\omega), \quad (11.60)$$

где $T_{трj}$, ω_j — момент трения и угловая скорость j -го подшипника; k — число подшипников опор одной передачи; T , ω — момент и угловая скорость выходного вала, Н·м, с⁻¹.

Момент трения в каждом подшипнике (см. далее гл. 18) составляет

$$T_{тр} = 0,5 f F_r d,$$

где f — коэффициент трения в подшипнике (для радиальных шариковых и роликовых 0,0015, радиально-упорных шариковых и роликовых конических 0,002); F_r — радиальная нагрузка, Н; d — диаметр отверстия в подшипнике, м.

Средние значения КПД зубчатых передач на подшипниках качения при расчетном моменте приведены в табл. 11.9.

При передаче неполной мощности КПД значительно ниже вследствие влияния постоянных потерь, т. е. потерь, не зависящих от передаваемой мощности [15].

Средние значения КПД зубчатых передач на подшипниках качения

Конструкция	Передача	
	цилиндрическая	коническая
Закрытая среднескоростная с жидкой смазкой	0,98	0,97
Закрытая высокой точности с жидкой смазкой быстроходная	0,99	0,98
Открытая с пластичной смазкой	0,96	0,95

11.15. Планетарные передачи

Общие сведения. Планетарным называется механизм, состоящий из зубчатых колес, в котором геометрическая ось хотя бы одного из колес подвижна.

Простая планетарная передача (рис. 11.33, а) включает: z_a , z_b — центральные колеса с внешними и внутренними зубьями, z_g — сателлиты с внешними зубьями, которые зацепляются одновременно с z_a и z_b (z — числа зубьев колес, n_w — число сателлитов, здесь $n_w = 3$), h — водило, на котором расположены оси сателлитов (здесь водило соединено с тихоходным валом).

Принцип работы планетарных передач: при закреплённом колесе z_b ($\omega_b = 0$) вращение колеса z_a (ω_a) вызывает вращение сателлита z_g относительно собственной оси со скоростью ω_g . Качение сателлита по z_b перемещает его ось и вращает водило со скоростью ω_h .

Сателлит совершает вращение относительно водила со скоростью $\omega_g^h = \omega_g - \omega_h$ и вместе с водилом (переносное движение). Его движения напоминают движения планет, поэтому передача называется планетарной.

Основными звеньями планетарной передачи называют такие, которые воспринимают внешние моменты. На рис. 11.33, а основные звенья — z_a , z_b , h , т. е. два центральных колеса (2К) и

водило (h). Сокращенно обозначают $2K-h$ [26]. Внешние моменты: T_a — на ведущем валу, T_h — на ведомом (тихоходном) валу, T_b — на колесе z_b (на корпусе).

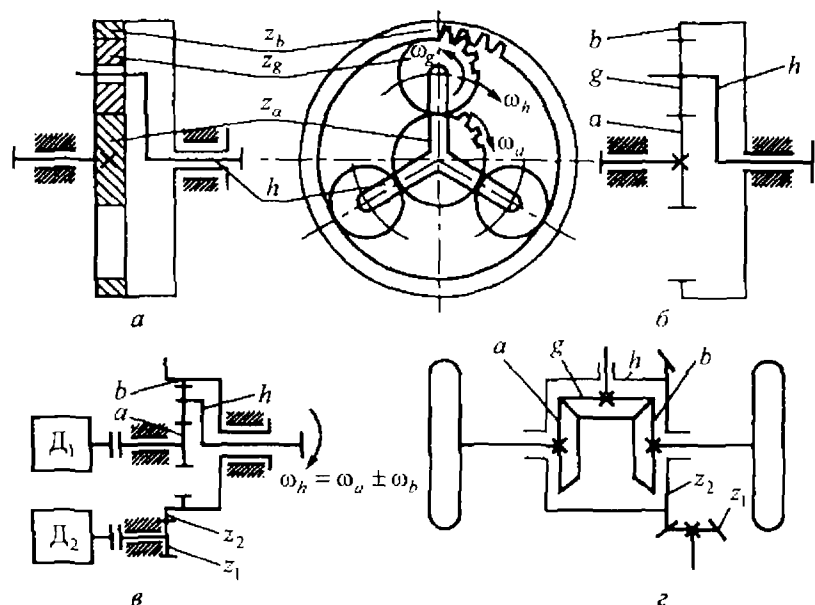


Рис. 11.33. Планетарные передачи:

a — конструктивная схема; b — кинематическая схема передачи; v, z — дифференциальные передачи (суммирующая и раскладывающая скорости вращения)

Любое основное звено планетарной передачи может быть остановлено.

Дифференциальной называют передачу, в которой все основные звенья подвижны. При этом можно суммировать движение двух звеньев на одном или раскладывать движение одного звена на два остальных.

На рис. 11.33, v показано суммирование движений звена z_a (двигатель D_1) и звена z_b (двигатель D_2) на водиле h . Между двигателем D_2 и колесом z_b поставлена дополнительная передача

ча z_1 , z_2 , чтобы получить необходимый вращающий момент на колесе z_b (см. ниже). Такая схема применяется в системах автоматического управления.

На рис. 11.33, *г* показан дифференциал заднего моста автомобиля, выполненный по схеме рис. 11.33, *а*, но с коническими колесами (z_a , z_b — два центральных колеса, h — водило, в котором размещены оси сателлитов z_g). Водило получает вращение от конической передачи z_1 , z_2 . Здесь вращение водила h раскладывается между колесами z_a и z_b , обратно пропорционально моментам сопротивлений, например, при повороте автомобиля. Это облегчает управление машиной и уменьшает износ покрышек. При одинаковых моментах сопротивления на колесах все зубчатые колеса дифференциала вместе с водилом вращаются как одно целое.

Планетарные передачи по сравнению с обычными имеют преимущества: меньшие габариты и массу, так как вращающий момент передается по нескольким потокам (сателлитам). В некоторых схемах можно получить большие передаточные отношения при малом числе колес. Нужно помнить, что с увеличением передаточного числа в одной передаче КПД уменьшается.

К недостаткам передач можно отнести: повышенную точность изготовления, большое число подшипников качения, наличие долбяка для нарезания колес с внутренними зубьями (долбяк меняет параметры при переточках).

Наиболее распространенные схемы передач (табл. 11.10) обладают или высоким КПД, или большими передаточными отношениями в одной передаче.

Схема 1 — одноступенчатая передача ($2K-h$ — два центральных колеса и водило), наиболее распространена, так как имеет высокий КПД и технологичную конструкцию. Наибольшее передаточное отношение одной ступени $u_{ah}^b = 9 \dots 12$ для $z_a = 12 \dots 24$ (см. условие соседства). Для передаточных отношений $u \geq 16$ соединяют последовательно две или больше передач.

Распространенные схемы планетарных передач

№ схем	Схемы передач	Передачное отношение	КПД зацепления и подшипников сателлитов
1		$u_{a2}^h = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_h}{z_a}$ $u_{a2}^h = 3 \dots 8$ кинематическое — 12 оптимальное — 4 .. 6	$\eta_{a2}^h = 1 - \frac{u_{a2}^h - 1}{u_{a2}^h} \psi_{a2}^h$ $\eta_{a2}^h = 0,98 \dots 0,96$
2		$u_{a2}^h = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b z_k}{z_f z_a}$ $u_{a2}^h = 8 \dots 19$	$\eta_{a2}^h = 1 - \frac{u_{a2}^h - 1}{u_{a2}^h} \psi_{a2}^h$ $\eta_{a2}^h = 0,97 \dots 0,95$
3		$u_{a2}^e = \frac{n_a}{n_h} = \frac{1}{1 - \frac{z_f z_k}{z_f z_b}}$ $\frac{z_f z_k}{z_f z_b} \rightarrow 1; \quad u_{a2}^e \rightarrow \infty$ $u_{a2}^e = 30 \dots 1000$	$\eta_{a2}^e = \frac{1}{1 + \left \frac{u_{a2}^e - 1}{u_{a2}^e} \right \psi_{a2}^e}$ $\eta_{a2}^e = 0,85 \dots 0,15$
4		$u_{a2}^e = \frac{n_a}{n_e} = \frac{1 + \frac{z_h}{z_a}}{1 - \frac{z_b z_f}{z_g z_e}}$ $u_{a2}^e = 15 \dots 300$	$\eta_{a2}^e \approx \frac{0,97}{1 + \left(\frac{u_{a2}^e - 1}{\frac{z_h}{z_a} + 1} \right) \psi_{a2}^e}$ $\eta_{a2}^e = 0,95 \dots 0,5$
5		$u_{a2}^h = \frac{n_a}{n_h} = \frac{z_g}{z_h - z_g}$ $u_{a2}^h = \frac{n_a}{n_h} = \frac{z_h}{z_b - z_g}$ $u_{a2}^h \approx u_{a2}^h = 10 \dots 70$	$\eta_{a2}^h \approx \eta_{a2}^h = \frac{1 - \psi_{a2}^h}{1 + \left \frac{u_{a2}^h - 1}{u_{a2}^h} \right \psi_{a2}^h}$ $\eta_{a2}^h \approx 0,9 \dots 0,85$
6		$u_p = u_{a2b2}^h = \frac{n_{a2}}{n_b} =$ $= 1 - u_{a2b2}^h u_{a2b2}^h =$ $= 1 - \left(1 + \frac{z_{h1}}{z_{a1}} \right) \left(1 + \frac{z_{h2}}{z_{a2}} \right)$ $u_p = 10 \dots 20$	$\eta_{a2b2}^h = 1 - \left[\left(1 - \frac{z_{h1}}{z_{a1} u_p} \right) \psi_{a2b2}^h + \frac{z_{h1}}{z_{a1} u_p} \left(1 + \frac{z_{h2}}{z_{a2}} \right) \psi_{a2b2}^h \right]$ $\eta_{a2b2}^h = 0,97 \dots 0,92$

Тогда общее передаточное отношение редуктора равно произведению последовательно соединенных

$$u_p = u_1 u_2 \dots u_n, \quad (11.61)$$

где u_p — передаточное отношение редуктора.

После распределения передаточного отношения между ступенями каждую ступень рассчитывают отдельно.

Схема 2 (2K-h). Имеет высокий КПД, сравнимый с КПД схемы 1, но более сложное по конструкции водило, так как у сателлита два зубчатых колеса z_g, z_f с большой разницей диаметров. Оптимальные передаточные отношения $u = 9 \dots 17$. При этом масса редуктора меньше двухступенчатого по схеме 1.

Схема 3 (2K-h) позволяет получить большие передаточные отношения в одной ступени (до 10000 при четырех колесах и с малой разностью зубьев зацепляющихся колес). Однако с увеличением передаточного отношения резко падает КПД и плавность вращения тихоходного вала (из-за ошибок изготовления по шагу возможны кратковременные остановки вала). Эта передача требует высокой степени точности изготовления колес.

Недостатком схемы является также высокая нагруженность подшипников сателлитов. Относительная частота вращения колес подшипника соответствует частоте быстроходного вала, а нагрузка на них соответствует нагрузке тихоходного звена.

Схема 4 (3K) — основные звенья — три центральных колеса. Водило служит только для поддержания осей сателлитов.

КПД этой передачи несколько ниже, чем у многоступенчатой (см. схему 1) при одинаковых $u = 30 \dots 100$, но зато она имеет меньшее число зубчатых колес и подшипников сателлитов.

Схема 5 (K-h-V) — имеет основные звенья: одно центральное колесо z_b , водило h (всдущее), вал V . Механизм W служит для передачи вращения с эксцентрично расположенного сателлита на вал V . Шарнирная муфта в качестве механизма W практически не применяется. Взамен ее используется механизм с параллельными кривошипами или цевочное зацепление с передаточным числом, равным 1.

В схеме 5 разность зубьев колес мала. Поэтому контактные напряжения в зацеплении малы и размеры передачи определяют из условия выносливости зубьев на изгиб. Чтобы сократить размер передачи, применяют вместо эвольвентного цевочное зацепление колес. Профиль зубьев (циклоиду) выбирают так, чтобы в одновременном зацеплении участвовало много цевок (втулок на осях). Нагрузочная способность обычно лимитируется подшипником сателлита z_g , так как высокая частота вращения сочетается с большими нагрузками от тихоходного звена.

При высокой точности изготовления редуктор работает бесшумно с высоким КПД и имеет габариты, соответствующие волновой зубчатой передаче, но при этом имеет большую массу.

Схема 6 — составлена из двух механизмов схемы 1. В отличие от двухступенчатой передачи схемы 1 здесь остановлено водило h_1 , а центральные колеса с внутренними зубьями z_{b1} и z_{b2} закреплены в барабане и имеют одинаковую частоту вращения, равную частоте вращения барабана. Такая схема применяется для передач, встроенных в барабан грузоподъемных машин, лебедок, ведущих колес большегрузных автомобилей.

Наиболее нагруженной является ступень с остановленным водилом h_1 . Расчет на прочность начинают с нее.

С другими часто употребляемыми схемами можно ознакомиться по работам [21, 23, 26].

Кинематика планетарных передач. Передаточное отношение обозначают буквой с индексами, например i_{ah}^b . Нижние индексы — направление передачи движения, верхний — звено, обычно неподвижное, относительно которого рассматривается движение.

Для определения передаточного отношения рассмотрим дифференциальный механизм, у которого основные звенья имеют положительные угловые скорости ω_a , ω_b , ω_h (рис. 11.33, а). Сообщим мысленно механизму скорость $-\omega_h$. Тогда звенья будут иметь скорости $\omega_a - \omega_h$; $\omega_b - \omega_h$; $\omega_h - \omega_h = 0$. Водило не-

подвижно. Такой механизм называют обращенным. Для него передаточное отношение запишется по формуле Виллиса

$$u_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = \frac{n_a - n_h}{n_b - n_h}, \quad (11.62)$$

где n — частота вращения основных звеньев, $\omega = \pi n / 30$.

Передаточное отношение $u_{ab}^h = (-\omega_a / \omega_g)(\omega_g / \omega_b)$ имеет знак минус для внешнего зацепления (разное направление угловых скоростей) и плюс — для внутреннего (рис. 11.33, а):

$$u_{ah}^b = (-z_g / z_a)(z_b / z_g) = -z_b / z_a. \quad (11.63)$$

С х е м а 1 (табл. 11.10). Остановлено колесо b ($\omega_b = 0$). Из формулы (11.62) определяем $u_{ah}^b = \omega_a / \omega_h$ при $\omega_b = 0$:

$$u_{ab}^h = \omega_a / \omega_h = 1 - u_{ab}^h = 1 + z_b / z_a. \quad (11.64)$$

Закреплено колесо a ($\omega_a = 0$). Определяем

$$u_{bh}^a = \omega_b / \omega_h = 1 - 1 / u_{ab}^h = 1 + z_a / z_b. \quad (11.65)$$

С х е м а 2 (табл. 11.10). $\omega_b = 0$, $u_{ab}^h = (z_b / z_f)(-z_g / z_a)$,

$$u_{ah}^b = \omega_a / \omega_h = 1 - u_{ab}^h = 1 + (z_b / z_f)(z_g / z_a). \quad (11.66)$$

Формулы для определения передаточных отношений для передач, выполненных по другим схемам, приведены в табл. 11.9.

Частоту вращения основных звеньев находят из уравнений (11.64, 11.65). При расчете на прочность зацеплений и подшипников сателлитов частоту вращения берут относительно водила, т. е. $n_g^h = n_g - n_h$. Уравнение Виллиса можно написать для любых трех звеньев механизма. Относительную частоту вращения сателлита g определяем из формул:

$$\frac{n_g - n_h}{n_a - n_h} = u_{ga}^h = -\frac{z_a}{z_g}; \quad n_g - n_h = -\frac{z_a}{z_g}(n_a - n_h), \quad (11.67)$$

где n_a и n_h — известны (одно задано, другое находим по зависимостям (11.64)–(11.66)).

Пример. $z_h = 80$, $z_a = 20$, $z_g = 30$, $n_h = 40$ мин⁻¹. По уравнению (11.64) $n_a = 40(1 + 80/20) = 200$ мин⁻¹;

$$n_a^h = -z_a/z_g(n_a - n_h) = -20/30(200 - 40) = -106,7 \text{ мин}^{-1}.$$

При расчетах на прочность частоту вращения n^h берут по абсолютной величине.

Вращающие моменты на основных звеньях (T_a , T_b , T_h).

Вращающие моменты необходимо знать для расчета передач, сил в зацеплении, элементов крепления и т. п. Любую планетарную передачу можно разбить на простые составляющие из трех основных звеньев.

При установившемся движении система находится в равновесии. Для нее можно написать два уравнения

$$T_a + T_h + T_b = 0; \quad (11.68)$$

$$T_a \omega_a + T_h \omega_h + T_b \omega_b = 0$$

или момент на водиле при $\omega_b = 0$ равен

$$T_h = -T_a u_{ah}^b \eta_{ah}^b,$$

где η_{ah}^b — КПД.

Первое — уравнение статики, второе — уравнение баланса энергии между ведущим и ведомым звеньями (на основании закона сохранения энергии). Один из трех моментов известен (задан на ведущем или ведомом валу). Два других находят из совместного решения двух уравнений.

На ведущем звене принимают момент со знаком плюс, а на ведомом — со знаком минус.

Например, при $T_h = -100$ Н·м, $u_{ah}^b = 5$, $\eta_{ah}^b = 0,97$ по уравнению (11.68), если КПД = 1, получим

$$-100 = -T_a \cdot 5; T_a = 20 \text{ Н·м},$$

$$20 - 100 + T_b = 0; T_b = 80 \text{ Н·м}.$$

С учетом потерь на трение $T_a = 20,62$ Н·м, $T_b = 79,38$ Н·м. Здесь знаки моментов на колесах a и b одинаковые, а на ведомом — противоположные. Знаки моментов используются при определении направления сил в зацеплениях.

Можно получить конечные формулы для определения момента на колесе b , подставив T_h в (11.68),

$$T_b = T_a(u_{ah}^b \eta_{ah}^b - 1).$$

Однако в практических расчетах удобно определять T_b непосредственно по (11.68), как это сделано ранее в примере.

КПД планетарных передач. Потери мощности складываются из потерь на трение в зацеплениях и подшипниках сателлитов, на размешивание масла (гидравлические). При больших скоростях водила учитывают аэродинамические потери

$$\eta_p = \eta_z \eta_r \eta_a, \quad (11.69)$$

где η_p — КПД редуктора; η_z — потери в зацеплении и в опорах сателлитов; η_r — гидравлические потери (см. § 11.14); η_a — аэродинамические потери.

Потери мощности на трение в зацеплении и опорах сателлитов зависят только от скорости относительно водила. Например, для схемы 1 (табл. 11.9)

$$P_{тр} = T_{тр}(\omega_a - \omega_h) = T_a(\omega_a - \omega_h)\psi^h,$$

где $P_{тр}$ — мощность трения; ψ^h — коэффициент потерь;

$T_{тр} = T_a\psi^h$ — момент трения.

Полная подводимая мощность на ведущем звене $P_a = T_a\omega_a$. Подставляя $P_{тр}$ и P_a в известную зависимость (см. § 11.14)

$\eta = (P_a - P_{тр})/P_a = 1 - P_{тр}/P_a$, получаем

$$\eta_{ah}^b = 1 - \frac{u_{ah}^b - 1}{u_{ah}^b} \psi^h, \quad (11.70)$$

где коэффициент потерь ψ^h для обращенного механизма

$$\psi^h = \psi_{ag}^h + \psi_{gb}^h + \psi_n^h;$$

ψ_{ag}^h , ψ_{gb}^h — коэффициенты потерь в зацеплениях определяют по зависимости (11.59); ψ_n^h — потери в подшипниках сателлитов

$$\psi_n^h = \sum_1^i \left| \frac{T_1(\omega_i - \omega_h)}{T_h \omega_h} \right|,$$

где T_i , ω_i — момент трения и угловая скорость i -го сателлита;
 T_h , ω_h — момент и угловая скорость выходного звена (водила).

Вычисление момента трения в подшипниках T_i показано в § 11.14. При проектном расчете можно принимать $\psi_n^h = 0,005 \dots 0,01$ (бóльшие значения для схемы 3).

Силы в зацеплении. Особенности определения сил в зацеплении планетарной передачи связаны с распределением нагрузки между сателлитами (рис. 11.34). В передаче с тремя сателлитами момент на центральном колесе T_a уравнивается силами в зацеплениях сателлитов

$$T_a = 0,5d_{wa}(F_{t1} + F_{t2} + F_{t3}),$$

где d_{wa} — диаметр начальной окружности центрального колеса;
 F_{t1} , F_{t2} , F_{t3} — силы в зацеплениях сателлитов.

В идеально точной передаче силы равны (рис. 11.34, б, тонкие линии многоугольника сил). В реальной передаче из-за ошибок изготовления силы распределяются неравномерно (см. рис. 11.34, б, жирные линии). Равновесие не нарушается из-за реакции $F_{оп}$, возникающей в опоре центрального колеса. Вектор $-F_{оп}$ направлен в сторону менее нагруженных сателлитов.

Выравнивание нагрузки между сателлитами можно осуществить, если исключить опоры центрального колеса. Для этого выполняют центральные колеса «плавающими», соединяя их с валом или корпусом шарнирными (зубчатыми) муфтами (рис. 11.34, в). Полному выравниванию препятствуют силы трения и силы инерции.

Силы в зацеплении определяют через вращающие моменты на основных звеньях. Неравномерность распределения нагрузки между сателлитами учитывается коэффициентом K_w .

Значения окружных и радиальных сил на основных звеньях определяют по зависимостям

$$F_{ta} = \frac{2000T_a}{d_{wa}} \frac{K_w}{n_w}; \quad F_{tb} = \frac{2000T_b}{d_{wb}} \frac{K_w}{n_w}; \quad F_{te} = \frac{2000T_e}{d_{we}} \frac{K_w}{n_w};$$

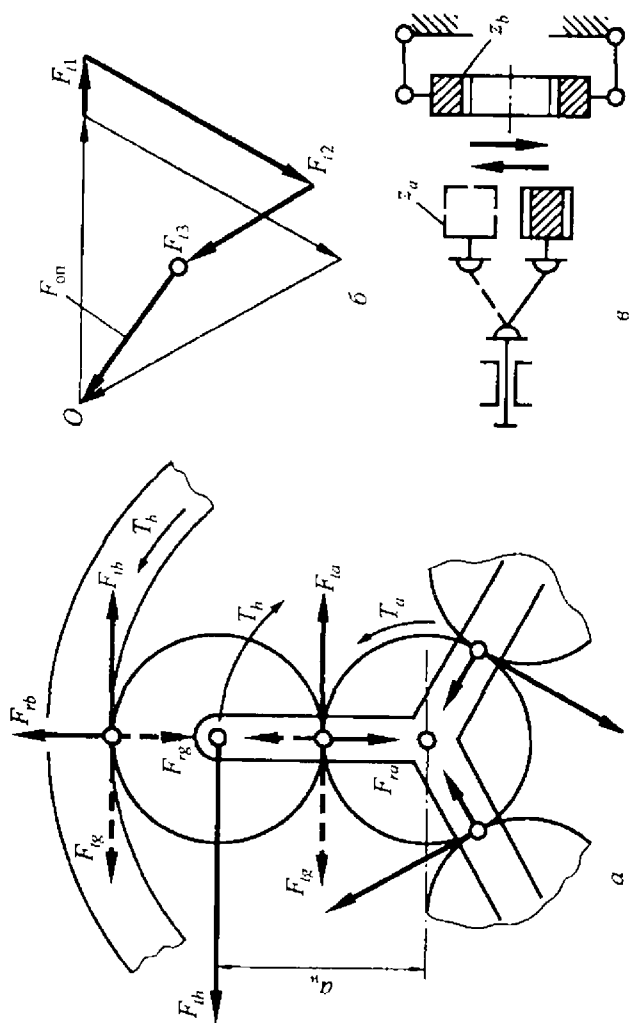


Рис. 11.34. Силы в зацеплениях сателлитов и метод их выраживания:

a — силы в зацеплениях; *б* — многоугольник сил для центральных колес; *в* — шарнирная подвеска центральных колес

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w; \quad F_{th} \approx F_{ta} + F_{tb}, \quad (11.71)$$

где T_a , T_b , T_e — значения моментов на звеньях, Н·м; F_{ta} , F_{tb} , F_{te} — окружные силы, Н; F_r — радиальная сила (для схемы 1 — взаимно уравновешены, см. табл. 11.9); $d_w = mz \cos \alpha_t / \cos \alpha_w$ — диаметры начальных окружностей колес; α , α_w — углы исходного контура и зацепления (для колес без смещения исходного контура $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$, $d_w = mz$ — диаметр делительной окружности); n_w — число сателлитов. $K_w = 1,1 \dots 1,2$ при наличии механизма выравнивания нагрузки, например, «плавающие» центральные колеса (рис. 11.34, б). $K_w = 1,5 \dots 2$ при отсутствии механизма выравнивания нагрузки. Меньшие значения — для передач, у которых имеется податливый (тонкий) обод колеса с внутренними зубьями.

Реакции опор сателлитов. Их находят по известным силам в зацеплении так же, как в обычных передачах.

Особенности расчета планетарных передач. Числа зубьев колес. В отличие от обычных зубчатых передач расчет начинают с выбора чисел зубьев колес. Так как колеса взаимосвязаны, то кроме обеспечения заданного передаточного отношения необходимо удовлетворить следующим условиям сборки: соосности, симметричного расположения сателлитов, соседства.

Например, для схемы 1, табл. 11.9 по заданному передаточному отношению u_{ah}^b находим $z_b/z_a = u_{ah}^b - 1$.

Задавшись z_a , находим z_b . Рекомендуют выбирать $z_a = 21 \dots 24$ для колес с $H \leq 350$ HB; $z_a = 18 \dots 21$ для $H = (35 \dots 52) \text{ HRC}_3$; $z_a < 18$ для $H > 52 \text{ HRC}_3$.

Условие соосности требует равенства межосевых расстояний различных пар зацепляющихся колес. Например, на рис. 11.33 необходимо, чтобы $a_{wag} = a_{wgb}$.

Если колеса прямозубые и изготовлены без смещения исходного контура, то

$$\frac{m(z_a + z_g)}{2} = \frac{m(z_b - z_g)}{2}; \quad z_g = \frac{z_b - z_a}{2}. \quad (11.72)$$

Чтобы z_g стало целым числом, z_b и z_a должны быть или нечетными или четными числами.

Если прямозубые колеса изготовлены со смещением исходного контура, то

$$\frac{m(z_a + z_g)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wag}} = \frac{m(z_b - z_g)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wgb}}. \quad (11.73)$$

Обычно назначают смещение колеса z_a ($\cos \alpha_{wag} < \cos \alpha$), а у колес z_g и z_b $\alpha_{wgb} = \alpha$. Тогда из (11.73) находят угол зацепления α_{wag} , и коэффициент смещения x_a по зависимостям

$$\alpha_{wag} = \arccos \left(\frac{z_a + z_g}{z_b - z_g} \cos \alpha \right);$$

$$x_a + x_g = \frac{\operatorname{inv} \alpha_{wag} - \operatorname{inv} \alpha}{2 \operatorname{tg} \alpha} (z_a - z_g); \quad x_g = 0. \quad (11.74)$$

Условие симметричного расположения сателлитов. Каждое зубчатое колесо можно представить в виде многоугольника с гранью, равной окружному шагу. Чтобы многоугольники собирались по граням, число зубьев (граней) центральных колес должно быть кратно числу сателлитов.

Для схемы 1

$$z_a/n_w = \mathbb{C}, \quad z_b/n_w = \mathbb{C} \text{ или } (z_a + z_b)/n_w = \mathbb{C}, \quad (11.75)$$

где n_w — число сателлитов; $\mathbb{C}$ — любое целое число.

Для схем 2 и 3, 4 соответственно

$$\frac{z_a z_f + z_g z_b}{n_w C_{gf}} = \mathbb{C}; \quad \frac{z_e z_g - z_f z_b}{n_w C_{gf}} = \mathbb{C}, \quad (11.76)$$

где C_{gf} — наибольший общий множитель чисел зубьев z_g и z_f .

Если условие не выполняется, то принимаем $z_g = z_g + 1, 2, \dots$, и возвращаемся к началу расчета выбора числа зубьев.

Условие соседства требует, чтобы сателлиты не задевали друг друга:

$$2a_{wag} \sin(\pi/n_w) \geq (d_g)_a;$$

$$(z_a + z_g) \sin(\pi/n_w) \geq z_g + 2.$$

При $n_w = 3$ максимальное передаточное отношение зависит от z_a . Если $z_a = 24$; 12, $u_{ah}^b = 12,44$; 9,95 соответственно.

Расчеты на прочность. Проводят для обращенного механизма (при остановленном водиле) по зависимостям для цилиндрических зубчатых передач (см. § 11.8–11.11).

Межосевое расстояние для прямозубых передач

$$a_w = 450(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{\psi_a u^2 [\sigma]_H^2}}.$$

Передаточное число $u = z_g / z_a$ — для внешнего зацепления, $u = z_b / z_g$; z_e / z_f — для внутреннего, $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha}$ — аналогично цилиндрическим передачам, но окружная скорость определяется по зависимости $v = \pi d n / 6000$ в относительном движении $n = |n_a - n_h|$ или $n = |n_g - n_h|$.

Вращающий момент $T_2 = T_g = T_a u K_w / n_w$ — для внешнего зацепления, $T_2 = T_b = T_a (z_b / z_a) K_w / n_w$ — для внутреннего зацепления (K_w — см. силы в зацеплении).

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$ находятся так же, как для цилиндрических передач, но при определении эквивалентного числа циклов по зависимости (11.36) частоту вращения берут относительно водила $n = |n_i - n_h|$ по абсолютной величине, $n_3 = n_w$; для сателлитов $n_3 = 1$, так как с колесами z_a и z_b контактирует разными боковыми сторонами.

Расчет зубьев на выносливость при изгибе ведут по зависимости (11.30). Допускаемые напряжения для сателлитов z_g (схемы 1, 4, 6) определяют с учетом двустороннего приложения нагрузки на зуб, т. е. $Y_A < 1$ (в зависимости от термообработки).

11.16. Волновые зубчатые передачи

Общие сведения. Волновая передача — это механизм, в котором движение между звеньями передается перемещением волны деформации гибкого звена. Волновая зубчатая передача (ВЗП)

включает z_1 — гибкое колесо с внешними зубьями, выполненное в виде тонкостенного цилиндра, соединенного с тихоходным валом; z_2 — жесткое колесо с внутренними зубьями, соединенное с корпусом; h — генератор волн, состоящий из гибкого подшипника, напрессованного на овальный кулачок (рис. 11.35, *a*), или из двух больших роликов (дисков), расположенных на эксцентриковом валу (см. рис. 11.40, *б*).

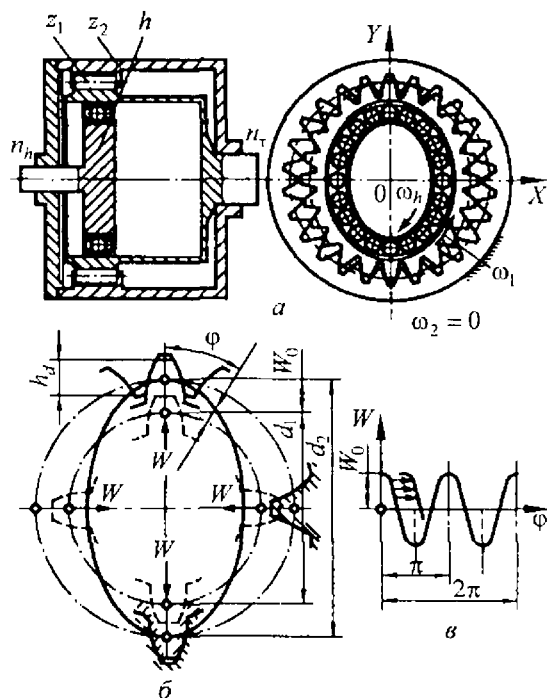


Рис. 11.35. Волновая зубчатая передача:
a — конструктивная схема; *б* — процесс деформации
 гибкого зубчатого венца; *в* — перемещения зубьев

Генератор волн по большой оси Y выполняют больше отверстия гибкого колеса на величину $2W_0$, а по малой оси X — меньше. При деформации гибкого колеса во время сборки зубья по большой оси генератора входят в зацепление на полную глу-

бину активной части зуба h_d . По малой оси зубья перемещаются (W) к центру и не зацепляются. Между этими участками зубья гибкого колеса погружены во впадины жесткого на разную глубину (рис. 11.35, б).

Необходимое максимальное радиальное перемещение W_0 равно полуразности диаметров делительных окружностей:

$$W_0 = 0,5(d_2 - d_1) = 0,5m(z_2 - z_1). \quad (11.77)$$

При разности чисел зубьев $z_2 - z_1 = 2$ величина максимальной радиальной деформации $W_0 = m$. При нарезании колес со смещением величина радиальной деформации находится в пределах $0,94m \leq W_0 \leq 1,1m$.

Цель деформации — получить большое число одновременно зацепляющихся зубьев и повысить нагрузочную способность передачи. Для обеспечения многопарного зацепления выбирают определенной формы кулачок, величину радиальной деформации и геометрию профиля зубьев.

Принцип работы ВЗП можно объяснить на примере силового взаимодействия звеньев (рис. 11.36). После сборки передачи результирующий вектор сил деформации F_h действует на гибкое колесо по большей оси генератора волн. При повороте генератора волн по часовой стрелке на бесконечно малый угол $\Delta\varphi$ вектор результирующих сил поворачивается в ту же сторону, увеличиваясь по модулю (F_h^T). Зубья гибкого колеса, перемещаясь в радиальном направлении на величину ΔW , давят на зубья жесткого колеса с силой F_n по нормали к их профилю. Эта сила раскладывается на окружную F_{t_2} и радиальную F_{r_2} . На зуб гибкого колеса действует такая же система сил, но в обратном направлении. Если закреплено жесткое колесо, то под действием сил F_{t_1} гибкое колесо вращается в сторону, обратную вращению генератора. Если закреплено дно гибкого колеса, то под действием сил F_{t_2} жесткое колесо вращается в сторону вращения генератора волн.

Рассмотрим работу передачи в режиме мультипликатора (ускорителя), когда закреплено дно гибкого колеса. При вращении

жесткого колеса против часовой стрелки возникает показанная выше система сил в зацеплении.

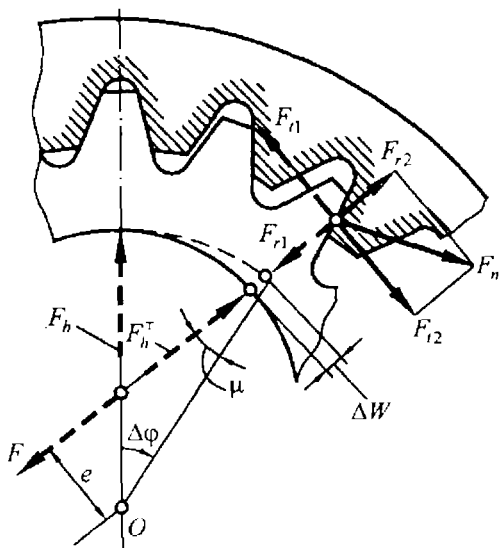


Рис. 11.36. Принцип работы ВЗГ

На генератор волн в точке контакта по нормали к профилю кулачка давит сила $F \approx F_{r1}$ с плечом e относительно оси вращения O . Момент $F \cdot e$ вращает генератор волн, если угол μ будет больше угла трения. Если в генераторе установить подшипники скольжения, то передача может быть самотормозящей.

График перемещений W точек обода гибкого колеса от угла φ показан на рис. 11.35, в. Он напоминает волновую функцию. На углу 2π отложены две волны, поэтому передачу называют двухволновой. При вращении генератора волна смещается (бежит) вдоль оси абсцисс (по окружности гибкого колеса).

При больших передаточных отношениях применяют трехволновые передачи. Их недостаток — большие величины напряжений изгиба в гибком колесе.

Многопарность зацепления определяет все положительные качества этих передач по сравнению с обычными: меньшие массы

и габаритные размеры, более высокую кинематическую точность, меньший мертвый ход, высокую демпфирующую способность, меньший шум.

Волновые передачи позволяют осуществлять большие передаточные отношения в одной ступени: минимальное — 70 (ограничивается изгибной прочностью гибкого зубчатого венца), максимальное — 300...320 (ограничиваются минимально допустимой величиной модуля, равной 0,2...0,15 мм). При этом КПД равен 85...78 %, как и в планетарных передачах при тех же передаточных отношениях. В режиме мультипликатора КПД 65...55 %.

К недостаткам ВЗП можно отнести мелкие модули зацепления (0,15...2 мм), сложность изготовления гибких тонкостенных колес (требуется специальная технологическая оснастка), ограниченные частоты вращения генератора волн из-за возникновения вибраций.

Предельные кратковременные частоты вращения n_h (мин^{-1}) при жидком смазочном материале определяют в зависимости от диаметра $d_1 = mz_1$ делительной окружности:

$$d_1 \leq 480 \text{ мм}, \quad n_h = 550 + 4,82 \cdot 10^5 / d_1;$$

$$d_1 > 480 \text{ мм}, \quad n_h = 5,2 \cdot 10^5 / d_1.$$

При пластичном смазочном материале и непрерывной работе предельные частоты вращения уменьшаются в 4...5 раз.

Передаточное отношение волновых передач определяется так же, как и для планетарных, по уравнению Виллиса

$$\frac{n_1 - n_h}{n_2 - n_h} = u_{1,2}^h = \frac{z_1}{z_2}, \quad (11.78)$$

где n_1 , n_2 , n_h — частоты вращения гибкого, жесткого колес, генератора волн соответственно.

При неподвижном жестком колесе ($n_2 = 0$) из уравнения (11.78) находим n_h/n_1 делением числителя и знаменателя левой части на n_1 :

$$u_{h,1}^{(2)} = \frac{n_h}{n_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}. \quad (11.79)$$

Знак «минус» указывает на разное направление вращения ведущего и ведомого звеньев при закреплённом колесе z_2 .

Радиальная деформация и передаточное отношение взаимосвязаны. Умножив и разделив на модуль выражение (11.79), получим

$$u_{h,1}^{(2)} = \left| -\frac{z_1}{z_2 - z_1} \frac{m}{m} \right| = \frac{d_1}{2W_0}; \quad W_0 = \frac{d_1}{2u_{h,1}^{(2)}}.$$

Минимальное передаточное отношение ограничивается изгибной прочностью зубчатого гибкого колеса. При $d_1 = \text{const}$ с уменьшением передаточного отношения возрастает потребная величина радиальной деформации и напряжения изгиба.

Например, при $u = 80$ потребная величина радиальной деформации в 1,25 раза больше, чем при $u = 100$. Примерно в такой же пропорции увеличатся напряжения изгиба в гибком колесе и понизится допустимый вращающий момент.

Кинематика передач. Кинематические схемы передач показаны на рис. 11.37. В передаче (рис. 11.37, а) закреплёно жесткое колесо z_2 . Вращение передается от h к z_1 . Передаточное отношение определяется по зависимости (11.79).

Для схем (рис. 11.37, б, в) ведущим звеном является генератор волн h , ведомым — жесткое колесо z_2 , колесо z_1 — неподвижно. Тогда передаточное отношение определяется по формуле

$$u_{h,2}^{(1)} = n_h/n_T = z_2/(z_2 - z_1). \quad (11.80)$$

Например, $z_1 = 200$, $z_2 = 202$, передаточные отношения $u_{h,1}^{(2)} = 100$, $u_{h,2}^{(1)} = 101$ различаются незначительно (на единицу).

Схема (рис. 11.37, в) используется для передачи движения из герметизированного пространства к жесткому колесу z_2 через неподвижное гибкое колесо z_1 . Используется в космической и вакуумной технике.

Передачу с коротким гибким колесом (рис. 11.37, г) чаще применяют при $z_{1м} = z_{2м} = z_1$, т. е. зацепление $z_{1м}$, $z_{2м}$ используют как подвижное шлицевое соединение. Тогда передаточное отноше-

ние определяют по (11.79) или (11.80) и $\text{КПД} = 0,7 \dots 0,8$. При этом берут соответствующие смещения исходного контура колес.

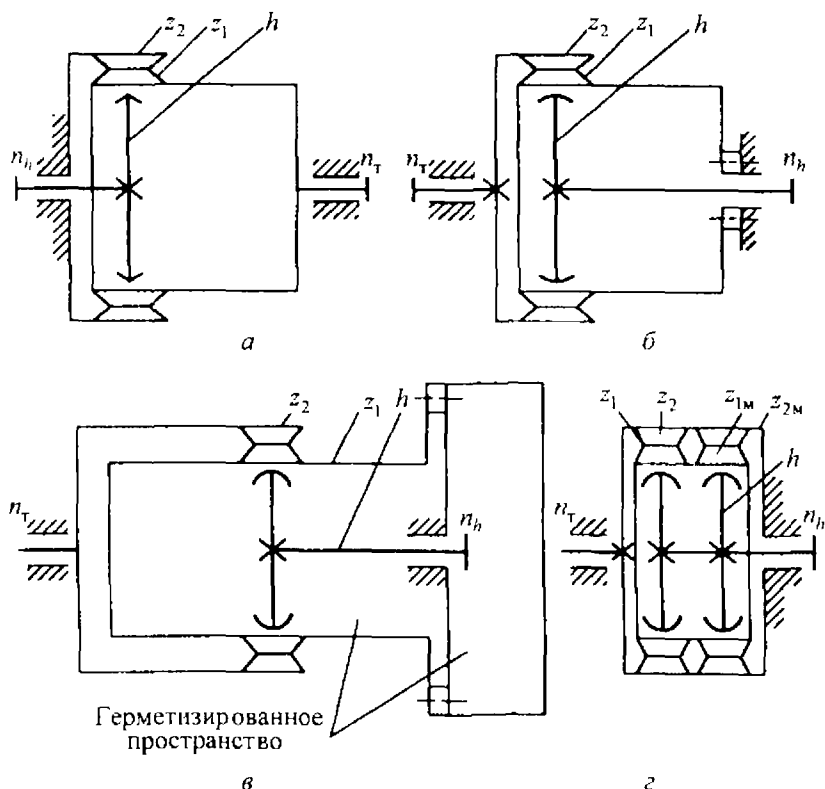


Рис. 11.37. Кинематические схемы ВЗП

Рациональные значения передаточных отношений для схем (рис. 11.37, а, б, в) лежат в пределах $70 \leq u \leq 320$, $\text{КПД} = 0,85 \dots 0,75$.

Числа зубьев колес. По условию сборки разность чисел зубьев колес должна быть кратной числу волн n_w (аналогично в планетарных передачах n_0 должна быть кратной числу сателлитов):

$$(z_2 - z_1)/n_w = K_z,$$

где n_w — число волн; $K_z = 1$ или 2 — коэффициент кратности.

Подставив в (11.79) значение разности зубьев $z_2 - z_1 = K_z n_w$, получим зависимости для определения чисел зубьев колес

$$z_1 = \left| u_{h,1}^{(2)} \right| n_w K_z; \quad z_2 = z_1 + n_w K_z.$$

Для двухволновых передач $n_w = 2$, $K_z = 1$

$$z_1 = 2 \left| u_{h,1}^{(2)} \right|; \quad z_2 = z_1 + 2. \quad (11.81)$$

С увеличением коэффициента кратности K_z увеличиваются числа зубьев колес и уменьшается модуль зацепления m при неизменном делительном диаметре колеса $d_1 = m z_1$ и неизменной максимальной радиальной деформации $W_0 = K_z m$.

Мелкие модули $m < 0,5$ мм удорожают изготовление зуборезного инструмента, его долговечность при зубонарезании. Поэтому принимают $K_z = 1$, а при $u \leq 70$ $K_z \geq 2$.

Критерии работоспособности. Установлены на основании длительных испытаний реальных передач.

1. Поломка гибкого колеса от трещин усталости, появляющихся вдоль впадин зубьев. На рис. 11.38 показаны результаты испытаний передач с диаметром гибкого колеса, равным 100 мм, передаточным отношением 100, частотой вращения генератора волн 960 мин^{-1} . Колеса выполнены из стали 30ХГСА, твердостью 32...37 HRC₃. Параметры колес и зацепления рассчитаны по методике, приведенной ниже.

Результаты экспериментов показывают, что с вероятностью неразрушения 50 % допустимый вращающий момент для данной передачи равен 342 Н·м при базовом числе циклов $3 \cdot 10^7$. При вероятности неразрушения 99,6 % (возможно разрушение четырех колес из 1000) допустимый момент составляет 220 Н·м (номинальный момент). По каталогу фирмы HARMONIC DRIVE $T = 221$ Н·м.

Следовательно, необходим расчет гибкого колеса на усталостную прочность при изгибе.

2. Разрушение подшипников качения генератора волн. При испытаниях передач до 8000 ч и частоте вращения генератора волн 1400 мин^{-1} у подшипников с гибкими кольцами изнашивались (раскатывались) дорожки качения. Это приводило к увели-

чению радиальных зазоров, соизмеримых с величиной радиальной деформации W_0 , искажению формы деформации и выходу из строя передачи.

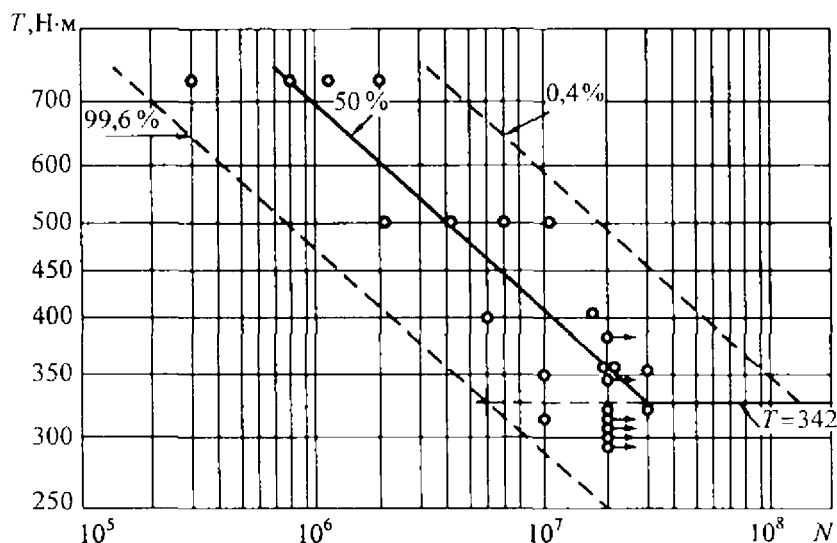


Рис. 11.38. Кривая усталости гибких колес (в координатах передаваемый вращающий момент — число циклов перемен напряжений):

● — гибкие колеса разрушились; ●→ — гибкие колеса не разрушились

3. Проскок генератора волн при больших крутящих моментах (по аналогии с предохранительной муфтой). Проскок связан с изменением формы генератора волн, гибкого и жесткого колес под нагрузкой вследствие их недостаточной радиальной жесткости. При этом зубья на входе в зацепление упираются вершинами друг в друга, жесткое колесо распирается, генератор сжимается и происходит его проскок. Поэтому необходимо правильно назначать параметры элементов передачи и допустимый кратковременный момент перегрузки.

4. Износ зубьев наблюдается на концах, обращенных к дну (к заделке) гибкого колеса. При правильно выбранных параметрах деформации и зацепления износ является незначительным (приработочным). Иногда наблюдается прогрессивный износ, связан-

ный с неправильно выбранными вышеуказанными параметрами или с несоблюдением полей допусков при изготовлении.

Расчет волновых зубчатых передач. Предварительно определяют размер гибкого колеса: D_y по критерию усталостной прочности и D_{II} — по критерию динамической грузоподъемности подшипника генератора волн. Из двух полученных значений берут наибольшее. Далее выполняют геометрические и прочностные расчеты, корректируют предварительно выбранные размеры. В расчетных формулах приняты следующие размерности: сила, Н, напряжение, МПа, длина, мм, частота вращения, мин^{-1} , момент, Н·м.

Диаметр отверстия гибкого колеса по критерию усталостной прочности

$$D_y = \frac{D_0}{1 - 2,3 \cdot 10^{-10} n_h^2 D_0}, \quad (11.82)$$

где $D_0 = 105 \sqrt{\frac{T[S]K_\sigma}{0,16u^{0,5}\sigma_{-1}}}$; T — момент на тихоходном звене пере-

дачи; n_h — частота вращения генератора волн; u — передаточное отношение; σ_{-1} — предел выносливости образцов (табл. 11.11); $[S]$ — допустимый коэффициент безопасности (1,6...1,7 — при вероятности неразрушения 99,6 %), $K_\sigma = 1,5 + 0,0015u$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений.

Таблица 11.11

Материалы, химико-термическая обработка, пределы выносливости образцов

Марка стали	Термообработка и упрочнение	Твердость сердцевины	Механическая характеристика, МПа			Ударная вязкость, Дж/см ²
		HRC ₃	σ_B	σ_T	σ_{-1}	
30ХГСА	Улучшение	30...37	1100	850	420...450	40
30ХГСА	Улучшение + азотирование	30...37	1100	850	480...500	90
38ХМЮА	Улучшение + азотирование	32...37	1000	850	480...550	80
40ХНМА	Улучшение	32...39	1100	950	450...480	80

Диаметр по критерию динамической грузоподъемности подшипника

$$D_n = \left(\frac{TB}{A} \frac{K_T}{K_L} \sqrt[3]{L_h n_h} \right)^p, \quad (11.83)$$

где для D_n и $D_y \leq 280$ мм $A = 0,022$, $p = 0,357$; для D_n и $D_y > 280$ мм $A = 0,21$, $p = 0,417$; для гибкого подшипника генератора волн $B = 0,125$; для дискового генератора $B = 0,137$; L_h — ресурс работы, ч; K_T — температурный коэффициент для подшипников качения; K_L — коэффициент, учитывающий вероятность безотказной работы подшипника:

Вероятность

неразрушения, %...	90	94	96	98	99	99,6
K_L	1	0,92	0,85	0,75	0,66	0,55

Из двух полученных значений диаметров наибольший округляют по ряду наружных диаметров D гибких подшипников (табл. 11.12). Тогда можно применять как кулачковый, так и дисковый генератор волн при одних и тех же параметрах зацепления. Для дискового генератора D можно не округлять номинальный вращающий момент T или округлять до целого числа. При известном D определяют из формул (11.82), (11.83).

Параметры колес и зацепления. Определяют предварительно D , z_1 , z_2 по зависимости (11.81) и модуль $m = D/z_1$, значения которого округляют по ГОСТ (см. § 11.2).

Назначается толщина обода зубчатого венца h_1 , мм (рис. 11.39):

$$h_1/D = \left(65 + 2,5\sqrt{u^2} \right) 10^{-4} \approx (70 + 0,5u) 10^{-4}. \quad (11.84)$$

Толщину оболочки гибкого колеса определяют из соотношения $h_0 = (0,7 \dots 0,8)h_1$. Остальные размеры колес даны на рис. 11.39.

Далее расчет ведется для зацепления с исходным производящим контуром (см. рис. 11.3), имеющим угол профиля $\alpha = 20^\circ$ для модулей $m \geq 1$ по ГОСТ 13755–81 (коэффициенты высоты головки и ножки зуба $h_a^* = 1$, радиального зазора

$C^* = 0,25$, радиуса скругления головки зуба $\rho_f^* = 0,38$), для модулей $m \leq 1$ мм по ГОСТ 9587-81 ($\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $C^* = 0,35$, $\rho_f^* = 0,38$, для $m \leq 0,5$ мм, $C^* = 0,5$, $\rho_f^* = 0,33$).

Таблица 11.12

Подшипники радиальные шариковые для волновых передач по ГОСТ 23179-78 (гибкие подшипники)

№ подшипника	Размер, мм					Радиальный зазор, мкм	Число шарниров, z_w	Частота n_{max} , мин
	d	D	B	r	d_w			
806	30 _{-0,010}	42 _{-0,011}	7	0,5	3,969	10...24	21	3000
808	40 _{-0,012}	52 _{-0,013}	8		3,969	12...26	23	
809	45 _{-0,012}	62 _{-0,013}	9		5,953	12...29	21	
812	60 _{-0,015}	80 _{-0,013}	13		7,144	13...33	23	
815	75 _{-0,015}	100 _{-0,015}	15	1,0	9,128	14...34	21	
818	90 _{-0,020}	120 _{-0,015}	18		11,113	16...40	23	
822	110 _{-0,020}	150 _{-0,018}	24		14,288	20...46	21	
824	120 _{-0,020}	160 _{-0,025}	24		14,288	20...46	23	1500
830	150 _{-0,025}	200 _{-0,020}	30		19,050	23...58		
836	180 _{-0,025}	240 _{-0,030}	35	1,5	22,225	24...65		
844	220 _{-0,030}	300 _{-0,040}	45	2,5	28,575	33...83		
848	240 _{-0,030}	320 _{-0,040}	48		28,575	35...90		1000
860	300 _{-0,035}	400 _{-0,040}	60		36,513	45...105		
862	310 _{-0,035}	420 _{-0,045}	70		36,513	45...105		
872	360 _{-0,040}	480 _{-0,045}	72	3,5	44,45	55...125		

Радиальная деформация в долях модуля $W_0^* = W_0 / (mK_z)$, коэффициенты смещения исходного контура x_1 , x_2 и допустимая глубина захода зубьев $h_d^* = h_d / (mK_z)$ определяются по следующим зависимостям:

$$W_0^* \geq 0,84 + 0,001u + 1,6 \cdot 10^{-3} K_1 \sqrt{u} + 0,15 \cdot 10^{-3} K_1 u \quad (11.85)$$

при ограничениях $0,94 \leq W_0^* \leq 1,3$;

$$x_1 = \frac{1,35 - W_0^*}{0,85 / \sqrt[3]{z_1} - 0,04}; \quad x_2 = x_1 + W_0^* - 1 + \delta_d / (mK_z); \quad (11.86)$$

$$h_d^* = 4W_0^* - (4,6 - 4W_0^*)z_1/1000 - 2,45, \quad (11.87)$$

где $K_1 = 1,8 \dots 2$ — коэффициент перегрузки; δ_d — радиальная деформация подшипника генератора и жесткого колеса, мм:

$$\delta_d \approx 0,6T K_1 / D^2.$$

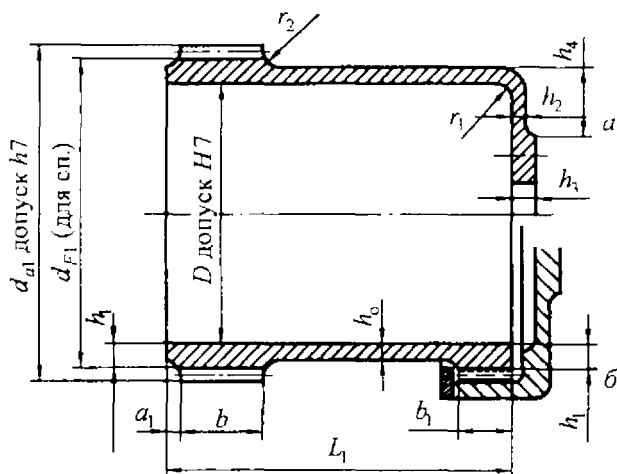


Рис. 11.39. Конструкция и размеры гибких колес:
а — колесо с дном; б — колесо со шлицевой заделкой:

$$h_1 = 10^{-4} (65 + 2,5\sqrt{u^2}); \quad L_1 = (0,8 \dots 0,6)D; \quad b = (0,2 \dots 0,15)D; \\ b_1 = 0,5b; \quad a_1 = 2h_1; \quad h_0 = 0,7h_1; \quad h_2 = 1,2h_0; \quad h_3 = 4h_1; \quad h_4 = (0,1 \dots 0,17)D; \\ r_1 \leq 0,4h_1; \quad r_2 \approx 4h_1$$

Если $h_d^* < 1$, то увеличивают W_0^* и повторяют расчет. Если $h_d^* > 2$, то принимают $h_d^* = 2$.

Для того чтобы вписаться в размер отверстия D , соответствующий наружному диаметру гибкого подшипника, необходимо уточнить m, z, x .

Из равенства $D + 2h_1 = d_{f1}$ и при $C^* = 0,3$ определяют расчетный модуль (путем последовательных приближений)

$$m_R = \frac{D + 2h_1}{z_1 - 2(h_a^* + C^* - x_1)}. \quad (11.88)$$

Затем округляют модуль по ГОСТ 9563–80 (см. § 11.2). Подставив его и уточненное значение C^* в формулу (11.88), определяют новое z_1 . Подставив еще раз в эту формулу m , z_1 , C^* , находят окончательно x_1 , далее $u = z_2/z_1$ и повторяют расчет по зависимостям (11.86, 11.87). Определяют $W_0 = W_0^* m K_z$; $h_d = h_d^* m K_z$.

Диаметры впадин и вершин гибкого зубчатого венца, а также жесткого колеса соответственно равны

$$d_{f1} = m(z_1 - 2h_a^* - 2C^* + 2x_1); \quad (11.89)$$

$$d_{a1} = d_{f1} + 2h_d + 2C^* m; \quad (11.90)$$

$$d_{a2} = d_{a1} + 2W_0 - 2h_d. \quad (11.91)$$

Диаметр окружности впадин жесткого колеса зависит от размеров долбяка и определяется по известным зависимостям. Выбирают долбяк с числом зубьев меньшим или равным $0,5z_2$. В расчетах принимают коэффициент смещения долбяка равным нулю (среднеизношенный долбяк). Проверяют, чтобы $d_{f2} \geq d_{a1} + 2W_0 + 0,3m$.

Размеры генераторов волн. При определении величины радиальной деформации генератора волн необходимо учитывать ее уменьшение из-за допусков на изготовление в размерной цепи «вал генератора — жесткое колесо»: (δ_n — вероятностное отклонение), из-за упругой деформации системы (δ_d), из-за износа деталей при эксплуатации (δ_u).

При изготовлении валов по 6-му, отверстий по 7-му квалитетам эти отклонения определяют по зависимостям

$$\delta_n \approx 0,005\sqrt{D};$$

$$\delta_d = 30 \frac{TK_1}{ED} \left(\frac{r_2}{h_2} \right)^3 \leq 0,03;$$

$$\delta_n \approx 0,7 \cdot 10^{-6} \sqrt{L_n n_h D},$$

где K_1 — коэффициент, учитывающий перегрузку (1,8...2,2); r_2/h_2 — отношение среднего радиуса обода жесткого колеса к толщине обода, обычно $r_2/h_2 = 3,8 - D/2000$; L_n — ресурс работы, ч; D — мм; n_h — мин⁻¹.

Расчетная радиальная деформация генератора волн равна

$$W_r = W_0 + \delta_b + \delta_d + \delta_n.$$

Дисковый генератор волн. Эксцентриситет расположения дисков e_r и их диаметр D_d (рис. 11.40, б) определяют по формулам

$$e_r = 3,6W_0;$$

$$D_d = D + 2W_r - 2e_r - 2h_k + \Delta_k,$$

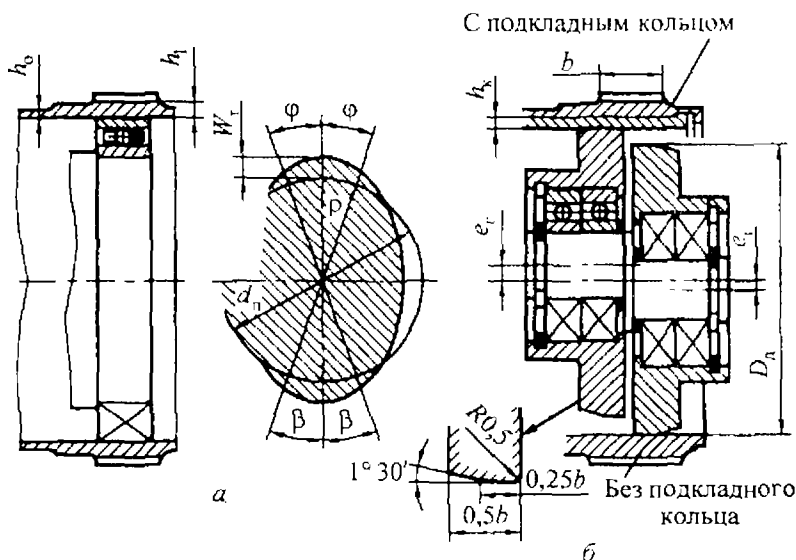


Рис. 11.40. Генератор волн:
а — кулачковый, б — дисковый

где $h_k = (1,2...1,3)h_1$ — толщина подкладного кольца (если беговая дорожка под диски у гибкого колеса азотируется, то кольцо

можно не ставить, т. е. $h_k = 0$, $\Delta_k = 0$); Δ_k — суммарный допуск на толщину кольца, мм.

Подшипники для дискового генератора волн выбирают по динамической грузоподъемности $C_{гр}$, Н:

$$C_{гр} = \frac{0,8}{K_L} \cdot \frac{T 10^3}{D} \sqrt[3]{\frac{60 L_h n_h}{10^6}} = \frac{8T}{K_L D} \sqrt[3]{60 L_h n_h}.$$

В диск ставят два подшипника, каждый с $C_r \geq C_{гр}$. Предпочтительно один роликовый, второй шариковый для восприятия осевых сил. Роликовый — в середине зубчатого венца. Для кинематических передач принимать $T = D^3/10^4$, Н·м, D — мм.

Кулачковый генератор волн. Координаты профиля кулачка рассчитываются по следующей зависимости (рис. 11.40, а):

$$\rho = 0,5d_n + W_r w_\varphi,$$

где ρ — радиус-вектор кулачка, мм; d_n — диаметр отверстия гибкого подшипника, мм (табл. 12.11); w_φ — коэффициент формы кулачка. Принятая здесь форма подобна форме кольца, деформированного четырьмя силами, приложенными под углами $\beta = 30^\circ$ к большой оси кулачка.

В интервале $0 \leq \varphi \leq \beta$

$$w_\varphi = 7,4817(1,4069 \cos \varphi + 0,5 \varphi \sin \varphi - 4/\pi).$$

В интервале $\beta < \varphi < \pi/2$

$$w_\varphi = 7,4817(1,1278 \sin \varphi + 0,86803(\pi/2 - \varphi) \cos \varphi - 4/\pi).$$

Далее по выбранным параметрам рассчитывают усталостную прочность гибкого колеса, долговечность подшипников генератора волн, а далее определяют предельный момент по упругой податливости звеньев и качественные характеристики передачи. Эти вопросы изложены в работах [21, 27].

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

12.1. Общие сведения

Червячная передача — это механизм для передачи вращения зацеплением с непосредственным контактом витков червяка и зубьев червячного колеса (рис. 12.1). Червяк 1 --- это винт с трапецеидальной или близкой к ней по форме резьбой. Червячное колесо 2 является косозубым зубчатым колесом с зубьями особой дуговой формы. Такая форма зубьев обеспечивает увеличение длины и прочности зубьев на изгиб.

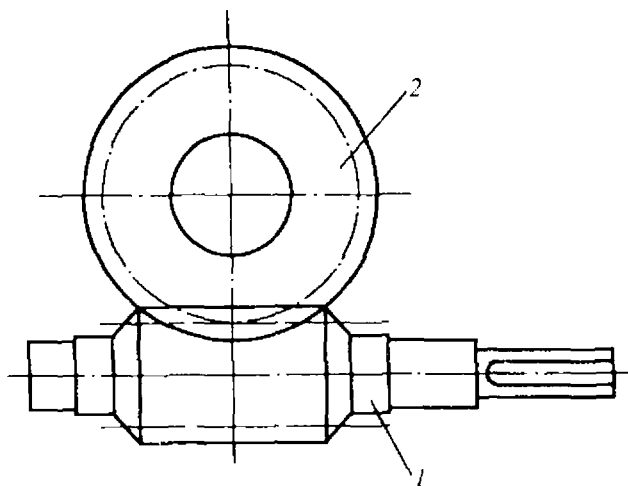


Рис. 12.1. Схема червячной передачи

Червячные передачи применяют при необходимости передачи движения между перекрещивающимися (как правило, взаимно

перпендикулярными) валами. При вращении червяка его витки плавно входят в зацепление с зубьями колеса и приводят его во вращение. Передачи используют в станках, автомобилях, подъемно-транспортных и других машинах.

Достоинства червячных передач: 1) возможность получения большого передаточного числа в одной ступени; 2) плавность и малошумность работы; 3) повышенная кинематическая точность.

Недостатки червячных передач: 1) низкий КПД; 2) необходимость изготовления зубьев колеса из дорогих антифрикционных материалов; 3) повышенные требования к точности сборки, необходимость регулировки; 4) необходимость специальных мер по интенсификации теплоотвода.

12.2. Типы червяков

По форме тела червяки разделяют на *цилиндрические, глобоидные и торoidные*. Наибольшее применение находят цилиндрические червяки как более простые в изготовлении и обеспечивающие достаточно высокую нагрузочную способность.

Профиль витков червяка можно варьировать, так как червячные колеса изготавливают инструментом, являющимся аналогом червяка. По форме боковой поверхности витка червяки подразделяют на *архимедовы* (обозначение ZA), *конволютные* (ZN), *эвольвентные* (ZJ), *нелинейчатые с поверхностью, образованной конусом* (ZK), и *с вогнутым профилем витка* (ZT).

При невысоких требованиях к нагрузочной способности и ресурсу в условиях мелкосерийного производства применяют архимедовы и конволютные червяки. Витки архимедовых червяков имеют прямолинейный профиль в осевом сечении, в торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью (рис. 12.2, а, з). Витки конволютных червяков имеют прямолинейный профиль в сечении, нормальном к направлению витка, в торцовом сечении витки очерчены удлиненной эвольвентой (рис. 12.2, б, д). Нарезают архимедовы и конволютные червяки на универсальных токарно-винторезных станках. Для шлифова-

ция архимедовых червяков требуется круг, очерченный сложной кривой в осевом сечении, что ограничивает их применение. Шлифование конволютных червяков конусными кругами с прямолинейными образующими на обычных резбошлифовальных станках приводит к небольшому искривлению прямолинейного профиля витка, поэтому такие червяки называют пелинейчатыми. Червячные фрезы для парезания червячных колес шлифуют тем же способом, поэтому получают правильное зацепление.

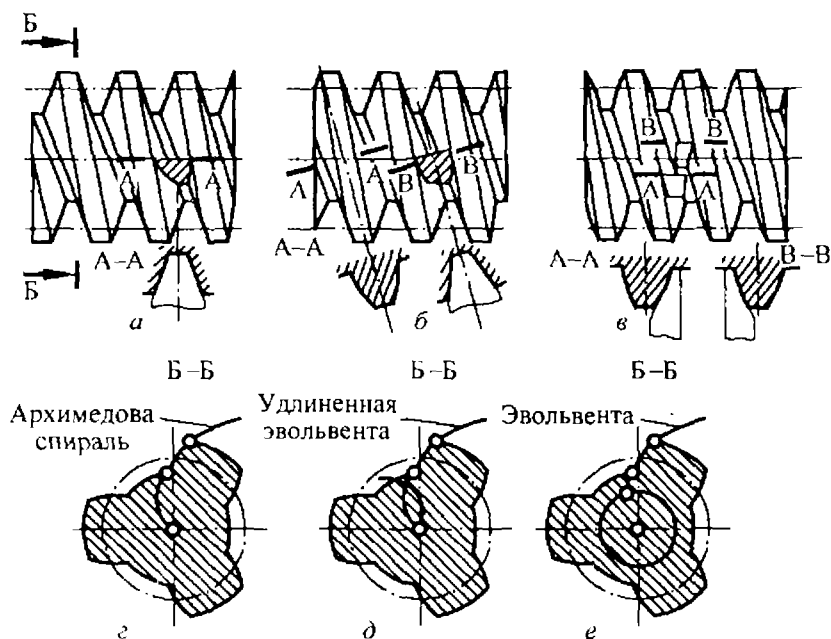


Рис. 12.2. Основные типы червяков

Эвольвентные червяки представляют собой косозубые колеса с малым числом зубьев и очень большим их углом наклона (рис. 12.2, в, е). Профиль зуба в торцовом сечении очерчен эвольвентой. Эвольвентные червяки с высокой твердостью поверхности шлифуют плоской стороной шлифовального круга.

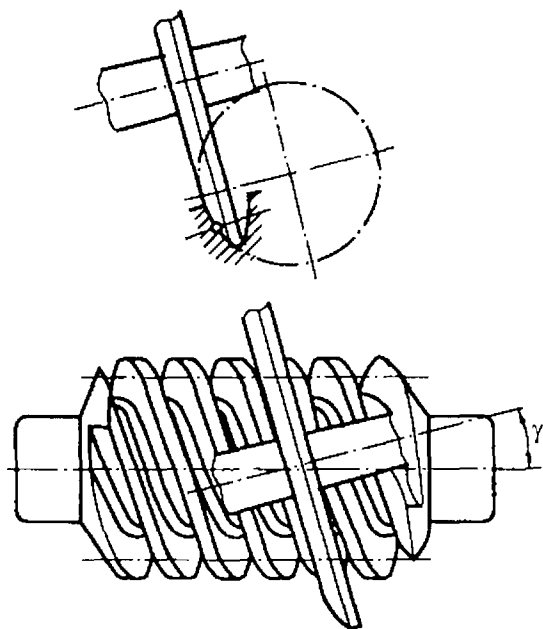


Рис. 12.3. Схема обработки червяка с вогнутым профилем витка

Червяки с вогнутым профилем витка шлифуют торовой поверхностью вращения (рис. 12.3).

12.3. Критерии работоспособности червячных передач

Причины выхода из строя червячных передач (в порядке убывания частоты проявления отказов).

1. *Износ* зубьев колеса ограничивает срок службы большинства передач. Интенсивность износа увеличивается при загрязненном смазочном материале, при неточном монтаже зацепления, при повышенной шероховатости рабочей поверхности червяка.

2. *Заедание* при твердых материалах колес происходит в ярко выраженной форме со значительными повреждениями поверхностей и последующим быстрым изнашиванием зубьев частицами колеса, приварившимися к червяку. В случае применения мягких материалов колес заедание проявляется в менее опас-

ной форме, возникает перенос («намазывание») материала колеса на рабочую поверхность червяка.

3. *Усталостное выкрашивание* наблюдается только на поверхности зубьев колес, изготовленных из материалов, стойких к заеданию.

4. *Пластическая деформация* рабочих поверхностей зубьев колеса возникает при действии больших перегрузок.

5. *Усталостная поломка зубьев колеса* происходит в результате значительного их износа.

Усталостная поломка витков или тела червяка и усталостный разрыв венца колеса по впадине зуба возникают редко.

12.4. Материалы червяка и червячного колеса

Изготовление и червяка, и колеса из твердых материалов не обеспечивает достаточной износостойкости и сопротивления заеданию. Поэтому одну из деталей передачи выполняют из антифрикционного материала, хорошо сопротивляющегося заеданию и износу.

Для червяка характерны относительно малый диаметр и значительное расстояние между опорами, его жесткость и прочность обеспечивают изготовлением его из стали. Поскольку при приработке червяк служит в качестве формообразующего элемента, прочность и твердость его поверхности должны быть выше соответствующих свойств колеса.

Материалы червяка делят на группы: 1) нетермообрабатываемые, 2) улучшаемые, 3) поверхностно-закаливаемые, 4) цементуемые под закалку, 5) подвергаемые азотированию и хромированию. Наиболее применяемый материал — сталь 18ХГТ, твердость поверхности после цементации и закалки 56...63 HRC₂. Используют также стали 40Х, 40ХН, 35ХГСА с поверхностной закалкой до твердости 45...55 HRC₂. Во всех этих случаях необходимы шлифование и полирование червяка. Применение азотируемых сталей 38Х2МЮА, 38Х2Ю позволяет исключить шлифование червяка. Червяки улучшенные и без термобработки применяют лишь во вспомогательных малонагруженных передачах.

Червячное колесо обычно выполняют составным: венец — из антифрикционных, относительно дорогих и малопрочных материалов; центр — из стали; при небольших нагрузках — из чугуна. Материалы венцов червячных колес разделяют на группы (в порядке снижения сопротивляемости заеданию и усиленному износу): 1) оловянистые бронзы (БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1, БрО5Ц5С6 и др.); 2) безоловянистые бронзы и латуни (БрА9ЖЗЛ, БрА10Ж4Н4Л, ЛАЖМц66–6–3–2 и др.); 3) чугуны (СЧ15, СЧ20 и др.). Чем выше содержание олова в бронзе, тем она дороже, но тем выше сопротивление заеданию.

12.5. Основные параметры, геометрия червячных передач

Мощность P_1 на червяке при длительной работе обычно составляет около 30 кВт, при повторно-кратковременном режиме — до 200 кВт. Передаточные числа выбирают от 8 до 80, в кинематических передачах — до 1000.

Основные геометрические размеры червяка представлены на рис. 12.4. В червячных передачах угол профиля α обычно принимают равным 20° . У архимедовых червяков его определяют в осевом сечении, у конволютных и эвольвентных — в нормальном сечении ($\alpha_n = 20^\circ$), у нелинейчатых α находят как угол конуса производящей поверхности. Для передач с вогнутым червяком угол профиля в осевом сечении витка червяка, измеренный на делительном диаметре, равен 22° .

Расстояние между одноименными точками боковых сторон смежных витков червяка, измеренное параллельно оси, называют шагом p червяка. Отношение p/π называют модулем m .

Червячные колеса нарезают фрезами, режущие кромки которых при вращении образуют поверхности, идентичные с поверхностью витков червяка. В целях сокращения номенклатуры зуборезного инструмента стандартизованы модули и коэффициенты диаметра червяка:

$$q = \frac{d_1}{m}. \quad (12.1)$$

Делительный диаметр червяка $d_1 = qm$.

Число заходов червяка z_1 выбирают из установленных ГОСТ значений 1, 2 или 4. Передачи большой мощности не выполняют с однозаходными червяками из-за низкого КПД.

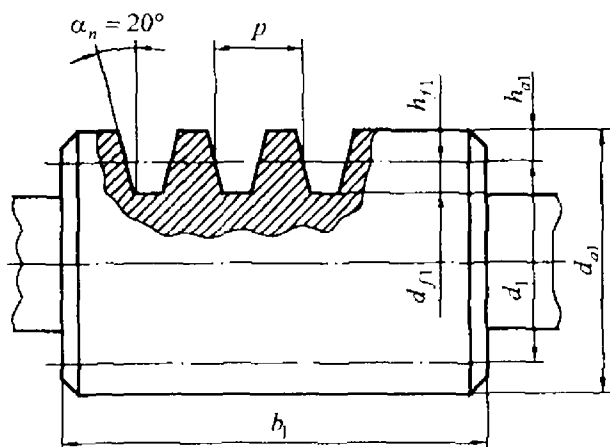


Рис. 12.4. Геометрические параметры червяка

Угол γ подъема витка червяка на делительном диаметре

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_{z_1}}{\pi d_1} = \frac{p z_1}{\pi d_1} = \frac{m z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q}, \quad (12.2)$$

где $p_{z_1} = p z_1$ — ход витка червяка.

Высота головки h_{a1} и ножки h_{f1} витков (рис. 12.4)

$$h_{a1} = h_{a1}^* m; \quad h_{f1} = h_{f1}^* m, \quad (12.3)$$

где $h_{a1}^* = 1$ — коэффициент высоты головки; $h_{f1}^* = 1 + 0,2 \cos \gamma$ — коэффициент высоты ножки для эвольвентных червяков, $h_{f1}^* = 1, 2$ — для остальных червяков.

Диаметры вершин и впадин:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2h_{a1}; \\ d_{f1} &= d_1 - 2h_{f1}. \end{aligned} \quad (12.4)$$

Длину нарезанной части червяка b_1 (см. рис. 12.4) определяют из условия нахождения в зацеплении максимально возможного

Наибольший диаметр колеса определяют по эмпирической формуле

$$d_{a2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + k}, \quad (12.7)$$

где $k = 4$ для передач ZT , $k = 2$ — для остальных.

Ширина колеса $b_2 \leq 0,75d_{a1}$ (при $z_1 = 1$ или $z_1 = 2$), $b_2 \leq 0,67d_{a1}$ (при $z_1 = 4$). Увеличивать ширину червячного колеса нецелесообразно, так как длина контактных линий и передаваемая нагрузка увеличиваются при этом незначительно.

Межосевое расстояние передачи в общем случае обозначают через a_w , для передачи без смещения — через a . Можно выразить a через диаметры червяка d_1 и червячного колеса d_2

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = 0,5m(q + z_2). \quad (12.8)$$

Значения межосевых расстояний стандартизованы в целях унификации корпусных деталей.

Большинство передач выполняют со с м е щ е н и е м режущего инструмента (рис. 12.6). Передачи со смещением выполняют для получения стандартного межосевого расстояния или изменения числа зубьев колеса (на 1–2 зуба). Положительное смещение приводит к увеличению межосевого расстояния:

$$\begin{aligned} a_w &= a + mx, \\ a_w &= 0,5m(q + z_2 + 2x). \end{aligned} \quad (12.9)$$

При этом коэффициент смещения инструмента

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2). \quad (12.10)$$

Рекомендуется коэффициент смещения x принимать в диапазоне $0 \dots 1$ (допускается x в пределах ± 1). Предпочтительно использовать положительные смещения, при которых несколько повышается нагрузочная способность передачи. Для передач с вогнутым профилем витка червяка (ZT) назначают большие коэффициенты смещения ($1,0 \leq x \leq 1,4$), предпочтительно $x = 1,1 \dots 1,2$. Значительное положительное смещение для этих передач является дополнительным фактором повышения нагрузочной способности.

Нарезание колес со смещением выполняют тем же инструментом, что и без смещения. В передачах со смещением изменяется диаметр заготовки червячного колеса при неизменном диаметре заготовки червяка. Для червяка передачи со смещением изменяются начальный диаметр

$$d_{w1} = m(q + 2x) \quad (12.11)$$

и длина нарезанной части при неизменных d_1, d_{a1}, d_{f1} и p .

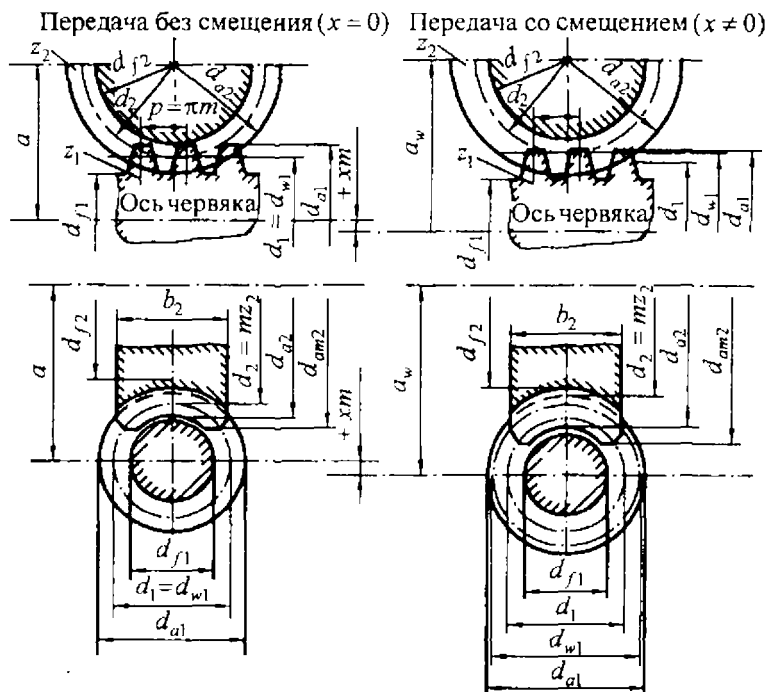


Рис. 12.6. Червячные передачи, изготовленные без смещения и со смещением инструмента

Угол подъема витка червяка на начальном цилиндре

$$\gamma_w = \arctg \left(\frac{z_1}{q + 2x} \right). \quad (12.12)$$

У червячного колеса, нарезанного со смещением инструмента, все размеры, кроме делительного диаметра, отличаются от размеров колеса, нарезанного без смещения.

Диаметры вершин и впадин в среднем сечении

$$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x), \quad (12.13)$$

$$d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2x) \quad (12.14)$$

для всех передач, кроме передач с эвольвентным червяком, для которых

$$d_{f2} = m(z_2 - 2 - 0,4 \cos \gamma + 2x). \quad (12.15)$$

12.6. Скольжение в червячной передаче, КПД передачи

Для червячных передач характерны большая скорость скольжения $\bar{v}_{ск}$ и неблагоприятное направление ее относительно линии контакта (рис. 12.7).

$$\bar{v}_{ск} = \bar{v}_1 - \bar{v}_2, \quad (12.16)$$

где $v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$ — окружная скорость, м/с, на начальном диаметре червяка;

$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60000}$ — окружная скорость, м/с, на делительном диаметре колеса.

Скорость скольжения направлена по касательной к линии витка червяка (рис. 12.7):

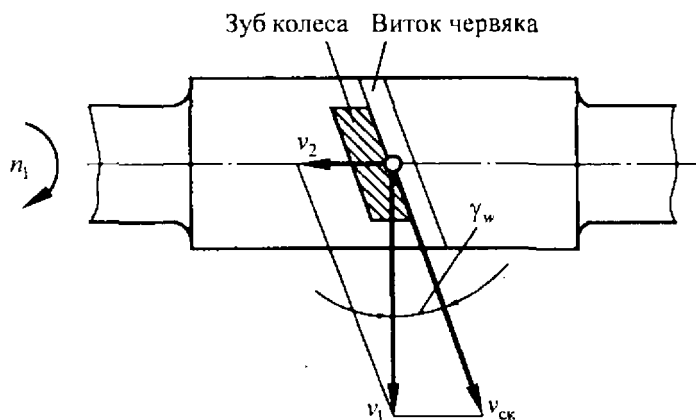


Рис. 12.7. Определение скорости скольжения

$$v_{ск} = \frac{v_1}{\cos \gamma_{1\pi}}. \quad (12.17)$$

Условием отсутствия заедания и интенсивного износа является существование жидкостного трения между витками червяка и зубьями колеса. Это условие выполняется при существовании в зоне контакта клиновидного зазора в направлении вектора скорости скольжения. При скольжении поверхностей вдоль линии контакта масляный слой образоваться не может.

В отличие от зубчатых в червячных передачах часть поверхности зуба колеса имеет зону, в которой скольжение происходит вдоль контактных линий. На рис. 12.8 цифрами 1–3 отмечены последовательные положения контактных линий в процессе зацепления и направления скорости скольжения $v_{ск}$ в некоторых точках. Зона, в которой направление $v_{ск}$ почти совпадает с направлением контактных линий, заштрихована.

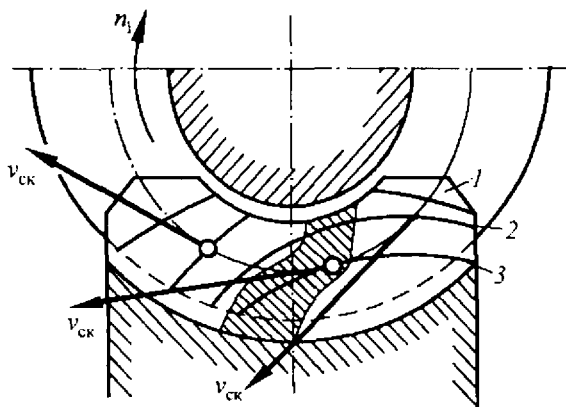


Рис. 12.8. Расположение контактных линий и скорости скольжения на зубе колеса

Неблагоприятное направление вектора скорости скольжения является причиной низкого КПД червячного зацепления η_3 . КПД червячного зацепления определяют аналогично КПД резьбовой пары, которая по кинематическим свойствам аналогична червячной передаче:

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi_1)}, \quad (12.18)$$

где φ_1 — приведенный угол трения, уменьшающийся с увеличением скорости скольжения, так как при этом улучшаются условия образования масляного слоя.

С увеличением числа заходов червяка z_1 возрастает КПД передачи, но уменьшается передаточное число.

12.7. Силы, действующие в зацеплении

Силы в зацеплении принимают приложенными в полюсе зацепления и направляют по трем взаимно перпендикулярным осям (рис. 12.9).

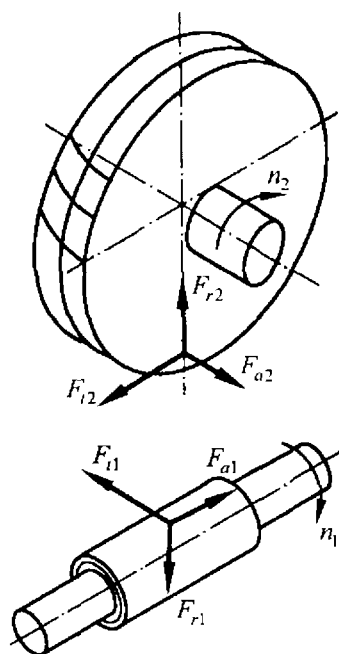


Рис. 12.9. Силы в червячном зацеплении

Окружная сила на колесе, равная по модулю осевой силе на червяке,

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2000T_2}{d_2}. \quad (12.19)$$

Окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2000T_1}{d_{w1}}. \quad (12.20)$$

Радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо,

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (12.21)$$

В этих зависимостях T_2 и T_1 — вращающие моменты на валах колеса, червяка, Н·м; α — угол профиля витка червяка, d_2, d_{w1} — линейные размеры, мм.

12.8. Расчетная нагрузка. Коэффициент нагрузки

В реальной червячной передаче силы, действующие в зацеплении превышают теоретические из-за неизбежных ошибок изготовления червяков и червячных колес, а также из-за прогибов валов червяка и колеса под нагрузкой, что приводит к увеличению межосевого расстояния. Для учета указанных факторов используют расчетную нагрузку, получаемую умножением номинальной нагрузки на коэффициент нагрузки K , больший единицы,

$$K = K_\beta K_v, \quad (12.22)$$

где K_β — коэффициент концентрации нагрузки по длине зубьев колеса; K_v — коэффициент динамичности.

Концентрация нагрузки, в основном, вызывается прогибом вала червяка, так как у него значительное расстояние между опорами, а диаметр выполняют относительно небольшим во избежание снижения КПД. Вследствие прогиба вала червяка нарушается правильное зацепление между витками червяка и зубьями колеса.

Начальный коэффициент концентрации (до приработки) вычисляют по формуле

$$K_\beta^0 = \frac{w_{\max}}{w_{\text{ср}}} = 1 + \frac{w_\beta}{w_{\text{ср}}}, \quad (12.23)$$

где $w_{\max}$ — максимальная погонная нагрузка по длине зубьев колеса, имеющая место вблизи торца зуба, $w_{\max} = w_{\text{ср}} + w_{\beta}$; $w_{\text{ср}}$ — средняя погонная нагрузка; w_{β} — дополнительная погонная нагрузка, вызванная прогибом червяка.

В первом приближении можно принять, что упругие перемещения оси вала червяка пропорциональны нагрузкам. Тогда

$$K_{\beta}^0 = 1 + \frac{\delta_{\beta}}{\delta_{\text{ср}}},$$

где $\delta_{\text{ср}}$ — среднее по длине зуба упругое перемещение; δ_{β} — дополнительное упругое перемещение от прогиба червяка, пропорциональное кубу расстояния между опорами червяка l_1 , которое приближенно принимают

$$l_1 = 0,9d_2 = 0,9mz_2.$$

Начальный коэффициент концентрации нагрузки выражают следующей зависимостью:

$$K_{\beta}^0 = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3, \quad (12.24)$$

где θ — коэффициент деформации червяка, зависящий от q и z_1 .

Зубья червячного колеса, изготовленные из антифрикционных материалов, хорошо прирабатываются. Приработка — это износ наиболее нагруженных участков зубьев, после чего нагрузка перераспределяется по зубу и становится более равномерной. При постоянной внешней нагрузке происходит полная приработка и концентрация нагрузки исчезает, при переменной нагрузке имеет место частичная приработка и зубья приобретают бочкообразную форму. Коэффициент концентрации нагрузки после приработки описывают выражением

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X), \quad (12.25)$$

где X — коэффициент, учитывающий режим нагружения передачи;

$$X = \frac{\sum_{i=1}^k T_i t_i n_i}{T_{\max} \sum_{i=1}^k t_i n_i}, \quad (12.26)$$

T_i , n_i и t_i — вращающий момент на колесе, частота вращения колеса и время работы при режиме i ; $T_{\max}$ — максимальный длительно действующий вращающий момент; k — число ступеней на графике нагрузки.

При постоянной нагрузке $X = 1$ и $K_B = 1$.

Коэффициент динамичности K_v учитывает ошибки изготовления червяка и червячного колеса, а также зависит от окружной скорости v_2 колеса. В связи с плавностью работы червячной передачи и невысокой окружной скоростью колеса (обычно $v_2 \leq 3$ м/с) принимают $K_v = 1$. При большей окружной скорости колеса K_v определяют как для косозубых цилиндрических колес с твердостью поверхности $HВ \leq 350$.

12.9. Допускаемые напряжения

При определении допускаемых контактных и изгибных напряжений по условию сопротивления усталости для червячных колес из бронзы следует учитывать, что кривые усталости для бронз имеют очень длинные наклонные участки — до $25 \cdot 10^7$ циклов нагружения. Поэтому за исходные принимают допускаемые напряжения при 10^7 циклов для расчета по контактным напряжениям и при 10^6 циклов — для расчета по напряжениям изгиба.

Допускаемые контактные напряжения при длительной работе передачи определяют для червячных колес в зависимости от основной причины выхода из строя. Для материалов венца колеса первой группы — оловянистых бронз — определяющим условием является сопротивление контактной усталости. В этом случае при шлифованных червяках с твердостью поверхности более 45 HRC₃

$$[\sigma_H] = 0,9\sigma_B C_v \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}, \quad (12.27)$$

где $0,9\sigma_B$ — допускаемое напряжение при 10^7 циклов; σ_B — временное сопротивление для бронзы при растяжении; C_v — коэффициент, учитывающий интенсивность износа, зависит от скорости скольжения $v_{ск}$ в зацеплении.

Эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{HE} = 60 \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^4 t_i n_i \leq 25 \cdot 10^7, \quad (12.28)$$

где T_i , n_i и t_i — вращающий момент на колесе, частота вращения колеса, мин^{-1} , и время работы, ч, при режиме i ; $T_{\max}$ — максимальный длительно действующий вращающий момент; k — число ступеней на графике нагрузок.

Если $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$, то принимают $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$.

Эквивалентное число циклов нагружения определяют, используя условие суммирования повреждений и уравнение кривой усталости по аналогии с расчетом для зубчатых передач.

Для материалов венца колеса второй и третьей групп (безоловянистых бронз и чугунов) допускаемые контактные напряжения определяют из условия сопротивления заеданию и усиленному износу в зависимости от скорости скольжения $v_{ск}$.

Для безоловянистых бронз

$$[\sigma_H] = 300 - 25v_{ск}, \quad (12.29)$$

для чугунов

$$[\sigma_H] = 175 - 35v_{ск}. \quad (12.30)$$

Из зависимостей (12.29) и (12.30) следует, что материалы второй и третьей групп венца колеса невозможно применять при высоких скоростях скольжения.

Предельные допускаемые контактные напряжения при проверке на пиковую нагрузку: для оловянистых бронз — $[\sigma_{H\max}] = 4\sigma_T$, для безоловянистых бронз — $[\sigma_{H\max}] = 2\sigma_T$, для чугунов — $[\sigma_{H\max}] = 1,65\sigma_B$.

Допускаемые напряжения изгиба при длительной работе для бронзовых колес нереверсивных передач

$$[\sigma_F] = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B)^9 \sqrt{\frac{10^6}{N_{FE}}}, \quad (12.31)$$

где σ_T и σ_B — пределы текучести и прочности бронзы при растяжении; N_{FE} — эквивалентное число циклов нагружения при расчете на изгиб

$$N_{FE} = 60 \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9 t_i n_i. \quad (12.32)$$

Смысл параметров, входящих в зависимости (12.32) и (12.28) аналогичен.

Допускаемые напряжения для чугунных колес при нереверсивной работе

$$[\sigma_F] = 0,1\sigma_B. \quad (12.33)$$

При реверсивной работе передачи допускаемые напряжения снижают на 20 %.

Предельные допускаемые напряжения изгиба при проверке на пиковую нагрузку принимают для бронз $[\sigma_{F\max}] = 0,8\sigma_T$, для чугунов $[\sigma_{F\max}] = 0,6\sigma_B$.

12.10. Расчет червячной передачи по контактным напряжениям

Основное значение для червячных передач имеют расчеты на сопротивление контактной усталости, усиленному износу и заеданию. Расчет передачи проводят по контактным напряжениям, причину выхода из строя учитывают при выборе допускаемых напряжений.

Несущая способность передач с цилиндрическими червяками основных типов близка (кроме передач с вогнутым профилем витка червяка). Поэтому расчеты для передач с архимедовым червяком распространяют на передачи с другими цилиндрическими червяками.

В качестве исходной принимают формулу Герца для начального линейного контакта двух цилиндров по их образующим. Коэффициент Пуассона считают равным 0,3 :

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{w_n E}{\rho_E}}, \quad (12.34)$$

где w_n — нормальная погонная нагрузка; ρ_E — приведенный радиус кривизны; E — приведенный модуль упругости материала,

$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}, \quad (12.35)$$

E_1, E_2 — модули упругости материалов червяка и венца колеса.

Приведенный радиус кривизны

$$\rho_E = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2},$$

где ρ_1, ρ_2 — радиусы кривизны витков червяка и зубьев червячного колеса.

Зубья червячного колеса имеют криволинейный профиль, близкий к эвольвентному, для них радиус кривизны выражают, как и для косозубого цилиндрического колеса, через радиус кривизны эквивалентного прямозубого колеса (рис. 12.10)

$$\rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha_n}{2 \cos^2 \gamma_w}.$$

Витки архимедова червяка в осевом сечении имеют прямой линейный профиль, тогда $\rho_1 = \infty$ и

$$\rho_E = \rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha_n}{2 \cos^2 \gamma_w}. \quad (12.36)$$

Ширину колеса b по дуге начальной окружности выражают через начальный диаметр червяка d_{w1} и угол охвата 2δ червяка зубьями колеса (см. рис. 12.5):

$$b = \pi d_{w1} \frac{2\delta}{360^\circ},$$

длина контактных линий для одного зуба с учетом его наклона

$$l_1 = b / \cos \gamma_w.$$

Одновременно в зацеплении с витками червяка находятся несколько зубьев, поэтому суммарная длина контактных линий

$$l_{\Sigma} = 0,75 l_1 \epsilon_{\alpha} = 0,75 \pi d_{wl} \frac{2\delta \epsilon_{\alpha}}{360^{\circ} \cos \gamma_w},$$

где ϵ_{α} — торцовый коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса. При расчетах принимают $2\delta = 100^{\circ}$ и $\epsilon_{\alpha} = 2$. Тогда суммарная длина контактных линий

$$l_{\Sigma} = \frac{1,3 d_{wl}}{\cos \gamma_w}. \quad (12.37)$$

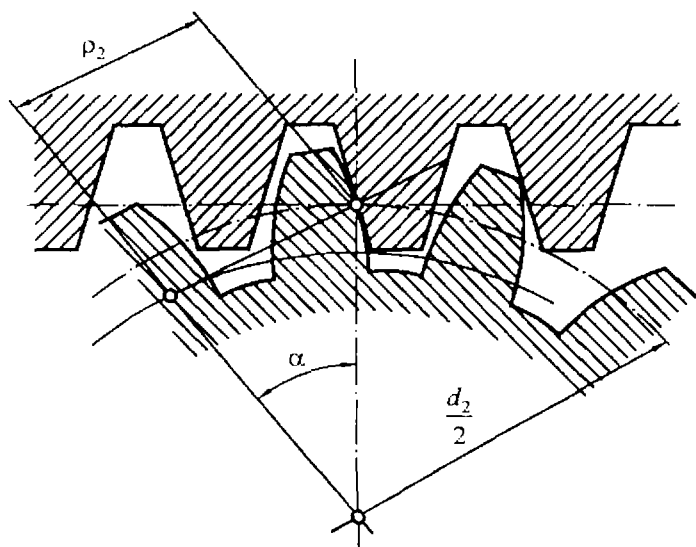


Рис. 12.10. К определению радиуса кривизны зуба колеса

Нормальная погонная нагрузка $w_n = F_n K / l_{\Sigma}$. Используя вы-

ражения для $F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma_w \cos \alpha_n}$ и для l_{Σ} из (12.37), получают

$$w_n = \frac{F_{t2} K}{1,3 d_{wl} \cos \alpha_n}. \quad (12.38)$$

Подставив в зависимость (12.34) выражения для w_n , ρ_E , d_{wl} , d_2 и F_{t2} из (12.38), (12.36), (12.11), (12.5) и (12.19), а также

выразив модуль из (12.9) $m = 2a_w / (z_2 + q + 2x)$ и приняв $\alpha_n = 20^\circ$, получают зависимость для проверочного расчета червячной передачи по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{5400(q + 2x)}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2 + q + 2x}{(q + 2x)a_w} \right]^3 KT_2} \leq [\sigma_H]. \quad (12.39)$$

В проектном расчете выражают из (12.39) межосевое расстояние передачи, полагая $x = 0$:

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{5400q}{z_2[\sigma_H]} \right)^2 KT_2}.$$

На этапе проектного расчета параметры передачи q и z_2 обычно неизвестны, поэтому как первое приближение принимают $q = 0,25z_2$ и получают

$$a_w \approx 610 \sqrt[3]{\frac{KT_2}{[\sigma_H]^2}}. \quad (12.40)$$

В дальнейшем, после округления a_w до ближайшего стандартного значения и определения m, q и x проводят проверочный расчет по (12.39).

При действии пиковой нагрузки проверяют статическую прочность рабочих поверхностей зубьев колеса. Максимальные контактные напряжения

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2 \max}}{T_2}}, \quad (12.41)$$

где $T_{2 \max}$ — максимальный вращающий момент на валу колеса.

В передачах с вогнутым профилем витков червяка ZT (рис. 12.11, б) контактные линии располагаются под большими углами к вектору скорости скольжения, чем в передачах с другими видами цилиндрических червяков. Это обеспечивает лучшие условия для образования масляного клина. Для передач ZT характерны также большие приведенные радиусы кривизны и расположение линии зацепления ближе к основанию зуба колеса. Несущая способность таких передач значительно выше, чем обычных с цилиндрическим червяком.

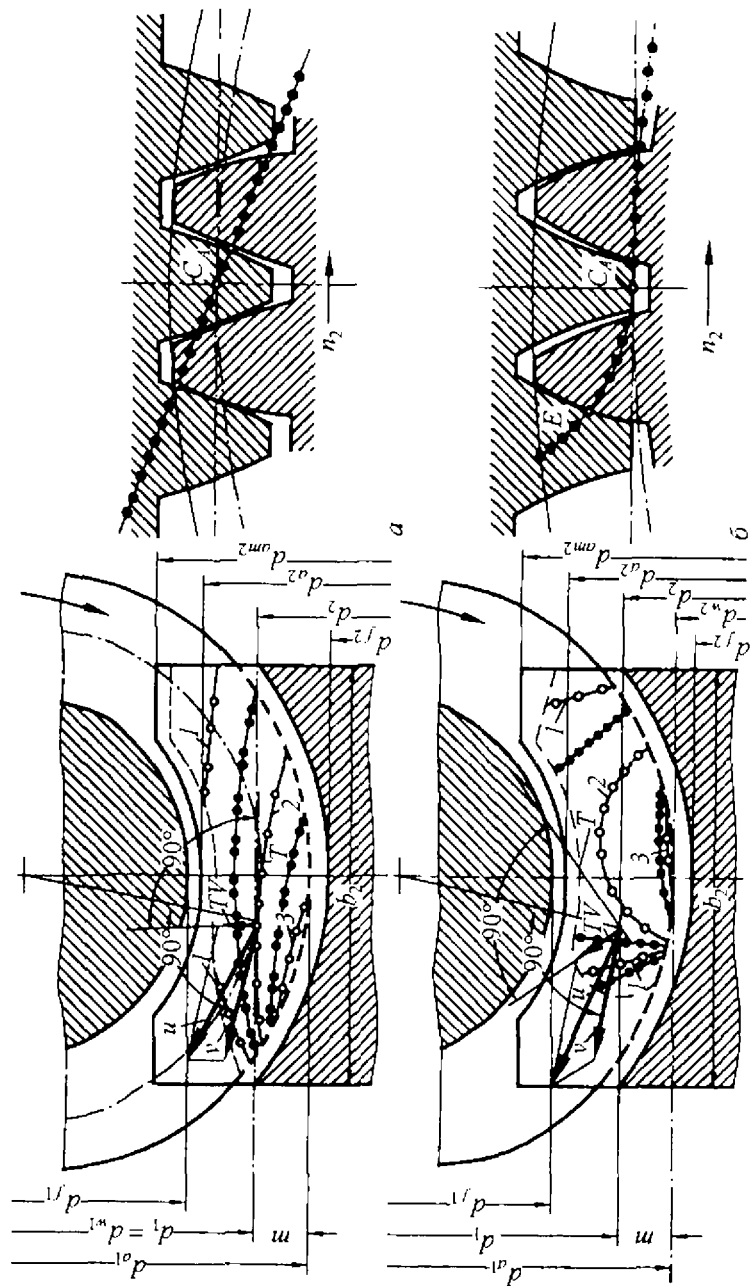


Рис. 12.11. Схемы передачи с эвольвентным червяком (а) и червяком с выгнутым профилем витка (б):
1, 2, 3 — положение линий контакта витка червяка и зуба колеса

Расчет передач с вогнутым профилем витков червяка выполняют по общим для червячных передач зависимостям, уменьшая вращающий момент на колесе делением его на коэффициент ϑ_{ZT} ,

$$\vartheta_{ZT} = 1 + 0,06v_{ск} \leq 1,6,$$

где $v_{ск}$ — скорость скольжения в зацеплении, м/с.

12.11. Расчет червячной передачи по напряжениям изгиба зуба колеса

В большинстве случаев напряжения изгиба не определяют размеры передачи и являются значимыми только при больших числах зубьев колес ($z_2 > 90$).

Расчет ведут для зубьев колеса, так как витки червяка значительно прочнее. За основу принят расчет косозубых цилиндрических колес. Повышенная прочность зубьев червячных колес связана с их дуговой формой и естественным смещением во всех сечениях, кроме среднего (см. рис. 12.5).

Напряжения изгиба у основания зубьев

$$\sigma_F = \frac{w_n \cos \alpha_n Y_F}{m_n} \cos^2 \gamma_w,$$

где Y_F — коэффициент, учитывающий форму зубьев, определяется по эквивалентному числу зубьев $z_v = z_2 / \cos^3 \gamma_w$; m_n — нормальный модуль, $m_n = m \cos \gamma_w$; множитель $\cos^2 \gamma_w$ учитывает наклон зуба и работу зуба как пластины, а не как балки.

После подстановки выражения для нормальной погонной нагрузки из (12.38) получают

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K \cos \gamma_w Y_F}{1,3 m^2 (q + 2x)} \leq [\sigma_F]. \quad (12.42)$$

Максимальные напряжения изгиба при действии пиковой нагрузки

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{2 \max}}{T_2} \leq [\sigma_{F \max}]. \quad (12.43)$$

12.12. Тепловой расчет и охлаждение передач

Значительное тепловыделение при работе червячной передачи приводит к нагреву масла. Превышение предельной для масла температуры $[t_{\max}]$ приводит к потере им защитных свойств и опасности заедания в передаче. Современные смазочные материалы сохраняют свои свойства до $[t_{\max}] \approx 110^\circ\text{C}$. Расчет при установившемся тепловом состоянии проводят, по уравнению теплового баланса:

$$W = W_1, \quad (12.44)$$

где W — количество теплоты, Дж, выделяющейся при непрерывной работе передачи в единицу времени, Дж/с; W_1 — количество теплоты, отводимой с поверхности корпуса передачи и через основание в единицу времени

$$W = 10^3(1 - \eta)P_1, \quad (12.45)$$

где η — КПД передачи без учета потерь на привод вентилятора; P_1 — мощность на червяке, кВт.

$$W_1 = K_T(t_m - t_0)A(1 + \psi), \quad (12.46)$$

где K_T — коэффициент теплопередачи с поверхности корпуса, равный $12 \dots 18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; t_m и t_0 — соответственно температура масла и окружающего воздуха, $^\circ\text{C}$; A — поверхность теплопередачи корпуса передачи (без учета площади основания), м^2 ; ψ — коэффициент, учитывающий теплоотвод через основание, при установке корпуса на металлическом основании ψ достигает 0,3, при бетонном основании $\psi \approx 0$.

Из выражений (12.44), (12.45) и (12.46) определяют температуру масла

$$t_m = t_0 + \frac{10^3(1 - \eta)P_1}{K_T A(1 + \psi)}. \quad (12.47)$$

Если $t_m > [t_{\max}]$, то предусматривают отвод избыточной теплоты. Этого достигают обребрением корпуса (увеличивается A);

искусственной вентиляцией (возрастает K_T); водяным охлаждением масла (снижается t_m).

Расположение ребер выбирают из условия лучшего их обтекания воздухом, при естественном охлаждении ребра располагают вертикально, при искусственном — вдоль направления потока воздуха от вентилятора.

Вентилятор устанавливают на валу червяка, коэффициент теплоотдачи обдуваемых стенок достигает $30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Водяное охлаждение обеспечивает отвод большого количества теплоты, коэффициент теплоотдачи с поверхности труб до $200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Пример расчета

Рассчитать передачу одноступенчатого червячного редуктора. Вращающий момент на валу червячного колеса $T_2 = 330 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Частота вращения вала колеса $n_2 = 70 \text{ мин}^{-1}$. Расчетный ресурс передачи $\tau = 15000 \text{ ч}$. Передаточное число редуктора $u = 28,5$.

Режим нагружения передачи — постоянный. Производство редуктора — крупносерийное. Профиль виггов червяка Z1.

Решение 1. Выбор числа заходов червяка. Число заходов червяка z_1 выбирают в зависимости от передаточного числа u :

u	8...14	14...30	Св. 30
z_1	4	2	1

Принимаем $z_1 = 2$.

2. Определение числа зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u = 2 \cdot 28,5 = 57.$$

3. Вычисление частоты вращения вала червяка

$$n_1 = n_2 z_2 / z_1 = 70 \cdot 57 / 2 = 1995 \text{ мин}^{-1}$$

4. Определение суммарного числа циклов нагружения зубьев колеса

$$N_{\Sigma} = 60 r n_2 = 60 \cdot 15000 \cdot 70 = 6,3 \cdot 10^7.$$

5. Вычисление предварительного значения скорости скольжения

$$v_{\text{ск}} = \frac{4,5 n_1}{10^4} \sqrt{T_2} = \frac{4,5 \cdot 1995}{10^4} \sqrt{330} = 6,2 \text{ м/с}.$$

6. Выбор материалов червяка и червячного колеса.

Червяк. Сталь 18ХГТ цементированная и закаленная до твердости поверхности 56...63 HRC₂. Витки шлифованные и полированные.

Червячное колесо. В связи с тем, что скорость скольжения в зацеплении $v_{ск} > 5 \text{ м/с}$, используем оловянистую бронзу Бр.О10Ф1 с временным сопротивлением $\sigma_s = 250 \text{ МПа}$ и пределом текучести $\sigma_T = 200 \text{ МПа}$ [1].

7. Определение допускаемых контактных напряжений

$$[\sigma_H] = 0,9 \sigma_s C_v \sqrt{\frac{10^7}{N_\Sigma}},$$

где $C_v = 0,87$. Значения C_v в зависимости от $v_{ск}$ приведены ниже:

$v_{ск}$	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

$$\sigma_H = 0,87 \cdot 0,9 \cdot 250 \sqrt{\frac{10^7}{6,3 \cdot 10^7}} = 155,5 \text{ МПа}.$$

8. Определение допускаемых напряжений для расчета на изгиб

$$[\sigma_F] = (0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_s) \sqrt{\frac{10^6}{N_\Sigma}} = (0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 250) \sqrt{\frac{10^6}{6,3 \cdot 10^7}} = 44,2 \text{ МПа}.$$

9. Выбор предварительного значения коэффициента нагрузки. Для постоянного режима нагружения принимаем $K = 1$.

10. Вычисление межосевого расстояния

$$a_w \approx 610 \sqrt{\frac{KT_2}{[\sigma_H]^2}} \approx 610 \sqrt{\frac{330}{155,5^2}} \approx 145,8 \text{ мм}.$$

Полученное значение a_w округляем до ближайшего из ряда стандартных межосевых расстояний: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500. Принимаем $a_w = 140 \text{ мм}$.

11. Выбор осевого модуля

$$m = (1,4 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2} = (1,4 \dots 1,7) \frac{140}{57} = (3,44 \dots 4,18) \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение модуля $m = 4 \text{ мм}$ (табл. 12.1).

Таблица 12.1

Значения модулей m и коэффициентов диаметра червяка q

m	q	m	q
1,6	10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5	8; 10; 12,5; 16; 20
2; 2,5; 3,15; 4; 5	8; 10; 12,5; 16; 20	16	8; 10; 12,5; 16
6,3	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	20	8; 10

12. Выбор коэффициента диаметра червяка

$$q = \frac{2a_w - mz_2}{m} = \frac{2 \cdot 140 - 4 \cdot 57}{4} = 13.$$

Принимаем ближайшее стандартное значение $q = 12,5$.

13. Определение коэффициента смещения инструмента

$$x = \frac{a_w - 0,5m(z_2 + q)}{m} = \frac{140 - 0,5 \cdot 4 \cdot (57 + 12,5)}{4} = 0,25.$$

Коэффициент смещения находится в допустимых пределах от -1 до 1 .

14. Вычисление углов подъема витка червяка. На делительном цилиндре

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{2}{12,5}\right) = 9,09^\circ.$$

На начальном цилиндре

$$\gamma_w = \arctg\left(\frac{z_1}{q + 2x}\right) = \arctg\left(\frac{2}{12,5 + 2 \cdot 0,25}\right) = 8,746^\circ.$$

15. Определение начального диаметра червяка, делительного диаметра колеса

$$d_{w1} = m(q + 2x) = 4(12,5 + 2 \cdot 0,25) = 52 \text{ мм};$$

$$d_2 = mz_2 = 4 \cdot 57 = 228 \text{ мм}.$$

16. Определение коэффициента динамичности. Окружная скорость на делительном диаметре колеса

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi 228 \cdot 70}{60 \cdot 1000} = 0,84 \text{ м/с}.$$

Так как $v_2 < 3 \text{ м/с}$ коэффициент динамичности $K_v = 1$.

17. Вычисление коэффициента нагрузки

$$K = K_p K_v = 1 \cdot 1 = 1$$

18. Уточнение скорости скольжения в зацеплении

$$v_{ск} = \frac{\pi m(q + 2x)n_1}{60 \cdot 1000 \cos \gamma_w} = \frac{\pi 4(12,5 + 2 \cdot 0,25)1995}{60 \cdot 1000 \cdot 0,988} = 5,5 \text{ м/с}.$$

19. Уточнение допускаемых контактных напряжений

$$[\sigma_H] = 0,9 \sigma_s C_s \sqrt{\frac{10^7}{N_s}},$$

где $C_s = 0,91$

$$\sigma_H = 0,91 \cdot 0,9 \cdot 250 \sqrt{\frac{10^7}{6,3 \cdot 10^7}} = 162,7 \text{ МПа}.$$

20. Вычисление расчетных контактных напряжений

$$\sigma_H = \frac{5400(q + 2x)}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2 + q + 2x}{(q + 2x)a_w} \right]^3} K T_2 =$$

$$= \frac{5400(12,5 + 2 \cdot 0,25)}{57} \sqrt{\left[\frac{57 + 12,5 + 2 \cdot 0,25}{(12,5 + 2 \cdot 0,25)140} \right]^3} 330 = 168,8 \text{ МПа.}$$

Перегрузка передачи по контактным напряжениям

$$\Delta \sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100\% = \frac{168,8 - 162,7}{162,7} 100\% = 3,7\%.$$

Допускается перегрузка до 5 %, следовательно, ранее найденные размеры передачи принимаем за окончательные.

21. КПД передачи

$$\eta_j = \frac{\lg \gamma_w}{\lg(\gamma_w + \varphi_1)} = \frac{\lg 8,746}{\lg(8,746 + 1,38)} = 0,861,$$

где $\varphi_1 = 1,38^\circ$ — приведенный угол трения при скорости скольжения $v_{ск} = 5,5 \text{ м/с}$ (табл. 12.2).

Таблица 12.2

Приведенные углы трения между стальным червяком и колесом из бронзы

$v_{ск}, \text{ м/с}$	φ_1	$v_{ск}, \text{ м/с}$	φ_1	$v_{ск}, \text{ м/с}$	φ_1
0,01	5,7...6,8°	1	2,5...3,2°	4	1,3...1,7°
0,1	4,5...5,2°	1,5	2,3...2,8°	7	1...1,5°
0,25	3,7...4,3°	2	2...2,5°	10	0,9...1,3°
0,5	3,2...3,7°	3	1,5...2°	15	0,8...1,2°

22. Вычисление сил, действующих в зацеплении. Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке,

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 330 \cdot 10^3}{228} = 2895 \text{ Н.}$$

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе,

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2000T_1}{d_{w1}} = \frac{2000T_2}{\eta \gamma m(q + 2x)} = \frac{2000 \cdot 330}{28,5 \cdot 0,861 \cdot 4(12,5 + 2 \cdot 0,25)} = 517 \text{ Н.}$$

Радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо,

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \lg \alpha = 2895 \lg 20^\circ = 1054 \text{ Н.}$$

23. Проверка прочности зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба. Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_v = z_2 / \cos^3 \gamma_w = 57 / \cos^3 8,746 = 59.$$

где $Y_F = 1,42$ (табл. 12.3).

Коэффициент, учитывающий форму зубьев

z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

Напряжения изгиба у основания зуба

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K \cos \gamma_w Y_F}{1,3 m^2 (q + 2x)} = \frac{2895 \cdot 1 \cdot \cos 8,746^\circ \cdot 1,42}{1,3 \cdot 4^2 (12,5 + 2 \cdot 0,25)} = 15 \text{ МПа}.$$

Так как $\sigma_F < [\sigma_F]$, прочность по напряжениям изгиба обеспечена.

24. Определение геометрических размеров червяка и червячного колеса. Делительный диаметр червяка

$$d_1 = qm = 12,5 \cdot 4 = 50 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин и впадин витков эвольвентного червяка:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 50 + 2 \cdot 4 = 58 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m(1 + 0,2 \cos \gamma) = 50 - 2 \cdot 4(1 + 0,2 \cos 9,09^\circ) = 40,42 \text{ мм}.$$

Длина нарезанной части червяка

$$b_1 \geq (c_1 + c_2 z_2)m + 3m = (11 + 0,1 \cdot 57)4 + 3 \cdot 4 = 78,8 \text{ мм},$$

коэффициенты $c_1 = 11$, $c_2 = 0,1$ (табл. 12.4). Значение b_1 округляем до ближайшего большего значения по ряду линейных размеров $Ra 40$, $b_1 = 80 \text{ мм}$.

Таблица 12.5 дана для $z_1 = 4$.

Диаметр вершин зубьев червячного колеса

$$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x) = 4(57 + 2 + 2 \cdot 0,25) = 238 \text{ мм}.$$

Диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = m(z_2 - 2 - 0,4 \cos \gamma + 2x) = 4(57 - 2 - 0,4 \cos 9,09^\circ + 2 \cdot 0,25) = 220,42 \text{ мм}.$$

Наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 238 + \frac{6 \cdot 4}{2 + 2} = 244 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{am2} = 240 \text{ мм}$.

Ширина венца колеса

$$b_2 \leq 0,75 d_{a1} = 0,75 \cdot 58 = 43,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 42 \text{ мм}$.

Таблица 12.4

Коэффициенты для определения длины нарезанной части червяка
при числе заходов червяка $z_1 = 1$ и $z_1 = 2$

x	-1	-0,5	0	+0,5	+1 и более
c_1	10,5	8	11	11	12
c_2	0,06	0,06	0,06	0,1	0,1

Таблица 12.5

Коэффициенты для определения длины нарезанной части червяка
при числе заходов червяка $z_1 = 4$

x	-1	-0,5	0	+0,5	+1 и более
c_1	10,5	9,5	11	12,5	13
c_2	0,09	0,09	0,09	0,1	0,1

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

13.1. Общие сведения

Цепная передача — это механизм, состоящий из ведущей 1 и ведомой 2 звездочек и охватывающей их цепи 3 (рис. 13.1). В состав передачи также часто входят натяжные и смазочные устройства, ограждения. Возможно применение нескольких ведомых звездочек. Цепь состоит из соединенных шарнирно звеньев, за счет чего обеспечивается гибкость цепи. Передачи используют в сельскохозяйственных, подъемно-транспортных, текстильных и полиграфических машинах, мотоциклах, велосипедах, автомобилях, нефтебуровом оборудовании.

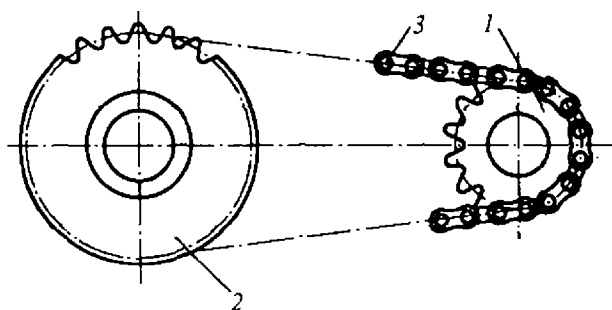


Рис. 13.1. Схема цепной передачи

Достоинства цепных передач: 1) возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний; 2) меньшие, чем у ременных передач, габариты; 3) отсутствие проскальзывания; 4) высокий КПД; 5) относительно малые силы, действующие на валы; 6) возможность передачи движения нескольким звездочкам; 7) возможность легкой замены цепи.

Недостатки цепных передач: 1) неизбежность износа шарниров цепи из-за отсутствия условий для жидкостного трения; 2) непостоянство скорости движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек; 3) необходимость более точной установки валов, чем для клиноременной передачи; 4) необходимость смазывания и регулировки.

13.2. Типы цепей

Цепи по назначению подразделяют на три группы: 1) грузовые — для закрепления грузов; 2) тяговые — для перемещения грузов в машинах непрерывного транспорта (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.); 3) приводные — для передачи движения.

Основные типы цепей представлены на рис. 13.2: *грузовые* круглозвенная (а), пластинчатая шарнирная (б); *тяговая* пластинчатая (в); *приводные* роликовая однорядная (г), роликовая двухрядная (д), роликовая с изогнутыми пластинами (е), втулочная (ж), зубчатая с внутренними направляющими пластинами (з), зубчатая с боковыми направляющими пластинами (и), фасоннозвенная крючковая (к), фасоннозвенная втулочно-штыревая (л). Грузовые и тяговые цепи подробно рассматривают в курсе подъемно-транспортных машин, в данном курсе главное внимание уделяется приводным цепям.

Основной геометрической характеристикой цепи является шаг P — расстояние между осями соседних шарниров. Большинство стандартных цепей имеют шаг, кратный 1 дюйму (25,4 мм).

Наиболее широко применяют *роликовые цепи* (рис. 13.3), которые образуются из последовательно чередующихся внутренних и наружных звеньев. Внутренние звенья состоят из пластин 1 и запрессованных в их отверстия гладких втулок 2, на которых свободно вращаются ролики 5. Наружные звенья состоят из пластин 3 и запрессованных в их отверстия валиков 4. Концы валиков после сборки расклепывают. Благодаря натягу в соединениях наружных пластин с валиками и внутренних пластин со втулками и зазору между валиком и втулкой образуется шарнирное соединение. Для повышения сопротивления усталости значения натягов принимают значительно большими, чем предусмотрено стандартными посадками. Пластическое деформирование пластин в зоне отверстий, неизбежное при столь больших

натягах, существенно повышает сопротивление усталости пластин (в 1,6–1,7 раза). *Многорядные цепи* с числом рядов от двух до восьми (см. рис. 13.2, д) собирают из деталей с такими же размерами, что и однорядные, кроме роликов, имеющих соответственно большую длину. Нагрузочная способность цепей почти прямо пропорциональна числу рядов, что позволяет в передачах с многорядными цепями уменьшить шаг, радиальные габариты звездочек и динамические нагрузки.

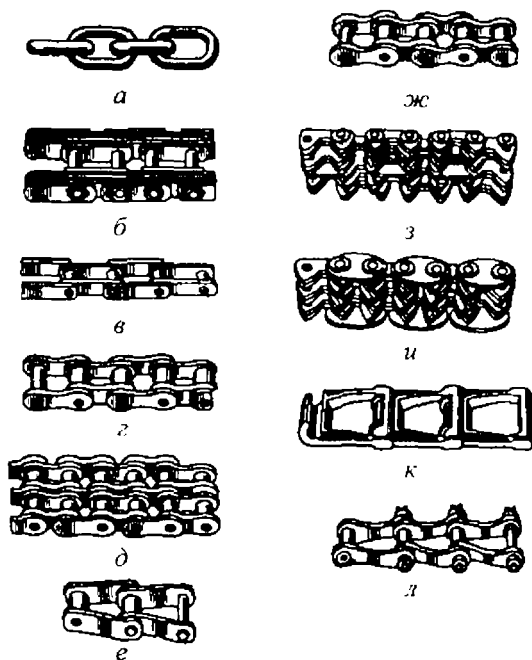


Рис. 13.2. Основные типы цепей

При больших динамических, в частности ударных нагрузках, частых реверсах применяют *роликовые цепи с изогнутыми пластинами* (см. рис. 13.2, е). В связи с тем, что пластины работают на изгиб, они обладают повышенной податливостью.

При работе цепных передач в условиях, вызывающих возрастание трения в шарнирах (запыленные и химически активные среды) используют *открытошарнирные пластинчатые цепи* (рис 13.4). Будучи открытым, шарнир такой цепи самоочищается

от попадающих в него абразивных частиц. Наружные звенья (пластины 1) такой цепи не отличаются от аналогичных звеньев роликовой цепи. Внутренние звенья образуются из пластин 2, имеющих отверстия в форме восьмерки, и фасонных валиков 4, заменяющих втулку. Валик 3 свободно проходит через отверстие в пластине 2 и взаимодействует с фасонным валиком 4. Замена тонкостенных втулки и ролика не только удешевляет цепь, но и резко повышает сопротивление усталости деталей цепи. Благодаря этому открытошарнирные цепи оказались значительно долговечнее роликовых при работе в тяжело нагруженных передачах.

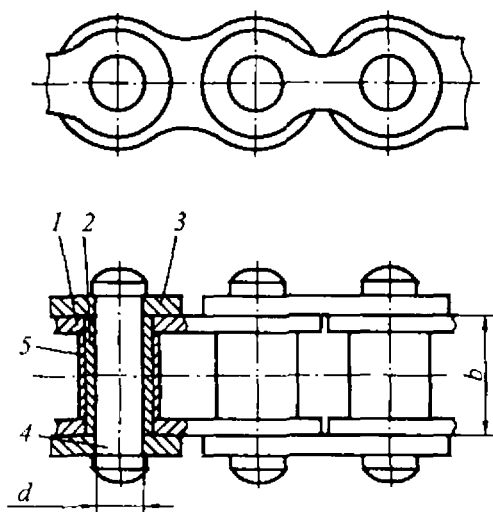


Рис. 13.3. Конструкция приводной роликовой цепи

Зубчатые цепи (см. рис. 13.2, з, и) к настоящему времени вытеснены более дешевыми и технологичными прецизионными роликовыми цепями, которые не уступают зубчатым по кинематической точности и шумовым характеристикам. Зубчатые цепи используют преимущественно для замены разрушившихся цепей в старом оборудовании. Из-за ограниченности применения зубчатые цепи не рассматриваются.

Соединяют концы роликовых, втулочных и открытошарнирных цепей в замкнутый контур с помощью соединительных и пе-

реходных звеньев. Соединительное звено, используемое при четном числе звеньев цепи, отличается от обычного наружного тем, что одна из его пластин надевается на концы валиков свободно и фиксируется на валиках замками и шплинтами. В случае необходимости использования цепи с нечетным числом звеньев применяют изогнутые переходные звенья, которые являются слабым местом цепи.

В обозначении приводных цепей указывают число рядов цепи (если оно больше одного), тип цепи, ее шаг и разрушающую силу. Пример обозначения в соответствии с ГОСТ 13568-75 — 2ПР-25,4-114000 — двухрядная приводная роликовая цепь с шагом $P = 25,4$ мм и разрушающей силой $F_p = 114000$ Н.

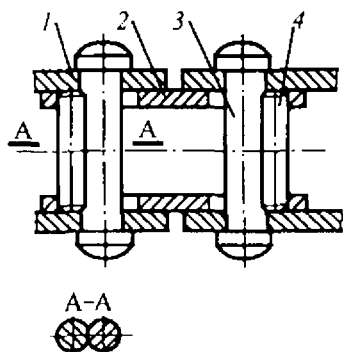


Рис. 13.4. Конструкция открытошарнирной цепи

13.3. Критерии работоспособности цепных передач

Цепные передачи выходят из строя по следующим причинам.

1. *Износ шарниров*, приводящий к удлинению цепи, увеличению шага цепи и, как следствие, к нарушению ее зацепления с зубьями звездочек.
2. *Усталостное разрушение пластин* по проушинам, характерное для закрытых быстроходных тяжелонагруженных передач, работающих при хорошем смазывании, когда износ шарниров не является определяющим.
3. *Проворачивание валиков и втулок* в пластинах в местах запрессовки, связанное с низким качеством изготовления.
4. *Усталостное выкрашивание и разрушение роликов*.
5. *Недопустимое провисание* ведомой ветви цепи, характерное для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием при отсутствии натяжных устройств.
6. *Износ зубьев* звездочек.

Ресурс цепных передач в стационарных машинах должен составлять 10...15 тыс. ч, чаще всего он ограничивается долговечностью цепи.

13.4. Материалы и термическая обработка деталей цепей

Пластины цепей должны обладать высоким сопротивлением усталости, поэтому их изготавливают из среднеуглеродистых качественных или легированных сталей 40, 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A, термообработка — объемная закалка с низким отпуском, твердость обычно 40...50 HRC₃.

Основное требование к деталям шарниров — валикам и втулкам — износостойкость рабочих поверхностей. Валики и втулки преимущественно выполняют из цементуемых сталей 15, 20, 15X, 12XH3, 18ХГТ и других, после цементации или газового цианирования детали закаливают до твердости поверхности 56...65 HRC₃. Термодиффузионное хромирование деталей шарниров повышает ресурс цепи по износу в 3–12 раз по сравнению с цементацией.

Твердость поверхности роликов должна быть не ниже 43,5 HRC₃.

13.5. Основные параметры цепных передач

Мощности, для передачи которых применяют цепные передачи, изменяются в пределах до 100 кВт; межосевые расстояния достигают 8 м.

Частоты вращения звездочек и скорость цепи ограничиваются силой удара в зацеплении, износом шарниров и шумом передачи. Скорость цепи обычно составляет около 15 м/с, но в передачах высокого качества при эффективном смазывании достигает 35 м/с.

Средняя скорость цепи, м/с,

$$v = \frac{z_1 n_1 P}{60000}, \quad (13.1)$$

где z_1 — число зубьев малой звездочки; n_1 — частота ее вращения, мин⁻¹; P — шаг цепи, мм.

Передаточное отношение. Определяют из условия равенства средней скорости цепи на звездочках (см. рис. 13.1):

$$z_1 n_1 P = z_2 n_2 P.$$

Отсюда передаточное отношение

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (13.2)$$

где z_2 — число зубьев большой (ведомой) звездочки; n_2 — частота ее вращения, мин^{-1} .

Передаточное отношение ограничивается габаритами передачи, диаметром большой звездочки, малостью угла охвата цепью малой звездочки. Обычно u не превышает 7.

Числа зубьев звездочек. Число зубьев звездочек ограничивается износом шарниров, динамическими нагрузками и шумом передачи. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше износ, так как угол поворота звена при набегании цепи на звездочку и сбегании с нее равен $360^\circ/z$.

Минимальное число зубьев малой звездочки для силовых передач общего назначения выбирают по эмпирической зависимости

$$z_{1\min} = 29 - 2u. \quad (13.3)$$

При низких частотах вращения $z_{1\min}$ может быть уменьшено до 13. Для высокоскоростных передач с $v > 20$ м/с принимают $z_{1\min} \geq 35$.

Число зубьев большой (ведомой) звездочки

$$z_2 = z_1 u. \quad (13.4)$$

По мере износа шаг цепи увеличивается и ее шарниры поднимаются по профилю зуба звездочки на больший диаметр, что может привести в конечном счете к выходу цепи из зацепления со звездочкой. При этом предельно допустимое увеличение шага цепи тем меньше, чем больше число зубьев звездочки. Поэтому максимальное число зубьев большой звездочки

$$z_{2\max} = 120. \quad (13.5)$$

Предпочтительно принимать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу шарниров цепи и зубьев

звездочек. По этой же причине желательно выбирать число зубьев малой звездочки из ряда простых чисел.

Делительные диаметры звездочек. Определяют по расположению центров шарниров цепи на зубьях звездочек. Из рассмотрения треугольника AOB на схеме малой звездочки цепной передачи (рис. 13.5) следует:

$$P/2 = d_1 \sin(\varphi_1/2)/2,$$

где φ_1 — угловой шаг, $\varphi_1 = 360^\circ/z_1$; z_1 — число зубьев малой звездочки. Тогда делительные диаметры малой и большой звездочек, мм

$$d_1 = \frac{P}{\sin(180^\circ/z_1)}, \quad d_2 = \frac{P}{\sin(180^\circ/z_2)}. \quad (13.6)$$

Межосевое расстояние и длина цепи. Минимальное межосевое расстояние определяют из условий:

1) размещения звездочек

$$a_{\min} > 0,5(D_{e1} + D_{e2}),$$

где D_{e1} и D_{e2} — наружные диаметры звездочек;

2) $\alpha_1 \geq 120^\circ$, где α_1 — угол охвата цепью малой звездочки.

Оптимальное межосевое расстояние

$$a = (30 \dots 50)P. \quad (13.7)$$

При $a < 30P$ наблюдается ускоренный износ шарниров цепи в связи с повышенной частотой входа каждого шарнира в зацепление. При $a > 50P$ даже небольшой износ каждого шарнира вызывает значительное удлинение цепи, что приводит к нарушению ее зацепления с зубьями звездочек. Обычно межосевое расстояние ограничивают величиной

$$a_{\max} = 80P. \quad (13.8)$$

Формула для определения длины цепи получена по аналогии с формулой для длины ремня [см. (14.5)], число звеньев получают делением длины цепи на шаг. Число звеньев цепи W зависит от межосевого расстояния a , шага P и чисел зубьев звездочек z_1 и z_2 :

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{P} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{P}{a}. \quad (13.9)$$

Полученное значение W округляют до ближайшего большего четного числа. Четное число звеньев цепи позволяет избежать применения переходных звеньев при соединении концов цепи.

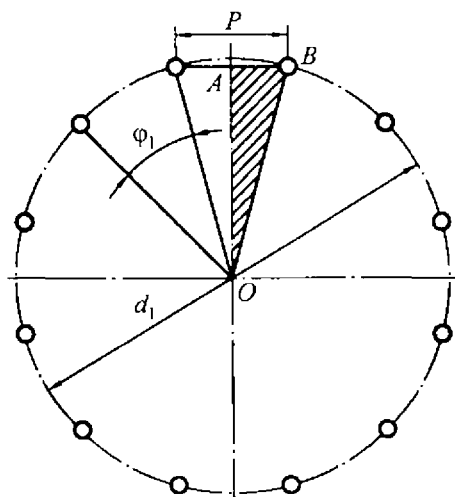


Рис. 13.5. Схема малой звездочки

Межосевое расстояние (без учета провисания цепи) определяют из (13.9)

$$a = \frac{P}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (13.10)$$

Цепь должна иметь некоторое провисание во избежание повышенной нагрузки на цепь и валы от силы натяжения и радиального биения звездочек. Для этого межосевое расстояние уменьшают на $(0,002 \dots 0,004)a$.

Окружная сила на звездочках, Н,

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1} = \frac{10^3 P_1}{v_1}, \quad (13.11)$$

где T_1 — вращающий момент на ведущей звездочке, Н·м; d_1 — делительный диаметр ведущей звездочки, мм; P_1 — мощность на ведущей звездочке, кВт; v_1 — скорость движения цепи, м/с.

13.6. Расчет цепных передач

Предварительный расчет. Определяют статическую разрушающую силу проектируемой цепи

$$F'_p = F_t S, \quad (13.12)$$

где S — коэффициент безопасности, зависящий от степени ответственности передачи, точности определения действующих нагрузок и коррозионного воздействия на передачу. Минимальные значения коэффициента безопасности принимают при отсутствии коррозии $S = 6 \dots 10$, при активной коррозии $S = 18 \dots 50$.

По найденному значению F'_p по стандартам на приводные цепи находят несколько вариантов цепи, для которых разрушающая сила несколько больше требуемой ($F_p > F'_p$). Найденные варианты различаются шагом, числом рядов и типом цепи. Предварительный расчет, как правило, не позволяет выбрать единственный наиболее целесообразный вариант, а лишь определяет область возможных решений.

Основной расчет. Проводят по условию износостойкости шарниров цепи. Давление в шарнирах не должно превышать допустимого в данных условиях эксплуатации. Давление в шарнирах p связывают с путем трения S_f зависимостью

$$p^m S_f = C, \quad (13.13)$$

где C — для конкретных условий эксплуатации некоторая постоянная величина; m — показатель степени, зависящий от вида трения в шарнирах, при хорошем смазывании $m \approx 3$, при недостаточном смазывании m находится в пределах от 1 до 2.

Условное давление в шарнирах цепи в предположении нулевого зазора между валиком и втулкой и равномерного распределения давления в шарнире

$$p = \frac{K_z F_t}{A} \leq [p], \quad (13.14)$$

где K_z — коэффициент эксплуатации; F_t — окружная сила на звездочках, Н; A — площадь проекции шарнира на диаметрально-

ное сечение, мм^2 ; $[p]$ — допускаемое давление, МПа, для средних эксплуатационных условий, при которых $K_3 = 1$.

Площадь проекции шарнира

$$A = db, \quad (13.15)$$

где d — диаметр валика; b — длина вулки (см. рис. 13.3). Для стандартных цепей A определяется по таблицам в зависимости от шага P .

Коэффициент эксплуатации K_3 представляют в виде частных коэффициентов:

$$K_3 = K_d K_a K_n K_{\text{рег}} K_{\text{см}} K_{\text{реж}} K_7. \quad (13.16)$$

Коэффициент K_d учитывает динамичность нагрузки, при спокойной нагрузке $K_d = 1$; при нагрузке с толчками 1,2...1,5; при сильных ударах 1,8. Коэффициент K_a учитывает влияние длины цепи (межосевого расстояния) — чем длиннее цепь, тем реже каждое звено входит в зацепление со звездочкой и тем меньше износ в шарнирах; при $a = (30...50)P$ принимают $K_a = 1$; в других случаях $K_a = \sqrt[3]{L_0/L}$, где L_0 — длина цепи при $a = 40P$, L — длина рассчитываемой цепи. Коэффициент K_n учитывает влияние наклона линии центров звездочек передачи к горизонту; чем больше наклон передачи, тем меньше допустимый суммарный износ цепи; при угле наклона $\psi \leq 45^\circ$ $K_n = 1$, при $\psi > 45^\circ$ $K_n = 0,15\sqrt{\psi}$. Коэффициент $K_{\text{рег}}$ учитывает влияние регулирования цепи; для передач с регулировкой положения оси одной из звездочек $K_{\text{рег}} = 1$, для передач с нерегулируемым положением звездочек $K_{\text{рег}} = 1,25$. Коэффициент $K_{\text{см}}$ учитывает влияние характера смазывания; при непрерывном смазывании в масляной ванне или от насоса $K_{\text{см}} = 0,8$; при регулярном капельном или внутришарнирном смазывании $K_{\text{см}} = 1$, при нерегулярном смазывании — 1,5. Коэффициент $K_{\text{реж}}$ учитывает влияние режима работы передачи, из зависимости (13.13), учитывая пропорциональность пути трения и числа смен $N_{\text{см}}$ работы передачи в сутки,

получают $K_{\text{реж}} = \sqrt[3]{N_{\text{см}}}$. Коэффициент K_T учитывает влияние температуры окружающей среды, при $-25 < T < 150^\circ\text{C}$ принимают $K_T = 1$; при экстремальных условиях $K_T > 1$.

Если по расчету значение коэффициента $K_{\gamma} > 3$, то возможности передачи используются недостаточно и следует принять меры по улучшению условий работы.

Проверочные расчеты. Проводят при значительных отличиях реальных условий эксплуатации от средних. Проверку на прочность при пиковых перегрузках выполняют для передач землеройных, сельскохозяйственных и других машин, при работе которых возникают неучитываемые предельные состояния (встреча с непрогнозируемым препятствием). Условие прочности

$$F_{\text{max}} = k_{\Pi} F_t \leq F_p, \quad (13.17)$$

где k_{Π} — кратность кратковременной перегрузки.

Для тяжелонагруженных быстроходных передач (при скорости цепи $v > 20$ м/с) проводят расчет деталей на *сопротивление усталости*. По этому критерию разрушающую силу определяют отдельно для пластин F_{y1} , валиков F_{y2} , втулок F_{y3} и роликов F_{y4} . Допускаемая окружная сила на звездочках по условию сопротивления усталости

$$F'_t = \frac{F_{y\text{min}}}{S}, \quad (13.18)$$

где $F_{y\text{min}}$ — меньшая сила из F_{y1}, F_{y2}, F_{y3} и F_{y4} ; S — коэффициент безопасности.

Точное определение *ресурса цепи по износу шарниров* весьма затруднительно. Интенсивность изнашивания шарниров цепей при изменении конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов в пределах, характерных для реальных машин, изменяется от 0,00001 до 1000 мкм на 1 м пути трения. Поэтому расчет приводных цепей на износ по единой зависимости пока невозможен.

С достаточной точностью такие расчеты выполняют по методу подобия, согласно которому срок службы рассчитываемой приводной цепи

$$T = T_a K, \quad (13.19)$$

где T_a — ресурс цепи в эталонной передаче, ч; K — коэффициент, учитывающий отличия в конструкции, технологии и эксплуатации реальной передачи от эталонной.

13.7. Силы, действующие в ветвях передачи

В ведущей ветви цепи в процессе стационарной работы передачи действует постоянная сила F_1 , состоящая из окружной силы F_t и силы натяжения ведомой ветви F_2 ,

$$F_1 = F_t + F_2. \quad (13.20)$$

Сила натяжения ведомой ветви

$$F_2 = F_0 + F_u, \quad (13.21)$$

где F_0 — натяжение цепи от силы тяжести; F_u — натяжение от центробежных сил.

Натяжение от силы тяжести при горизонтальном (и близком к нему) положении линии, соединяющей оси звездочек, определяется как для гибкой нерастяжимой нити

$$F_0 = \frac{m_1 g a}{8f}, \quad (13.22)$$

где m_1 — погонная масса цепи, кг/м; g — ускорение свободного падения, м/с²; a — межосевое расстояние, м; f — стрела провисания цепи, мм.

При вертикальном (и близком к нему) положении линии центров звездочек

$$F_0 = m_1 g a. \quad (13.23)$$

Натяжение цепи от действия центробежных сил определяют по аналогии с ременными передачами

$$F_u = m_1 v^2, \quad (13.24)$$

где v — скорость движения цепи, м/с.

Если ветви ремней параллельны, сила, действующая на валы, $F_\Sigma = F_1 + F_2$. В общем случае, если ветви цепи не параллельны, то силу, действующую на вал, определяют, как и для ременной пе-

редачи, из треугольника OAB (см. рис. 14.9). Расчетная сила, действующая на валы передачи,

$$F_{\Sigma} = k_{\text{в}} F_t, \quad (13.25)$$

где $k_{\text{в}}$ — коэффициент, учитывающий массу цепи, для горизонтальной передачи принимают $k_{\text{в}} = 1,15$, для вертикальной $k_{\text{в}} = 1,05$.

13.8. Переменность скорости движения цепи

При работе цепной передачи движение цепи определяется движением шарнира звена, вошедшего последним в зацепление с ведущей звездочкой (рис. 13.6). Скорость шарнира $v_{\text{ш}}$, м/с, при постоянной угловой скорости ведущей звездочки ω_1 , 1/с:

$$v_{\text{ш}} = 500 \omega_1 d_1, \quad (13.26)$$

где d_1 — делительный диаметр малой (ведущей) звездочки, мм.

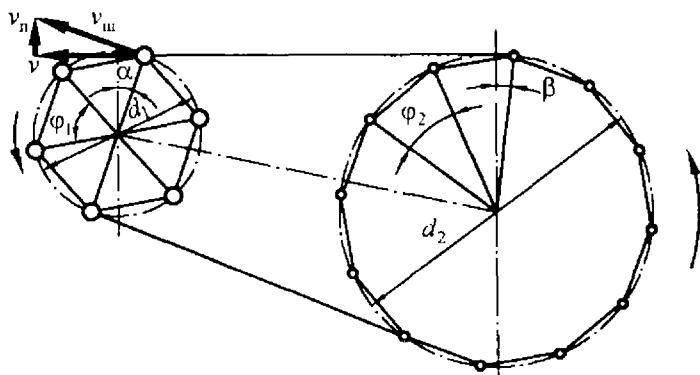


Рис. 13.6. Схема скоростей шарнира и цепи

В произвольном угловом положении звездочки, когда ведущий шарнир повернут относительно перпендикуляра к ведущей ветви цепи под углом α , скорость цепи

$$v = v_{\text{ш}} \cos \alpha. \quad (13.27)$$

Так как угол α изменяется в пределах от 0 до $\varphi_1/2 = \pi/z_1$, то скорость цепи изменяется от $v_{ш}$ до $v_{ш} \cos(\pi/z_1)$.

Поперечная скорость цепи

$$v_{п} = v_{ш} \sin \alpha. \quad (13.28)$$

Мгновенная угловая скорость ведомой звездочки

$$\omega_2 = \frac{v}{500d_2 \cos \beta}, \quad (13.29)$$

где d_2 — делительный диаметр большой (ведомой) звездочки, мм; β — угол поворота шарнира на ведомой звездочке (по отношению к перпендикуляру на ведущую ветвь цепи), угол β изменяется в пределах от 0 до π/z_2 .

Мгновенное передаточное отношение

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cos \beta}{d_1 \cos \alpha}. \quad (13.30)$$

Из зависимости (13.30) следует: 1) передаточное отношение не постоянно; 2) равномерность движения тем выше, чем больше числа зубьев звездочек, так как тогда $\cos \alpha$ и $\cos \beta$ ближе к единице, основное влияние оказывает увеличение числа зубьев малой звездочки.

Непостоянство скорости цепи вызывает динамические нагрузки и удары, не позволяет использовать цепные передачи в приводах с высокими требованиями по кинематической точности вращения валов.

Пример расчета

Рассчитать передачу роликовой цепью от тихоходного вала редуктора к приводному валу транспортера.

Вращающий момент на ведущей звездочке, расположенной на тихоходном валу редуктора, $T_1 = 420 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 60 \text{ мин}^{-1}$. Передаточное отношение $u = 3$. Межосевое расстояние $a \approx 1200 \text{ мм}$.

Передача расположена под углом 40° к горизонту, смазка периодическая, работа односменная, положение валов передачи не регулируется.

Решение. 1. Выбор предварительного значения шага однорядной цепи:

$$P = 4,5\sqrt[3]{T_1} = 4,5\sqrt[3]{420} = 33,7 \text{ мм}.$$

Ближайшее значение шага и соответствующей ему площади проекции шарнира находим из табл. 13.1: $P = 31,75 \text{ мм}$, $A = 260 \text{ мм}^2$.

2. Определение числа зубьев малой (ведущей) и большой (ведомой) звездочек

$$z_1 = 29 - 2u = 23,$$

$$z_2 = z_1 u = 69.$$

Таблица 13.1

Основные параметры приводных роликовых цепей

Обозначение цепи	$A, \text{мм}^2$	$B_{\text{вн}}, \text{мм}$
ПР-8-460	11	3,00
ПР-9,525-910	28	5,72
ПР-12,7-900-1	17,9	2,4
ПР-12,7-900-2	21	3,30
ПР-12,7-1820-1	40	5,4
ПР-12,7-1820-2*	50	7,75
ПР-15,875-2270-1	55	6,48
ПР-15,875-2270-2*	71	9,65
ПР-19,05-3180*	105	12,7
ПР-25,4-5670*	180	15,88
ПР-31,75-8850*	260	19,05
ПР-38,1-12700*	395	25,4
ПР-44,45-17240*	475	25,4
ПР-50,8-22680*	645	31,75

Примечания: A — площадь проекции шарнира; $B_{\text{вн}}$ — расстояние между внутренними пластинами цепи; * цепи могут изготавливаться двух- и трехрядными.

3. Определение коэффициента эксплуатации (см. (13 16))

$$K_s = 1,2 \cdot 1,25 \cdot 1,5 = 2,25,$$

где $K_d = 1,2$ — небольшие колебания нагрузки; $K_a = 1$ — межосевое расстояние $(30 \dots 50)P$; $K_{\alpha} = 1$ — наклон передачи менее 45° ; $K_{\text{рег}} = 1,25$ — положение звездочек не регулируется; $K_{\text{см}} = 1,5$ — смазывание передачи нерегулярное; $K_{\text{реж}} = 1$ — работа односменная; $K_T = 1$ — температура окружающей среды менее 150°C .

4. Определение делительного диаметра малой звездочки:

$$d_1 = \frac{P}{\sin(180^\circ/z_1)} = \frac{31,75}{\sin(180^\circ/23)} = 233,17 \text{ мм}.$$

5. Определение окружной силы на звездочках.

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 420}{233,17} = 3602 \text{ Н}.$$

6. Определение условного давления в шарнирах цепи:

$$p = \frac{K_2 F_t}{A} = \frac{2,25 \cdot 3602}{260} = 31,17 \text{ МПа} < [p],$$

где $[p] = 34,6 \text{ МПа}$ — допускаемое давление в шарнирах (табл. 13.2).

Таблица 13.2

Допускаемое давление в шарнирах цепи в зависимости от шага и частоты вращения ведущей звездочки

Шаг P, мм	Частота вращения малой звездочки, мин ⁻¹						
	50	200	400	600	800	1000	1200
12,7–15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	20
19,05–25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5
31,75–38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15
44,45–50,8	35	26	21	17,5	15	—	—

7. Вычисление делительного диаметра большой звездочки:

$$d_2 = \frac{P}{\sin(180^\circ/z_2)} = \frac{31,75}{\sin(180^\circ/69)} = 697,58 \text{ мм}.$$

8. Определение диаметров окружностей выступов звездочек:

$$d_{a1} = P(0,5 + \operatorname{ctg} 180^\circ/z_1) = 31,75(0,5 + \operatorname{ctg} 180^\circ/23) = 246,87 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = P(0,5 + \operatorname{ctg} 180^\circ/z_2) = 31,75(0,5 + \operatorname{ctg} 180^\circ/69) = 712,73 \text{ мм}.$$

9. Определение ширины зуба звездочки:

$$b_1 = 0,9 B_{\text{вн}} - 0,15 = 0,9 \cdot 19,05 - 0,15 = 17 \text{ мм}.$$

10. Выбор числа звеньев цепи:

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{P} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right) \frac{P}{a} = \frac{23 + 69}{2} + \frac{2 \cdot 1200}{31,75} + \left(\frac{69 - 23}{2\pi} \right) \frac{31,75}{1200} = 123.$$

Принимаем $W = 124$.

11. Уточнение межосевого расстояния

$$a^* = \frac{P}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{31,75}{4} \left[124 - \frac{23 + 69}{2} + \sqrt{\left(124 - \frac{23 + 69}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{69 - 23}{2\pi} \right)^2} \right] = 1216 \text{ мм.}$$

Полученное значение уменьшаем на $\Delta = 0,003a^* = 3,65 \text{ мм}$. Окончательное значение межосевого расстояния $a = a^* - \Delta = 1212 \text{ мм}$.

12. Сила, действующая на валы передачи,

$$F_{\Sigma} = k_b F_t = 1,15 \cdot 3602 = 4142 \text{ Н.}$$

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

14.1. Общие сведения

Ременная передача (рис. 14.1) состоит из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов и надетого на них ремня 3. В состав передачи могут также входить натяжные устройства и ограждения. Возможно применение нескольких ремней и нескольких ведомых шкивов. Основное назначение — передача механической энергии от двигателя передаточным и исполнительным механизмам, как правило, с понижением частоты вращения.

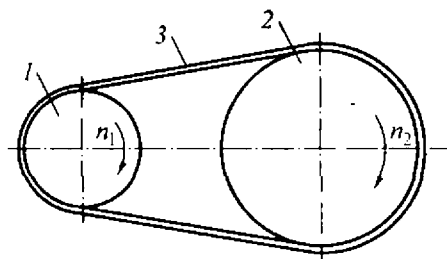


Рис. 14.1. Схема ременной передачи

14.2. Классификация передач

По принципу работы различаются передачи трением (большинство передач) и зацеплением (зубчато-ременные). Передачи зубчатыми ремнями по своим свойствам существенно отличаются от передач трением и рассматриваются особо в § 14.13.

Ремни передач трением *по форме поперечного сечения* подразделяют на плоские, клиновые, поликлиновые, круглые, квадратные.

Условием работы ременных передач трением является наличие натяжения ремня, которое можно осуществить следующими способами: 1) предварительным упругим растяжением ремня; 2) перемещением одного из шкивов относительно другого; 3) натяжным роликом; 4) автоматическим устройством, обеспечивающим регулирование натяжения в зависимости от передаваемой нагрузки.

При первом способе натяжение назначается по наибольшей нагрузке с запасом на вытяжку ремня, при втором и третьем способах запас на вытяжку выбирают меньше, при четвертом — натяжение изменяется автоматически в зависимости от нагрузки, что обеспечивает наилучшие условия для работы ремня.

Клиновые, поликлиновые, зубчатые и быстроходные плоские изготавливают *бесконечными* замкнутыми. Плоские ремни преимущественно выпускают *конечными* в виде длинных лент. Концы таких ремней склеивают, сшивают или соединяют металлическими скобами. Места соединения ремней вызывают динамические нагрузки, что ограничивает скорость ремня. Разрушение этих ремней происходит, как правило, по месту соединения.

Достоинства ременных передач трением: 1) возможность передачи движения на значительные расстояния; 2) возможность работы с высокими скоростями; 3) плавность и малошумность работы; 4) предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки и ударов; 5) защита от перегрузки в результате проскальзывания ремня по шкиву; 6) простота конструкции, отсутствие необходимости смазочной системы; 7) малая стоимость.

Недостатки: 1) значительные габаритные размеры; 2) значительные силы, действующие на валы и опоры; 3) непостоянство передаточного отношения; 4) малый срок службы ремней в быстроходных передачах; 5) необходимость защиты ремня от попадания масла.

14.3. Конструкция и материалы ремней

Ремни должны обладать высокой прочностью при переменных напряжениях, износостойкостью, максимальным коэффициентом трения на рабочих поверхностях, минимальной изгибной жесткостью.

Конструкцию ремней отличает наличие высокопрочного несущего слоя, расположенного вблизи нейтральной линии сечения. Повышенный коэффициент трения обеспечивается пропиткой ремня или применением обкладок.

Плоские ремни (рис. 14.2, а). Отличаются большой гибкостью из-за малого отношения толщины ремня к его ширине. Наиболее перспективны синтетические ремни ввиду их высокой прочности и долговечности. Несущий слой этих ремней выполняется из капроновых тканей, полиэфирных нитей. Материал фрикционного слоя — полиамид или каучук.



Рис. 14.2. Сечения ремней

Синтетические ремни изготавливают бесконечными и используют, как правило, при скорости более 30 м/с. При меньших скоростях могут использоваться конечные прорезиненные или бесконечные кордшнуровые и кордтканевые ремни. Прорезиненные ремни состоят из тканевого каркаса, имеющего от трех до шести слоев и наружных резиновых обкладок. Кордшнуровые ремни состоят из несущего слоя, содержащего один ряд синтетического кордшнура, связующей резины и тканевых обкладок. Кордтканевые ремни имеют несущий слой из двух слоев обрезиненной вискозной ткани.

Клиновые ремни (рис. 14.2, б). Имеют трапециевидное сечение с боковыми рабочими сторонами, соприкасающимися с канавками на шкивах. Благодаря клиновому действию ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами. Рассмотрим элементарный участок ремня длиной dl . Для этого участка силу натяжения можно приближенно принять постоянной. Из рис. 14.3 следует, что сила dF_n , нормальная к поверхности канавки шкива, значительно больше силы натяжения dF :

$$dF_n = \frac{dF}{2 \sin \frac{\varphi}{2}},$$

тогда сила трения

$$F_{\text{тр}} = 2dF_n f = \frac{dFf}{\sin 20^\circ}.$$

Клиновые ремни при том же натяжении обеспечивают примерно втрое большую силу трения по сравнению с плоскими. Из-за большой высоты сечения в клиновых ремнях возникают значительные напряжения при изгибе ремня на шкивах. Эти напряжения являются переменными и вызывают усталостное разрушение ремня.

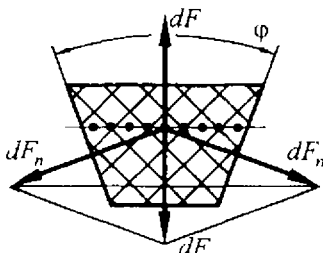


Рис. 14.3. Силы, действующие на участок клинового ремня

Клиновые ремни выпускаются трех типов: нормального сечения, узкие и широкие (для вариаторов) и различных по площади сечений. Узкие ремни допускают большее натяжение и более высокие скорости

(до 40 м/с), передают в 1,5–2 раза большую мощность по сравнению с ремнями нормального сечения. В настоящее время применение узких ремней становятся преобладающим. Ремни выпускают различными по площади поперечного сечения и используют по несколько в одном комплекте. Это позволяет уменьшить диаметральные размеры передачи. Число ремней в комплекте обычно от двух до восьми и ограничивается неравномерностью распределения передаваемой нагрузки между ремнями.

Поликлиновые ремни (см. рис. 14.2, в). Представляют собой бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми ребрами на внутренней поверхности. Эти ремни сочетают гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней.

Клиновые и поликлиновые ремни выпускаются прорезиненными с несущим слоем из синтетических шнуров. Для шнуров корда применяют полиамидные и полиэфирные волокна, для передач с особо высокой нагрузкой — кевлар. Ремни с кордом из кевлара имеют высокую прочность, практически не вытягиваются (модуль упругости при растяжении $E = 2500$ МПа в отличие от $E = 300 \dots 600$ МПа для корда из других волокон). Выпускают-

ся также кордтканевые клиновые ремни с несколькими слоями ткани, они имеют меньший модуль упругости и лучше работают при ударной нагрузке.

Многопрофильные ремни. Состоят из двух-четырех клиновых, соединенных между собой тканевым слоем, и применяются вместо комплектов клиновых ремней.

Круглые ремни (см. рис. 14.2, г). Выполняют из резины диаметром от 3 до 12 мм, используются для передачи небольших мощностей в приборах и бытовой технике.

Ремни квадратного сечения (см. рис. 14.2, д) применяют для передачи небольших мощностей в приборах.

14.4. Основные геометрические соотношения

При проектировании ременных передач определяют (рис. 14.4): угол γ между ветвями ремня, угол α_1 охвата ремнем малого шкива, длину ремня L и при использовании бесконечных ремней — межосевое расстояние a . Расчетные диаметры шкивов и длины ремней определяют по нейтральному слою поперечного сечения ремня.

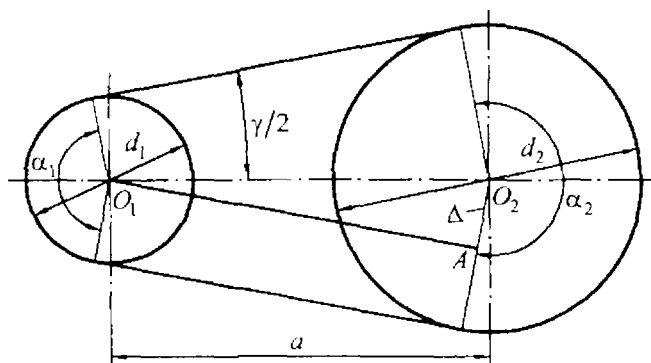


Рис. 14.4. Геометрические параметры ременной передачи

Угол между ветвями ремня находят из треугольника O_1AO_2 : $\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{\Delta}{a}$, где $\Delta = (d_2 - d_1)/2$. Тогда угол между ветвями ремня в радианах:

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{\Delta}{a} \approx \frac{2\Delta}{a}. \quad (14.1)$$

Угол охвата ремнем малого шкива в градусах:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma^\circ \approx 180^\circ - \frac{2\Delta}{a} 57,3^\circ. \quad (14.2)$$

Минимальный угол охвата $\alpha_{1\min}$ должен быть для плоскоременной передачи — 150° , для клинременной — 120° .

Длина ремня (без учета его деформации на шкивах) определяется как сумма длин прямолинейных участков и длин дуг охвата ремнем малого и большого шкивов

$$L = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \gamma \frac{(d_2 - d_1)}{2}. \quad (14.3)$$

Используя разложение в ряд Маклорена с точностью до первых двух членов: $\cos \frac{\gamma}{2} \approx 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\gamma}{2} \right)^2$ и принимая $\frac{d_1 + d_2}{2} = d_{\text{ср}}$, получаем зависимость для определения длины ремня:

$$L \approx 2a + \pi d_{\text{ср}} + \frac{\Delta^2}{a}. \quad (14.4)$$

Для бесконечных ремней следует уточнить предварительно заданное межосевое расстояние из (14.4):

$$a = \frac{L - \pi d_{\text{ср}}}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(L - \pi d_{\text{ср}})^2 - 8\Delta^2}. \quad (14.5)$$

14.5. Взаимодействие ремня со шкивами, критерии расчета ременных передач

Передача работает с неизбежным упругим скольжением ремня по шкивам, так как силы натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей ремня при передаче полезной нагрузки различны (рис.14.5). Тогда, согласно закону Гука, различаются и относительные удлинения ветвей ε_1 и ε_2 . Натяжение ремня по ведущему шкиву падает, ремень укорачивается и проскальзывает по шкиву. На ведомом шкиве ремень удлиняется и вновь

проскальзывает. Скольжение происходит не по всей дуге охвата α , а на ее части β , называемой дугой скольжения. Сила трения между ремнем и шкивами действует, в основном, на дугах скольжения.

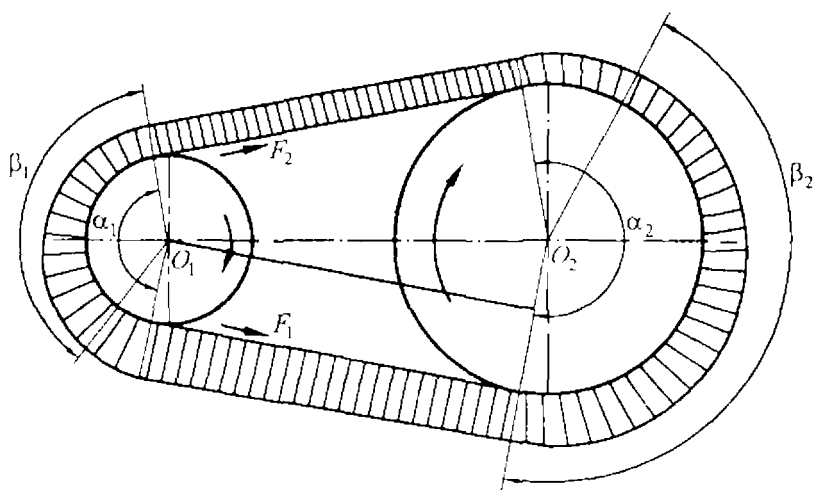


Рис. 14.5. Скольжение в ременной передаче

Со стороны набегающего ремня находится дуга сцепления, на которой ремень движется совместно со шкивом, без проскальзывания. Окружная скорость каждого шкива равна скорости набегающей ветви ремня. По мере роста нагрузки на передачу дуга скольжения растет, когда она достигает всей дуги охвата, начинается буксование передачи.

Рассмотрим поведение участка ремня единичной длины на ведущей ветви. В момент входа участка ремня в контакт со шкивом он испытывает относительное удлинение ϵ_1 под действием силы натяжения F_1 . В момент схода со шкива участок ремня испытывает относительное удлинение ϵ_2 под действием силы натяжения F_2 . Таким образом, во время движения вместе со шкивом длина участка ремня уменьшается и ремень проскальзывает относительно шкива. Это явление проскальзывания ремня на шкиве

из-за различной упругой деформации в ведущей и ведомой ветвях называют упругим скольжением.

Упругое скольжение ремня равно разности относительных удлинений ветвей ремня:

$$\xi_y = \varepsilon_1 - \varepsilon_2. \quad (14.6)$$

Выразив ε_1 и ε_2 в соответствии с законом Гука для участка ремня единичной длины через силы F_1 и F_2 , площадь сечения A и модуль упругости E ремня, получаем

$$\xi_y = \frac{F_1 - F_2}{EA}. \quad (14.7)$$

Основные критерии расчета ременной передачи: 1) тяговая способность или сцепление ремня со шкивом; 2) долговечность ремня. Если нарушается первое условие, возникает буксование передачи, если не выдержано второе условие, требуется частая замена ремней. Для проведения расчета передачи необходимо определить силы и напряжения в ремне.

14.6. Кинематика ременных передач

Окружные скорости, м/с, на шкивах (см. рис. 14.1):

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \quad \text{и} \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (14.8)$$

где d_1 и d_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм; n_1 и n_2 — частоты вращения шкивов, мин^{-1} .

Окружная скорость на ведомом шкиве v_2 меньше скорости на ведущем v_1 вследствие скольжения:

$$v_2 = (1 - \xi_y) v_1. \quad (14.9)$$

Передаточное отношение

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \xi_y)}. \quad (14.10)$$

Обычно упругое скольжение находится в пределах 0,01...0,02 и растет с увеличением нагрузки.

14.7. Силы и напряжения в ремне

Окружная сила на шкивах, Н,

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1} = \frac{10^3 P_1}{v_1}, \quad (14.11)$$

где T_1 — вращающий момент, Н·м, на ведущем шкиве диаметром d_1 , мм; P_1 — мощность на ведущем шкиве, кВт.

С другой стороны, $F_t = F_1 - F_2$, где F_1 и F_2 — силы натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня под нагрузкой. Сумма натяжений ветвей при передаче полезной нагрузки не меняется по сравнению с начальной: $F_1 + F_2 = 2F_0$. Решая систему двух уравнений, получаем:

$$F_1 = F_0 + F_t/2, \quad F_2 = F_0 - F_t/2. \quad (14.12)$$

Сила начального натяжения ремня F_0 должна обеспечивать передачу полезной нагрузки за счет сил трения между ремнем и шкивом. При этом натяжение должно сохраняться долгое время при удовлетворительной долговечности ремня. С ростом силы F_0 несущая способность ременной передачи возрастает, однако срок службы уменьшается.

Соотношение сил натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня без учета центробежных сил определяют по уравнению Эйлера, выведенному им для нерастяжимой нити, скользящей по цилиндру. Записываем условия равновесия по осям x и y элемента ремня с центральным углом $d\alpha$ (рис. 14.6). Принимаем, что $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$ и $\cos \frac{d\alpha}{2} \approx 1$, тогда при $\sum X = 0$

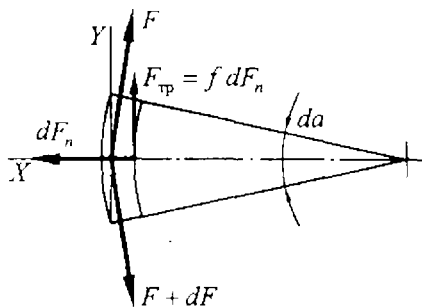


Рис. 14.6. Силы, действующие на элемент ремня

$$dF_n - (F + dF) \frac{d\alpha}{2} - F \frac{d\alpha}{2} = 0, \quad (14.13)$$

при $\sum Y = 0$

$$F + dF - F - fdF_n = 0, \quad (14.14)$$

где dF_n — нормальная сила реакции, действующая на элемент ремня от шкива; f — коэффициент трения ремня по шкиву. Из (14.13) имеем

$$dF_n = Fd\alpha - dF \frac{d\alpha}{2}.$$

Подставим значение dF_n в (14.14), пренебрегая членом $dF \frac{d\alpha}{2}$ в связи с его малостью. Тогда $dF = fF d\alpha$ и

$$\frac{dF}{F} = f d\alpha. \quad (14.15)$$

Интегрируем по дуге скольжения, подставляя пределы $F_1, F_2, 0, \beta$

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = f \int_0^\beta d\alpha, \quad \ln F_1 - \ln F_2 = f \beta.$$

После потенцирования имеем

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\beta}, \quad (14.16)$$

где e — основание натурального логарифма; β — участок дуги, на котором происходит упругое скольжение, при номинальной нагрузке $\beta \approx \alpha_1$.

Полученное выражение показывает, что отношение F_1/F_2 зависит от коэффициента трения ремня на шкиве и угла β . Но эти величины являются случайными, в условиях эксплуатации могут принимать различные значения из числа возможных. Поэтому силы натяжения ветвей в особых случаях уточняют экспериментально.

Обозначая $q = e^{f\beta}$ и учитывая, что $F_1 - F_2 = F_t$, имеем

$$F_1 = F_t \frac{q}{q-1} \quad \text{и} \quad F_2 = F_t \frac{1}{q-1}. \quad (14.17)$$

Ремни обычно неоднородны по сечению. Условно их рассчитывают по номинальным (средним) напряжениям, относя силы ко всей площади поперечного сечения ремня и принимая справедливым закон Гука.

Нормальное напряжение от окружной силы F_t :

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A}, \quad (14.18)$$

где A — площадь сечения ремня, мм^2 .

Нормальное напряжение от предварительного натяжения ремня

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}. \quad (14.19)$$

Нормальные напряжения в ведущей и ведомой ветвях:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} \text{ и } \sigma_2 = \frac{F_2}{A}. \quad (14.20)$$

Центробежная сила вызывает нормальные напряжения в ремне, как во вращающемся кольце:

$$\sigma_u = 10^{-6} \gamma_1 v_1^2, \quad (14.21)$$

где σ_u — нормальные напряжения от центробежной силы в ремне, МПа; v_1 — скорость ремня, м/с; γ_1 — плотность материала ремня, кг/м^3 .

При изгибе ремня на шкиве диаметром d относительное удлинение наружных волокон ремня как изогнутого бруса равно $2y/d$, где y — расстояние от нейтральной линии в нормальном сечении ремня до наиболее удаленных от него растянутых волокон. Обычно толщина ремня $\delta = 2y$. Наибольшие напряжения изгиба возникают на малом шкиве и равны

$$\sigma_u = E \frac{\delta}{d}. \quad (14.22)$$

Максимальные суммарные напряжения возникают на дуге сцепления ремня с малым (ведущим) шкивом

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_u. \quad (14.23)$$

Эти напряжения (рис. 14.7) используют в расчетах ремня на долговечность, так как при работе передачи в ремне возникают

значительные циклические напряжения изгиба и в меньшей мере циклические напряжения растяжения из-за разности натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня.

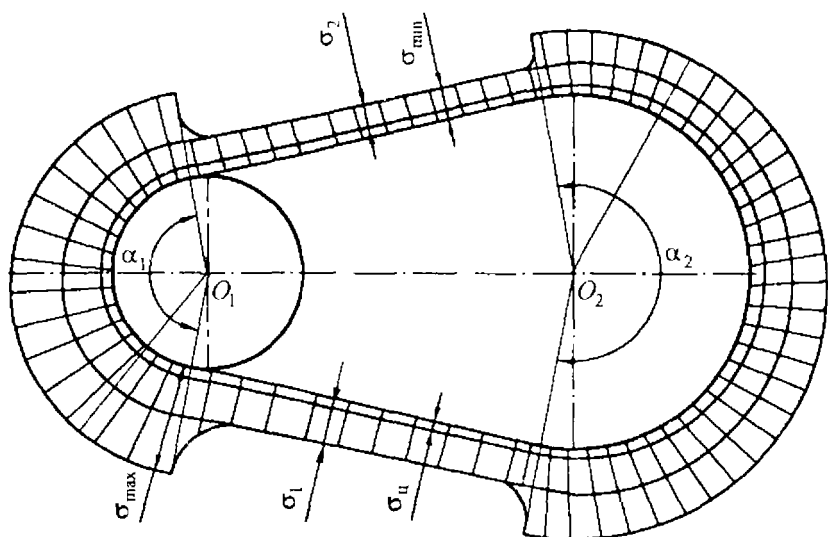


Рис. 14.7. Эпюры напряжений в ремне

14.8. Расчет ременной передачи по тяговой способности, КПД передачи

Тяговая способность повышается с увеличением угла охвата α_1 , коэффициента трения f ремня на шкиве, силы начального натяжения F_0 и уменьшается с ростом скорости ремня v_1 из-за действия центробежных сил, отрывающих ремень от шкива. Однако с ростом силы F_0 нагрузка на валы возрастает, а долговечность ремня уменьшается. Это ограничивает предельное значение силы F_0 .

Расчет на тяговую способность основан на использовании кривых скольжения (рис. 14.8), которые строят в координатах коэффициент тяги — относительное скольжение. Коэффициент тяги

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \quad (14.24)$$

Он характеризует уровень нагруженности передачи вращающим моментом и не зависит от ее размеров. Отсюда можно определить напряжения в ремне от окружной силы $\sigma_t = 2\sigma_0\varphi$.

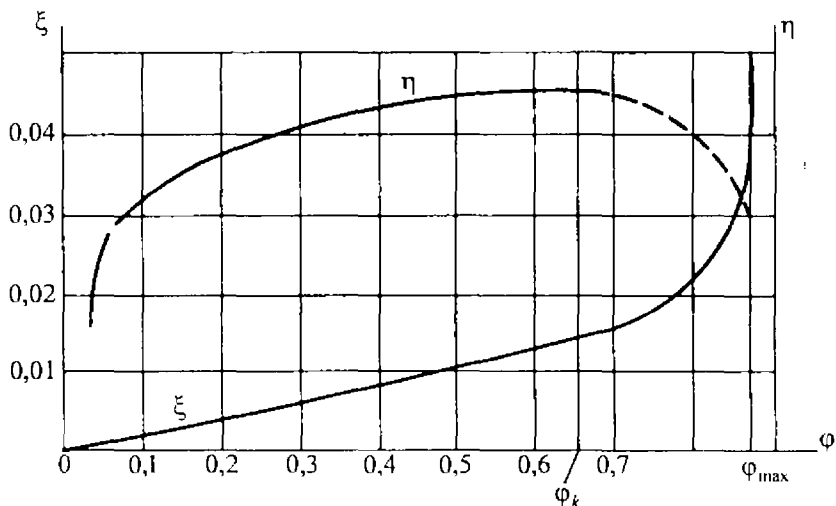


Рис. 14.8. Кривые скольжения и КПД

Относительное скольжение находят из формулы (14.9):

$$\xi_y = \frac{v_1 - v_2}{v_1}. \quad (14.25)$$

Кривые скольжения получают экспериментально: при постоянных F_0 и v_1 постепенно повышают полезную нагрузку — окружную силу на шкивах F_t и измеряют относительное скольжение. Испытания ременных передач проводят при типовых условиях: $v_1 = 10$ м/с, $\alpha_1 = 180^\circ$. До некоторого критического значения коэффициента тяги φ_k кривая скольжения имеет прямолинейный характер, так как скольжение вызывается упругими деформациями ремня, которые пропорциональны коэффициенту тяги.

При дальнейшем росте нагрузки кроме упругого скольжения возникает дополнительное проскальзывание и суммарное скольжение возрастает быстрее, чем нагрузка. Затем кривая скольжения резко поднимается вверх, и при предельном значении коэффициента тяги $\varphi_{\max}$ наступает полное буксование, т. е. шкив

вращается при неподвижном ремне. При этом величина угла β достигает значения угла охвата α_1 .

При работе передачи возникают потери: на упругий гистерезис; на скольжение ремня по шкивам в окружном направлении; на преодоление аэродинамических сопротивлений; на трение в подшипниках. В клиноременной передаче из-за значительной высоты профиля добавляются потери на радиальное скольжение и на поперечное сжатие ремня в канавке. Наибольшая доля потерь приходится на гистерезис при изгибе, особенно для клиноременных передач. Потери при изгибе и аэродинамические не зависят от нагрузки на передачу, поэтому КПД передачи при малых нагрузках низок. КПД достигает максимума при критическом коэффициенте тяги φ_k (рис. 14.8), затем начинает уменьшаться в связи с потерями на буксование. Кривую изменения КПД получают экспериментально.

Кривые скольжения и КПД показывают, что оптимальная нагрузка ременной передачи лежит в зоне критического коэффициента тяги, где КПД наибольший. При меньших нагрузках возможности передачи используются не полностью. Переход за критическое значение коэффициента тяги допустим только при кратковременных перегрузках. Работа в этой области связана с повышенным износом ремня, потерями энергии в передаче и снижением скорости на ведомом шкиве. Средние значения φ_k , полученные из испытаний при типовых режимах, для клиновых ремней составляет примерно 0,7, для плоских синтетических — 0,5, для прорезиненных — 0,6. Оптимальные значения окружной силы и передаваемой мощности находят по формулам

$$\begin{aligned} F_{10} &= 2\varphi_k \cdot F_0; \\ P_{\text{опт}} &= \frac{F_{10} v_1}{1000} = \frac{2\varphi_k F_0 v_1}{1000}. \end{aligned} \quad (14.26)$$

14.9. Расчет долговечности ремня

Ремень испытывает переменные циклические напряжения $\sigma_n, \sigma_1, \sigma_2$ (см. рис. 14.7), приводящие к усталостным поврежде-

ниям ремня и выходу его из строя. Уравнение кривой усталости Велера для ремней приближенно имеет вид

$$\sigma_{\max}^m N_E = C, \quad (14.27)$$

где m и C — постоянные, определяемые экспериментально; $\sigma_{\max}$ — максимальные нормальные напряжения в ремне; N_E — эквивалентное число циклов нагружения за срок службы ремня;

$$N_E = \frac{3600 v_1 z_{\text{ш}} L_h}{\xi_i L}, \quad (14.28)$$

здесь $z_{\text{ш}}$ — число шкивов в передаче; L_h — ресурс ремня, ч; ξ_i — коэффициент, учитывающий разную деформацию изгиба ремня на меньшем и большем шкивах; L — длина ремня, м. При передаточном отношении $u=1$ $\xi_i=1$, с увеличением передаточного отношения влияние изгиба на большем шкиве уменьшается, а ξ_i увеличивается, приближаясь к значению $z_{\text{ш}}$. Расчет ремней на долговечность требует накопления экспериментальных данных о параметрах кривых усталости, в связи с чем в настоящее время этот расчет пока применяют не для всех типов передач.

14.10. Расчет плоскоременных передач

Плоскоременные передачи рассчитывают по тяговой способности с использованием кривых скольжения. Долговечность ремня учитывают при выборе диаметра меньшего шкива, межосевого расстояния и допускаемой удельной окружной силы $[p]$ на единичной ширине ремня.

Номинальная окружная сила p_0 , передаваемая единицей ширины ремня, зависит от материала ремня и определяется по таблицам [3]. Допускаемая удельная окружная сила

$$[p] = \frac{p_0 C_\alpha C_v}{C_p}, \quad (14.29)$$

где C_α, C_v, C_p — коэффициенты, учитывающие отличие условий работы передачи от базовых. Коэффициент влияния угла охвата ремнем малого шкива C_α уменьшается с уменьшением α_1 ,

коэффициент влияния центробежных сил C_v уменьшается с ростом v_1 . Режим работы и сменность работы передачи учитывают коэффициентом C_p . Ширина ремня, мм,

$$b = \frac{F_t}{[p]}. \quad (14.30)$$

14.11. Расчет клиновых и поликлиновых передач

Современными стандартами предусматривается сравнительно небольшое число сечений клиновых и поликлиновых ремней. Так имеется (в порядке возрастания их размеров) шесть нормальных сечений (Z, A, B, C, D, E) и четыре узких сечения клиновых ремней, а также три сечения (K, L, M) поликлиновых ремней. Для ремней этих сечений накоплен достаточный объем данных о параметрах кривых усталости. Поэтому расчет базируется одновременно на тяговой способности [см. выражение (14.17)] и долговечности ремня, определяемой кривой усталости (14.27). Решая совместно (14.17), (14.20), (14.23) и (14.27) с учетом (14.21) и (14.22), получаем зависимость для допускаемого напряжения от окружной силы:

$$\sigma_t = \frac{q-1}{q} \left[\frac{C^{1/m}}{N_E} - \frac{2Ey}{d_1} - 10^{-6} \gamma v^2 \right]. \quad (14.31)$$

Принято на основании результатов испытаний $q = 5$ ($\varphi = 0,67$), $m = 5$, ресурс ремня $L_h = 24000$ ч. Параметр C приводят в каталогах. Тогда для типовой горизонтальной передачи с двумя шкивами и передаточным отношением $u = 1$ из (14.31) определяют исходное полезное напряжение σ_{t0} . Допускаемые полезные напряжения для клиноременных передач при заданных условиях работы

$$[\sigma]_t = \sigma_{t0} C_\alpha C_p, \quad (14.32)$$

где C_α и C_p — коэффициенты (учитывают те же факторы, что и для плоскоременных передач). Число ремней

$$z = \frac{F_t}{AC_z[\sigma]_t}, \quad (14.33)$$

где C_2 — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями.

Для поликлиновой передачи число ребер

$$z = \frac{10F_t}{A_{10}[\sigma]_t}, \quad (14.34)$$

где A_{10} — площадь сечения ремня с 10 ребрами.

14.12. Силы, действующие на валы передачи

Если ветви ремней параллельны, то сила, действующая на валы, равна $F_\Sigma = 2F_0$. В общем случае, если ветви ремня не параллельны, силу, действующую на вал, определяют из треугольника OAB (рис. 14.9):

$$F_\Sigma = z\sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma} \approx 2F_0z \cos \gamma/2. \quad (14.35)$$

В передачах без регулирования натяжения его обычно устанавливают без точного контроля, с запасом, поэтому силу F_Σ рекомендуют увеличивать в 1,5 раза.

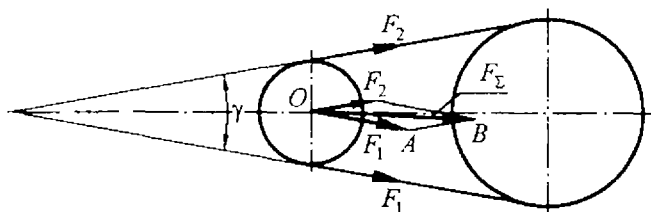


Рис. 14.9. Силы, действующие на вал передачи

14.13. Зубчато-ременная передача

Зубчатые ремни выполняют бесконечными плоскими с выступами на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями на шкивах (рис. 14.10). Достоинства передач: относительно малые габариты, постоянство передаточного числа, высокий КПД, малые силы, действующие на валы. Их применяют при высоких скоростях (до 50 м/с), передаточных числах до 12,

мощностях до 100 кВт. Недостаток передач — привод не защищен от перегрузок за счет проскальзывания ремня.

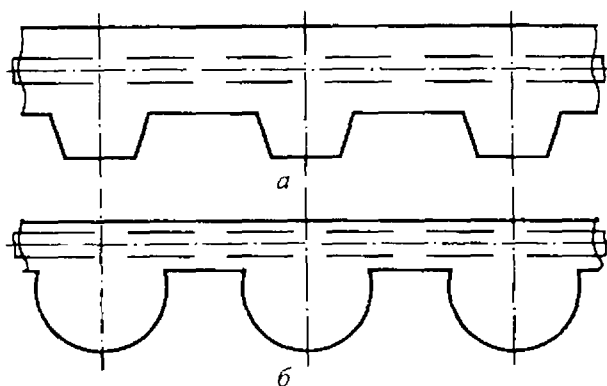


Рис. 14.10. Зубчатый ремень трапецеидального (а) и полукруглого (б) профилей

Ремни изготовляют двух видов: литые (длиной до 800 мм) или сборочные из армированного металлосилом или стеклокордом неопрена или полиуретана. Зубья ремня выполняют с трапецеидальным или полукруглым профилем (рис. 14.10, б). Полукруглый профиль обеспечивает более равномерное распределение напряжений в ремне, возможность повышения нагрузок на 40 %, более плавный вход зубьев в зацепление.

Основной геометрический параметр передачи — модуль $m = P/\pi$, где P — шаг ремня. Для ремней с трапецеидальным зубом нормализованы модули в диапазоне от 1 до 10 мм, ремни с полукруглыми зубьями выпускают с модулем 3, 4 и 5 мм.

Число зубьев меньшего шкива принимают от 10 до 26 в зависимости от частоты вращения шкива и модуля. Число зубьев большего шкива

$$z_2 = z_1 u, \quad (14.36)$$

где передаточное отношение $u = n_1/n_2$.

Предварительное значение длины ремня при заданном межосевом расстоянии a определяют по зависимости (14.4). Число зубьев ремня

$$z_p = L/P. \quad (14.37)$$

Полученное значение z_p округляют до ближайшего нормализованного и определяют окончательное значение длины ремня.

$$L = z_p P. \quad (14.38)$$

Межосевое расстояние уточняют по (14.5).

Основной критерий расчета передачи — усталостная прочность зубьев ремня. Модуль ремня определяют по формуле

$$m = k z \sqrt{\frac{P_1 C_p}{n_1}}, \quad (14.39)$$

где P_1 — мощность на ведущем шкиве, кВт; n_1 — частота вращения ведущего шкива, мин^{-1} ; C_p — коэффициент режима работы; k — коэффициент, учитывающий профиль ремня, $k = 35$ для ремней с трапецидальной формой зубьев, $k = 25$ — для ремней с полукруглой формой зубьев. Коэффициент C_p зависит от внешней динамики, определяемой механизмом в целом, его принимают в диапазоне 1,3–2,4 (бóльшие значения для оборудования, работающего с ударами и имеющего приводные двигатели с большими кратковременными перегрузками).

Полученное значение модуля округляют до нормализованного. Ширина ремня, мм,

$$b = \frac{F_p \psi C_H}{z_0 h[p]}, \quad (14.40)$$

где $F_p = \frac{10^3 P_1 C_p}{v}$ — расчетная сила, передаваемая ремнем, Н;

$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$ — скорость ремня, м/с; $z_0 = z_1 \frac{\alpha_1}{360^\circ}$ — число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом; α_1 — угол охвата ремнем малого шкива, град; h — высота зуба ремня, мм; C_H — коэффициент, учитывающий наличие натяжного или направляющего ролика; ψ — коэффициент неравномерности распределения окружной силы между зубьями из-за ошибок изготовления по шагу, обычно $\psi = 1,1 \dots 1,2$; $[p]$ — допустимое среднее давление Мпа, на зубьях ремня.

Справочные данные, необходимые для расчета зубчато-ременной передачи, приведены в [3].

Пример расчета

Рассчитать передачу от электродвигателя к коробке скоростей токарного станка.

Мощность электродвигателя $P_{эд} = 3$ кВт. Частота вращения электродвигателя $n_{эд} = 1410$ мин⁻¹. Частота вращения ведомого вала $n_2 = 700$ мин⁻¹. Работа односменная. Обеспечить минимальные размеры передачи.

Решение.

1. Выбор профиля ремня и диаметра малого шкива. Рассматриваем расчет передачи узкими клиновыми ремнями как наиболее распространенной. Номинальный вращающий момент, развиваемый электродвигателем на быстроходном шкиве:

$$T_1 = 9550 \frac{P_{эд}}{n_{эд}} = 9550 \frac{3}{1410} = 20,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По табл. 14.1 принимаем профиль УО и диаметр малого шкива $d_1 = 63$ мм.

Таблица 14.1

Основные параметры клиновых ремней

Тип ремня	Обозначение сечения	A , мм ²	Предельные расчетные длины, мм	$d_{\min}$, мм	T_1 , Н·м
Клиновые Узкие по ТУ 38-105161-84	УО	56	630-3550	63	<150
	УА	93	800-4500	90	90-400
	УБ	159	1250-8000	140	300-2000
	УВ	278	2000-8000	224	>1500

Примечание. T_1 — вращающий момент на малом шкиве, A — площадь поперечного сечения ремня.

2. Проверка скорости ремня:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi 63 \cdot 1410}{60 \cdot 1000} = 4,55 \text{ м/с}.$$

Скорость ремня не превышает допустимую, равную 40 м/с.

3. Выбор диаметра большого шкива:

$$d_2 = d_1 u (1 - \xi_v) = 63 \frac{1410}{700} (1 - 0,01) = 125,6 \text{ мм}.$$

Округляем d_2 до ближайшего стандартного значения, $d_2 = 125$ мм.

4. Выбор межосевого расстояния. Оптимальное межосевое расстояние определяем по формуле

$$a = 1,2d_2 = 1,2 \cdot 125 = 150 \text{ мм}.$$

u	1	2	3	4	5	≥ 6
a/d_2	1,5	1,2	1	0,95	0,9	0,85

5. Определение длины ремня:

$$L = 2a + \pi d_{cp} + \frac{\Delta^2}{a} = 2 \cdot 150 + \frac{\pi(63+125)}{2} + \frac{(125-63)^2}{4 \cdot 150} = 601,7 \text{ мм}.$$

Округляем длину ремня до ближайшего стандартного значения по ряду длин ремней, совпадающему с рядом нормальных линейных размеров $Ra20$. Принимаем $L = 630$ мм. По табл. 14.1 проверяем соответствие принятого значения диапазону длин ремней профиля УО.

6. Уточнение межосевого расстояния:

$$a = \frac{L - \pi d_{cp}}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(L - \pi d_{cp})^2 - 8\Delta^2} = 164,4 \text{ мм}.$$

7. Определение мощности, передаваемой одним ремнем в типовых условиях. По рис. 14.11 $P_0 = 1$ кВт.

8. Определение мощности, передаваемой одним ремнем в реальных условиях,

$$[P_1] = P_0 C_\alpha C_p C_L C_u.$$

Угол охвата ремнем малого шкива

$$\alpha = 180^\circ - \frac{2\Delta}{a} 57,3 = 158,4^\circ \text{ и } C_\alpha = 1,24(1 - e^{-\alpha/110}) = 0,946.$$

Коэффициент режима работы C_p при односменной работе равен 1, при двухсменной — 0,87, при трехсменной — 0,72, в данном случае $C_p = 1$.

Коэффициент длины ремня $C_L = \sqrt{\frac{L}{L_0}} = 0,856$. По рис. 14.11 $L_0 = 1600$ мм.

Значения коэффициента передаточного числа C_u приведены ниже:

u	1	1,1	1,2	1,4	1,8	$>2,5$
C_u	1	1,04	1,07	1,1	1,12	1,14

В данном случае $C_u = 1,13$. Тогда

$$[P_1] = 1 \cdot 0,946 \cdot 1 \cdot 0,856 \cdot 1,13 = 0,92 \text{ кВт}.$$

9. Определение потребного числа ремней:

$$z = \frac{P_{3a}}{[P_1]C_z},$$

где C_z принимают 0,95 при числе ремней $z = 2 \dots 3$, 0,9 при $z = 4 \dots 6$ и 0,85 при $z > 6$. Принимаем $C_z = 0,9$, тогда

$$z = \frac{3}{0,92 \cdot 0,9} = 3,62.$$

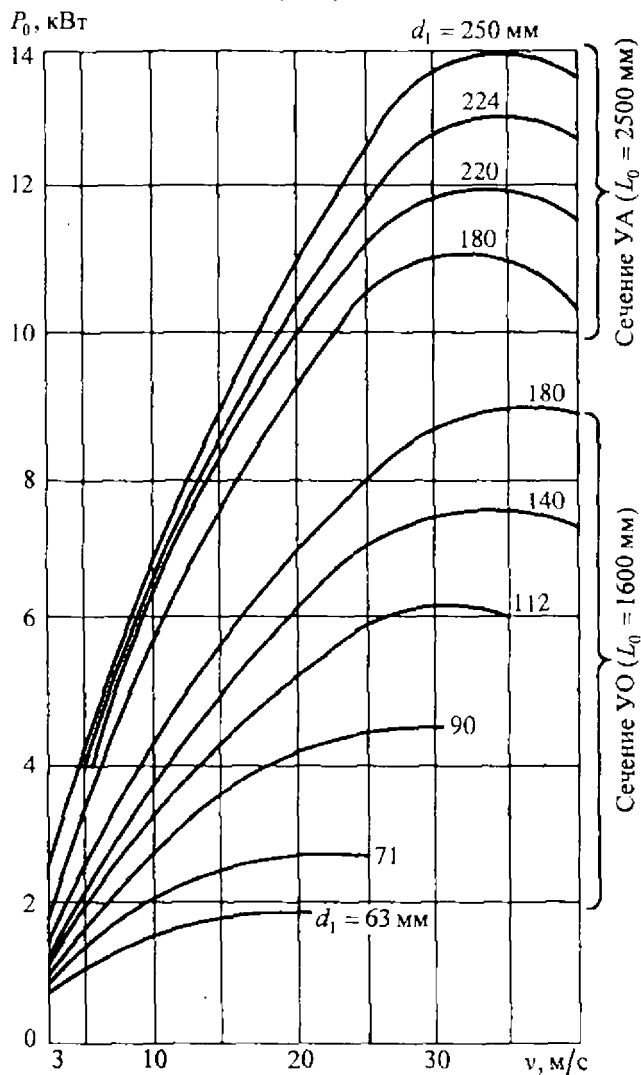


Рис. 14.11. Мощность, передаваемая одним клиновым ремнем в типовых условиях

Округляем значение z до ближайшего большего целого, окончательно число ремней $z = 4$.

10. Определение силы, действующей на валы.

Напряжение от предварительного натяжения σ_0 для узких клиновых ремней принимают равным 3 МПа, площадь сечения ремня A находят по табл. 14.1. Сила предварительного натяжения

$$F_0 = \sigma_0 A = 3 \cdot 56 = 168 \text{ Н}.$$

Угол между ветвями ремня

$$\gamma = \frac{2\Delta}{a} = \frac{2 \cdot 31}{164,4} = 0,377.$$

Сила, действующая на валы,

$$F_{\Sigma} = 2F_0 z \cos \gamma/2 = 1650 \text{ Н}.$$

ПЕРЕДАЧА ВИНТ-ГАЙКА

Передачи винт-гайка предназначены для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. В этих передачах используют пары винт-гайка скольжения (рис. 15.1, *а*) или качения (рис. 15.1, *б*, рис. 15.9).

Достоинствами передач винт-гайка являются большой выигрыш в силе, высокая точность перемещений, малая металлоемкость, что позволяет широко использовать их в грузоподъемных механизмах, например, в винтовых домкратах, в механизмах подачи станков и приводах роботов, а также измерительных и регулировочных механизмах.

К недостаткам следует отнести низкий КПД в передачах скольжения и сложность изготовления в передачах качения.

Передачи скольжения сохранили широкое применение вследствие простоты конструкции и отработанной технологии получения резьбы. В целях повышения КПД в передачах винт-гайка скольжения используют резьбы, имеющие пониженный приведенный коэффициент трения (см. § 2.4). К ним относятся трапецидальные и упорные резьбы (рис. 15.2) с углами рабочего профиля соответственно 15 и 3°. Трапецидальную резьбу в основном диапазоне диаметров вы-

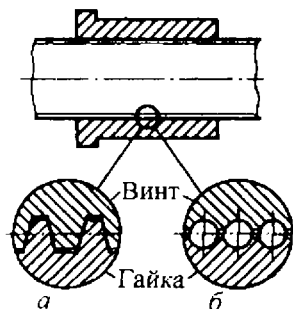


Рис. 15.1. Передача винт-гайка:
а — скольжения; *б* — качения

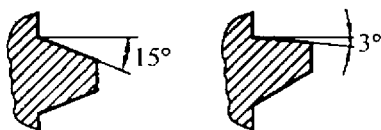


Рис. 15.2. Виды сечений витка
резьбы

полняют мелкой, средней и крупной. Основное применение находит средняя резьба. Мелкую резьбу применяют в механизмах, где требуется повышенная точность перемещений, крупную резьбу — когда передача плохо защищена от пыли и грязи.

Упорные резьбы применяют при действии на передачу большой односторонней нагрузки, например, в прессах или нажимных устройствах прокатных станов.

Пара винт-гайка должна обладать высокой износостойкостью и сопротивляемостью к заеданию. Поэтому обычно используют стальные винты в сочетании с бронзовыми, реже чугунными гайками.

Для винтов обычно применяют конструкционные улучшенные стали, например сталь 45 или сталь 50; если при изготовлении винтов предусматривают закалку (с последующей шлифовкой), то предпочтительными являются стали 65Г и 40Х. В целях уменьшения коробления (искажения размеров) вместо закалки применяют азотирование; в этом случае используют стали типа 40ХФА, 18ХГТ и др. При азотировании достигается наибольшая твердость поверхности, что обеспечивает повышенную износостойкость передачи.

Гайки выполняют из оловянистых бронз, например БрО10Ф1, в менее ответственных конструкциях из безоловянистого сплава ЦАМ 10-5, а при малых скоростях и нагрузках используют антифрикционный чугун.

Передача винт-гайка может быть выполнена с вращающимся винтом и поступательно перемещаемой гайкой (наиболее распространенное исполнение), с вращающимся и одновременно поступательно перемещаемым винтом при неподвижной гайке (простые домкраты, рис. 15.3), а также с вращающейся гайкой и поступательно перемещаемым винтом.

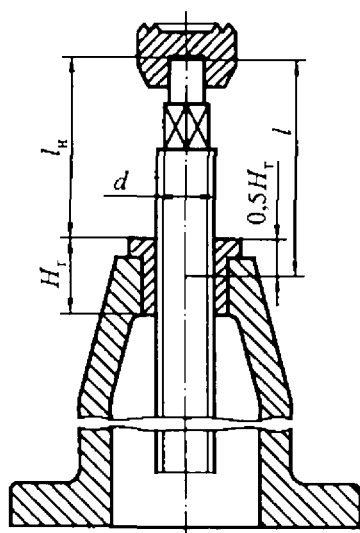


Рис. 15.3. Винтовой домкрат

Для очень медленных перемещений применяют винты с дифференциальной резьбой (рис. 15.4), т. е. с двумя резьбами одного направления, но с разными шагами P_1 и P_2 . При повороте винта 1 на один оборот подвижный узел 2 перемещается на величину, равную разности шагов резьб, которая может быть очень малой.

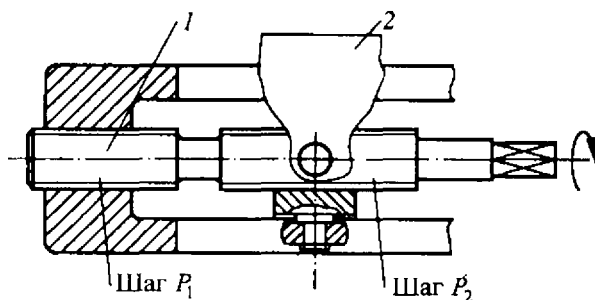


Рис. 15.4. Передача винт-гайка дифференциального типа

Простые гайки скольжения выполняют в форме втулок с фланцем (рис. 15.5, а) при действии нагрузки в одном направлении и с дополнительным резьбовым креплением с торца (рис. 15.5, б), если нагрузка двусторонняя.

Для точных перемещений узлов в обоих направлениях гайки изготовляют составными из двух половин (полугайки). Полугайки

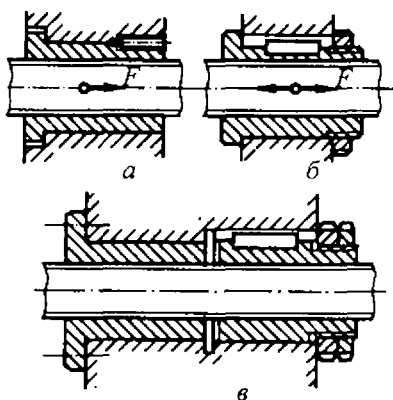


Рис. 15.5. Передачи винт-гайка скольжения

при регулировании смещаются одна относительно другой в осевом направлении (рис. 15.5, в), выбирая зазоры между витками резьбы винта и гайки.

Зависимость скорости поступательного перемещения v (м/сек) одного элемента пары винт-гайка от частоты вращения n (мин⁻¹) другого может быть представлена в виде

$$v = \frac{nzP}{60 \cdot 1000},$$

где z — число заходов винта; P — шаг резьбы, мм.

При числе заходов z больше двух пара винт-гайка может быть использована в механизмах с обратимым движением, т. е. для преобразования поступательного движения во вращательное.

Важной характеристикой передачи винт-гайка является ее КПД. КПД винтовой пары определяют по отношению работы, затраченной на завинчивание гайки без учета сил трения $T'_p\beta$, к работе гайки на том же перемещении, но с учетом сил трения $T_p\beta$, где β — угол поворота гайки. Поскольку перемещение в обоих случаях одинаково, КПД можно вычислить через соотношение соответствующих крутящих моментов:

$$\eta = \frac{T'_p}{T_p}.$$

Подставляя в это уравнение момент завинчивания с учетом сил трения в резьбе, равный $T_p = 0,5Fd_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$ [см. формулу (2.3)], и без учета сил трения ($\varphi' = 0$) $T'_p = 0,5Fd_2 \operatorname{tg} \psi$, получаем

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}. \quad (15.1)$$

Формула (15.1) показывает, что η передачи винт-гайка возрастает при увеличении угла подъема ψ , что обеспечивается при использовании многозаходных резьб. В этом случае ходовая резьба может быть несамотормозящей и использоваться не только для преобразования вращательного движения в поступательное, но и наоборот. Это становится возможным, если угол подъема ψ больше угла трения φ' .

Основной причиной отказа передач винт-гайка является износ витков резьбы. Для обеспечения необходимого сопротивления изнашиванию передачи следует ограничить давление в резьбе:

$$p \approx \frac{F}{\pi d_2 H_1 z} \leq [p],$$

где F — осевая сила, действующая на винт; d_2 — средний диаметр резьбы; H_1 — рабочая высота профиля (для трапецеидаль-

ной резьбы $H_1 = 0,5P$, для упорной — $0,75P$, где P — шаг резьбы); $z = H_1/P$ — число витков резьбы на высоте гайки H_1 .

Подставив в эту формулу значения H_1 и z , получим для трапецидальной резьбы

$$p \approx \frac{2F}{\pi d_2 H_1} \leq [p].$$

Для резьб с другим профилем эта формула изменится.

Введя обозначение $\psi_H = H_1/d_2$, получают формулу для определения среднего диаметра трапецидальной резьбы:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi \psi_H [p]}}. \quad (15.2)$$

Значения ψ_H выбирают обычно в пределах $1,2 \dots 2,5$; большие значения — для резьб меньших диаметров.

Допускаемое контактное давление $[p]$ зависит от большого числа факторов: материала гайки и винта, их механических и физико-химических свойств, шероховатости поверхностей, вида поверхностного покрытия, типа смазочного материала. Характеристики смазочного материала самым существенным образом влияют на эксплуатационные характеристики и надежность передач винт-гайка.

К сожалению, из-за недостатка экспериментальных данных учесть перечисленные факторы при расчете передач винт-гайка в настоящее время не представляется возможным. Допускаемое давление $[p]$ условно определяют только в зависимости от термообработки винта, выполняемого обычно стальным, и материала гайки. В частности для пар: закаленная сталь — бронза $10 \dots 15$ МПа, незакаленная сталь — бронза $7 \dots 8$ МПа, незакаленная сталь — чугун 5 МПа. Если винт нагружается не во время вращения, давление может быть значительно повышено.

После определения диаметра d_2 по формуле (15.2) находят ближайшую стандартную резьбу с диаметром $d_{2\text{ст}} \geq d_2$.

При проектировании механизмов, в которых обратимое движение должно быть исключено, например в домкратах, проводят расчет, подтверждающий выполнение условия самоторможения (см. § 2.4).

Короткие винты проверяют на прочность по сжатию (растяжению) и кручению, а длинные — дополнительно на устойчивость при продольном изгибе.

Условие устойчивости винта по Эйлеру проверяют по критической силе

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{S(\mu l)^2} \geq F,$$

где E — модуль упругости материала винта, МПа; S — коэффициент запаса, принимаемый обычно 3...4; μl — приведенная длина; (μ — коэффициент приведения, учитывающий способ закрепления винта); J — приведенный осевой момент инерции сечения винта, учитывающий дополнительную жесткость от витков резьбы

$$J = \frac{\pi d_3^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{d}{d_3} \right),$$

где d и d_3 — соответственно наружный и внутренний диаметры резьбы винта.

Формула Эйлера применима при $\mu l \geq 100i$, где $i = \sqrt{J/A_3}$ — радиус инерции сечения винта (A_3 — площадь сечения по внутреннему диаметру резьбы d_3).

Винты любой длины можно проверять по объединенному условию прочности и устойчивости по формуле

$$\sigma = \frac{F}{A_3} \leq [\sigma]_{сж} \varphi, \quad (15.3)$$

где $[\sigma]_{сж}$ — допускаемое напряжение на сжатие; φ — коэффициент понижения допускаемого напряжения, который определяют в зависимости от гибкости стержня $\mu l/i$:

$\mu l/i$	0	30	50	60	70	80	90	100	120	140	160
φ	1,00	0,91	0,86	0,82	0,76	0,70	0,62	0,51	0,37	0,29	0,24
	1,00	0,91	0,83	0,79	0,72	0,65	0,55	0,43	0,30	0,23	0,19

Нижние значения φ относятся к сталям повышенного качества.

Сильнонагруженные винты проверяют на прочность по эквивалентному напряжению

$$\sigma_E = \sqrt{\left(\frac{F}{A_1}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{W_3}\right)^2} \leq [\sigma],$$

где T — момент, скручивающий винт; W_3 — момент сопротивления кручению сечения винта по диаметру резьбы d_3 .

Передачи винт-гайка качения применяют в механизмах точных перемещений, в следящих системах и ответственных силовых передачах. Достоинствами их являются сравнительно высокий КПД, высокая жесткость (с предварительным натягом полугаек), малый износ в сравнении с передачами скольжения.

Основное применение имеют *шариковинтовые передачи* (ШВП) (рис. 15.6). Они состоят из винта и гайки со специальной резьбой (рис. 15.7), в которой располагаются шарики. Обычно шарики перемещаются по замкнутой траектории, образуемой канавкой в пределах одного витка резьбы (рис. 15.8). Для возврата шариков в гайке предусматриваются каналы и специальные вкладыши I .

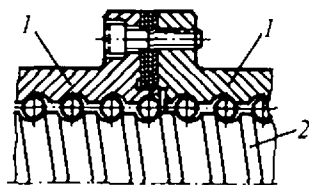


Рис. 15.6. Шариковая пара винт-гайка с пакетом регулировочных прокладок:
1 — полугайка; 2 — винт

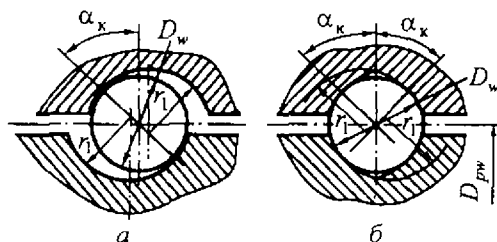


Рис. 15.7. Профили резьбы:
а — полукруглый; б — «стрельчатая арка»

Для повышения осевой жесткости передачи и точности позиционирования гайки предусматривают возможность предварительного натяга путем взаимного смещения полугаек с помощью прокладок (см. рис. 15.6) либо путем взаимного поворота полугаек с последующей их фиксацией. При использовании профиля «стрельчатая арка» (см. рис. 15.7, б) предварительный натяг обеспечивают подбором диаметра шариков.

В качестве материалов для винтов и гаек используют легированные стали (18ХГТ, ХВГ и др.), которые после термохимической обработки достигают твердости не менее 60 HRC.

К основным критериям работоспособности ШВП можно отнести: 1) сопротивление контактной усталости и контактную статическую прочность рабочих поверхностей; 2) износостойкость резьб и шариков; 3) осевую жесткость; 4) КПД.

Для проверки ШВП по критерию контактной выносливости проводят расчет с использованием зависимости, связывающей ресурс L в миллионах оборотов винта с осевой нагрузкой F ,

$$L = \left(\frac{C_{ac}}{F} \right)^3,$$

где $C_{ac} = C_a K_p K_a K_m$ — расчетная динамическая грузоподъемность; C_a — динамическая грузоподъемность (табл. 15.1); K_p — коэффициент вероятности безотказной работы (табл. 15.2); $K_a = 0,8 \dots 1$ — коэффициент точности передачи (возрастает с повышением точности); K_m — коэффициент качества выплавки сталей (обычно $K_m = 1$, а для сталей электрошлаковой и вакуумной выплавки K_m соответственно принимают равным 1,4 и 1,7).

При использовании сталей твердостью ниже 60 HRC расчетная динамическая грузоподъемность значительно снижается, составляя при твердости 50 HRC половину, а при 35 HRC лишь 20 % от значений, приведенных в табл. 15.1.

Контактная статическая прочность обеспечивается, если наибольшая осевая нагрузка $F_{\max}$ не превосходит статическую грузоподъемность C_{oa} , т. е.

$$F_{\max} \leq C_{oa}.$$

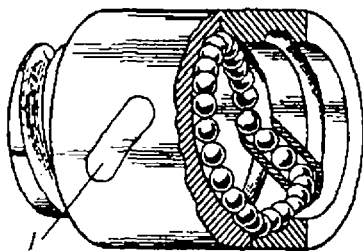


Рис. 15.8. Устройство возврата шариков

Параметры шариковых передач винт-гайка

Средний диаметр D_{pw} , мм	Шаг резьбы P , мм	Диаметр шарика D_w , мм	Радиальный зазор, мм	Грузоподъемность, Н	
				статическая C_{oa}	динамическая C_a
25	5	3	0,067–0,093	28100	16580
32	5	3	0,064–0,096	37500	17710
40	5	3	0,064–0,096	49400	19170
40	6	3,5	0,059–0,101	56400	23700
40	10	6	0,119–0,161	85900	54700
50	5	3	0,059–0,101	62800	20640
50	10	6	0,117–0,163	112500	57750
50	12	7	0,137–0,183	119900	65400
63	10	6	0,115–0,165	149700	62030
80	10	6	0,113–0,167	197700	66880
80	20	10	0,193–0,247	297600	143400
100	10	6	0,110–0,170	251100	71840
100	20	10	0,180–0,250	386400	151800

Таблица 15.2

Зависимость коэффициента K_p от вероятности безотказной работы

Вероятность безотказной работы	90	95	99	99,5	99,9
K_p	1,0	0,85	0,57	0,46	0,25

Планетарная роликовинтовая передача (ПРВП) (рис. 15.9) состоит из винта 1, резьбовых роликов 4, совершающих планетарные движения, и гайки 3. Ролики зацепляются резьбой с винтом и гайкой. На каждом конце ролика выполнены зубчатые венцы 2, каждый из которых входит в зацепление с внутренними зубчатыми венцами 5, установленными на обоих торцах гайки. Гайка и винт имеют многозаходную резьбу, ролики — однозаход-

ную. Углы подъема витков резьбы на гайке и на роликах одинаковы по величине и направлению. Для этого резьба гайки имеет число заходов, равное отношению средних диаметров d_2 резьбы гайки и роликов. В совокупности с зубчатым зацеплением это исключает осевое перемещение роликов относительно гайки при их вращении относительно собственной оси.

Ролики установлены в двух сепараторах 6, расположенных на торце гайки и жестко соединенных с последней. Угол подъема резьбы винта по среднему диаметру должен быть отлич-

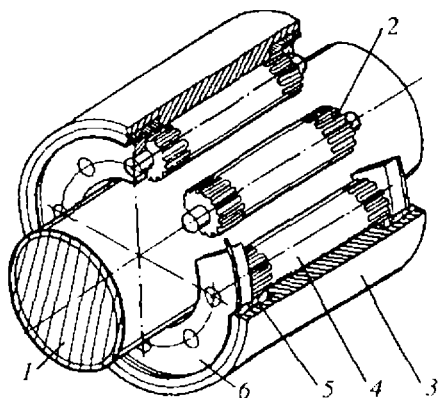


Рис. 15.9. Общий вид планетарной роликовинтовой передачи (ПРВП)

ным от угла подъема резьбы гайки и роликов. При этом направление витков резьбы винта может быть как одинаковым с резьбой роликов в зоне сопряжения резьб, так и противоположным. В обоих случаях витки резьбы роликов беспрепятственно входят во впадины между витками резьбы винта, обеспечивая сопряжение резьб.

К преимуществам ПРВП следует отнести высокую плавность и быстроходность из-за отсутствия канала возврата, а также более высокую нагрузочную способность и жесткость по сравнению с ШВП.

Основным недостатком передачи, затрудняющим ее широкое использование, являются технологические трудности при изготовлении резьбовых элементов передачи.

В качестве основных расчетных критериев при проектировании ПРВП используют, как и при проектировании ШВП, статическую и динамическую грузоподъемности.

Пример расчета

Рассчитать винтовой домкрат (см. рис. 15.3) грузоподъемностью $Q = 20000 \text{ Н}$. Высота подъема груза $l_n = 600 \text{ мм}$. Материал винта сталь 45 (нормализация, $\sigma_T = 270 \text{ МПа}$), гайки бронза БрАЖ9-3Л. Резьба винтовой пары трапецидальная, не допускающая самопроизвольного движения вниз. Коронка

домкрата установлена на упорном шарикоподшипнике, трением в котором можно пренебречь.

Решение. 1. Из условия износостойкости резьбы определяем средний диаметр резьбы винта

$$d_2 = \sqrt{\frac{2Q}{\pi \psi_n [p]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 20000}{3,14 \cdot 1,8 \cdot 7}} = 31,8 \text{ мм}.$$

Коэффициент высоты гайки ψ_n принимаем равным 1,8, допустимое давление $[p] = 7 \text{ МПа}$. По ГОСТ 24738–81 выбираем резьбу с наружным диаметром $d = 36 \text{ мм}$ и предпочтительным шагом $P = 6 \text{ мм}$. Для этой резьбы средний диаметр $d_2 = 33 \text{ мм}$ и внутренний диаметр $d_3 = 29 \text{ мм}$.

2. Возможность применения выбранного шага проверяем по условию самоторможения $\psi < \varphi'$:

$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi d_2} = \arctg \frac{6}{3,14 \cdot 33} = 3,31^\circ,$$

где ψ — угол подъема винтовой линии по среднему диаметру.

Приведенный угол трения $\varphi' = \arctg f'$

$$f' = \frac{f}{\cos 15^\circ}.$$

Для смазанных поверхностей пара сталь–бронза принимаем $f = 0,1$. Находим $\varphi' = 5,71^\circ$.

Условие самоторможения выполняется.

3. Проверяем винт на прочность.

Винт на участке между коронкой и гайкой нагружен напряжениями сжатия от силы Q и кручения от момента в резьбе T_p :

$$\sigma = \frac{4Q}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 20000}{3,14 \cdot 29^2} = 30,3 \text{ МПа};$$

$$\tau = \frac{T_p}{0,2 d_3^3} = \frac{5,24 \cdot 10^4}{0,2 \cdot 29^3} = 10,7 \text{ МПа};$$

$$T_p = 0,5 d_2 \lg(\psi + \varphi') = 0,5 \cdot 20000 \cdot 33 \cdot \lg(3,31 + 5,71) = 5,24 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Эквивалентные напряжения определяем по формуле

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_E = \sqrt{30,3^2 + 3 \cdot 10,7^2} = 35,5 \text{ МПа};$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{270}{3} = 90 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса $S = 3$ принимаем с учетом возможной трехкратной нагрузки.

Условие прочности выполняется.

4. Проверяем винт на устойчивость. В формуле (15.3) напряжение сжатия $\sigma = 30,3 \text{ МПа}$. Определяем гибкость $\mu l / i$. Коэффициент заделки μ при отношении $H_c / d_2 < 2$ и свободном опирании груза на коронку домкрата можно принять равным 1.

В предположении, что упругий поворот винта в гайке происходит относительно средней ее части, расчетная длина

$$l = l_n + 0,5 \psi_n d_2 = 600 + 0,5 \cdot 1,8 \cdot 33 = 630 \text{ мм}.$$

Радиус инерции

$$i = \sqrt{\frac{J}{A_3}},$$

$$J = \frac{\pi d_3^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{d}{d_3} \right) = \frac{3,14 \cdot 29^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{36}{29} \right) = 3,97 \cdot 10^4 \text{ мм}^4,$$

$$A_3 = \frac{\pi d_3^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 29^2}{4} = 660,2 \text{ мм}^2; \quad i = \sqrt{\frac{3,97 \cdot 10^4}{660,2}} = 7,75 \text{ мм}.$$

После подстановки находим отношение

$$\frac{\mu l}{i} = \frac{1 \cdot 630}{7,75} = 81,3.$$

Значение $\varphi = 0,7$ см. ранее. Условие устойчивости выполняется, так как $30,3 < 90 \cdot 0,7$.

Глава 16

ВАЛЫ И ОСИ

16.1. Общие сведения

В современных машинах наиболее часто используют вращательное движение. Вращающиеся детали, такие, как зубчатые колеса, шкивы, звездочки, блоки, муфты и др., направляются и поддерживаются в пространстве при помощи валов и осей.

Валы и оси в большинстве случаев имеют форму тел вращения.

Вращающиеся детали и поддерживающие их валы обычно жестко соединены посадками с натягом, шпонками, шлицами и т. п., поэтому валы могут быть только вращающимися, при этом они всегда передают вращающий момент и подвержены кручению.

На осях вращающиеся детали могут быть либо закреплены неподвижно, например, с помощью посадок с натягом, и тогда оси должны вращаться, либо установлены свободно, например, по посадке с зазором, на подшипниках качения и т. п., и тогда оси могут быть неподвижными; в любом случае оси не передают вращающий момент и их можно рассматривать как частную разновидность валов, не подверженных кручению.

По назначению валы можно разделить на *коренные*, т. е. валы несущие основные рабочие органы машин (ротор турбины, коленчатый вал двигателя внутреннего сгорания, шпиндель станка), и *передаточные* (валы передач), используемые для передачи и распределения движения и несущие на себе детали передач: зубчатые колеса, шкивы, звездочки и т. д. В ряде машин (сельскохозяйственных, дорожных) применяют валы для передачи вращающего момента к исполнительным органам; их называют *трансмиссионными*.

Иногда используют *торсионные* валы (торсионы), т. е. валы обычно малых диаметров и передающих только вращающие моменты [22].

Валы по форме геометрической оси разделяют на прямые (рис. 16.1, а, б, в, г, д, е) и коленчатые (рис. 16.1, ж). Последние применяют для преобразования возвратно-поступательного движения (поршней) во вращательное (коленчатого вала) или наоборот. Особую группу представляют гибкие валы с изменяемой формой геометрической оси, их применяют для привода механизированного инструмента, в зубоvрачебных бормашинах и т. п.

Оси (детали) имеют прямую геометрическую ось.

Коленчатые, гибкие, а также кулачковые валы относятся к специальным и не рассмотрены в настоящем курсе.

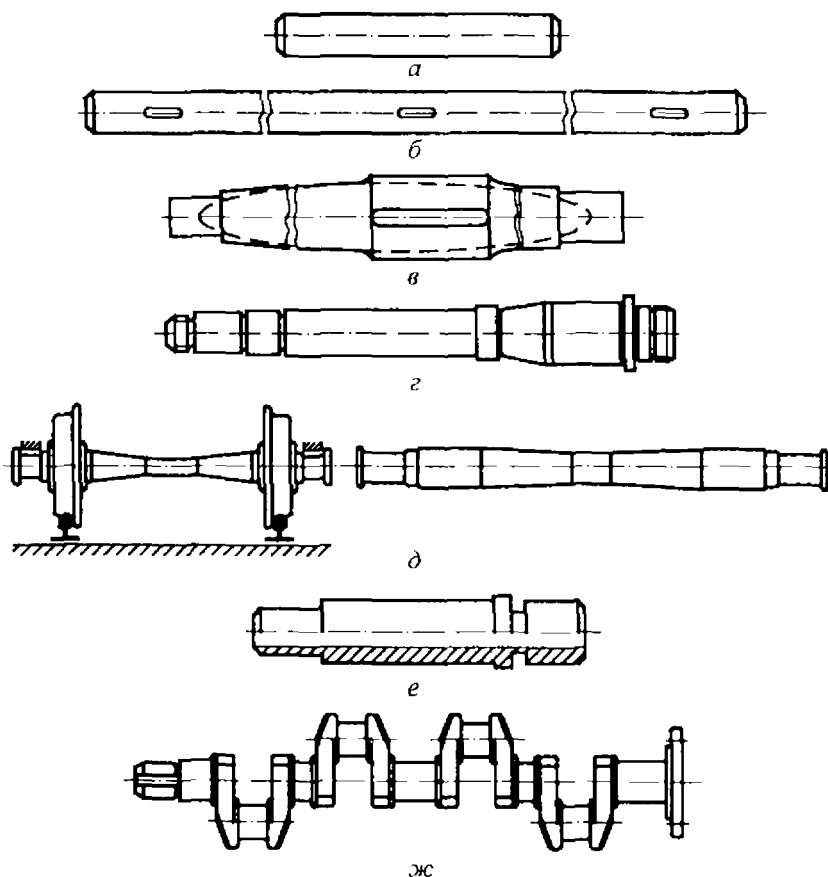


Рис. 16.1. Основные типы валов и осей

16.2. Конструкции и материалы

Наиболее распространены прямые валы и оси; они могут быть постоянного диаметра (рис. 16.1, а, б) или ступенчатыми (рис. 16.1, в, г, д, е). Чаще всего валы и оси выполняют ступенчатыми, хотя валы и оси постоянного сечения более технологичны.

Форма валов и осей по длине определяется распределением действующих сил и моментов, технологией изготовления и условиями сборки. Эпюры изгибающих моментов и поперечных сил по длине валов и осей, как правило, не постоянны; вращающий момент передается обычно не по всей длине вала. Поэтому по условию равнопрочности целесообразно конструировать валы и оси ступенчатыми, близкими по форме к балкам равного сопротивления (форма балки равного сопротивления показана штриховой линией на рис. 16.1, в).

В поперечном сечении валы и оси могут быть сплошными (рис. 16.2, а) или полыми (рис. 16.2, б), а по форме сечения — цилиндрическими (рис. 16.2, а, б), со шпоночными (рис. 16.2, в) или шлицевыми (рис. 16.2, г) канавками, а также профильными (рис. 16.2, д).

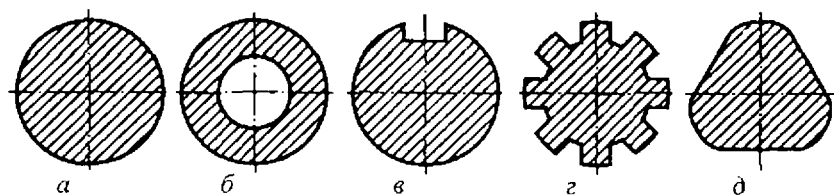


Рис. 16.2. Формы поперечных сечений валов и осей

Применение полых валов и осей позволяет существенно снизить массу, например, при равной прочности сплошного и полого валов с отношением диаметра отверстия к наружному диаметру 0,75, масса полого вала будет меньше почти в 1,5 раза [43].

Концевые опорные участки валов и осей называют цапфами или шипами. Цапфы (шейки) валов и осей, когда в опорах установлены подшипники скольжения, выполняют: цилиндрическими (рис. 16.3, а, б) или коническими (рис. 16.3, в). В большинстве случаев цапфы валов и осей для подшипников скольжения имеют

цилиндрическую форму с закругленным переходом (галтелью) и с заплечиком (буртиком) для односторонней фиксации в осевом направлении (см. рис. 16.3, *а*). В случае необходимости двусторонней осевой фиксации вала (оси) в одной опоре цапфа снабжается дополнительным буртиком (см. рис. 16.3, *б*).

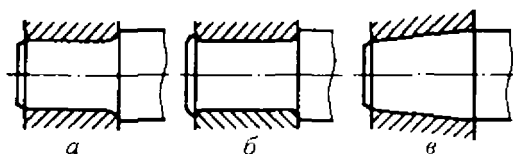


Рис. 16.3. Цапфы валов и осей под подшипники скольжения

Цапфы валов и осей для подшипников качения выполняют цилиндрическими с заплечиком, служащим для односторонней фиксации в осевом направлении (рис. 16.4, *а*). Для двусторонней фиксации внутреннего кольца подшипника на валу или оси дополнительно предусматривают гайки (рис. 16.4, *б*), стопорные пружинные кольца, устанавливаемые в кольцевые канавки (рис. 16.4, *в*), и др.

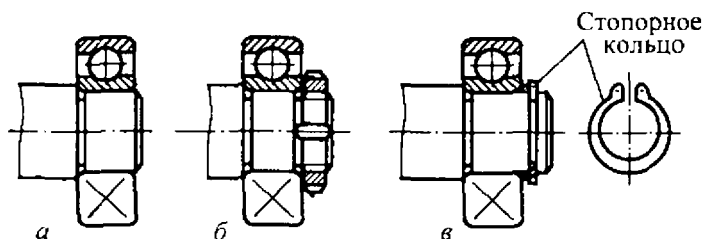


Рис. 16.4. Цапфы валов и осей под подшипники качения

Участки валов и осей под посадку ступиц деталей выполняют цилиндрическими или коническими. Чаще применяют цилиндрические посадочные поверхности как более технологичные. Конические посадочные поверхности, как правило, применяют для концевых участков валов.

Большое влияние на прочность, выносливость, надежность валов и осей оказывает форма переходных участков между соседними ступенями разных диаметров. Галтели должны иметь

максимально возможные радиусы закруглений. Наиболее распространенная форма перехода — галтели постоянного радиуса (рис. 16.5, *а*); желательно, чтобы радиус закругления R был больше $0,1d$ (d — диаметр вала). В особых случаях применяют галтели переменного радиуса кривизны ρ (рис. 16.5, *в*). Правильным подбором кривизны галтели можно существенно снизить концентрацию напряжений и повысить несущую способность валов и осей. Снижению концентрации напряжений служит также применение разгрузочных выточек (рис. 16.5, *а*). Канавку (рис. 16.5, *г*) шириной 3–5 мм и глубиной 0,25–0,5 мм, удобную для выхода обрабатывающего инструмента, например шлифовального круга, используют в случае, когда определяющей является не усталостная прочность, а жесткость валов.

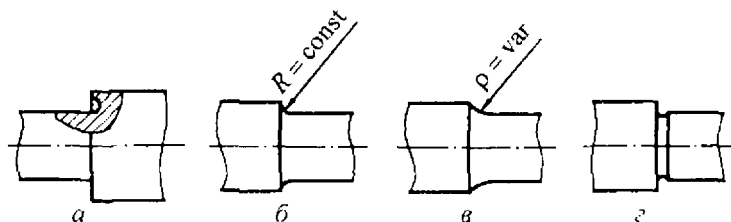


Рис. 16.5. Переходные участки валов и осей

Наряду с концентрацией напряжений, вызванной геометрическими очертаниями деталей, на усталостную прочность влияет качество поверхностного слоя, т. е. микрогеометрия, как следствие механической обработки, и структурное состояние поверхностного слоя. Повышение усталостной прочности валов и осей достигается упрочнением материала посредством термической или химико-термической обработки, пластическим упрочнением (обкаткой роликами, обдувкой дробью), в результате которого в поверхностном слое образуются остаточные напряжения сжатия, а также шлифованием, полированием и другими методами [17, 22].

Осевые нагрузки на валы от насаженных на них деталей передаются следующими способами:

значительные нагрузки — упором деталей в уступы (буртики, заплечики) на валу или оси (рис. 16.6, *а*) или посадкой деталей с соответствующим натягом (рис. 16.6, *б*);

средние нагрузки — гайками (см. рис. 16.6, б и 16.6, в) или штифтами (рис. 16.6, г), а также выше перечисленными способами;

легкие нагрузки — стопорными винтами (рис. 16.6, д), стопорными пружинными кольцами (см. рис. 16.4, в и 16.6, е) и др.

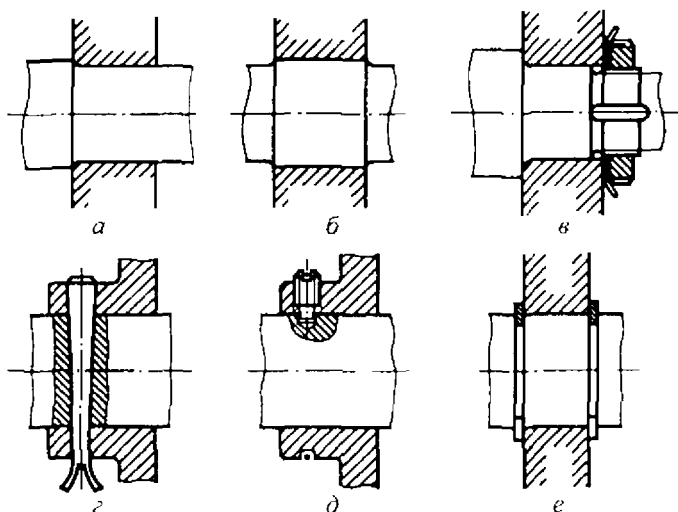


Рис. 16.6. Средства восприятия осевых нагрузок и осевого крепления деталей на валах и осях

Основными материалами для валов и осей служат углеродистые и легированные стали. Для осей и валов, диаметры которых определяются, в основном, жесткостью, применяют углеродистые конструкционные стали Ст4, Ст5 без термообработки. В ответственных и тяжело нагруженных конструкциях (когда критерием является прочность) используют термически обрабатываемые среднеуглеродистые и легированные стали 40, 45, 40Х, 40ХН, 40ХН2МА, 30ХГТ, 30ХГСА и др. Валы из этих сталей в зависимости от решаемых задач подвергают улучшению (закалке с высоким отпуском) или поверхностной закалке (нагрев ТВЧ) с низким отпуском.

Быстроходные валы на опорах скольжения должны иметь весьма высокую твердость поверхности цапф; для этого их изготавливают из цементируемых сталей типа 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ или из азотируемых сталей типа 38Х2МЮА.

Валы, работающие в коррозионной среде, изготавливают из нержавеющей сталей, титановых сплавов.

Для изготовления коленчатых валов и валов с большими фланцами наряду со сталью применяют высокопрочные (с шаровидным графитом) и модифицированные чугуны.

Прямые стальные валы и оси диаметром до 150 мм обычно изготавливают из проката; валы большего диаметра и сложной формы — из поковок. Полые валы целесообразно изготавливать из стальных труб стандартных размеров или из специально заказываемого недоката труб (с утолщенными стенками).

Валы и оси обычно подвергают токарной обработке в центрах и последующему шлифованию посадочных поверхностей (цапф, шеек, шипов) или шлифованию по всей поверхности (высоконапряженные валы).

В последнее время появилась конструкция полых валов из композитных материалов, получаемых намоткой.

Основными критериями работоспособности валов и осей являются прочность, жесткость и виброустойчивость.

16.3. Расчеты валов и осей на прочность

Общие указания. Конструирование и расчеты на прочность валов и осей неразрывно взаимосвязаны. При разработке конструкции валов и осей применяют метод последовательных приближений. Первым шагом (этапом) является определение по простейшим эмпирическим зависимостям и рекомендациям предварительных, ориентировочных значений диаметров и разработка первого варианта конструкции (эскизный проект) [10, 2]. На втором этапе составляют расчетную схему (расчетную модель) и проводят расчет на статическую прочность и первую коррекцию конструкции вала (оси). Далее проводят проверочный (уточненный расчет) на усталостную прочность и уточняют конструкцию вала (оси). На последнем этапе проводят, по мере необходимости, специальные расчеты (на жесткость, вибростойкость и др.) и разрабатывают окончательный вариант конструкции вала или оси (технический проект), отвечающий всем критериям работоспособности данного вала (оси) с учетом требований технологичности, экономичности и др.

Нагрузки и расчетные схемы. На валы и оси при эксплуатации действуют нагрузки в виде сосредоточенных и распределенных сил радиального и осевого направлений, а также изгибающих моментов; на валы действуют еще крутящие моменты. Эти нагрузки могут быть постоянными или переменными.

По чертежу (эскизу) вала (оси) составляют расчетную схему (расчетную модель), в которой валы и оси рассматривают как балки на шарнирных опорах, к которым прикладывают внешние силы и моменты, приводя их действие к двум взаимно перпендикулярным плоскостям — горизонтальной и вертикальной.

Напомним, что в расчетных схемах используют три типа опор: шарнирно-неподвижную, шарнирно-подвижную и защемление или заделку. Защемление применяют иногда в опорах неподвижных осей. Для вращающихся валов и осей защемление не допускают. Подшипники, одновременно воспринимающие осевые и радиальные силы, считают шарнирно-неподвижными опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальные нагрузки, считают шарнирно-подвижными.

При использовании радиального подшипника качения заменяющую его шарнирную опору располагают на середине ширины подшипника (рис. 16.7, а). Для радиально-упорного подшипника качения шарнир размещают на пересечении оси вала с нормалью, проведенной через середину контактных площадок тел качения с дорожкой качения наружного кольца подшипника; расстояние a между шарниром и торцом подшипника (рис. 16.7, б, в) может быть определено графически или аналитически [10]. Если в одной опоре размещают два подшипника качения, то шарнир размещают так, как показано на рис. 16.7, г.

Для валов и осей, опирающихся на подшипники скольжения длиной l , шарнир располагают на расстоянии $(0,25-0,3)l$ от внутреннего торца подшипника, что обусловлено смещением от середины подшипника максимума давления p на поверхности контакта цапфа-подшипник вследствие деформации вала и подшипника (рис. 16.7, д).

Нагрузки от зубчатых колес, шкивов, звездочек и других насаженных на валы и оси деталей передаются на валы и оси через поверхности контакта и являются распределенными. Ха-

раक्टर распределения показан на рис. 16.7, *е* и *жс*. В расчетных схемах валов и осей эти нагрузки для упрощения заменяют сосредоточенными и приложенными в середине ширины ступицы, а сечения вала или оси в этом месте принимают за расчетные (рис. 16.7, *е*). Более точно положение расчетных сечений следует принимать на расстоянии $(0,2 \dots 0,25)l$ от торцов ступицы (рис. 16.7, *жс*).

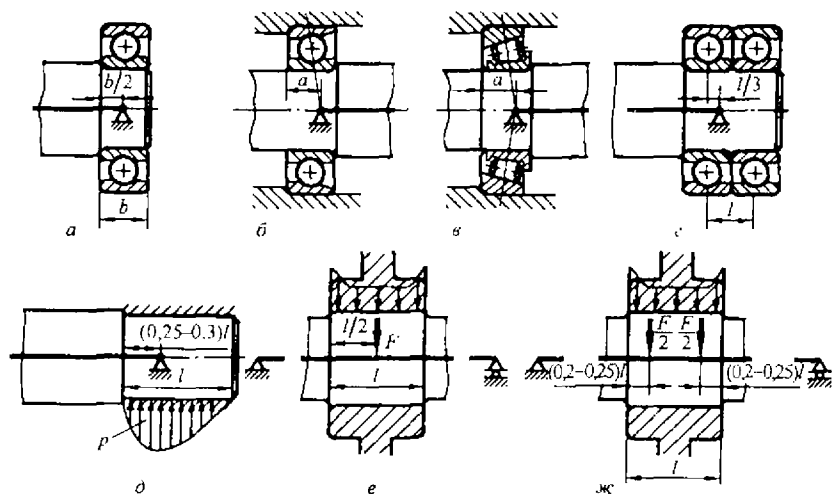


Рис. 16.7. Расчетные схемы валов и осей

Предварительное определение диаметра вала. Средний диаметр вала или оси предварительно оценивают с помощью эмпирических зависимостей, рекомендаций по опыту проектирования подобных машин или по простейшим расчетным формулам. Например, диаметр ведомого вала ступени цилиндрического зубчатого редуктора принимают равным $0,35-0,4$ межосевого расстояния ступени.

При отсутствии надежных эмпирических зависимостей и относительно небольшом влиянии изгиба для оценки среднего диаметра d , мм, вала можно использовать условный расчет на кручение при пониженных допускаемых напряжениях:

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]}}$$

где T — вращающий (крутящий) момент, Н·м; $[\tau]$ — условные допускаемые напряжения при кручении, обычно принимают $[\tau] = 15\text{--}30$ МПа.

Оценить диаметр d вала можно, ориентируясь на диаметр того вала, с которым он соединяется: например, если вал вращается непосредственно электродвигателем, то диаметр его можно принять равным или близким диаметру d_1 выходного конца вала электродвигателя, т. е. $d \approx (0.8 \dots 1.2)d_1$.

Диаметр осей, для которых обычно преобладающими являются напряжения изгиба, можно оценить из расчета на изгиб, занижая допускаемые напряжения.

После предварительного определения диаметра вала или оси разрабатывают в первом приближении конструкцию вала (оси) — эскизный проект, обеспечивая условия технологичности изготовления и сборки (см. [10,22]), и составляют расчетную схему.

Основной расчет валов и осей на статическую прочность. Проверку статической прочности выполняют при условии отсутствия пластических деформаций, т. е. обеспечивают требуемый коэффициент запаса прочности по отношению к пределу текучести материала вала или оси; поэтому на статическую прочность валы и оси рассчитывают по наибольшей кратковременной нагрузке, повторяемость которой мала и не может вызвать усталостного разрушения; например, такой нагрузкой может быть нагрузка в период пуска установки. На этом этапе расчетов действительные конструкции и условия нагружения валов (осей) заменяют расчетными схемами.

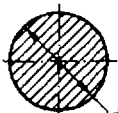
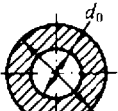
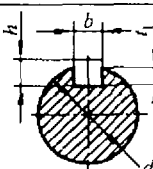
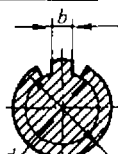
По составленной расчетной схеме определяют (рассчитывают) реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскостях. В этих же плоскостях строят эпюры поперечных сил и изгибающих моментов, отдельно строят эпюры крутящего момента и осевых сил. Так как валы работают в условиях изгиба и кручения, а напряжения от осевых сил малы, то эквивалентное напряжение в точке наружного волокна по энергетической теории прочности определяют по формуле

$$\sigma_{\text{эв}} = \sqrt{\sigma_{\text{н}}^2 + 3\tau_{\text{к}}^2}. \quad (16.1)$$

Здесь $\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}}$ и $\tau_{\text{к}} = \frac{M_{\text{к}}}{W_{\text{к}}}$ — соответственно наибольшие напряжения в расчетном сечении вала от изгиба моментом $M_{\text{и}}$ и кручения моментом $M_{\text{к}}$; $W_{\text{и}}$ и $W_{\text{к}}$ — соответственно осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала (табл. 16.1); момент $M_{\text{и}}$ — суммарный изгибающий момент получают геометрическим сложением моментов, действующих в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Таблица 16.1

Моменты сопротивления сечений валов

Форма сечения	Эскиз	Момент сопротивления
Круглое		$W_{\text{и}} = \frac{\pi d^3}{32};$ $W_{\text{к}} = 2W_{\text{и}}$
Кольцевое		$W_{\text{и}} = \frac{\pi d^3}{32} (1 - \xi^4);$ $W_{\text{к}} = 2W_{\text{и}};$ $\xi = d_0/d$
Со шпоночной канавкой		$W_{\text{и}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d};$ $W_{\text{к}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d}$
Со шлицами		$W_{\text{и}} = \frac{1}{32D} [\pi d^4 - bz(D-d)(D+d)^2];$ $W_{\text{к}} = 2W_{\text{и}}$

Так как для круглого сечения $W_{\text{к}} = 2W_{\text{и}}$ и $W_{\text{и}} = \frac{\pi d^3}{32}$, то можно записать для сплошных валов круглого сечения

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{M_H^2 + 0,75 M_K^2}, \quad (16.2)$$

где d — диаметр вала.

Крутящий момент M_K (внутренний силовой фактор) в расчетном сечении вала равен вращающему моменту T (внешней нагрузке на вал).

Запас прочности для валов по пределу текучести $s_T = \sigma_T / \sigma_{\text{экв}}$ обычно принимают 1,3...1,8; $\sigma_{\text{экв}}$ вычисляют в опасном сечении по формуле (16.1) или (16.2); σ_T принимают по справочникам или табл. 16.2. Опасное сечение определяется эпюрами моментов (там, где имеет место максимум изгибающего момента) и размерами сечений вала (там, где минимум); в случаях, когда максимум изгибающего момента и минимум сечения расположены в разных местах, проводят расчеты для двух или более сечений.

Таблица 16.2

Механические характеристики основных материалов

Сталь	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость НВ, не менее	σ_b	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	Ψ_σ	Ψ_τ
			МПа					
Ст5	Не ограничен	190	520	280	220	130	0	0
45	Не ограничен	200	560	280	250	150	0	0
	120	240	800	550	350	210	0,1	0
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05
40X	Не ограничен	200	730	500	320	200	0,1	0,05
	200	240	800	650	360	210	0,1	0,05
	120	270	900	750	410	240	0,1	0,05
20	60	145	400	240	170	100	0	0
20X	120	197	650	400	300	60	0,05	0
12ХН3А	120	260	950	700	420	210	0,1	0,05
12Х2Н4А	120	300	1100	850	500	250	0,15	0,1
18Х1Т	60	330	1150	950	520	280	0,15	0,1

Для осей запас прочности по пределу текучести $s_T = \sigma_T / \sigma_H$ должен быть не менее 1,5; σ_H определяют в опасном сечении по максимальному изгибающему моменту.

Расчет на сопротивление усталости. Опыт эксплуатации показывает, что для валов (в меньшей степени для осей) основным видом разрушения является усталостное и поэтому для валов расчет на сопротивление усталости является одним из основных. Усталостную прочность валов и осей при регулярных переменных напряжениях, т. е. при стационарном нагружении, обеспечивает требуемый запас прочности по отношению к пределу выносливости.

По известному номинальному напряжению в опасном сечении легко установить случаи, когда условия сопротивления усталости заведомо удовлетворяются. Расчет на сопротивление усталости проводить нет необходимости, если

$$\sigma_{\text{экв}} < \frac{\varepsilon \sigma_{-1}}{K_{\sigma} s}, \quad (16.3)$$

где σ_{-1} — предел выносливости материала при изгибе со знакопеременным симметричным циклом изменения напряжений (табл. 16.2); ε — коэффициент влияния абсолютных размеров (масштабный фактор), см. [1, 31, 33]; K_{σ} — эффективный коэффициент концентрации напряжений в опасном сечении, см. [1, 31, 33]; s — коэффициент запаса усталостной прочности выбирается в пределах 1,5...2,5.

Если условие (16.3) не выполняется, необходим расчет на усталостную прочность, выносливость или сопротивление усталости. При этом расчете необходимо прежде всего установить характер цикла изменения напряжений, т. е. определить постоянные σ_m и τ_m и переменные σ_a и τ_a составляющие напряжений и закон их изменения. Предположительно устанавливают опасные сечения, исходя из эпюр моментов, размеров сечений вала (оси) и концентраторов напряжений. Обычно в опасных сечениях находятся максимумы изгибающих моментов и концентрации напряжений, а также минимумы диаметра вала. При расчетах на выносливость учитывают влияние вида и характера изменения напряжений, механические характеристики материала — статические и усталостные (см. табл. 16.2) размеры, форму и состояние поверхности вала (микрогеометрию и структуру).

Постоянные по значению (величине) и по направлению в пространстве нагрузки вызывают во вращающихся валах и осях циклические (переменные) напряжения изгиба, изменяющиеся по

симметричному циклу с амплитудой (переменной составляющей) σ_a и средним (постоянной составляющей) σ_m напряжением:

$$\sigma_a = \sigma_n = \frac{M_n}{W_n}; \quad \sigma_m = 0.$$

В расчетах валов нереверсивных передач условно принимают, что вращающий момент и напряжения от кручения изменяются по пульсационному циклу (отнулевой цикл изменения напряжений); при этом амплитуда τ_a и среднее τ_m напряжение определяют из формул

$$\tau_a = 0,5\tau_k = 0,5 \frac{M_k}{W_k}; \quad \tau_m = \tau_a.$$

Здесь изгибающий M_n и крутящий M_k моменты рассчитывают при действии наибольшей достаточно длительной нагрузки, из расчета исключают кратковременные перегрузки, которые не могут вызвать усталостные разрушения, при этом $M_k = T$.

Для каждого из установленных предположительно опасных сечений определяют коэффициент запаса усталостной прочности s по формуле (16.4) и сравнивают с допускаемым значением; запас усталостной прочности считают достаточным, если $s > 1,5-2,5$; большие запасы усталостной прочности принимают для ответственных конструкций и при менее достоверных сведениях о нагруженности вала (оси) и механических свойствах материалов

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}, \quad (16.4)$$

где s_σ и s_τ — коэффициенты запаса соответственно по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (16.5)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (16.6)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости материала (см. табл. 16.2, а также [4, 5, 6]), полученные при испытании гладких стандартных образцов малых диаметров соответственно при изгибе и при кручении с симметричным знакопеременным стационарным цик-

лом, когда амплитуда напряжений постоянна, а средние напряжения равны нулю; $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ — суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости соответственно при изгибе и кручении:

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon} + K_F - 1 \right) / K_V; \quad K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon} + K_F - 1 \right) / K_V;$$

K_{σ} и K_{τ} — эффективные коэффициенты концентрации напряжений (отношение предела усталости, полученного в результате испытаний гладких образцов, к пределу усталости, полученного на образцах с концентратором напряжений) соответственно при изгибе и при кручении [1, 10, 31, 33]; ε — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения — масштабный фактор (отношение предела усталости образцов и деталей реальных размеров к пределу усталости, полученному при испытаниях стандартных образцов малых диаметров) [1, 31]; K_F — коэффициент влияния шероховатости поверхности [10, 31]; K_V — коэффициент влияния упрочнения, вводимый для валов и осей с поверхностным упрочнением (закалка ТВЧ — цементация, азотирование и т. п.) [2, 7]; ψ_{σ} и ψ_{τ} — коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений соответственно при изгибе и кручении (см. табл. 16.2).

Если вал (ось) работает при нестационарных нагрузках, т. е. величина сил и моментов меняется во времени, то расчет ведут по эквивалентному напряжению:

$$\sigma_E = \sqrt[m]{\frac{1}{N_G} \sum_{i=1}^n \sigma_i^m n_i}, \quad (16.7)$$

где N_G — число циклов, соответствующее точке перегиба кривой усталости (точка перехода наклонной ветви кривой в горизонтальный участок), которое обычно принимают $3 \cdot 10^6 - 6 \cdot 10^6$ для валов небольших сечений и 10^7 для валов больших сечений; m — показатель степени кривой усталости при изгибе, для валов и осей из легированных сталей принимают $m = 9$, а из углеродистых сталей $m = 6$; n_i — общее число циклов нагружений при уровне напряжений σ_i (ступень нагружения); i — номер ступе-

ни нагружения; n — общее число ступеней нагружения. По эквивалентному напряжению, найденному по формуле (16.7), проверяют запас усталостной прочности, пользуясь формулами расчета на сопротивление усталости (16.4)–(16.6).

Если по расчету σ_E окажется больше уровня напряжений ($\sigma_{i \max}$) у ступени с максимальными нагрузками, то это значит, что вал (ось) работает в зоне горизонтального участка кривой усталости и при расчете следует в качестве σ_E принять $\sigma_{i \max}$.

При нестационарном нагружении эквивалентные касательные напряжения τ_E находят аналогично тому, как определяют σ_E .

При известных значениях σ_E запас прочности находится обычным методом (см. с. 441).

Уточненные методики расчета валов и осей на прочность при переменных циклических нагрузках, меняющихся произвольно, а также вероятностные расчеты на прочность, которые становятся весьма актуальными в связи со случайным характером и действующих нагрузок, и характеристик сопротивления усталости материалов, изложены в работах С.В. Серенсена, В. П. Когалева и др. [33, 21].

16.4. Расчеты валов и осей на жесткость

Упругие перемещения (деформации) валов и осей, как правило, оказывают неблагоприятное влияние на работу связанных с ними соединений (шлицевых, шпоночных и др.), подшипников, зубчатых передач и других деталей и узлов, увеличивают концентрацию напряжений, снижают сопротивление усталости деталей и соединений, увеличивают износ, понижают точность механизмов и т. д. Большие перемещения сечений (перекосы) валов от изгиба могут привести к заклиниванию.

При проектировании валов (осей) следует рассчитать прогибы и углы поворота (перекосы) характерных сечений, например, в опорах вала, местах установки зубчатых колес и сравнить их с допускаемыми. Прогибы и углы поворота вычисляют, используя интеграл Мора или правило Верещагина; в табл. 16.3 приведены формулы для определения углов поворота сечений и прогибов двухопорного вала постоянного сечения от сил в зубчатом зацеплении (F_t , F_r и F_a) и от консольной нагрузки (F_k).

Суммарный угол поворота сечения вала на опоре A (см. схемы в табл. 16.3) от сил зацепления равен

$$\theta_{A3} = \sqrt{\theta_{At}^2 + (\theta_{Ar} + \theta_{Aa})^2},$$

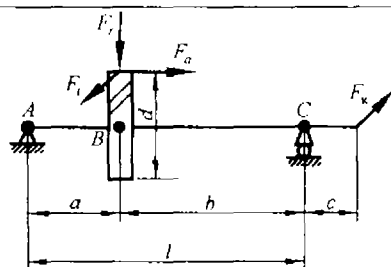
а суммарный прогиб точки B оси вала от тех же сил определяют по формуле

$$\delta_{B3} = \sqrt{\delta_{Bt}^2 + (\delta_{Br} + \delta_{Ba})^2},$$

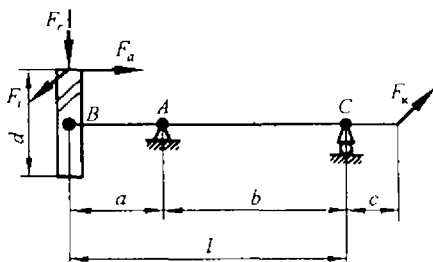
где θ_{At} , θ_{Ar} , θ_{Aa} — углы поворота сечения вала на опоре A соответственно от сил F_t , F_r , F_a (согласно табл. 16.3); δ_{Bt} , δ_{Br} , δ_{Ba} — прогибы (радиальные смещения) точки B оси вала соответственно от сил F_t , F_r , F_a (согласно табл. 16.3). Аналогично определяют угол поворота сечения вала на опоре C (рис. в табл. 16.3).

Таблица 16.3

Формулы для определения углов поворота сечений и прогибов оси двухопорного вала



Величина	Действующая сила		
	F_t	F_a	F_r
θ_A	$-\frac{F_t ab}{6EJ}(l+b)$	$-\frac{F_a d}{12EJ}(2l^2 - 6al + 3a^2)$	$-\frac{F_r lc}{6EJ}$
θ_B	$-\frac{F_t ab}{3EJ}(b-a)$	$-\frac{F_a d}{12EJ}(2l^2 - 6al + 6a^2)$	$\frac{F_r c}{6EJ}(3a^2 - l^2)$
θ_C	$\frac{F_t ab}{6EJ}(l+a)$	$-\frac{F_a d}{12EJ}(l^2 - 3a^2)$	$\frac{F_r lc}{3EJ}$
δ_B	$-\frac{F_t a^2 b^2}{3EJ}$	$\frac{F_a da}{12EJ}(2l^2 - 6al + 4a^2)$	$\frac{F_r ac}{6EJ}(a^2 - l^2)$



Величина	Действующая сила		
	F_t	F_a	F_k
θ_A	$\frac{F_t l a}{3 E J}$	$-\frac{F_a d}{6 E J}$	$-\frac{F_k l c}{6 E J}$
θ_B	$\frac{F_t a}{6 E J} (3 a + 2 l)$	$-\frac{F_a d}{6 E J} (3 a + l)$	$-\frac{F_k l c}{6 E J}$
θ_C	$-\frac{F_t d l}{6 E J}$	$\frac{F_a d l}{12 E J}$	$\frac{F_k l c}{3 E J}$
δ_B	$-\frac{F_t a^2}{6 E J} (a + l)$	$\frac{F_a a d}{12 E J} (3 a - 2 l)$	$\frac{F_k a l c}{6 E J}$

Примечания. Угол поворота θ сечения и прогиб δ от силы F_t определяют как от силы F_t , заменяя F_t на F_r . 2. EJ — жесткость сечения вала при изгибе.

Общие суммарные углы поворота сечений и прогибов вала получают суммированием соответствующих перемещений от сил зацепления и от консольной силы; они не должны превышать допустимых.

Допускаемые перемещения (прогибы и углы поворота) сечений вала зависят от требований, предъявляемых к конструкции, и особенностей ее работы.

Допускаемые значения углов поворота (в радианах) сечения вала в опорах ориентировочно можно принимать, если в опорах установлены:

Подшипники качения	$[\theta]$
Шариковые однородные	0,0050
Шариковые сферические	0,0500
С цилиндрическими роликами	0,0025
С коническими роликами	0,0016
Подшипники скольжения	0,0010

Допускаемые прогибы валов в месте посадки цилиндрических зубчатых колес составляют $0,01m$ (m — модуль зацепления) и $0,005m$ — для конических, гипоидных и глобоидных передач.

Расчет валов (осей) переменного сечения (ступенчатых) можно выполнить интегрированием дифференциального уравнения изогнутой оси балки. В упрощенных расчетах жесткость реального вала длиной l оценивают по условной эквивалентной модели постоянного сечения с диаметром

$$d_{\text{эв}} = \frac{1}{\sqrt[4]{\sum \frac{l_i}{l} \frac{1}{d_i^4}}},$$

где i — номер участка вала длиной l_i и диаметром d_i .

Крутильная жесткость и угол закручивания валов $\left(\varphi = \frac{M_x l}{GI_p} \right)$

в различных машинах имеют неодинаковое значение. В тех случаях, когда с одного трансмиссионного вала движение синхронно передается нескольким взаимозависимым исполнительным механизмам, например, в механизмах крановых мостов и порталов, поперечин тяжелых станков и т. п., угол закручивания вала должен быть небольшим — порядка $15'$ на метр длины вала. В точных металлорежущих станках и устройствах автоматического управления и контроля углы закручивания должны быть еще меньше, порядка $5'$ на метр длины. В других машинах, таких, как автомобили, тракторы, морские и речные суда, главные приводные валы могут иметь значительно большие углы закручивания без ущерба для работы машины; в подобных конструкциях угол закручивания валов часто вообще не проверяется.

Для валов машин, в которых опасны крутильные колебания, например в приводах от поршневых двигателей, крутильная жесткость имеет большое значение для предотвращения резонансных колебаний.

16.5. Расчеты валов на виброустойчивость

Колебания валов с присоединенными деталями и узлами возникают под действием внешних периодически изменяющихся нагрузок.

Колебания около положения равновесия становятся опасными для вала и конструкции в целом, когда частота возмущающей силы становится равной частоте собственных колебаний системы, т.е. когда наступает резонанс. При этом существенно возрастают амплитуды колебаний, т. е. существенно возрастают и деформации, и напряжения в вале, которые будут определяться, в основном, не внешней нагрузкой, а силами инерции колеблющихся масс.

Резонанс представляет собой большую опасность для прочности конструкций и его следует избегать.

Одна из основных задач расчета на колебания (виброустойчивость) состоит в определении частот собственных изгибных и крутильных колебаний валов с присоединенными узлами, деталями и опорами, что является задачей курса «Теория колебаний» и здесь не рассмотрена. Расчеты частот собственных колебаний валов см. [1, 21, 31].

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

17.1. Общие сведения

Подшипник — это опора или направляющая, которая воспринимает нагрузки и допускает относительное перемещение частей механизма в требуемом направлении. Основное назначение подшипников — поддерживать вращающиеся детали в пространстве, воспринимая действующие на них нагрузки. В зависимости от вида трения подшипники делят на два типа: скольжения и качения. В подшипниках скольжения рабочие поверхности вала и подшипника, полностью или частично разделенные смазочным материалом, скользят одна относительно другой.

Подшипники качения (рис. 17.1, 17.2) обычно состоят из наружного и внутреннего колец, тел качения (шариков или роликов) и сепаратора, удерживающего тела качения на определенном расстоянии друг от друга. Иногда одно или оба кольца могут отсутствовать и тогда тела качения катятся непосредственно по валу или корпусу.

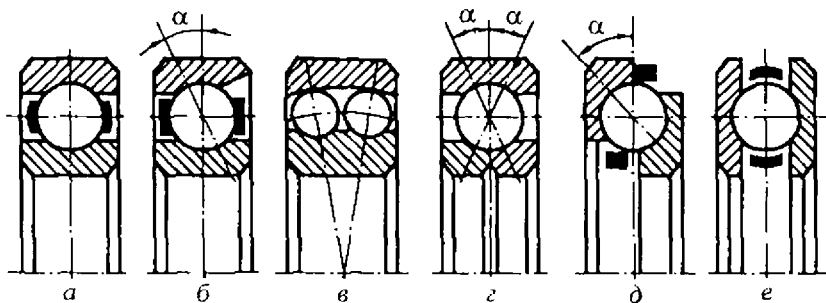


Рис. 17.1. Шарикоподшипники

Подшипники качения являются основным видом опор валов и осей в машинах и имеют международную стандартизацию. Известны миниатюрные подшипники качения с внутренним диаметром $d = 0,6$ мм, наружным диаметром $D = 2$ мм, шириной $B = 0,8$ мм и массой 0,015 г, а также особо крупные, у которых соответственно $d = 12$ м, $D = 14$ м, $B = 0,45$ м и масса 130 т.

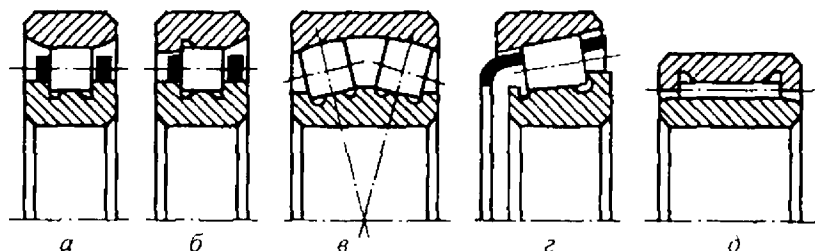


Рис. 17.2. Роликоподшипники

Основные достоинства подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения: 1) меньшие моменты трения при пуске; 2) меньшие осевые габаритные размеры; 3) простота обслуживания и малый расход смазочного материала; 4) полная взаимозаменяемость; 5) малая стоимость в связи с массовым производством; 6) меньший расход цветных металлов.

К недостаткам подшипников качения относят: 1) большие радиальные габаритные размеры; 2) значительные контактные напряжения, ограничивающие ресурс; 3) переменную радиальную жесткость по углу поворота и повышенный шум из-за циклического перекатывания тел качения через нагруженную зону; 4) меньшую способность демпфировать колебания и ударные нагрузки; 5) ограниченную быстроходность; 6) высокую стоимость подшипников при мелкосерийном производстве.

Классификация и обозначения подшипников. 1. По форме тел качения подшипники подразделяют на шариковые (см. рис. 17.1) и роликовые (см. рис. 17.2). В зависимости от формы различают ролики: короткие и длинные цилиндрические, конические, сферические, игольчатые, полые, витые и др.

2. По направлению воспринимаемой нагрузки различают подшипники:

- радиальные (рис. 17.1, *а, в*; 17.2, *а, б, в, д*), которые воспринимают радиальную или преимущественно радиальную нагрузку;
- радиально-упорные (рис. 17.1, *б, г*; 17.2, *г*), предназначенные для восприятия комбинированной нагрузки (радиальной и осевой);
- упорно-радиальные (рис. 17.1, *д*), предназначенные для восприятия осевой или преимущественно осевой нагрузки;
- упорные (рис. 17.1, *е*), предназначенные для восприятия только осевой нагрузки.

3. По числу рядов тел качения различают подшипники одно-, двух- и многорядные.

4. По основному конструктивному признаку подшипники подразделяют на самоустанавливающиеся (сферические), которые допускают работу с взаимным перекосом колец до 4° (см. рис. 17.1, *в*; 17.2, *в*), и несамоустанавливающиеся — все остальные (допустимый взаимный перекосм колец от 1 до $8'$);

5. По соотношению габаритных размеров подшипники разделяют на серии. При одном и том же внутреннем посадочном диаметре подшипники одного типа могут иметь различные наружные диаметры и ширину, т. е. различные серии по диаметру и ширине (рис. 17.3). С увеличением габаритных размеров растет нагрузочная способность подшипника, но снижается предельная частота вращения.

6. Стандартом установлено несколько классов точности

подшипников (в порядке повышения): 8, 7, 0, 6X, 6, 5, 4, 2 и Т. Класс точности определяет точность размеров и формы деталей подшипников. В зависимости от класса точности и дополнительных требований различают три категории подшипников: А, В и С. Наибольшее распространение имеют подшипники нормального класса точности 0. С повышением

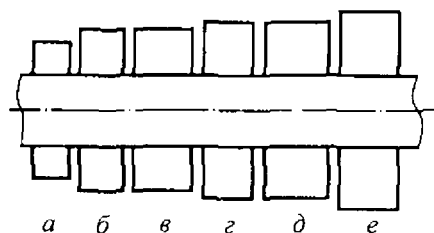


Рис. 17.3. Размерные серии подшипников качения:

- а* — особо легкая; *б* — легкая;
- в* — легкая широкая; *г* — средняя;
- д* — средняя широкая; *е* — тяжелая

класса точности существенно возрастает стоимость изготовления подшипника. Так, подшипник класса точности 2 примерно в десять раз дороже подшипника класса точности 0.

7. По специальным требованиям выпускают подшипники теплостойкие, высокоскоростные, малошумные, коррозионно-стойкие, немагнитные, самосмазывающиеся и др.

8. По уровню вибраций различают подшипники с нормальным, пониженным и низким уровнем вибрации.

Обозначение подшипника наносят на торцевой поверхности колец. Основное обозначение может содержать до семи цифр. При отсчете справа налево первые две цифры определяют внутренний диаметр подшипника, третья и седьмая цифры — серию по наружному диаметру и ширине, четвертая цифра — тип, пятая и шестая цифры — конструктивную разновидность. Внутренний диаметр подшипника в диапазоне 20...495 мм соответствует двузначному числу условного обозначения, умноженному на пять. Для других размеров диаметров обозначение особое. Слева от основного обозначения указывают класс точности подшипника, если он отличен от нормального. Подшипники, изготовленные по специальным техническим требованиям, имеют справа от основного обозначения дополнительные знаки в виде букв и цифр. Буква А, например, обозначает повышенную грузоподъемность подшипника, а буква М — наличие модифицированного контакта (см. ниже).

Характеристики подшипников основных типов. Шарикоподшипники. Шариковый радиальный однорядный подшипник (см. рис. 17.1, а) предназначен для восприятия радиальной нагрузки и осевой, действующей в обоих направлениях. Сепаратор обычно штампованный, скрепленный из двух частей заклепками, и центрируется по телам качения. Более дорогие массивные сепараторы применяют при повышенных частотах вращения и для крупногабаритных подшипников. Некоторые конструкции подшипников снабжены встроенными защитными шайбами или специальными уплотнениями, расположенными с одной или с обеих сторон подшипника. Допускаемый взаимный перекос осей колец до $8'$.

Шариковый радиально-упорный подшипник (см. рис. 17.1, б) предназначен для восприятия комбинированной нагрузки: радиальной и односторонней осевой. Нагрузочная способность

этих подшипников выше, чем у радиальных шариковых, благодаря большему числу тел качения, которое удается разместить в подшипнике из-за наличия скоса на наружном или внутреннем кольце. Способность подшипника воспринимать осевую нагрузку зависит от номинального угла контакта α (угол между нормалью к площадке контакта наружного кольца с телом качения и плоскостью вращения подшипника). С ростом α осевая грузоподъемность подшипника растет, а предельная частота вращения и допускаемая радиальная нагрузка уменьшаются. Сепараторы для этих подшипников выполняют, как правило, массивными. Подшипники изготавливают с номинальными углами контакта $\alpha = 12^\circ$, 26° и 36° . В настоящее время выпускают подшипники с углами контакта 15° , 25° и 36° , которые отличаются наличием скоса на внутреннем кольце и центрированием сепаратора по наружному кольцу. Это позволяет существенно повысить предельную частоту вращения вследствие более благоприятных условий смазки. Так например, при смазке масляным туманом подшипник 36100К ($\alpha = 15^\circ$) может работать с частотой вращения до 70000 мин^{-1} , а подшипник 36100 ($\alpha = 12^\circ$) только до 46000 мин^{-1} .

Для восприятия осевых нагрузок обоих направлений радиально-упорные подшипники сдваивают, устанавливая их на валу попарно по схеме О (17.4, а) или Х (17.4, б). При больших осевых нагрузках в одном направлении и стесненных радиальных размерах, а также для скоростных опор используют последовательную установку подшипников по схеме Т «тандем» (17.4, в).

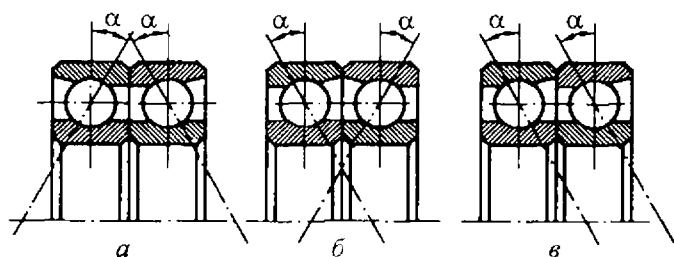


Рис. 17.4. Сдвоенные шариковые радиально-упорные подшипники:
а — по схеме О; б — по схеме Х; в — по схеме Т «тандем»

Шариковый радиальный двухрядный сферический подшипник (см. рис. 17.1, в) допускает работу в условиях взаимных перекосов осей колец до 4° благодаря сферической поверхности дорожки качения наружного кольца. Подшипник воспринимает некоторые осевые силы в обоих направлениях. Сепараторы чаще всего штампованные. Эти подшипники могут иметь на внутреннем кольце коническое отверстие для установки на цилиндрическом валу с помощью конических втулок.

Шариковый радиально-упорный подшипник с разъемным внутренним кольцом (см. рис. 17.1, г) в зависимости от формы дорожек качения имеет трех- или четырехточечный контакт шарика с кольцами и предназначен для восприятия радиальной и осевой нагрузки в обоих направлениях. Существуют аналогичные подшипники с разъемным наружным кольцом.

Шариковый упорно-радиальный подшипник (см. рис. 17.1, д) предназначен для восприятия значительной осевой и некоторой радиальной нагрузки.

Упорный шариковый одинарный подшипник (см. рис. 17.1, е) предназначен для восприятия только осевых нагрузок. Размеры наружных и внутренних диаметров колец отличаются. Тугое кольцо устанавливают на валу, а свободное — в корпус. Частоты вращения ограничены центробежными силами и гироскопическими моментами, действующими на шарики. Для восприятия двусторонней осевой нагрузки применяют двойные упорные подшипники. Допустимый перекос колец до $2'$.

Роликоподшипники. Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами (см. рис. 17.2, а) предназначен для восприятия радиальных нагрузок. Роликоподшипники очень чувствительны к относительным перекосам колец. Перекосы вызывают концентрацию контактных напряжений на краях роликов (краевой эффект). Для уменьшения концентрации напряжений используют подшипники с модифицированным контактом: ролики или дорожки качения делают с небольшой выпуклостью (бомбиной), что приводит к повышению допускаемого угла перекоса с 2 до $6'$, а ресурса в 1,5...2 раза. Подшипники с бортами на обоих кольцах (см. рис. 17.2, б) могут воспринимать осевую нагрузку при условии, что она не более 0,2...0,4 от радиальной в зависимости от серии подшипника. Расчеты допускаемых

осевых нагрузок, которые в этих подшипниках ограничиваются не контактными напряжениями, а силами трения на торцах роликов, можно найти в [31]. Сепараторы у этих подшипников штампованные или массивные.

Роликовый радиальный сферический двухрядный подшипник (см. рис. 17.2, в) отличается от радиального сферического двухрядного шарикоподшипника большей грузоподъемностью, но меньшей быстроходностью. Допустимый угол взаимного перекоса колец до 4° .

Роликовый радиально-упорный конический подшипник (см. рис. 17.2, г) предназначен для восприятия совместно действующих радиальной и односторонней осевой нагрузки. Сепаратор стальной штампованный или точеный. Обычно угол конуса наружного кольца $\alpha = 10 \dots 18^\circ$. Подшипники с большими углами конуса $\alpha = 25 \dots 30^\circ$ применяют в качестве сдвоенных для восприятия больших осевых нагрузок. Нагрузочная способность радиально-упорных роликоподшипников выше, чем у радиально-упорных шариковых подшипников, но предельная частота и точность вращения ниже. Для восприятия значительных нагрузок при стесненных радиальных размерах эти подшипники сдвигают по схемам О, Х, Т или используют многорядные конические подшипники.

Игольчатый роликоподшипник (см. рис. 17.2, д) применяют при ограниченных радиальных размерах, а также при качательном движении. Для повышения нагрузочной способности подшипника иглы часто устанавливают без сепаратора, что позволяет увеличить число игл. Для уменьшения диаметральных размеров широко используют игольчатые подшипники без внутреннего кольца. Осевые нагрузки эти подшипники не воспринимают.

Роликоподшипники с витыми роликами применяют при ударных нагрузках и в загрязненной среде, но область их применения в связи с низкой нагрузочной способностью сужается.

Материалы деталей подшипников. Детали подшипников работают в условиях высоких контактных напряжений и поэтому должны иметь повышенную прочность, структурную однородность и твердость. Кольца и тела качения изготавливают из специальных подшипниковых сталей марок ШХ15, ШХ15-Ш, ШХ15-В, ШХ15СГ, ШХ15СГ-В, ШХ15СГ-Ш и др. В зависимости от марки стали твердость колец и роликов составляет $58 \dots 66 \text{ HRC}_3$, а ша-

риков 63...67 HRC₂. Для подшипников, работающих при повышенных температурах, твердость ниже. Это связано со специальным отпуском деталей при термообработке. При расчетах подшипников из стали марки 8X4B9Ф2, сохраняющей твердость 62 HRC₂ при высоких температурах, поправку на влияние температуры не учитывают.

Сепараторы изготавливают из мягкой углеродистой стали. Для массивных сепараторов используют бронзы, латуни, алюминиевые сплавы, металлокерамику, текстолит, полиамиды и другие пластмассы.

17.2. Критерии работоспособности

Основной причиной выхода из строя подшипников качения, работающих в условиях хорошего смазывания без загрязнений, является усталостное выкрашивание рабочих поверхностей колец и тел качения. Это связано с циклическим изменением контактных напряжений при вращении колец подшипника.

Для подшипников машин, работающих в абразивной среде (транспортные, дорожные, строительные, горные и многие другие машины), часто причиной разрушения является износ.

Разрушение сепаратора характерно для быстроходных подшипников, особенно работающих с осевыми нагрузками или с перекосом колец. Из-за неизбежной разноразмерности тел качения даже в пределах допуска происходит набегание части тел качения на сепаратор и отставание другой части, что приводит к дополнительным нагрузкам на сепаратор и его износу.

При ударах и перегрузках на рабочих поверхностях подшипников появляются вмятины, сколы бортов, происходит раскалывание колец и тел качения.

Иногда отказы подшипников качения связаны с повышением температуры, которое вызывает потерю необходимых свойств смазочного материала, структурные изменения (отпуск) в материале колец и тел качения. Для некоторых механизмов (например, в станках) большое значение имеют точность вращения и отсутствие вибраций в опорах.

В настоящее время в зависимости от условий работы расчет (подбор) подшипников качения на заданный ресурс ведут по ди-

намической грузоподъемности (критерий усталостного выкрашивания), по статической грузоподъемности (критерий максимальных контактных напряжений) и проверяют подшипник по предельной частоте вращения.

Расчеты по критерию износостойкости из-за сложности пока не нашли широкого применения. Подходы к решению этой задачи изложены в [17].

17.3. Распределение нагрузки между телами качения (задача Штрибека)

Для определения контактных напряжений в подшипнике качения необходимо знать закон распределения нагрузок между телами качения. При решении этой статически неопределимой задачи полагают, что подшипник изготовлен идеально, зазоры, натяги и силы трения отсутствуют. Собственными деформациями колец, тел качения, вала и корпуса пренебрегают. Под действием радиальной силы F_r тела качения нагружаются неравномерно (рис. 17.5, а).

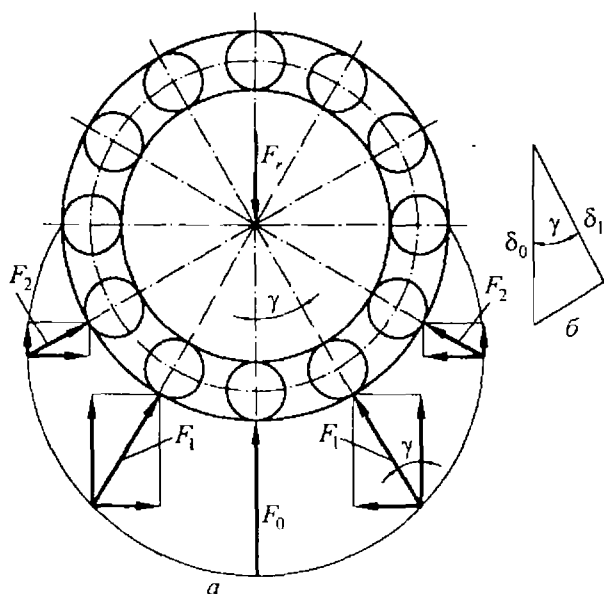


Рис. 17.5. К определению наибольшей нагрузки на тело качения: а — схема распределения сил между телами качения; б — схема перемещения внутреннего кольца в направлении действия силы F_1

Из условия равновесия следует

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos(2\gamma) + \dots + 2F_n \cos(n\gamma), \quad (17.1)$$

где F_0 — сила, действующая на наиболее нагруженное тело качения; γ — угол между смежными телами качения.

Известно, что сближение δ кольца и тела качения под действием нагрузки F в результате контактных деформаций (рис. 17.6) можно определить по формулам $\delta = cF^{2/3}$, $\delta = c_1 F$ для шарико- и роликоподшипников соответственно, где c и c_1 — коэффициенты, зависящие от материала и геометрии контактирующих поверхностей.

Из геометрических соотношений следует (см. рис. 17.5, б), что

$$\delta_1 = \delta_0 \cos \gamma; \delta_2 = \delta_0 \cos(2\gamma); \delta_i = \delta_0 \cos(i\gamma), \gamma = 2\pi/Z, \quad (17.2)$$

где Z — число тел качения; i — номер тела качения.

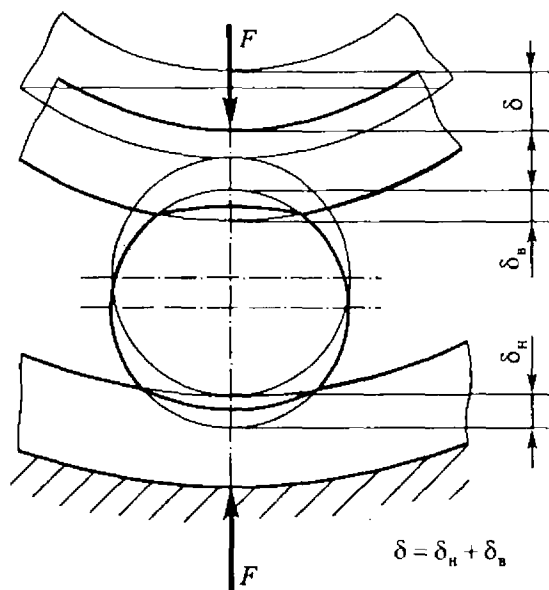


Рис. 17.6. Схема сближения колец подшипника в результате контактных деформаций

Для радиального шарикового подшипника величины сближений колец в направлении действия сил F_i

$$\delta_0 = cF_0^{2/3}; \delta_1 = cF_1^{2/3}; \delta_2 = cF_2^{2/3}; \dots \delta_i = cF_i^{2/3}. \quad (17.3)$$

Из уравнений (17.2) и (17.3) можно установить, что

$$F_1 = F_0^{3/2} \cos \gamma; F_2 = F_0^{3/2} \cos(2\gamma); \dots F_i = F_0^{3/2} \cos(i\gamma).$$

Подставляя эти значения в формулу (17.1), получаем

$$F_r = F_0 \left[1 + 2 \sum_1^n \cos^{5/2}(i\gamma) \right],$$

где n — половина тел качения в нагруженной зоне ($n \approx Z/4$).

Вводя обозначение

$$k = \frac{Z}{1 + 2 \sum_1^n \cos^{5/2}(i\gamma)},$$

находим

$$F_0 = kF_r / Z. \quad (17.4)$$

Расчеты показывают, что значение k мало зависит от Z . Например, для радиального шарикоподшипника $k \approx 4,37$, а для роликоподшипника $k \approx 4,06$. С учетом влияния зазоров при $Z > 8$ принимают для шарико- и роликоподшипников $k = 5$.

17.4. Статическая грузоподъемность подшипника

Базовая статическая грузоподъемность подшипников — это такая статическая нагрузка, превышение которой вызывает появление недопустимых остаточных деформаций в деталях подшипника. Опыт показал, что при статическом нагружении подшипника, т. е. при отсутствии взаимного поворота колец, общая остаточная деформация в контактах менее 0,0001 диаметра тела качения не оказывает влияния на работоспособность подшипника. Поэтому при определении статической грузоподъемности за расчетные напряжения принимают максимальные контактные напряжения, которые вызывают общую остаточную деформацию кольца и тела качения в наиболее нагруженной зоне, приблизительно равную 0,0001 диаметра шарика D_w или расчетного диа-

метра ролика D_{we} . Для конических роликов D_{we} равен среднему диаметру ролика, а для бочкообразных — наибольшему.

В шарикоподшипниках начальный контакт между шариком и кольцами происходит в точке, которая в общем случае под нагрузкой превращается в небольшую площадку эллиптической формы. По формуле Герца наибольшее контактное напряжение

$$\sigma_H = B \sqrt[3]{F_0 \frac{E_{\text{пр}}^2}{\rho_{\text{пр}}^2}}, \quad (17.5)$$

где F_0 — нагрузка на шарик; $E_{\text{пр}}$ — приведенный модуль упругости; $\rho_{\text{пр}}$ — приведенный радиус кривизны; B — коэффициент, зависящий от геометрии контактирующих тел и коэффициентов Пуассона.

В роликоподшипниках начальный контакт между роликом и кольцами происходит по линии, которая под нагрузкой превращается в площадку, близкую к прямоугольной.

Согласно формуле Герца, наибольшее контактное напряжение

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_0}{L_{we}} \frac{E_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}}}}, \quad (17.6)$$

где F_0 — нагрузка на ролик; L_{we} — длина контактной линии ролика. Расчетные контактные напряжения для шарикоподшипников (кроме сферических) составляют 4200, а для роликоподшипников — 4000 МПа. Для радиальных шариковых сферических двухрядных подшипников — 4600 МПа.

Принимая данные напряжения за допускаемые, вычисляют базовую статическую грузоподъемность подшипника. Используя геометрическое подобие подшипников одной серии, приведенный радиус кривизны $\rho_{\text{пр}}$ выражают через диаметр тела качения D_w или D_{we} . Наибольшая нагрузка F_0 на тело качения пропорциональна нагрузке F_r и обратно пропорциональна числу тел качения Z [формула (17.4)]. Подставляя величины F_0 , $\rho_{\text{пр}}$ и $\sigma_H = [\sigma]_H$ соответственно в формулы (17.5) и (17.6), можно видеть, что величина допускаемой статической нагрузки

для радиального шарикового подшипника пропорциональна значению $[\sigma]_H^3 ZD_w^2$, а для радиального роликового подшипника — $[\sigma]_H^2 ZD_{we} L_{we}$. В окончательные формулы для вычисления статической грузоподъемности вводят число рядов тел качения i и для радиально-упорных подшипников — множитель $\cos \alpha$ (где α — номинальный угол контакта).

Например, формула статической грузоподъемности для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников имеет вид

$$C_{0r} = f_0 i Z D_w^2 \cos \alpha,$$

а для радиальных и радиально-упорных роликоподшипников

$$C_{0r} = f_0 i Z D_{we} L_{we} \cos \alpha,$$

где f_0 — постоянный коэффициент, зависящий от принятого уровня контактных напряжений и геометрического параметра

$$f_g = (D_w / D_{pw}) \cos \alpha,$$

где D_{pw} — диаметр окружности, проходящей через центры тел качения.

Для радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников

$$f_g \approx 0,61 \frac{D-d}{D+d} \cos \alpha,$$

где d и D — соответственно внутренний и наружный диаметры подшипника,

$$f_0 = 14,7 + 20 f_g \text{ при } f_g \leq 0,09;$$

$$f_0 = 18,7 - 23,3 f_g \text{ при } f_g > 0,09.$$

Для радиальных и радиально-упорных роликоподшипников

$$f_0 = 44(1 - f_g).$$

Базовая радиальная статическая грузоподъемность C_{0r} и базовая осевая статическая грузоподъемность C_{0a} вычислены для всех стандартных подшипников и указаны в каталогах.

При действии на радиальные и радиально-упорные подшипники одновременно радиальной F_r и осевой F_a нагрузок расчет ведут по эквивалентной радиальной статической нагрузке P_{0r} ,

которая вызывает такую же остаточную деформацию, как и действительная нагрузка:

$$P_{0r} = \max\{X_0 F_r + Y_0 F_a, F_r\},$$

где X_0 — коэффициент статической радиальной нагрузки, Y_0 — коэффициент статической осевой нагрузки.

Для упорно-радиальных и упорных подшипников эквивалентная осевая статическая нагрузка

$$P_{0a} = X_0 F_r + Y_0 F_a.$$

Значения коэффициентов X_0 и Y_0 приведены в табл. 17.1.

Таблица 17.1

Значения коэффициентов X_0 и Y_0

Подшипники	Однорядные		Двухрядные	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
Шариковые радиальные	0,6	0,5	0,6	0,5
Шариковые радиально-упорные	0,5	$0,55 - 0,35 \operatorname{tg} \alpha$	1,0	$1,1 - 0,70 \operatorname{tg} \alpha$
Конические радиально-упорные Шариковые и роликовые самоустанавливающиеся	0,5	$0,33/e$	1,0	$0,66/e$
Упорно-радиальные	$2,3 \operatorname{tg} \alpha$	1	—	—
Упорные	0	1	—	—

Примечание. e — параметр осевого нагружения.

При действии статической нагрузки обычно должны выполняться условия: $P_{0r} \leq C_{0r}$ или $P_{0a} \leq C_{0a}$. Для подшипников опор, не требующих плавной работы, или когда все точки дорожек качения подвергаются контактному напряжению, статическая нагрузка может превышать статическую грузоподъемность подшипника в 2 раза. При высоких требованиях к надежности и плавности работы статическую нагрузку понижают в 1,5 раза по сравнению с базовой статической грузоподъемностью.

Статическая грузоподъемность сдвоенных подшипников равна удвоенной статической грузоподъемности одного подшипника.

Нагрузку условно считают статической, если частота вращения кольца подшипника менее 1 мин^{-1} , а также при качательном движении.

17.5. Кинематика подшипников качения

Для решения задач динамики, определения числа повторных контактов при расчете контактной выносливости необходимо знать соотношения частот вращения деталей подшипника. С кинематической точки зрения подшипник (рис. 17.7, а) можно рассматривать как планетарный механизм (рис. 17.7, б), в котором роль водила выполняет сепаратор, а тела качения являются сателлитами. В соответствии с теоремой Виллиса

$$\frac{n_B - n_C}{n_H - n_C} = -\frac{D_H}{D_B}, \quad (17.7)$$

где n_B , n_H и n_C — частоты вращения соответственно внутреннего кольца, наружного кольца и сепаратора; D_H , D_B — соответственно диаметры окружностей расположения точек контактов тел качения на наружном и внутреннем кольцах (см. рис. 17.7, а). Учитывая, что $D_H = D_{pw} + D_w \cos \alpha$ и $D_B = D_{pw} - D_w \cos \alpha$ из формулы (17.5) находим частоту вращения сепаратора

$$n_C = (1 - f_g) n_B / 2 + (1 + f_g) n_H / 2,$$

где f_g см. § 17.4.

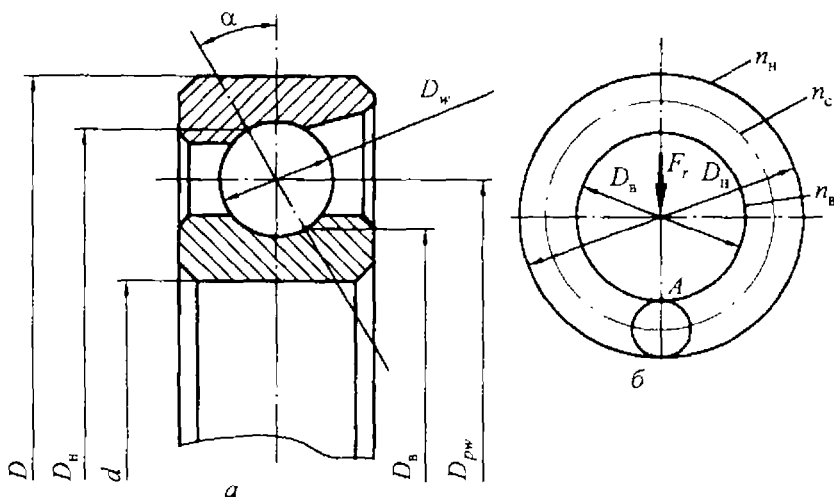


Рис. 17.7. К определению чисел циклов повторных контактных нагружений: а — радиально-упорный шариковый подшипник; б — кинематическая схема подшипника

Если внутреннее кольцо неподвижно ($n_b = 0$), то за один оборот сепаратора наиболее нагруженная точка A на внутреннем кольце получает число циклов нагружений, равное числу тел качения Z (см. рис. 17.7, б). За один оборот наружного кольца сепаратор делает $(1 + f_g)/2$ оборота и число циклов нагружений точки A равно $(1 + f_g)Z/2$. Следовательно, в течение L миллионов оборотов наружного кольца число циклов повторных нагружений точки A составляет

$$N = 10^6 (1 + f_g) Z L / 2.$$

При неподвижном наружном кольце $n_c = (1 - f_g)n_b/2$. Если бы сепаратор не вращался, то за один оборот внутреннего кольца точка A получила бы $Z/2$ циклов нагружений, так как нагруженная зона примерно равна 180° . В действительности сепаратор вращается в ту же сторону, что и внутреннее кольцо, и за один оборот внутреннего кольца сепаратор поворачивается на $(1 - f_g)/2$ оборота. Точка A получает $[1 - (1 - f_g)/2]Z/2 = (1 + f_g)Z/4$ циклов нагружений. В течение L миллионов оборотов внутреннего кольца число циклов повторных нагружений точки A составляет

$$N = 10^6 (1 + f_g) Z L / 4.$$

Интенсивность нагружения точки A при повороте внутреннего кольца увеличивается постепенно, достигая максимума на линии действия силы F_r , и затем снова уменьшается.

Таким образом, при постоянном направлении нагрузки работа подшипника с неподвижным наружным кольцом (рис. 17.8, а) более благоприятна, чем с неподвижным внутренним кольцом (17.8, б) в связи с тем, что число повторных

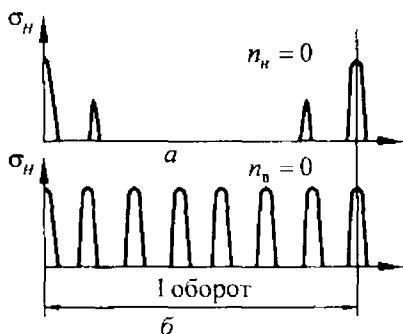


Рис. 17.8. Характер изменения контактных напряжений точки A на внутреннем кольце за один оборот: а — при вращении внутреннего кольца; б — при вращении наружного кольца

контактов опасной точки A за один оборот кольца в этом случае вдвое меньше и меньше их интенсивность. В расчетах это учитывают коэффициентом вращения V .

17.6. Расчетный ресурс подшипников качения

Ресурс подшипника качения — число оборотов, которое сделает одно из колец относительно другого до появления признаков усталости материала колец или тел качения.

Ресурс подшипников выражают в миллионах оборотов L или в часах L_h , которые связаны между собой соотношением

$$L_h = 10^6 L / (60n),$$

где n — частота вращения кольца подшипника, мин^{-1} .

Опытным путем установлено, что кривая усталости может быть аппроксимирована степенной зависимостью

$$\sigma_H^m N = \text{const},$$

где σ_H — максимальное значение контактного напряжения; N — число циклов повторных нагружений; $m=9$ для шариков и $m=20/3$ для роликов.

Используя формулы (17.4)–(17.6) и учитывая, что число циклов нагружений N пропорционально ZL , получаем уравнение кривой усталости в более удобной для расчетов форме

$$F_r^p L = \text{const},$$

где $p=3$ для шарико- и $p=10/3$ для роликоподшипников.

Уравнение кривой усталости можно также представить в виде

$$F_r L^{1/p} = C \text{ или } L = (C/F_r)^p. \quad (17.8)$$

Константу C называют базовой динамической грузоподъемностью подшипника. Базовая динамическая грузоподъемность подшипника — это такая условная неподвижная постоянная нагрузка, которую подшипник может теоретически воспринимать в течение одного миллиона оборотов [7]. Действительно, при $L=1$ значение $C = F_r$. Однако при этом контактные напряжения превышают допустимые и при $L=1$ величина F_r соответствует

только экстраполированному теоретическому участку кривой усталости (рис. 17.9). Формулы (17.8) справедливы при $F_r \leq 0,5C$. Значения C для всех типоразмеров стандартных подшипников подсчитаны и указаны в каталогах.

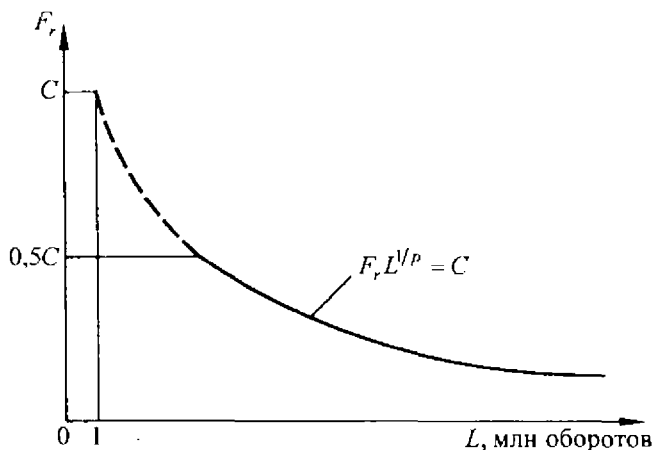


Рис. 17.9. Кривая усталости подшипника

Базовый расчетный ресурс L_{10} в миллионах оборотов, соответствующий 90 % надежности, определяют для подшипников, выполненных из обычных материалов по обычной технологии и работающих в обычных условиях, по формуле

$$L_{10} = (C/P)^p, \quad (17.9)$$

где P — эквивалентная динамическая нагрузка, которая учитывает условия нагружения и конструкцию подшипника. Индекс 10 обозначает вероятность отказа $100 - 90 = 10\%$.

Формула (17.9) справедлива, если $P \leq 0,5C$ и частота вращения n не более предельно допустимой для данного подшипника. При $1 \leq n < 10 \text{ мин}^{-1}$ условно принимают $n = 10 \text{ мин}^{-1}$.

Эквивалентная динамическая нагрузка P — это такая постоянная нагрузка (радиальная для радиальных и радиально-упорных подшипников; осевая для упорных и упорно-радиальных), при которой обеспечиваются такой же ресурс и надежность, как и при действительных условиях нагружения. Для

радиальных и радиально-упорных подшипников эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P = P_r = (XVF_r + YF_a)K_B K_T.$$

Для упорных подшипников

$$P = P_a = F_a K_B K_T.$$

Для упорно-радиальных

$$P = P_a = (XF_r + YF_a)K_B K_T.$$

В этих формулах F_r и F_a — соответственно радиальная и осевая нагрузки; X и Y — коэффициенты радиальной и осевой динамической нагрузки; V — коэффициент вращения. При вращении внутреннего кольца относительно вектора нагрузки $V = 1$ и $V = 1,2$ при вращении наружного кольца. Для сферических подшипников в любом случае $V = 1$. Коэффициент $K_B = 1 \dots 3$ учитывает динамичность нагрузки и равен отношению кратковременной перегрузки к расчетной нагрузке. Температурный коэффициент $K_T > 1$ учитывает влияние температуры выше 100°C . При температуре ниже или равной 100°C $K_T = 1$.

Для подшипников, работающих при повышенных температурах, используют стали с высокой температурой отпуска. В зависимости от температуры отпуска в условном обозначении добавляют знаки Т, Т1, Т2...Т6 (температура отпуска соответственно 200, 225, 250, 300, 350, 400 и 450°C). Рабочая температура подшипника должна быть по меньшей мере на 50°C ниже температуры отпуска.

Коэффициенты X и Y (табл. 17.2 – 17.4) зависят от конструкции подшипника и параметра осевого нагружения e . Параметр e равен предельному отношению $F_a/(VF_r)$, при котором осевая нагрузка не уменьшает ресурс подшипника. Это связано с тем, что с ростом осевой нагрузки при $F_a/(VF_r) \leq e$ увеличивается дуга нагружения и более равномерно распределяется нагрузка между телами качения. Поэтому при выборе радиально-упорных подшипников следует стремиться к тому, чтобы отношение $F_a/(VF_r)$ было возможно ближе к значению e . В шарикоподшипниках с малыми углами контакта ($\alpha < 18^\circ$) под действием

осевой нагрузки действительный угол контакта изменяется, поэтому e зависит еще и от F_a .

Таблица 17.2

Значения e , X и Y для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников

α , град	e	Подшипники					
		однорядные		двухрядные			
		$F_a/(VF_r) > e$		$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
		X	Y	X	Y	X	Y
0	$0,28 \left(\frac{f_0 F_a}{C_{0r}} \right)^{0,23}$	0,56	$0,44/e$	1,0	0	0,56	$0,44/e$
12	$0,41 \left(\frac{f_0 F_a}{C_{0r}} \right)^{0,17}$	0,45	$0,55/e$	1,0	$0,62/e$	0,74	$0,88/e$
15	$0,46 \left(\frac{f_0 F_a}{C_{0r}} \right)^{0,11}$	0,44	$0,56/e$	1,0	$0,63/e$	0,72	$0,91/e$
18	0,57	0,43	1,0	1,0	1,09	0,70	1,63
25	0,68	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41
26	0,68	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41
36	0,95	0,37	0,66	1,0	0,66	0,60	1,07
40	1,14	0,35	0,57	1,0	0,55	0,57	0,93

Примечания: 1. Для однорядных подшипников при $F_a/(VF_r) \leq e$ $X = 1$, $Y = 0$.

2. Для двухрядных и двояных подшипников C_{0r} — базовая статическая грузоподъемность одного ряда.

3. Значения коэффициента f_0 см. § 17.4.

4. Отношение $f_0 F_a / C_{0r}$ может быть заменено на $F_a / (Z D_w^2 \cos \alpha)$, если известен диаметр шариков D_w и их число Z в одном ряду.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников под C в формуле (17.9) понимают базовую динамическую радиальную грузоподъемность C_r , а под P — эквивалентную динамическую радиальную нагрузку P_r . Для упорных и упорно-радиальных под-

шипников соответственно $C = C_a$, где C_a — базовая динамическая осевая грузоподъемность, а $P = P_a$, где P_a — эквивалентная динамическая осевая нагрузка. Для условий работы, отличающихся от обычных, определяют скорректированный расчетный ресурс L_{na} с учетом уровня требуемой надежности, специальных свойств материала и конкретных условий эксплуатации:

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10}, \quad (17.10)$$

где n — разность между 100 %-ной и заданной надежностью; a_1 — коэффициент надежности, корректирующий ресурс в зависимости от требуемой надежности; a_2 — коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств материала и/или конструкции подшипника; a_3 — коэффициент смазки, корректирующий ресурс в зависимости от условий работы подшипника.

Таблица 17.3

Значения X и Y для радиально-упорных конических и радиальных сферических роликоподшипников

Подшипники							
однорядные				двухрядные			
$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$		$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
1	0	0,4	0,60/ e	1	0,68/ e	0,67	1,0/ e

Таблица 17.4

Значения X , Y для шариковых радиальных сферических подшипников

Подшипники							
однорядные				двухрядные			
$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$		$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
1	0	0,4	0,60/ e	1	0,63/ e	0,65	0,98/ e

Обычно при расчетах подшипников качения принимают уровень надежности 90 % ($a_1 = 1$).

Ввиду того, что коэффициенты a_2 и a_3 взаимосвязаны, в настоящее время в расчетах принято использовать их произведение $a_{23} = a_2 a_3$.

Химический состав, термическая обработка подшипниковых сталей и смазочные материалы различных фирм-изготовителей имеют определенные отличия. Поэтому при определении коэффициента a_{23} рекомендуется использовать данные этих фирм. Например, фирма SKF (Швеция) рекомендует принимать $a_{23} = 0,07 \dots 2,5$, фирма FAG (Германия) $a_{23} = 0,1 \dots 2,5$, фирма NSK (Япония) $a_{23} = 0,2 \dots 1$.

Средние значения a_{23} для подшипников стран СНГ приведены в табл. 17.5 в зависимости от следующих условий применения.

1. Обычные условия работы подшипника (наличие гидродинамического режима смазки не гарантировано). Подшипник из стали марки ШХ15, полученной по обычной технологии (без специальной очистки металла от неметаллических включений).

2. Гарантировано наличие гидродинамического режима смазки в контакте и отсутствие повышенных перекосов колец. Проверку этих условий можно выполнить по рекомендациям из [25].

3. Те же условия, что и во втором пункте, если тела качения и кольца изготовлены из сталей электрошлакового или вакуумно-дугового переплава.

Таблица 17.5

Значения коэффициента a_{23}

Тип подшипника	Условия применения		
	1	2	3
Шарикоподшипники (кроме сферических)	0,75	1,0	1,3
Роликоподшипники конические	0,65	0,9	1,2
Роликоподшипники цилиндрические и шарикоподшипники сферические	0,55	0,8	1,1
Роликоподшипники сферические	0,35	0,6	0,9

Окончательно формула для расчета ресурса с учетом (17.9) и (17.10) принимает вид

$$L_{na} = a_1 a_{23} (C/P)^p. \quad (17.11)$$

17.7. Зазоры и предварительные натяги в подшипниках качения

Под осевым или радиальным зазором подразумевают значение величины возможного перемещения одного кольца относительно другого из одного крайнего положения в другое в осевом (осевой зазор) или радиальном направлении (радиальный зазор).

Оптимальные значения радиальных и осевых зазоров являются важнейшим условием нормальной работы подшипника. В нерегулируемых подшипниках различают три вида радиальных зазоров: начальный, посадочный и рабочий. Посадочный зазор всегда меньше начального в связи с деформациями колец в радиальном направлении при посадке подшипника на вал и в корпус. При установившемся температурном режиме образуется рабочий зазор, который может быть больше или меньше посадочного под влиянием нагрузки и перепада температур. Стандартом установлено несколько групп начальных радиальных зазоров.

Осевые зазоры регулируемых радиально-упорных подшипников устанавливают при монтаже путем взаимного осевого перемещения их колец.

Значение требуемого осевого зазора (осевой игры) зависит от размеров подшипника, номинального угла контакта, расстояния между подшипниками, а также разности температур корпуса и вала (табл. 17.6, 17.7).

В ряде случаев, например в шпинделях металлорежущих станков, для обеспечения повышенной точности вращения и жесткости опор, а также устранения проскальзывания (верчения) шариков под действием гироскопического момента применяют сборку радиально-упорных подшипников с преднатягом. Сущность преднатяга состоит в создании начального сжатия тел качения осевыми силами при сборке подшипникового узла. Жесткость опоры определяют как отношение внешней нагрузки к упругому сближению колец. Величину преднатяга рассчитывают по условию отсутствия на расчетном режиме свободного перемещения наименее нагруженного тела качения или определяют экспериментально по критериям виброустойчивости или предельной температуры [21]. С помощью преднатяга можно повысить жесткость опоры до двух раз. Излишний натяг нежелателен,

так как он приводит к повышенному нагреву, износу и даже разрыву сепаратора.

Во избежание заклинивания при температурном расширении вала подшипники с большими углами контакта применяют только в качестве сдвоенных.

Таблица 17.6

Осевой зазор, мкм, для регулируемых радиально-упорных шарикоподшипников

Диаметр вала, мм		Номинальный угол контакта α , град			$l_{\max}$
		12 – 18		25 и более	
свыше	до	Подшипники сдвоенны	Подшипники разнесены	Подшипники сдвоенны	
—	30	30	40	15	$8d$
30	50	40	55	22	$7d$
50	80	55	75	30	$6d$
80	120	75	105	40	$5d$

Примечания: 1. Рекомендуемые пределы изменения осевых зазоров составляют $\pm 30\%$ от указанных в таблице.

2. $l_{\max}$ — максимальное расстояние между разнесенными подшипниками.

3. Разность температур вала и корпуса 10...20 °C.

Таблица 17.7

Осевой зазор, мкм, для регулируемых конических радиально-упорных роликоподшипников

Диаметр вала, мм		Угол конуса α , град			$l_{\max}$
		10 – 16		свыше 20	
свыше	до	Подшипники сдвоенны	Подшипники разнесены	Подшипники сдвоенны	
—	30	30	55	—	$14d$
30	50	55	75	30	$12d$
50	80	75	115	40	$11d$
80	120	115	160	55	$10d$

Примечания: 1. Рекомендуемые пределы изменения осевых зазоров составляют $\pm 30\%$ от указанных в таблице.

2. $l_{\max}$ — максимальное расстояние между разнесенными подшипниками.

3. Разность температур вала и корпуса 10...20 °C.

Для упорных подшипников используют преднатяг при $n \geq 0,5n_{\text{пред}}$, где $n_{\text{пред}}$ — предельная частота вращения подшипника по каталогу.

17.8. Минимальные осевые силы в радиально-упорных подшипниках

При определении расчетных нагрузок, действующих на регулируемые радиально-упорные подшипники, учитывают осевые силы, возникающие от радиальной нагрузки F_r вследствие наклона контактных площадок к оси вращения подшипника (рис. 17.10).

При повышенных осевых зазорах между кольцом и телами качения нагрузка передают всего одно или два тела качения, что является недопустимым. Наиболее благоприятным является случай, когда при установившемся тепловом режиме осевой зазор близок к нулю. При этом под нагрузкой находится примерно половина тел качения. Из условия равновесия следует, что минимальная осевая сила

$$F_{a \min} = F_0 \operatorname{tg} \alpha + 2F_1 \operatorname{tg} \alpha + 2F_2 \operatorname{tg} \alpha + \dots = e' F_r,$$

где e' — коэффициент минимальной осевой нагрузки — находят из решения статически неопределимой задачи, аналогичной задаче Штрибека.

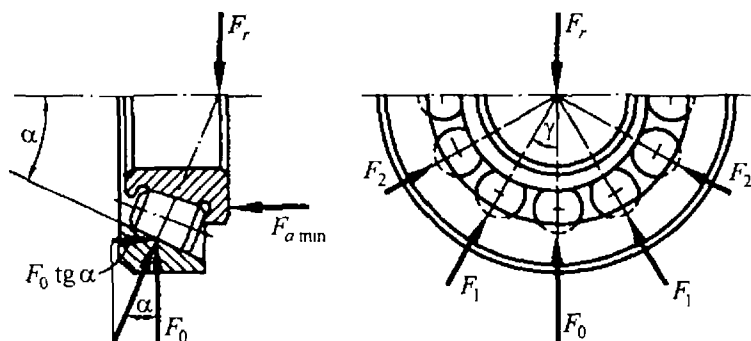


Рис. 17.10. К расчету минимальной осевой силы для радиально-упорного подшипника

Таким образом, для нормальной работы подшипника необходимо, чтобы осевая сила F_a была не меньше минимальной

$$F_a \geq F_{a\min} = e' F_r,$$

что достигается взаимным осевым перемещением колец с контролем осевой игры при регулировании подшипника.

Значения коэффициента минимальной осевой нагрузки приведены в табл. 17.8.

Таблица 17.8

**Коэффициент минимальной осевой нагрузки e'
для регулируемых радиально-упорных подшипников**

Тип подшипников		e'
Конические	$\alpha = 12 - 36^\circ$	$0,83e$
Шариковые	$\alpha = 12^\circ$	$0,57(F_r / C_{0r})^{0,22}$
	$\alpha = 15^\circ$	$0,58(F_r / C_{0r})^{0,14}$
	$\alpha \geq 18^\circ$	e

Для определения осевых реакций в подшипниковых узлах используют уравнение равновесия осевых сил, действующих на вал, и условия минимальных осевых сил [13, 21]. Для схемы на рис. 17.11 эти условия имеют вид:

$$F_{a1} + F_A - F_{a2} = 0;$$

$$F_{a1} \geq F_{a1\min} = e' F_{r1};$$

$$F_{a2} \geq F_{a2\min} = e' F_{r2}.$$

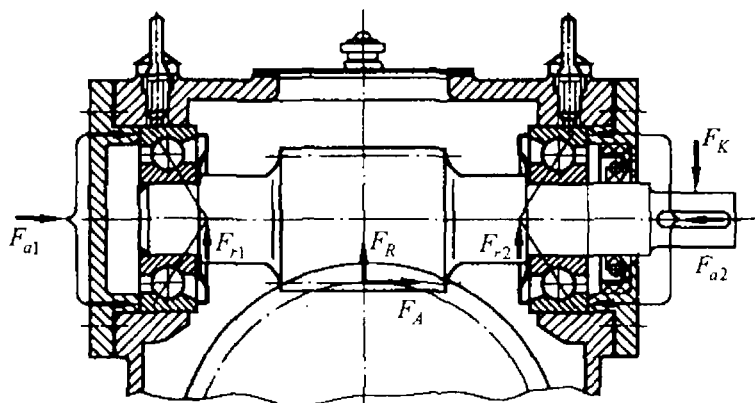


Рис. 17.11. Расчетная схема для определения осевых сил в подшипниковом узле

Решение находят методом подбора, предположив, что $F_{a1} = F_{a1\min}$ или $F_{a2} = F_{a2\min}$, с последующей проверкой выполнения требуемых условий.

17.9. Расчеты сдвоенных подшипников

Задача о распределении нагрузки между сдвоенными подшипниками является статически неопределимой. Это распределение зависит от конструкции подшипника, наличия зазоров или преднатяга, жесткости и точности изготовления сопряженных с подшипниками деталей, а также характера нагрузки.

Комплект сдвоенных специально подобранных на заводе подшипников рассчитывают как один двухрядный. В случае выхода из строя одного подшипника замене подлежит весь комплект.

Для комплектов сдвоенных по схемам О, Х (см. рис. 17.4, а, б) радиально-упорных шариковых подшипников суммарная базовая динамическая грузоподъемность $C_{r\text{сум}} = 1,62C_r$, а для роликоподшипников $C_{r\text{сум}} = 1,71C_r$. Для схемы Т (см. рис. 17.4, в) $C_{r\text{сум}} = 1,4C_r$, а коэффициенты X и Y (см. табл. 17.2) принимают, как для однорядного подшипника. Сдвоенная установка радиальных подшипников не рекомендуется. При расчете опор со сдвоенными подшипниками, в которых подшипники заменяют независимо друг от друга, всю нагрузку, действующую на комплект, прикладывают к одному подшипнику с ошибкой в запас.

17.10. Расчетный ресурс при повышенной надежности

Для опор с подшипниками качения машин общего назначения принимают 90 %-ную вероятность безотказной работы ($S = 0,9$). Однако для ответственных узлов может потребоваться более высокая надежность, например, в авиационной и космической технике, атомной энергетике и в других областях. В этом случае скорректированный ресурс подшипников с учетом коэффициента надежности a_1 , который согласно рекомендациям ISO, находят по формуле

$$a_1 = \left(\frac{\ln S}{\ln 0,9} \right)^{2/3},$$

например, для обеспечения вероятности безотказной работы 99 % ($S = 0,99$) коэффициент надежности $a_1 = 0,21$.

В расчетах при требуемой надежности выше 90 % нагрузка должна быть задана гистограммой и $K_B = 1$.

17.11. Расчет эквивалентной динамической нагрузки при переменных режимах нагружения

Под эквивалентной динамической нагрузкой P_E при переменных режимах нагружения понимают такую постоянную нагрузку, которая вызывает такой же эффект усталости, что и весь комплекс реально действующих нагрузок. В основе расчета эквивалентной нагрузки, так же как и эквивалентного числа циклов N_E при расчете зубчатых передач (см. гл. 11), лежит гипотеза линейного суммирования повреждений Пальмгрена

$$\sum \frac{L_i}{L_{10a,i}} = 1, \quad (17.12)$$

где L_i — наработка подшипника на i -м режиме нагружения; $L_{10a,i}$ — скорректированный ресурс подшипника на i -м режиме нагружения, т. е. число миллионов оборотов, которое подшипник мог бы выдержать, работая на i -м режиме нагружения до наступления отказа.

Дополнительно используют уравнение кривой усталости (17.9) в форме

$$P_i^3 L_{10a,i} = \text{const},$$

где P_i — эквивалентная нагрузка на i -м режиме нагружения; показатель степени $p=3$ для простоты принят одинаковым для шарико- и роликоподшипников.

Умножив числитель и знаменатель в (17.12) на величину P_i^3 ,

$$\sum \frac{P_i^3 L_i}{P_i^3 L_{10a,i}} = 1,$$

замечаем, что знаменатель каждого слагаемого есть величина постоянная, которую можно вынести из-под знака суммы и заменить на $P_E^3 L_{10a}$, т. е.

$$\frac{\sum P_i^3 L_i}{P_E^3 L_{10a}} = 1,$$

откуда

$$P_E = \sqrt[3]{\frac{\sum P_i^3 L_i}{L_{10a}}},$$

где $L_{10a} = \sum L_i$ — требуемый ресурс подшипника.

При расчетах радиальных и радиально-упорных подшипников $P_i = P_{ri}$, а при расчетах упорных и упорно-радиальных подшипников $P_i = P_{ai}$.

Если для механизма известен типовой режим нагружения (см. гл. 11), то для всех подшипников кроме радиально-упорных шариковых с малым углом контакта ($\alpha < 18^\circ$) значение P_E находят с использованием коэффициента эквивалентности K_E (табл. 17.9) [10]

$$P_E = K_E P,$$

где P — эквивалентная нагрузка, найденная при действии в опорах наибольших сил заданного типового режима нагружения.

Таблица 17.9

Коэффициент эквивалентности K_E

Типовой режим нагружения	0	I	II	III	IV	V
K_E	1,0	0,80	0,63	0,56	0,50	0,40

Для шариковых подшипников с номинальным углом контакта $\alpha < 18^\circ$ следует сначала найти соответствующие эквивалентные нагрузки, например для опор (см. рис. 17.11)

$$F_{r1E} = K_E F_{r1}, F_{r2E} = K_E F_{r2}, F_{aE} = K_E F_a,$$

и по ним вести расчет, как при постоянной нагрузке. В этих подшипниках с пропорциональным изменением нагрузки F_{r1} , F_{r2} и F_A изменяются коэффициенты e и Y .

Далее находят требуемую динамическую грузоподъемность

$$C_{\text{тр}} = [L_{10a} / (a_1 a_{23})]^{1/p} P_E,$$

которая должна быть не менее каталожного значения C .

При переменных режимах нагружения должно выполняться условие $P \leq 0,5C$.

17.12. Быстроходность подшипников

Ориентировочные значения предельных частот вращения для каждого подшипника класса точности 0 с обычными сепараторами указаны в каталоге в зависимости от смазочного материала: жидкого или пластичного. Быстроходность подшипника ограничена:

а) повышением температуры, при которой смазочный материал утрачивает свои смазочные свойства, а материалы колец и тел качения могут претерпевать структурные изменения в результате отпуска;

б) прочностью и долговечностью сепаратора в связи с износом;

в) ускоренным разрушением колец и тел качения в связи с большим числом циклов нагружения в единицу времени.

Наиболее быстроходными являются подшипники с малым трением на площадке контакта — шариковые и роликовые с короткими цилиндрическими роликами. Наименьшую быстроходность имеют упорные подшипники, что связано с неблагоприятным направлением центробежных сил и наличием гироскопических моментов, действующих на тела качения.

Применение массивных сепараторов, улучшение условий смазывания и охлаждения, повышение класса точности подшипников и точности изготовления сопряженных с подшипниками деталей позволяют повысить предельную частоту вращения в 2...3 раза по сравнению с указанной в каталоге.

17.13. Трение в подшипниках

Сопротивление вращению подшипника зависит от его конструкции, нагрузки, условий смазки, частоты вращения, точности

изготовления и монтажа. Энергетические потери обусловлены трением скольжения в местах контакта тел качения с кольцами и сепаратором, несовершенной упругостью материала (внутреннее трение), потерями в смазочном материале и в уплотнениях при их наличии. Перекосы колец и погрешности формы деталей подшипника существенно влияют на величину момента трения. При работе в нормальных условиях момент трения можно оценить по эмпирической зависимости

$$T = fFd/2,$$

где f — приведенный коэффициент трения; $F = \sqrt{F_r^2 + F_a^2}$ — результирующая нагрузка на подшипник; d — посадочный диаметр вала.

При $F \leq 0,2C$ и $n \leq 0,5n_{\text{пред}}$ в зависимости от типа подшипника $f = 0,001 \dots 0,008$. Для радиально-упорного роликового подшипника при чисто осевой нагрузке $f = 0,02$. Более точный способ определения момента трения можно найти в [25].

17.14. Посадки подшипников

Подшипники качения поставляются как готовые изделия и характер сопряжения их колец в опоре обеспечивают выбором соответствующих отклонений размеров валов и отверстий корпусов. При выборе посадок учитывают: условия нагружения кольца (местное, циркуляционное, колебательное); характер и направление нагрузки; режим работы (легкий, нормальный, тяжелый); тип подшипника; способ регулирования и другие факторы. Режим работы характеризуют отношением эквивалентной нагрузки P к базовой динамической грузоподъемности C . При $P/C \leq 0,07$ режим условно считается легким, при $0,07 < P/C \leq 0,15$ — нормальным, при $0,15 < P/C \leq 0,5$ — тяжелым. Если кольцо вращается относительно вектора нагрузки, нагружение кольца называют циркуляционным, если кольцо неподвижно, то — местным. Кольцо с циркуляционным нагружением следует устанавливать на вал или корпус с натягом во избежание обкатывания кольцом сопряженной детали, развальцовки посадочных поверхностей и

контактной коррозии. Обкатывание аналогично движению гибкого колеса во фрикционной волновой передаче. Кольцо с местным нагружением устанавливают с зазором или небольшим натягом, так как обкатывания в этом случае не происходит. Кроме того, это важно для облегчения осевых перемещений колец при монтаже и при температурных деформациях валов и корпусов. При колебательном нагружении вектор радиальной нагрузки совершает периодические перемещения относительно кольца. При наличии ударов и вибрации режим всегда относят к тяжелому. Для большинства подшипников класса точности 0 при местном нагружении наружного кольца основным полем допуска отверстия в корпусе является $H7$, а вала при циркуляционном нагружении — $k6$. Поле допуска посадочного отверстия подшипника смещено внутрь отверстия, а поле допуска посадочного диаметра наружного кольца смещено в «тело». При таком расположении полей допусков легче обеспечить натяг на валу и зазор в корпусе.

Кольца подшипников при монтаже легко деформируются и принимают форму сопряженных поверхностей, поэтому требования к точности формы и расположению посадочных поверхностей валов, отверстий и базирующих заплечиков должны быть достаточно жесткими.

17.15. Смазывание подшипников и технический уход

Для смазывания подшипников используют пластичные, жидкие и твердые смазочные материалы. Смазывание уменьшает трение на рабочих поверхностях, а также между телами качения и сепаратором. Смазочный материал способствует отводу тепла, уменьшает шум, защищает детали подшипника от коррозии и улучшает работу уплотнений.

Пластичные смазочные материалы более экономичны, хорошо защищают подшипник от коррозии, не требуют сложных уплотнений и могут работать длительное время без замены. Это основной вид смазочного материала для подшипников электрических и многих других машин. В корпусе подшипника предусматривают свободное пространство, которое заполняют смазочным материалом в зависимости от частоты вращения на $1/3 \dots 2/3$ свободного объема корпуса. Для подшипников общего назначения

рекомендуют использовать пластичные смазочные материалы ЦИАТИМ-201, Литол 24, ЛЗ-31 или солидолы. Жидкие смазочные материалы, имеющие меньшую вязкость, чем пластичные, снижают момент трения и, следовательно, температуру подшипника, увеличивают предельную частоту вращения и способствуют лучшему удалению продуктов износа. Смазывание существенно повышает нагрузочную способность и ресурс подшипников. Так, наличие гидродинамической пленки масла в рабочих контактах значительно увеличивает ресурс подшипников (см. значения коэффициента α_{23} в табл. 17.5).

В качестве жидких смазочных материалов обычно используют минеральные масла различных марок, которые применяют для смазывания сопряженных деталей и подшипников из общей масляной ванны: промышленные, трансмиссионные, авиационные и др. Выбор сорта масла зависит от размеров подшипников, частоты вращения, нагрузки, рабочей температуры и состояния окружающей среды. Вязкость масла должна быть тем выше, чем больше нагрузка, температура и ниже частота вращения подшипника. Способы подачи жидкого смазочного материала зависят от конструкции механизма, расположения подшипников, частоты их вращения, требований к надежности системы смазки и т. д.

При окружных скоростях колец до 15 м/с применяют как пластичные, так и жидкие смазочные материалы, а свыше рекомендуется использовать жидкие.

Смазывание окутанием в масляной ванне применяют для подшипников горизонтальных валов.

Для смазывания подшипников редукторов и коробок передач, как правило, бывает достаточно масляного тумана, который образуется при погружении в масло по меньшей мере одного из зубчатых колес. Для защиты подшипников от избытка масла и продуктов износа иногда используют маслоотражательные кольца.

Для особо быстроходных подшипников используют принудительное смазывание масляным туманом, который подается струей сжатого воздуха со скоростью не менее 15 м/с. При этом подшипниковый узел эффективно смазывается и охлаждается.

Для подшипников, работающих в экстремальных условиях (вакуум, высокие температуры, агрессивные среды), применяют

твердые смазочные материалы. Наибольшее распространение получили дисульфид молибдена, графит, фторопласт, а также их композиции; покрытия из свинца, серебра, никеля, кобальта, индия, золота.

При эксплуатации в обычных условиях один раз в год необходимо проверять состояние колец и тел качения подшипников. В среднем при рабочей температуре до 50 °С масло следует менять один раз в год, при 100 °С — через каждые три месяца.

17.16. Основные направления в конструировании и расчетах опор качения

В конструировании подшипников качения наблюдается постоянная тенденция к расширению номенклатуры подшипников сверхлегких серий, игольчатых подшипников с сепараторами, высокоскоростных, со встроенными уплотнениями, с разъемными кольцами и др. Оптимизируют геометрию дорожек качения и форму роликов в целях снижения контактных напряжений. В связи с ростом требований к жесткости и точности вращения опор расширяется область применения роликовых подшипников. В настоящее время большое внимание уделяют качеству металла для подшипников качения и в первую очередь его чистоте. Для удаления примесей используют вакуумную дсгазацию, электрошлаковый и вакуумно-дуговой переплав. Передовые зарубежные фирмы используют для подшипников только очищенные металлы.

Для уточненных расчетов ресурса подшипников фирма SKF ввела комплексный коэффициент $a_{\text{сф}} = a_1 a_2 a_3$, который учитывает вязкость и чистоту смазочного материала, а также величину недавно установленного предела контактной выносливости.

Разработан метод расчета опор, получивший название ПВК (подшипник — вал — корпус), в котором работу подшипника рассматривают в комплексе с конструкцией вала и корпуса. Метод ПВК с использованием ЭВМ позволяет более точно определять нагрузки на опоры с учетом жесткости и погрешностей изготовления сопряженных с подшипниками деталей, оценивать влияние перекосов колец на расчетный ресурс и т. д.

Пример расчета

Определить расчетный ресурс радиально-упорного шарикоподшипника 36208 вала червяка (см. рис. 17.11) для типового режима нагружения II при следующих условиях: наибольшая радиальная нагрузка в первой опоре — $F_{r1} = 1,68 \text{ кН}$, во второй опоре — $F_{r2} = 3 \text{ кН}$, осевая сила в зацеплении — $F_A = 1,8 \text{ кН}$. Частота вращения $n = 940 \text{ мин}^{-1}$, $K_B = 1,3$, $K_T = 1$. Условия эксплуатации обычные. Смазочный материал — жидкий. Требуемая надежность — 90 %.

Решение. В соответствии с каталожными данными [25] $d = 40 \text{ мм}$, $D = 80 \text{ мм}$, $B = 18 \text{ мм}$, $\alpha = 12^\circ$, $C_r = 38,9 \text{ кН}$, $C_{0r} = 26,1 \text{ кН}$, $n_{\text{пред}} = 17000 \text{ мин}^{-1}$. Коэффициент эквивалентности для режима II (средний равновероятный) $K_E = 0,63$ (см. табл. 17.9). Коэффициент условий работы $a_{21} = 0,75$ (см. табл. 17.5). Коэффициент вращения $V = 1$. Коэффициент надежности $a_1 = 1$ (см. § 17.10).

1. Определяем постоянные нагрузки, эквивалентные заданному переменному режиму нагружения:

$$F_{r1E} = K_E F_{r1} = 0,63 \cdot 1680 = 1058,4 \text{ Н};$$

$$F_{r2E} = K_E F_{r2} = 0,63 \cdot 3000 = 1890 \text{ Н};$$

$$F_{AE} = K_E F_A = 0,63 \cdot 1800 = 1134 \text{ Н}.$$

2. Определяем минимальные осевые нагрузки на подшипники.

Для первой опоры (см. табл. 17.8)

$$e' = 0,57(F_{r1E}/C_{0r})^{0,22} = 0,57(1058,4/26100)^{0,22} = 0,28,$$

$$F_{a1E\min} = e' F_{r1E} = 0,28 \cdot 1058,4 = 297 \text{ Н}.$$

Для второй опоры

$$e' = 0,57(F_{r2E}/C_{0r})^{0,22} = 0,57(1890/26100)^{0,22} = 0,32,$$

$$F_{a2E\min} = e' F_{r2E} = 0,32 \cdot 1890 = 605 \text{ Н}.$$

3. Определяем осевые реакции опор. Полагаем, что $F_{a1E} = F_{a1E\min} = 297 \text{ Н}$, тогда из условия равновесия

$$F_{a2E} = F_{a1E} + F_{AE} = 297 + 1134 = 1431 \text{ Н},$$

что больше, чем $F_{a2E\min} = 605 \text{ Н}$, следовательно, реакции найдены верно.

4. Определяем эквивалентную динамическую радиальную нагрузку для более нагруженной второй опоры.

Геометрический параметр подшипника

$$f_g = 0,61[(D-d)/(D+d)]\cos\alpha = 0,61[(80-40)/(80+40)]\cos 12^\circ = 0,2.$$

Коэффициент f_0 (см. § 17.4)

$$f_0 = 18,7 - 23,3 f_g = 18,7 - 23,3 \cdot 0,2 = 14.$$

По табл. 17.2 находим

$$e = 0,41(f_0 F_{a2E} / C_{0r})^{0,17} = 0,41(14 \cdot 1432 / 26100)^{0,17} = 0,39, \\ F_{a2E} / (V F_{r2E}) = 1431 / (1 \cdot 1890) = 0,76 > e = 0,39,$$

следовательно,

$$X = 0,45, \quad Y = 0,55/e = 0,55/0,39 = 1,41,$$

$$P_{r2E} = (XVF_{r2E} + YF_{a2E})K_\delta K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 1890 + 1,41 \cdot 1432)1,3 \cdot 1 = 3731 \text{ Н}.$$

5. Для проверки условия $P_r \leq 0,5C_r$ определяем эквивалентную динамическую радиальную нагрузку во второй опоре при действии наибольшей нагрузки заданного типового режима нагружения (см. п. 2, 3, 4)

$$e' = 0,57(F_{r1} / C_{0r})^{0,22} = 0,57(1680 / 26100)^{0,22} = 0,31,$$

$$F_{a1\min} = e' F_{r1} = 0,31 \cdot 1680 = 521 \text{ Н};$$

$$e' = 0,57(F_{r2E} / C_{0r})^{0,22} = 0,57(3000 / 26100)^{0,22} = 0,35,$$

$$F_{a2\min} = e' F_{r2} = 0,35 \cdot 3000 = 1050 \text{ Н};$$

$$F_{a2} = F_{a1} + F_A = 521 + 1800 = 2321 \text{ Н},$$

$$e = 0,41(f_0 F_{a2} / C_{0r})^{0,17} = 0,41(14 \cdot 2321 / 26100)^{0,17} = 0,43,$$

$$F_{a2} / (V F_{r2}) = 2321 / (1 \cdot 3000) = 0,76 > e = 0,43,$$

следовательно,

$$X = 0,45, \quad Y = 0,55/e = 0,55/0,43 = 1,28;$$

$$P_{r2} = (XVF_{r2} + YF_{a2})K_\delta K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 3000 + 1,28 \cdot 2321)1,3 \cdot 1 = 5617 \text{ Н}.$$

6. Проверяем справедливость условия $P_{r2} \leq 0,5C_r$:

$$P_{r2} = 5617 < 0,5C_r = 0,5 \cdot 38900 = 19450 \text{ Н}.$$

7. Определяем скорректированный расчетный ресурс подшипника

$$L_{10a} = a_1 a_{23} (C_r / P_{r2E})^3 = 1 \cdot 0,75 (38900 / 3731)^3 = 850 \text{ млн оборотов},$$

$$L_{10h} = 10^6 L_{10a} / (60n) = 10^6 \cdot 850 / (60 \cdot 940) = 15070 \text{ ч}.$$

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

18.1. Общие сведения

Подшипник скольжения — это опора или направляющая, в которой цапфа (опорная поверхность вала) скользит по поверхности вкладыша (подшипника) (рис. 18.1). Для уменьшения сил трения и износа подшипники смазывают. Основное применение имеют жидкие смазочные материалы, особенно при больших нагрузках и скоростях. Газообразные смазочные материалы (главным образом воздух) применяют для высокоскоростных опор. Для тихоходных опор используют пластичные смазочные материалы. Для подшипников, работающих в экстремальных условиях, применяют самосмазывающиеся материалы, т. е. материалы, которые содержат компоненты или покрытия, обеспечивающие смазывание.

По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники скольжения подразделяют на две группы: радиальные и упорные (осевые). При совместном действии радиальных и осевых нагрузок применяют совмещенные опоры, в которых осевую нагрузку воспринимают торцы вкладышей (рис. 18.2) или специальные гребни.

По принципу образования подъемной силы в масляном слое подшипники делят на гидродинамические и гидростатические. Для разделения трущихся поверхностей слоем смазочного материала в нем необходимо создать избыточное давление. В гидродинамических подшипниках это давление возникает только при относительном движении поверхностей вследствие затягивания масла в клиновой зазор. В гидростатических подшипниках давление создается насосом. Основное распространение получили подшипники с гидродинамической смазкой как наиболее простые.

Подшипники скольжения применяют преимущественно в тех областях, в которых нецелесообразно или невозможно использовать подшипники качения:

- при ударных и вибрационных нагрузках (используется хорошая демпфирующая способность масляного слоя);
- при особо высоких частотах вращения;
- для точных опор с постоянной жесткостью;
- для опор с малыми радиальными размерами;
- для разъемных опор;
- для особо крупных и миниатюрных опор;
- при работе в экстремальных условиях (высокие температуры, абразивные и агрессивные среды);
- для неответственных и редко работающих механизмов.

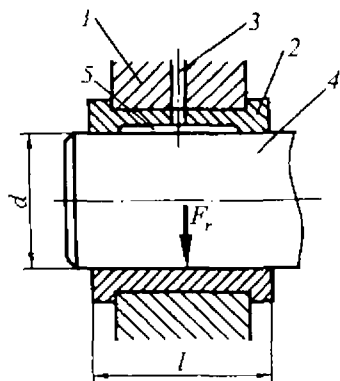


Рис. 18.1. Радиальный подшипник скольжения:

1 — корпус; 2 — вкладыш; 3 — отверстие для подачи смазочного материала; 4 — цапфа; 5 — масло-раздаточная канавка

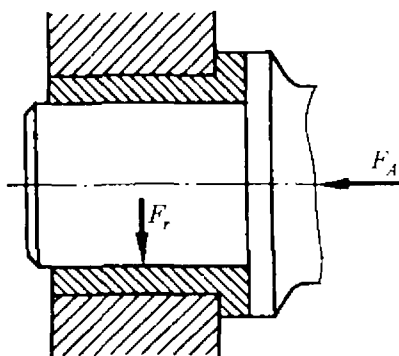


Рис. 18.2. Радиально-упорный подшипник скольжения

Подшипники скольжения легче и проще в изготовлении, чем подшипники качения, бесшумны, обладают постоянной жесткостью и способностью работать практически без износа в режиме жидкостной и газовой смазки, хорошо демпфируют колебания. К недостаткам подшипников скольжения можно отнести сложность системы смазки для обеспечения жидкостного трения, необходимость применения цветных металлов, повышенные пусковые

моменты и увеличенные размеры в осевом направлении. При работе с жидкими и пластичными смазочными материалами температура подшипника не может превышать 150°C . Однако некоторые самосмазывающиеся материалы допускают работу при температурах до 700°C [17].

Подшипники скольжения широко применяют в двигателях внутреннего сгорания, паровых и газовых турбинах, насосах, компрессорах, центрифугах, прокатных станах, в тяжелых редукторах и других машинах.

Конструкции подшипников. Подшипник скольжения (см. рис. 18.1) содержит корпус 1, вкладыш 2, смазывающие и защитные устройства. Корпус подшипника цельный или разъемный изготовляют как отдельную деталь либо деталь, присоединяемую к машине. Иногда корпус подшипника выполняют встроенным, т. е. как одно целое с корпусом машины или подвижной деталью (например, с шатуном). Вкладыши используют для того, чтобы не выполнять весь корпус из дорогих антифрикционных материалов. После износа вкладыши заменяют. В массовом производстве вкладыши штампуют из ленты с нанесенным на нее антифрикционным материалом. В мелкосерийном и единичном производстве применяют сплошные или разъемные втулки, а также биметаллические вкладыши, в которых тонкий слой антифрикционного материала наплавляют на стальную, чугунную или бронзовую основу. Для распределения смазочного материала, поступающего из канала 3, по рабочей поверхности цапфы 4 вкладыши снабжают смазочными канавками 5. Канавки располагают в ненагруженной зоне и часто совмещают с разъемом.

18.2. Характер и причины выхода из строя подшипников скольжения

Износ рабочих поверхностей является основной причиной выхода из строя подшипников скольжения. Абразивное изнашивание связано с попаданием в смазочный материал абразивных частиц с размерами больше толщины масляного слоя и работой подшипника при неблагоприятных режимах трения в периоды пусков и остановок. При действии больших контактных давлений

и температур возможно схватывание рабочих поверхностей подшипника.

Усталостные разрушения подшипников возникают при циклически действующих нагрузках, например, в поршневых машинах, машинах ударного и вибрационного действия. Значительное повышение температуры приводит к недопустимым изменениям необходимых свойств смазочных материалов, а иногда к выплыванию заливки вкладыша или заклиниванию вала в подшипнике. Разрушения подшипников могут быть также связаны с потерей устойчивости вращения цапфы при самовозбуждающихся колебаниях (автоколебаниях).

18.3. Подшипниковые материалы

Подшипниковые материалы должны обеспечивать низкое значение коэффициента трения, высокую износостойкость и сопротивление усталости. Дополнительными требованиями являются хорошая теплопроводность, прирабатываемость, смачиваемость маслом, коррозионная стойкость и обрабатываемость, низкий коэффициент линейного расширения и низкая стоимость. Ни один из известных материалов одновременно всеми этими свойствами не обладает. Поэтому в технике применяют большое количество различных антифрикционных материалов, наилучшим образом отвечающих конкретным условиям.

Валы и оси, как правило, стальные, реже из высокопрочного чугуна, например, коленчатый вал двигателей ГАЗ. Цапфы должны иметь высокую твердость и шлифованную или полированную поверхность, чтобы выдержать несколько замен более дешевых, чем вал, вкладышей. Материалы вкладышей можно разделить на три группы: металлические материалы, металлокерамические и неметаллические.

Металлические материалы. Сплавы на основе олова или свинца с добавлением сурьмы, меди и других элементов, называемые баббитами (по имени американского изобретателя Баббита), обладают высокими антифрикционными качествами, хорошей прирабатываемостью, но дороги и имеют относительно невысокое сопротивление усталости. Их применяют в качестве тонкослойных покрытий или в качестве заливки. Хорошими антифрикционными свойствами обладают бронзы и латуни (сплавы на

основе меди), алюминиевые и цинковые сплавы. В паре с закаленной цапфой при наличии хорошей смазки применяют антифрикционные чугуны.

Металлокерамические материалы. Пористые бронзографитовые и железографитовые материалы, получаемые методом порошковой металлургии, пропитывают горячим маслом и применяют в условиях, в которых невозможно обеспечить надежную жидкостную смазку. При небольших давлениях и скоростях эти материалы способны достаточно долго работать без внешнего подвода смазочного материала.

Неметаллические материалы. В качестве вкладышей применяют пластмассы, резину, графитовые материалы и прессованную древесину.

Текстолит, ДСП (древесно-слоистый пластик) и прессованную древесину используют в подшипниках для тяжелого машиностроения. Полимерные самосмазывающиеся материалы на основе полиамидов, полиацетилена, политетрафторэтилена и различных смол используют для подшипников, работающих в температурном диапазоне $-200...+280^{\circ}\text{C}$ при значительных скоростях скольжения. Фторопласты (полимеры и сополимеры галогенопроизводных, этилена и пропилена) обладают хорошими антифрикционными свойствами, химической инертностью, но высоким коэффициентом линейного расширения и низким коэффициентом теплопроводности. Подшипники с резиновыми вкладышами хорошо работают с водяной смазкой.

В экстремальных условиях используют графитовые вкладыши, которые обладают низким коэффициентом трения ($f = 0,04...0,05$) в температурном диапазоне от -200 до $+1000^{\circ}\text{C}$, хорошей теплопроводностью и коррозионной стойкостью. Эти материалы применяют в подшипниках с газовой смазкой, где они могут работать без смазочного материала в периоды пусков и остановок.

18.4. Критерии работоспособности подшипников

Основными критериями работоспособности подшипников являются износостойкость, сопротивление усталости антифрикционного слоя, теплостойкость и виброустойчивость.

Подшипники скольжения должны работать со смазочным материалом. Наилучшие условия для работы подшипников создаются при жидкостной смазке, когда осуществляется полное разделение трущихся поверхностей жидким смазочным материалом с объемными свойствами. При граничной смазке трение и износ определяются свойствами поверхностей и свойствами смазочного материала, отличными от объемных. При полужидкостной смазке частично осуществляется жидкостная смазка. Основной расчет подшипников скольжения — это расчет минимальной толщины масляного слоя, который при установившемся режиме работы должен обеспечивать жидкостную смазку. Тепловые расчеты проводят для определения рабочих температур подшипника. В ряде случаев проверяют подшипник на виброустойчивость путем решения дифференциальных уравнений гидродинамики [3]. Расчеты по критерию износостойкости из-за сложности пока не нашли широкого применения [17].

18.5. Условные расчеты подшипников

Условные расчеты позволяют в простейшей форме оценить пригодность выбранного материала и размеров подшипника для конкретных условий работы на основании опыта конструирования и эксплуатации машин. Режим работы считают допустимым, если выполнены условия, которые ограничивают износ и тепловыделение:

$$p_m = F_r / (dl) \leq [p]; \quad p_m v \leq [pv]; \quad v \leq [v]; \quad t \leq [t],$$

где F_r — радиальная нагрузка на подшипник; d — диаметр цапфы; l — длина подшипника; v — окружная скорость цапфы; p_m — среднее условное давление в подшипнике; t — температура подшипника.

Этот расчет обычно используют как основной для подшипников с полужидкостной смазкой и как предварительный для подшипников с жидкостной смазкой. В табл. 18.1 приведены допускаемые значения $[p]$, $[v]$ и $[pv]$ для некоторых подшипниковых материалов.

Допускаемые режимы работы для подшипниковых материалов [3]

Материал	$[p]$, МПа	$[v]$, м/с	$[pv]$, МПа · м/с
АЧС-5	20	1	20
АЧС-5	30	0,4	12
БрО10Ф1	15	10	15
АН-2,5	25	15	100
ЦАМ10-5	20	7	10
Баббит Б88	20	50	75
Металлокерамика ЖГ-а	1	3	8
Текстолит	15	8	25

18.6. Несущая способность масляного слоя при жидкостной смазке

При движении плоскости 1 со скоростью v относительно наклонной пластины 2 в масляном слое возникает подъемная сила F_r (рис. 18.3). Эту силу находят интегрированием давления по площади пластины. При отсутствии торцового истечения (плоская задача) для пластины шириной l

$$F_r = l \int_{x_1}^{x_2} p(x) dx.$$

При относительном движении слоев масла в них возникают силы вязкого сдвига, определяемые по закону Ньютона,

$$\tau = \mu \frac{dv_x}{dy}, \quad (18.1)$$

где τ — напряжение сдвига; μ — динамическая вязкость масла; dv_x/dy — градиент скорости масла по толщине слоя.

Движение несжимаемой жидкости предполагается ламинарным и изотермическим ($\mu = \text{const}$). Система координат $Oxuz$ связана с пластиной 2.

Из условия равновесия элементарного объема масляного слоя единичной ширины $dx \times dy \times l$ вдоль оси x следует

$$\frac{dp}{dx} = \frac{d\tau}{dy}. \quad (18.2)$$

Из зависимостей (18.1) и (18.2) находим

$$\frac{d^2 v_x}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}.$$

Откуда двойным интегрированием с учетом граничных условий: $y=0$, $v_x = v$ и $y=h$, $v_x = 0$ получаем скорость масла

$$v_x = v \frac{y}{h} + \frac{y}{\mu} (y-h) \frac{dp}{dx}.$$

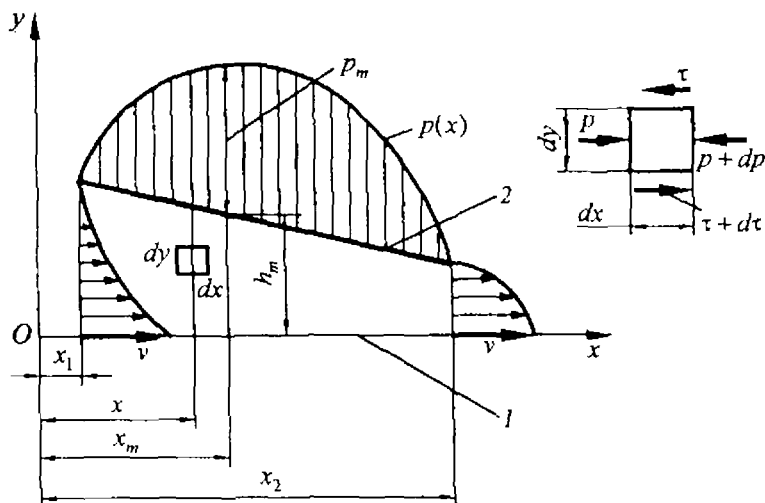


Рис. 18.3. К расчету подъемной силы масляного клина

Расход масла через зазор высотой h единичной ширины

$$q(h) = \int_0^h v_x dy = \frac{hv}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx}.$$

Расход масла через зазор высотой h_m , где $p = p_m = p_{\max}$ и $dp/dx = 0$,

$$q(h_m) = \int_0^{h_m} v_x dy = \frac{h_m v}{2}.$$

По условию неразрывности потока масла $q(h) = q(h_m)$. Откуда следует

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu v \frac{h - h_m}{h^3}.$$

Это уравнение называют уравнением Рейнольдса и используют для определения закона изменения давления по длине пластины

$$p(x) = \int_{x_1}^x dp$$

и ее подъемной силы (несущей способности)

$$F_r = l \int_{x_1}^{x_2} p(x) dx = l \int_{x_1}^{x_2} \int_{x_1}^x dp dx.$$

Аналогично находят подъемную силу в криволинейном клиновом зазоре подшипника скольжения (рис. 18.4).

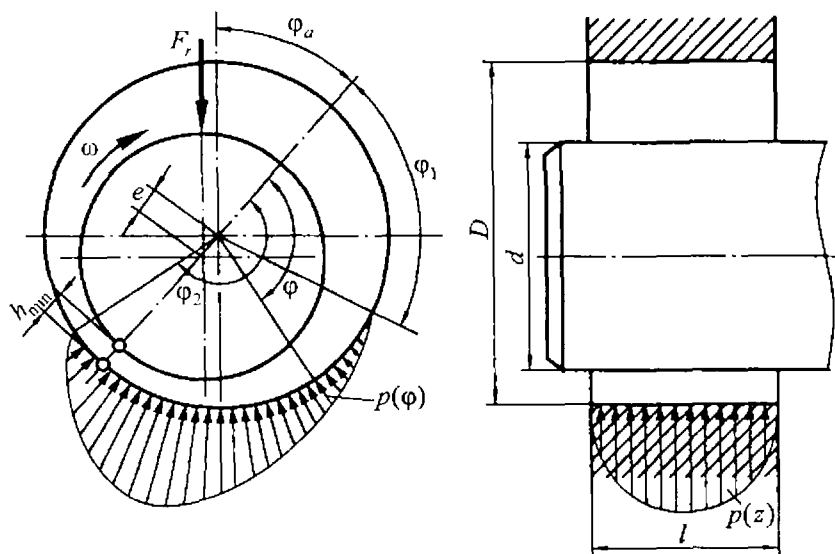


Рис. 18.4. Расчетная схема подшипника

Примем обозначения: D — диаметр отверстия вкладыша; d, l — диаметр и длина цапфы подшипника; $S = D - d$ — диаметральный зазор; $\psi = S/d$ — относительный зазор; $\delta = S/2 = 0,5\psi d$ — радиальный зазор; e — эксцентриситет; $\chi = e/\delta$ — относительный эксцентриситет; h — толщина масляного слоя; φ_a — угол нагрузки.

Из геометрических соотношений следует, что толщина масляного слоя под углом φ

$$h = \delta(1 + \chi \cos \varphi).$$

Минимальная толщина масляного слоя при $\varphi = 180^\circ$

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi).$$

Перепишав уравнение Рейнольдса в полярных координатах, с учетом очевидных соотношений

$$dx = 0,5d \, d\varphi, \quad v = 0,5d\omega,$$

$$h = \delta(1 + \chi \cos \varphi) \text{ и } h_m = \delta_m(1 + \chi \cos \varphi_m),$$

получаем

$$dp = 6\mu \frac{\omega}{\psi^2} \frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_m)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi.$$

Закон изменения давления в нагруженной зоне

$$p(\varphi) = \int_{\varphi_1}^{\varphi} dp.$$

Несущую способность подшипника находят интегрированием вертикальной составляющей давления по нагруженной дуге

$$\begin{aligned} F_F &= 0,5dl \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p(\varphi) \cos(180^\circ - \varphi - \varphi_a) d\varphi = \\ &= -0,5dl \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} dp \cos(\varphi + \varphi_a) d\varphi = \frac{\mu\omega}{\psi^2} dl C_F, \end{aligned} \quad (18.3)$$

где C_F — безразмерный коэффициент нагруженности, определяемый численными методами с учетом торцового истечения. Значения $C_F = \gamma(\varphi_2 - \varphi_1, l/d, \chi)$ приводят в справочниках в за-

висимости от дуги обхвата $\varphi_2 - \varphi_1$, относительной длины подшипника l/d и относительного эксцентриситета χ .

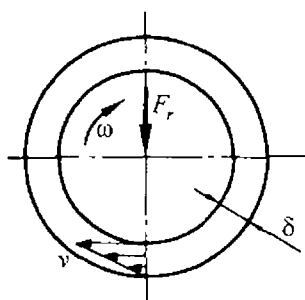
Определив из уравнения (18.3) коэффициент нагруженности

$$C_F = \frac{p_m \Psi^2}{\mu \omega}, \quad (18.4)$$

по таблицам находят χ при заданном относительном зазоре и вычисляют минимальную толщину масляного слоя $h_{\min}$, сравнивая ее с допустимой.

18.7. Трение в подшипниках скольжения

Сложность физических процессов, происходящих в зоне трения в условиях граничной и полужидкостной смазки, пока не позволяет в общем случае расчетным путем определить силы и моменты трения. В условиях жидкостной смазки сила трения



определяется объемными свойствами жидкости, что дает возможность, используя закон Ньютона, оценить силы, моменты и коэффициенты трения. В простейшем расчетном случае при малых нагрузках F_r , отсутствии торцового истечения и малом эксцентриситете окружная сила трения

$$F_{\text{тр}} = \tau \pi d l,$$

где $\pi d l$ — площадь смоченной поверхности цапфы.

При постоянном градиенте скорости (рис. 18.5)

$$\frac{dv}{dy} = \frac{v}{\delta} = \frac{0,5 \omega d}{0,5 \psi d} = \frac{\omega}{\psi}.$$

Сила трения с учетом формулы (18.1)

$$F_{\text{тр}} = \pi \frac{\mu \omega}{\psi} d l = \frac{\pi}{\psi} \frac{\mu \omega}{p_m} F_r.$$

Коэффициент трения

Рис. 18.5. Эпюра распределения скорости масла в радиальном зазоре δ при концентричном расположении цапфы во вкладыше

$$f = \frac{F_{\text{тр}}}{F_r} = \frac{\pi}{\psi} \frac{\mu \omega}{p_m}.$$

Эту формулу называют формулой Н. П. Петрова и она справедлива при $\chi \approx 0$ и $l \gg d$.

В действительных условиях $\chi \neq 0$ и градиент скорости в масляном слое изменяется в связи с изменением величины зазора. Уточненную формулу для силы трения получают интегрированием элементарной силы вязкого трения по всей поверхности цапфы с учетом торцового истечения масла

$$F_{\text{тр}} = \frac{C_T}{\psi} \frac{\mu \omega}{p_m} F_r,$$

где C_T — безразмерный коэффициент сопротивления вращению, который может быть вычислен по приближенной формуле

$$C_T = \frac{\pi}{\sqrt{1 - \chi^2}} + 0,44\chi C_F \sqrt{1 - \chi^2}.$$

Уточненное значение коэффициента трения

$$f = \frac{C_T}{\psi} \frac{\mu \omega}{p_m}$$

или с учетом формулы (18.4)

$$f = \psi C_T / C_F.$$

Зависимость коэффициента трения f от параметра $\Lambda = \mu \omega / p_m$ (рис. 18.6) называют диаграммой Герси, или диаграммой трения. На этой диаграмме можно выделить три области: *I* — область граничного трения, соответствующая большим нагрузкам и малым скоростям скольжения ($f = 0,1 \dots 0,2$); *II* — область полужидкостного трения, вплоть до минимального значения коэффициента трения ($f = 0,0005 \dots 0,005$); *III* — область жидкостного трения.

В зоне жидкостного трения подшипник обладает свойством автоматически восстанавливать значение параметра Λ при любом изменении входящих в него величин. Если, например, произошло увеличение угловой скорости ω , то в соответствии с диаграммой это приводит к увеличению коэффициента трения. Следовательно, возрастает тепловыделение и температура.

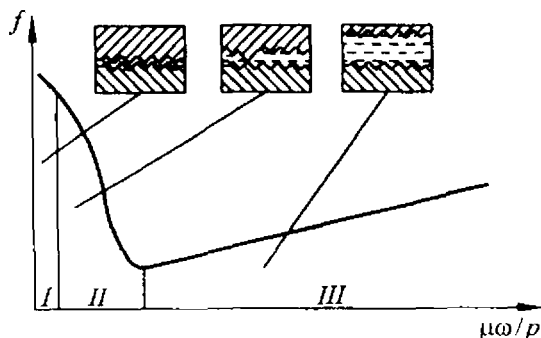


Рис. 18.6. Диаграмма Герси

С увеличением температуры вязкость масла уменьшается и значение параметра Λ восстанавливается. Легко убедиться, что любые другие изменения величин μ , ω и p_m приведут к тому же результату. Работа подшипника в области жидкостного трения является предпочтительной или необходимой. В периоды пусков и остановок работа гидродинамических подшипников неизбежно сопровождается работой в первых двух областях, что приводит к увеличению сил трения и износу.

18.8. Тепловой расчет подшипника

Тепловой расчет выполняют в целях определения средней температуры подшипника и динамической вязкости масла, которые необходимы для вычисления несущей способности масляного слоя. Температуру находят из уравнения теплового баланса между теплообразованием и теплоотдачей при установившемся режиме. Мощность теплообразования в подшипнике

$$W_1 = F_r f v = F_r \psi v C_T / C_F.$$

Теплоотвод осуществляется через корпус, вал и смазочный материал. Мощность теплоотвода через корпус подшипника

$$W_2 = K_t A (t_n - t_0),$$

где K_t — коэффициент теплоотдачи; A — площадь свободной поверхности корпуса подшипника; t_n и t_0 — температура соответственно корпуса и окружающей среды. Рекомендуемые значения $K_t = 15 \dots 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Теплоотвод через вал учитывают,

условно увеличив площадь поверхности корпуса на величину $(5 \dots 8)d^2$ на каждый конец вала, выходящий из корпуса.

В уточненных расчетах с применением ЭВМ дополнительно учитывают тепловое сопротивление масляного слоя, вала и корпуса, учитывают изменения плотности и теплоемкости масла в зависимости от температуры и т. д.

Мощность теплоотвода через смазочный материал

$$W_3 = cV\rho(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}),$$

где c — удельная теплоемкость масла; V — объемный расход масла; ρ — плотность масла; $t_{\text{вых}}$ и $t_{\text{вх}}$ — температура масла соответственно на выходе и входе в подшипник.

Из уравнения теплового баланса

$$W_1 = W_2 + W_3$$

находят среднюю температуру масла, которая во избежание его быстрого старения не должна превышать 80°C , а для специальных энергетических машин — 90°C .

Объем масла, прокачиваемый через подшипник

$$V = q\psi dlv,$$

где q — коэффициент относительного расхода масла через торцы подшипника [31].

18.9. Расчет подшипников скольжения при жидкостной смазке

Гидродинамические расчеты проводят для определения минимальной толщины масляного слоя, обеспечивающей при установившейся температуре режим жидкостной смазки

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi) \geq [h_{\min}].$$

Минимальная толщина масляного слоя должна быть больше суммы высот микронеровностей цапфы Rz_1 и вкладыша Rz_2 . Однако в реальных подшипниках всегда имеют место перекосы вала, погрешности формы и температурные деформации, поэтому при отсутствии специальных расчетов на основании опыта принимают

$$h_{\min} \geq 2(Rz_1 + Rz_2).$$

Рабочие поверхности валов обрабатывают тонким точением ($Rz\ 1,6\ldots 6,3$), шлифованием ($Rz\ 0,8\ldots 3,3$), полированием ($Rz\ 0,05\ldots 0,8$). Рабочие поверхности вкладышей протягивают, развертывают, шабруют и растачивают ($Rz\ 1,6\ldots 10$).

Расчет подшипников при жидкостной смазке обычно проводят в форме проверочного. Размеры цапфы определяют из расчета вала на прочность или жесткость с учетом рекомендуемой относительной длины подшипника l/d . Для стационарных машин l/d принимают в пределах $0,6\ldots 0,9$. В быстроходных подшипниках автомобильных двигателей $l/d = 0,3\ldots 0,4$, в буксах вагонов — $1,4\ldots 2$.

Для оптимизации выбора зазоров можно использовать обобщенную характеристику работы подшипника [40], под которой понимают зависимости минимальной толщины масляного слоя $h_{\min}$, средней температуры t_m и расхода масла V от диаметрального зазора S (рис. 18.7).

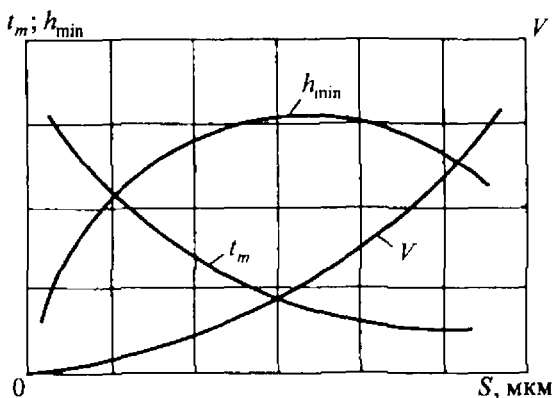


Рис. 18.7. Обобщенная характеристика работы подшипника скольжения

Для построения обобщенной характеристики температуру масла определяют из уравнения теплового баланса при нескольких произвольно выбранных значениях величин относительного эксцентриситета, от которых зависят основные параметры, характеризующие работу подшипника.

По найденному значению температуры вычисляют динамическую вязкость масла и из уравнения (18.4) определяют относительный зазор, соответствующий тепловому балансу и выбранному относительному эксцентриситету

$$\psi = \sqrt{\mu \omega C_F / p_m}.$$

Далее определяют минимальную толщину масляного слоя

$$h_{\min} = 0,5\psi d(1 - \chi)$$

и остальные параметры, характеризующие работу подшипника.

Для встроенных подшипников, у которых теплоотвод осуществляется, главным образом, смазочным материалом ($W_2 \ll W_3$), из уравнения теплового баланса находят среднюю температуру масла

$$t_m = \frac{p_m C_T}{c p q C_F} + t_{\text{вх}}.$$

Обобщенная характеристика работы подшипника (рис. 18.7) позволяет легко подобрать стандартную посадку. При выборе посадки следует иметь в виду, что при малых зазорах S толщина масляного слоя может оказаться недостаточной, а его температура слишком высокой. При больших зазорах растет расход масла и ухудшается центрирование вала.

18.10. Устойчивость работы подшипников скольжения

При работе подшипника с малыми эксцентриситетами движение вала может быть неустойчивым. Из-за формы эпюры давления вал смещается не по линии действия радиальной нагрузки, а под углом к ней (см. рис. 18.4). С уменьшением эксцентриситета угол нагрузки ϕ_d возрастает, а жесткость масляного слоя уменьшается из-за уменьшения клиновидности зазора. При этом малые изменения нагрузки приводят к большим перемещениям вала, которые легко переходят в вихревые движения. При наличии неуравновешенной центробежной силы круговые движения центра вала превращаются в спиральные с возрастающим радиусом, что приводит к ударам вала о вкладыш и разрушению подшипника. Самовозбуждающиеся колебания валов (автоколебания) характерны для быстроходных роторных машин.

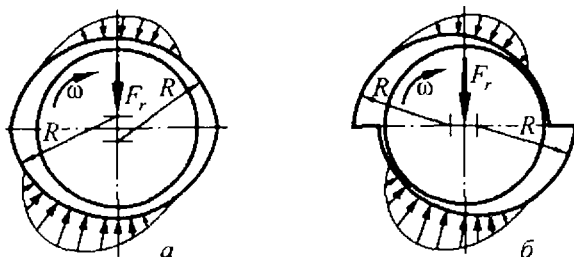


Рис. 18.8. Схемы конструкций виброустойчивых подшипников:
а — «лимонная» форма расточки вкладышей; *б* — сборка со взаимным смещением вкладышей

При работе с большими эксцентриситетами $\chi \geq 0,5$ движение вала является, как правило, устойчивым.

Для предотвращения автоколебаний применяют виброустойчивые подшипники со вкладышами некруглой формы, которые образуют несколько клиновых зазоров, что повышает жесткость масляного слоя. Это достигается расточкой вкладышей со смещением центров (рис. 18.8, *а*) «лимонная» форма или смещением осей вкладышей вдоль разреза (рис. 18.8, *б*). Значительно повышает виброустойчивость подшипника применение плавающей втулки, которую размещают между цапфой и рабочей поверхностью вкладыша. Втулка увлекается во вращение маслом и вращается с частотой вдвое меньшей, чем вал. При этом снижаются тепловыделение, износ, повышается демпфирующая способность и надежность подшипника (из-за наличия двух пар поверхностей трения), но увеличивается радиальный зазор.

18.11. Гидростатические подшипники

В гидростатических подшипниках подъемная сила возникает в результате давления в смазочном материале, которое создается насосом. Такие подшипники всегда работают с очень малыми коэффициентами трения. В момент трогания с места коэффициент трения близок к нулю.

Гидростатические подшипники применяют для тяжелых тихоходных валов, в испытательных машинах, телескопах, в опорах, требующих точного вращения, например в особо точных

станках. Масло подают из сети через дроссели 1 (дозирующие отверстия) в закрытые по периферии карманы 2, выполненные во вкладышах (рис. 18.9). Дроссель примерно вдвое снижает давление масла, поступающего в карман. Это необходимо для обеспечения устойчивости цапфы в подшипнике. При смещении цапфы

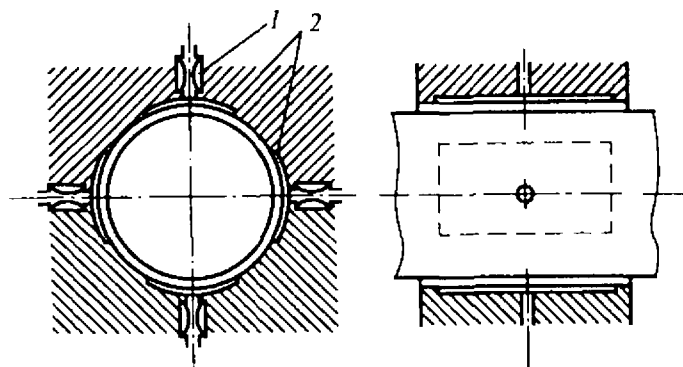


Рис. 18.9. Схема гидростатического подшипника

под действием нагрузки в сторону какого-либо кармана в нем возрастает давление из-за уменьшения зазоров, через которые вытекает масло. В противолежащем кармане давление резко падает из-за увеличения зазоров и ограниченной пропускной способности дросселя, подающего масло в карман. Таким образом, возникают силы, возвращающие цапфу в исходное положение. В тяжелых быстроходных машинах и в условиях частых пусков применяют гидростатодинамические подшипники, которые совмещают достоинства гидростатических и гидродинамических подшипников.

18.12. Подшипники с газовой смазкой

Применение в подшипниках скольжения в качестве смазочного материала газа позволяет резко снизить коэффициент трения и неограниченно повышать частоты вращения. Вязкость воздуха в 100 раз меньше вязкости керосина и практически не зависит от температуры и давления. Применяют газодинамические и газостатические опоры. Эти опоры требуют высокой точности изготовления, обладают меньшей нагрузочной способностью, чувствительны к перегрузкам и склонны к автоколебаниям.

Газодинамические опоры применяют в турбокомпрессорах, турбодетандерах для сжижения газов, центрифугах, гироскопах и газовых турбинах.

Газостатические опоры применяют, главным образом, в приборах и особо точных станках. В них обязательно предусматривают меры против возникновения автоколебаний.

При расчете газовых подшипников необходимо учитывать сжимаемость газа.

18.13. Подпятники

Назначение подпятников — воспринимать осевые нагрузки или осуществлять осевую фиксацию вала (рис. 18.10). Вал снабжают упорным диском или гребнями, которые взаимодействуют

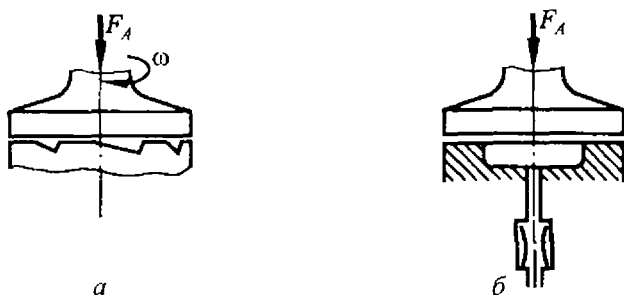


Рис. 18.10. Схемы подпятников:
а — гидродинамического; б — гидростатического

с неподвижной пяткой. В гидродинамических подпятниках нет естественного клинового зазора и его создают искусственно (рис. 18.10, а). Радиальные канавки снабжают скосами в окружном направлении, так как в зазорах с параллельными поверхностями подъемной силы в масляном слое не возникает. В гидростатических подшипниках (рис. 18.10, б) давление в масле создают специальным насосом.

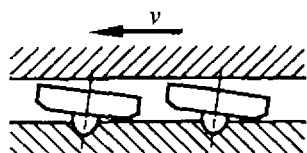


Рис. 18.11. Самоустанавливающиеся подушки гидродинамического подпятника

Хороший эффект дает применение самоустанавливающихся подушек на сферических опорах (рис. 18.11). Подушки автоматически устанавливаются под оптимальным углом.

В настоящее время подпятники скольжения по возможности заменяют опорами качения и применяют еще при очень больших нагрузках, например в гидрогенераторах, в которых подшипники качения имели бы очень большие размеры.

18.14. Магнитные подшипники

В магнитных подшипниках (в основном, электромагнитных) подъемная сила создается в результате взаимодействия магнитных полей. Подшипники способны работать без износа с очень высокими частотами вращения (до 10^8 мин^{-1}) и при температуре от абсолютного нуля до $+250^\circ\text{C}$. Величина и направление магнитных сил регулируются электронной системой управления, работающей совместно с датчиками положения вала. Магнитные подшипники пока еще достаточно дороги. Например, шпиндели фрезерных и шлифовальных станков с магнитными подшипниками фирмы Ibag имеют стоимость порядка 100 тыс. марок.

Пример расчета

Дать заключение о возможности применения бронзы БрО1Ф1 для вкладыша подшипника скольжения, кратковременно работающего в режиме полужидкостной смазки при следующих условиях: радиальная нагрузка $F_r = 6,48 \text{ кН}$; частота вращения вала $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$; диаметр цапфы $d = 60 \text{ мм}$; длина подшипника $l = 45 \text{ мм}$.

Решение. 1. Определяем среднее условное давление в подшипнике

$$p_m = \frac{F_r}{ld} = \frac{6480}{0,045 \cdot 0,060} = 2,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2,4 \text{ МПа}.$$

2. Определяем окружную скорость цапфы

$$v = \frac{\pi dn}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,060 \cdot 1450}{60} = 4,56 \text{ м/с}.$$

3. Определяем произведение среднего условного давления на окружную скорость

$$p_m v = 2,4 \cdot 4,56 = 10,94 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}.$$

4. Проверяем допустимость найденных режимов работы для вкладыша, выполненного из заданной бронзы (см. табл. 18.1)

$$p_m = 2,4 \text{ МПа} < [p] = 15 \text{ МПа};$$

$$v = 4,56 \text{ м/с} < [v] = 10 \text{ м/с};$$

$$p_m v = 10,94 \text{ МПа} \cdot \text{м/с} < [pv] = 15 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}.$$

Таким образом, указанный материал является приемлемым.

МУФТЫ ПРИВОДОВ

19.1. Назначение муфт, применяемых в машинах

Муфтами приводов называют устройства, соединяющие валы совместно работающих агрегатов и передающие вращающий момент. По этим признакам и классифицируют муфты.

Существует класс *постоянных* (нерасцепляемых) муфт, обеспечивающих постоянное в течение всего времени эксплуатации машины соединение валов. Кроме того, в некоторых машинах применяют муфты *сцепления* для соединения (сцепления) агрегатов или их разъединения во время работы машины. В свою очередь муфты сцепления подразделяют на *управляемые* и *самоуправляемые* (самодействующие).

Управляемые муфты соединяют (разъединяют) агрегаты машин по команде. Самоуправляемые муфты срабатывают автоматически, соединяя или разъединяя валы в зависимости от специфики работы машины и принципа действия муфты.

Основной характеристикой нагруженности муфты является вращающий момент T (в некоторых случаях вращающий момент задают в виде мощности при определенной частоте вращения).

Обычно расчетный вращающий момент T , действующий на муфту, приближенно определяют в зависимости от динамических свойств машины, характеризуемых степенью неравномерности вращения и значением разгоняемых масс, т. е. значением динамической составляющей вращающего момента на муфте:

$$T = T_{\text{н}} + T_{\text{д}} = T_{\text{н}}(1 + T_{\text{д}}/T_{\text{н}}) = KT_{\text{н}},$$

где $T_{\text{н}}$ — номинальный момент (среднее значение длительно действующего момента), который обычно приближенно определяют по потребляемой мощности двигателя и по частоте враще-

ния; T_d — динамический момент (среднее значение переменной составляющей момента в установившемся движении или наибольшее значение момента в переходном процессе, пуск или торможение); K — коэффициент динамичности.

При ориентировочных расчетах приближенно принимают:

$K = 1,0 \dots 1,5$ — для машин с небольшими разгоняемыми массами и небольшой переменной нагрузкой (конвейеры, транспортеры, металлорежущие станки);

$K = 1,5 \dots 2,0$ — для машин со средними разгоняемыми массами и средней переменной нагрузкой (поршневые компрессоры, строгальные станки, мельницы);

$K = 2,5 \dots 3,0$ — для машин с большими разгоняемыми массами и значительной переменной нагрузкой в виде ударов (молоты, прокатные станы, шаровые мельницы).

19.2. Муфты, постоянно соединяющие валы

Глухие муфты. Длинные валы по условиям изготовления, сборки и транспортировки иногда изготавливают составными. В этом случае отдельные части вала соединяют глухими муфтами. В некоторых случаях эти муфты применяют и для соединения строго соосных валов агрегатов.

Втулочные муфты. Втулочная муфта (рис. 19.1) представляет собой втулку, надеваемую с зазором на концы валов. Муфта отличается малыми габаритами по диаметру, но усложняет монтаж из-за необходимости больших осевых смещений соединяемых агрегатов. Материал втулок — конструкционная сталь (Ст5, Ст3). Втулочные муфты применяют для соединения валов диаметром до 70 мм. Наружный диаметр муфты $D = (1,5 \dots 1,6)d$, где d — диаметр вала. Длина муфты $L = (2,5 \dots 4,0)d$ (окончательно определяется длиной шпонок или шлицев). На муфты имеется стандарт [32].

Фланцевые муфты (рис. 19.2). Состоят из двух одинаковых полумуфт, выполненных в виде ступицы с фланцем. Фланцы соединяют болтами. Различают два конструктивных исполнения.

1. Половину болтов устанавливают во фланцах полумуфт без зазора (рис. 19.2). В этом случае центрирование полумуфт осуществляют эти болты. В результате завинчивания гаек фланцы прижимаются силами затяжки болтов, и на торцах фланцев возникает момент сил трения. Вращающий момент с одной полумуфты на другую передается стержнями болтов, поставленных без зазора, и силами трения на фланцах. Задача является статически неопределимой. В целях существенного упрощения расчетов приближенно принимают, что весь вращающий момент передается только стержнями болтов, поставленных без зазора и работающих на срез и смятие. Силы, действующие на один болт, $F_1 = 2T/(zD_1)$, где T — расчетный вращающий момент; z — число

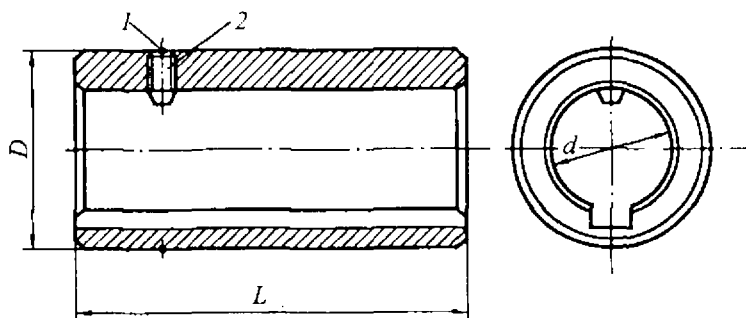


Рис 19.1. Втулочная муфта:

1 — проволочное стопорное кольцо, препятствующее самоотвинчиванию стопорного винта 2

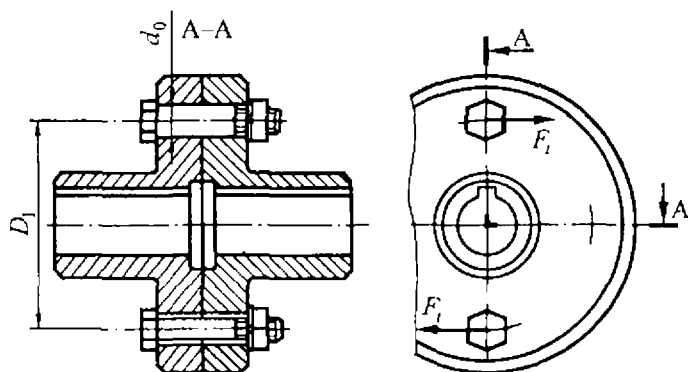


Рис. 19.2. Фланцевая муфта

болтов, поставленных без зазора; D_1 — диаметр, на котором расположены оси болтов.

Диаметр d_0 стержня болта, работающего на срез, определяют из условия

$$\tau = 4F_t / (\pi d_0^2) \leq [\tau]; \quad d_0 \geq (4F_t / \pi [\tau])^{1/2},$$

где $[\tau]$ — допускаемые касательные напряжения материала болта (см. п. 2.8.3).

Далее необходимо выполнить проверочный расчет на смятие (см. п. 2.8.3).

2. Все болты во фланцах полумуфт устанавливаются с зазором. При этом необходимо предусмотреть центрирование полумуфт [9]. В этом случае весь вращающий момент с одной полумуфты на другую передается силами трения на фланцах.

Силу затяжки болтов для передачи вращающего момента находят из условия

$$T \leq T_{\text{тр}} \quad \text{или} \quad Ts = T_{\text{тр}},$$

где $T_{\text{тр}} = F_{\text{зат}} z f D_1 / 2$ — момент силы трения на фланцах ($F_{\text{зат}}$ — сила затяжки одного болта; z — число болтов; f — коэффициент трения (для сухих металлических поверхностей фланцев $f = 0,15 \dots 0,20$); D_1 — диаметр, на котором расположены оси болтов); s — коэффициент запаса сцепления, принимаемый 1,2...1,5, при действии случайных перегрузок и неустойчивости сил трения.

Отсюда необходимая сила затяжки болтов

$$F_{\text{зат}} \geq 2T_{\text{тр}} / (zfD_1) = 2Ts / (zfD_1).$$

Диаметр стержня болта, работающего на растяжение, определяют из условия

$$\sigma_p = 1,3F_{\text{зат}} 4 / (\pi d_p^2) \leq [\sigma]_p;$$

$$d_p \geq (1,3F_{\text{зат}} 4 / \pi [\sigma]_p)^{1/2},$$

где $[\sigma]_p$ — допускаемые напряжения растяжения в расчетном сечении болта (см. п. 2.8.2).

Материал полумуфт — стали 40 и 35Л. Возможно применение чугунов СЧ 30. На фланцевые муфты имеется стандарт для

вращающих моментов от 8 до 45000 Н·м. Полумуфты устанавливают на концы валов с натягом.

Компенсирющие муфты. Свойства и назначение. По экономическим и технологическим соображениям машины обычно выполняют из отдельных узлов (агрегатов), которые соединяют муфтами. Однако точная установка валов таких агрегатов невозможна из-за ошибок изготовления и монтажа, установки агрегатов на деформируемом (нежестком) основании, расцентровки валов в результате тепловых деформаций корпусов агрегатов при их работе, а также из-за упругих деформаций валов под нагрузкой.

Возможные виды смещений валов и возникающие вследствие этого дополнительные нагрузки на концах валов представлены на рис. 19.3.

Для соединения валов с несовпадающими осями применяют компенсирующие муфты. Благодаря своей конструкции эти муфты обеспечивают работоспособность машины даже при взаимных смещениях валов. Однако необходимо помнить, что валы и опоры при этом дополнительно нагружаются радиальными и осевыми силами и изгибающими моментами, зависящими от величины и вида расцентровки валов (см. рис. 19.3). Следует подчеркнуть, что с ростом смещений валов ресурс самой муфты снижается.

Зубчатые муфты. Сдвоенная зубчатая муфта (рис. 19.4) состоит из двух одинаковых ступиц 2 (втулок), имеющих внешние зубчатые венцы, и двух одинаковых обоев 4 с внутренними зубчатыми венцами. Обоймы стянуты болтами 1, равномерно расположенными по окружности. В крышках 3, закрывающих внутреннюю полость муфты, расположены

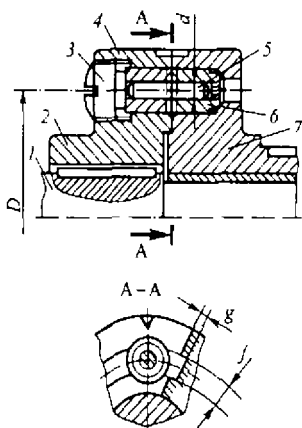
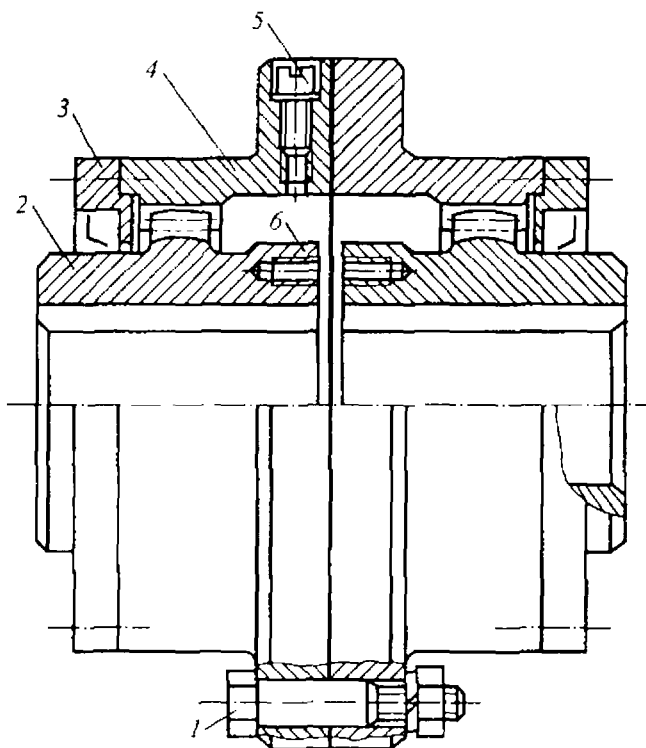


Рис. 19.3. Виды возможных взаимных смещений валов; силы F_a , F_r и момент M_γ , возникающие при смещении валов; Δ_a , Δ_r — осевое и радиальное смещение соответственно; γ — угол смещения



Линия смещения
исходного контура

a

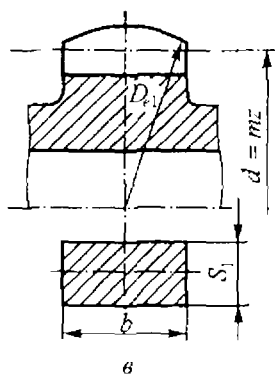
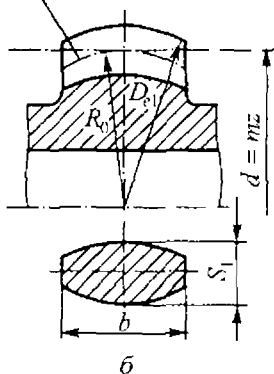


Рис. 19.4. Компенсирующая зубчатая муфта (а); возможные формы зубьев втулки в осевом сечении (б — бочкообразный зуб, в — прямолинейный зуб)

специальные резиновые уплотнения [32], удерживающие жидкую смазку внутри муфты. Пробка 5 служит для заливки в муфту масла. Пояски 6 на втулках предназначены для контроля соосности валов, а резьбовые отверстия — для крепления стоек индикатора. Число зубьев и их размеры подобраны так, чтобы зубья венца втулки располагались с некоторым зазором между зубьями обоймы, образуя зубчатые соединения. Зубья втулок и обойм имеют эвольвентный профиль с углом профиля $\alpha = 20^\circ$ и высотой зуба $1,8m$. Центрирование обоймы обычно осуществляют по вершинам зубьев втулок. Предусмотрено два исполнения зубьев втулок: бочкообразные (рис. 19.4, б) и прямолинейные (рис. 19.4, в).

Бочкообразный зуб более сложен в изготовлении, чем прямолинейный (нарезание зубьев возможно лишь на специальном станке). Однако муфта с бочкообразными зубьями допускает значительно больший угол поворота $\gamma \leq 1^\circ 30'$ по сравнению с муфтой с прямолинейными зубьями $\gamma \leq 15'$.

Одиная муфта допускает только угловое смещение валов. Однако комбинация двух одинарных муфт допускает как угловое, так и радиальное смещение валов (см. далее рис. 19.6, б).

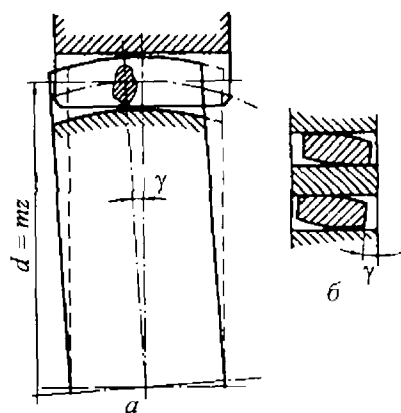


Рис. 19.5. Характер взаимного смещения зубьев втулки и обоймы и положение пятна контакта при угловом смещении полумуфт в плоскости чертежа (а) и в перпендикулярной плоскости (б)

Относительное смещение зубьев втулки и обоймы обуславливается наличием зазоров между зубьями и бочкообразной формой зубьев втулки. На рис. 19.5, а показан характер смещения зуба втулки в плоскости перегиба валов, на рис. 19.5, б — положение зуба втулки в плоскости, перпендикулярной чертежу (см. рис. 19.5, а).

Зубчатые муфты обладают большой несущей способностью и надежностью из-за значительного числа зубьев, передающих вращающий момент, а также хорошо работают при высоких частотах вращения.

При угловом смещении валов зуб втулки скользит по зубу обоймы по дуге длиной $0,5mz\gamma$, занимая крайнее положение через каждую половину оборота. Таким образом, при работе муфты происходит систематический износ боковой поверхности зубьев. Наличие сил трения между зубьями вызывает появление изгибающего момента $M_{\text{н}} \approx 0,1T$, где T — передаваемый вращающий момент.

Для снижения интенсивности износа зубьев заготовки втулок и обойм изготавливают коваными из сталей марок 35ХМ, 40, 45 или литыми (при больших размерах) из сталей марок 40Л, 45Л. Твердость поверхностей зубьев втулок и обойм должна быть 42...50 HRC₃.

Муфты смазывают жидким маслом большой вязкости [32]. Размеры муфт выбирают по таблицам [9; 32] в зависимости от значения вращающего момента и ожидаемого смещения валов.

Шарнирные муфты. В шарнирных муфтах использован принцип действия шарнира Гука. Они служат для передачи вращающего момента между валами с большими углами перекоса $\gamma \leq 40-45^\circ$, изменяющимися во время работы.

Муфта (рис. 19.6, а) состоит из двух одинаковых полумуфт 1 и 3 в виде ступицы с вилкой (вилки полумуфт повернуты на 90°) и крестовины 2, соединяющей полумуфты. Крестовина соединена с вилками полумуфт шарнирами. Это обеспечивает свободу поворота каждой полумуфты относительно крестовины.

Комбинация двух муфт с промежуточным валом переменной длины позволяет соединять валы, имеющие радиальные смещения Δ_r и значительные углы перекоса (рис. 19.6, б).

Следует подчеркнуть, что у обычной шарнирной муфты (см. рис. 19.6, а) при угловом смещении валов ведомая полумуфта 3 вращается неравномерно при равномерном вращении ведущей полумуфты 1. На рис. 19.7 показаны векторы ω_1 , ω_2 , ω_k угловых скоростей для двух положений муфты (во втором положении муфта повернута вокруг оси вращения на 90°). Учитывая, что при вращении валов крестовина периодически поворачивается относительно вилок полумуфт из плана угловых скоростей, можно написать

$$\omega_{2\max} = \omega_1 / \cos \gamma; \quad \omega_{2\min} = \omega_1 \cos \gamma.$$

Таким образом, за один оборот муфты угловая скорость ведомой полумуфты дважды становится больше и дважды меньше угловой скорости ведущей полумуфты.

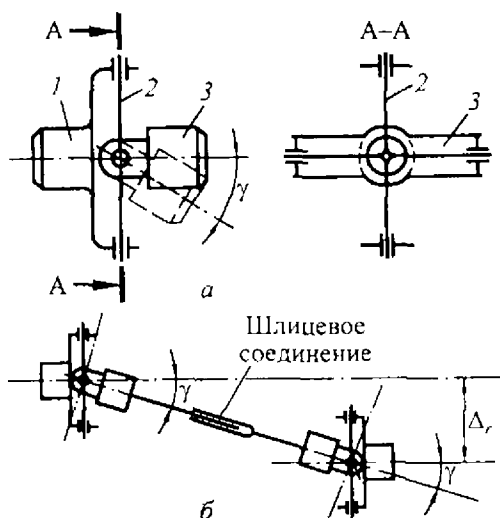


Рис. 19.6. Конструктивная схема одинарной шарнирной муфты (а) и комбинация двух шарнирных муфт (б)

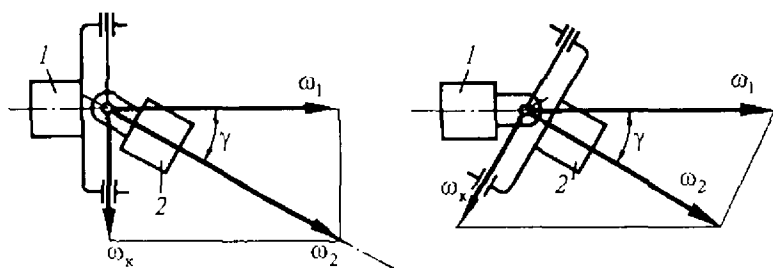


Рис. 19.7. Угловые скорости полумуфт для двух положений муфты

Имеются конструкции «синхронных» шарнирных муфт [32], у которых при угловом взаимном смещении полумуфт валы вращаются с одинаковой угловой скоростью.

Конструкция малогабаритной стандартизованной одинарной шарнирной муфты представлена на рис. 19.8, у которой две

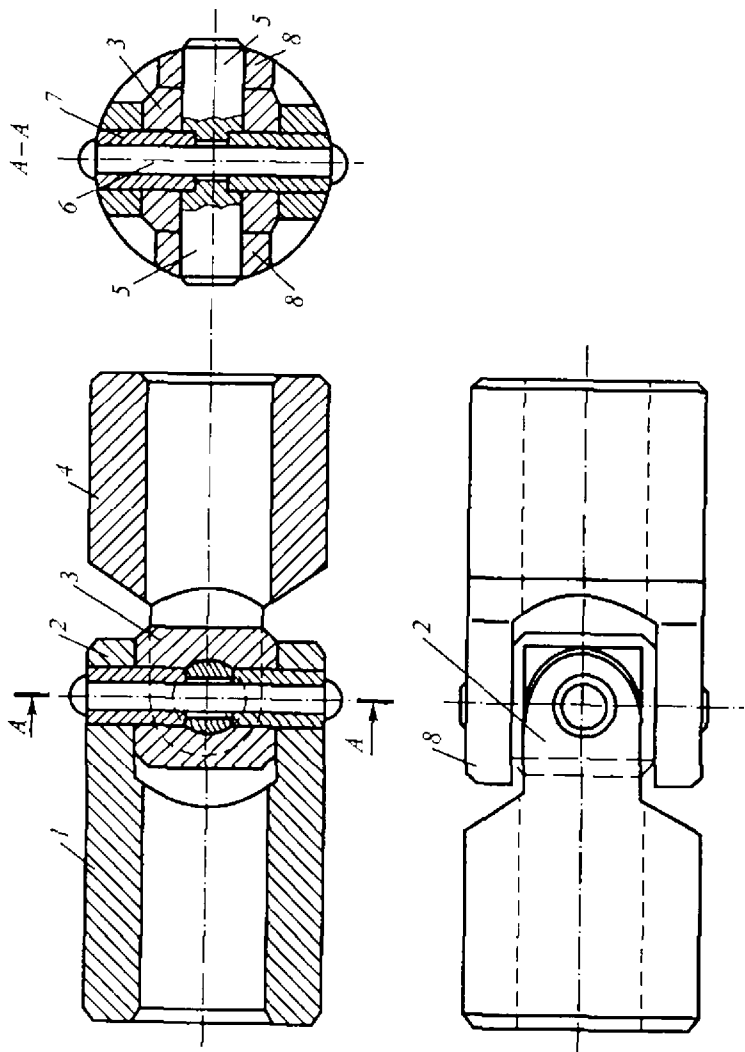


Рис. 19.8. Малогабаритная одинарная шарнирная муфта

одинаковые полумуфты 1 и 4 с вилками соединены крестовиной, состоящей из сухаря 3, двух осей 5 и 6 и двух одинаковых втулок 7. Сопряжения с зазором оси 5 и втулок 7 с вилками 2 и 8 полумуфт образуют шарниры скольжения. Размеры муфты определяют по таблице [32] в зависимости от значения вращающего момента, определяемого по формуле

$$T = T_{\text{н}} \cos \gamma,$$

где $T_{\text{н}}$ — номинальный вращающий момент; γ — угол перекоса валов.

Пальцевые муфты с металлическими дисками. Такая муфта (рис. 19.9) состоит из одинаковых полумуфт 1 и 3 и пакета плоских металлических дисков 2, которые присоединяются к полумуфтам болтами 6, установленными во фланцах полумуфт. Закаленные втулки 5 и гайки 4 (рис. 19.9, б) позволяют надежно зажимать пакеты дисков с их торцов. Муфта проста по конструкции и не требует ухода в процессе эксплуатации. Одна муфта компенсирует только угловое смещение валов. При этом пакет упругих дисков изгибается из своей плоскости. Чем меньше пальцев на полумуфтах, тем податливее свободные участки дисков на изгиб и, следовательно, выше компенсирующая способность муфты. Однако несущая способность муфты при этом снижается.

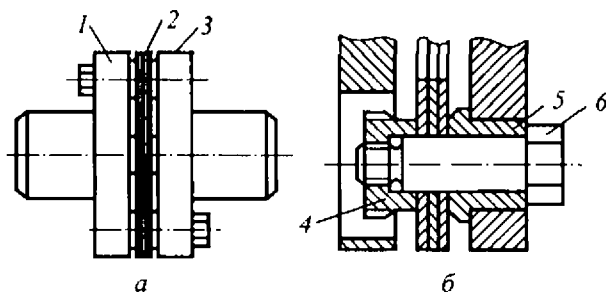


Рис. 19.9. Пальцевая муфта с металлическими дисками (а); способ крепления пакета дисков к полумуфте (б)

Комбинация двух муфт с промежуточным валом позволяет компенсировать как угловые, так и радиальные смещения валов (см. рис. 19.6, б).

При угловом смещении валов вращающийся диск испытывает циклические деформации изгиба. Это может привести к его усталостному разрушению.

Размеры муфты выбирают по таблицам [9; 32] в зависимости от значения расчетного вращающего момента.

Муфты находят широкое применение в безлюфтовых приводах высокой крутильной жесткости с неточно установленными агрегатами.

Упругие муфты. Свойства и назначение. Эти муфты отличаются наличием упругого элемента и являются универсальными, поскольку обладая некоторой крутильной податливостью, они компенсируют взаимные смещения валов.

Упругие муфты — эффективное и недорогое средство снижения вредных динамических нагрузок в приводах машин.

Упругие муфты способствуют:

1) смягчению толчков и ударов вращающего момента, вызванных технологическим процессом или выбором зазора при пусках и остановках машины. При этом кинетическая энергия удара аккумулируется муфтой во время деформации упругого элемента, превращаясь в потенциальную энергию деформации;

2) защите привода машины от вредных крутильных колебаний;

3) соединению валов, имеющих взаимные смещения. В этом случае деформируется упругий элемент муфты и муфта функционирует как компенсирующая.

Рассмотрим основные характеристики упругих муфт.

1. Жесткость c при кручении представляет отношение вращающего момента T к углу φ поворота полумуфт (рис. 19.10). В зависимости от конструкции муфты эта характеристика может быть линейной (прямая 1) или нелинейной (кривая 2).

Для муфты с линейной характеристикой жесткости $T = c\varphi$. Для муфты с нелинейной характеристикой, жесткость

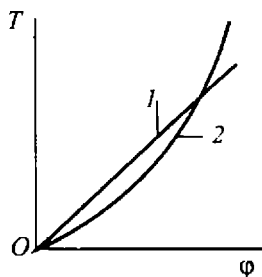


Рис. 19.10. Характеристики крутильной жесткости упругих муфт:
1 — линейная; 2 — нелинейная

различна в каждой точке кривой 2 и определяется как $c = dT/d\varphi$, т. е. является касательной к кривой жесткости в данной точке характеристики.

2. Демпфирующая способность, т. е. способность необратимо поглощать часть энергии деформации упругого элемента муфты при действии циклически изменяющегося вращающего момента с амплитудой ΔT , наложенного на постоянный вращающий момент T_n (рис. 19.11, а). Количественно демпфирующая способность может оцениваться коэффициентом относительного рассеивания $\psi = A_D/A_{упр}$, где A_D — работа, поглощенная за один цикл нагружения муфты переменным моментом (рис. 19.11, б) (площадь петли гистерезиса); $A_{упр}$ — работа сил упругой деформации муфты за четверть периода полного колебания.

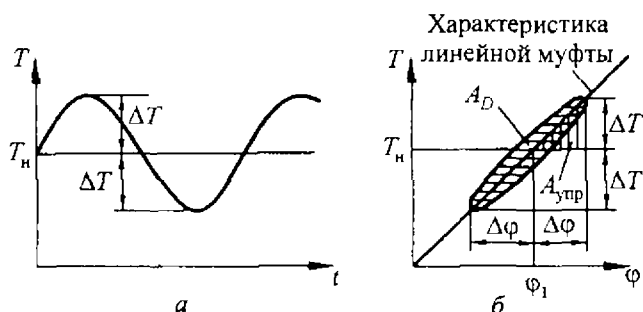


Рис. 19.11. Характер изменения вращающего момента (а) и петля гистерезиса линейной муфты с демпфированием (б)

На простейшем примере двухмассовой колебательной системы (рис. 19.12) рассмотрим влияние упругой муфты с линейной характеристикой жесткости c и с демпфирующей способностью ψ . Примем, что крутильная податливость валов пренебрежимо мала по сравнению с крутильной податливостью муфты. На массы с моментами инерции J_1 и J_2 действуют переменные вращающие моменты с одинаковой круговой частотой ω .

Собственная круговая частота рассматриваемой системы без учета демпфирования определяется по формуле

$$\omega_c = [c(1/J_1 + 1/J_2)]^{1/2}.$$

На рис. 19.13 представлены амплитудно-резонансные кривые для муфт одинаковой крутильной жесткости, но различной демпфирующей способности. В резонансной зоне крутильных колебаний ($\omega/\omega_c = 1$) амплитуды колебаний φ (угол относительного поворота полумуфт) зависят от демпфирующей способности муфты. С ростом демпфирования амплитуды колебаний снижаются.

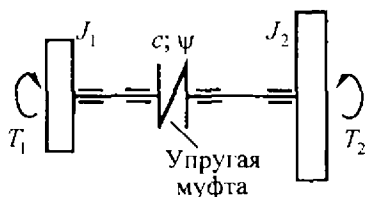


Рис. 19.12. Двухмассовая колебательная система с упругой муфтой

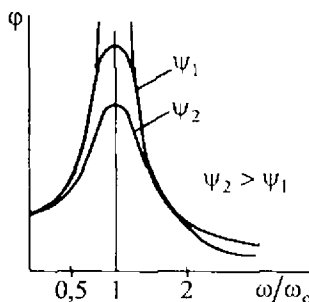


Рис. 19.13. Амплитудно-резонансные кривые линейной системы

Следует подчеркнуть, что амплитуда крутильных колебаний зависит от отношения возмущающей частоты к собственной частоте крутильных колебаний системы.

Таким образом, правильно подобранная упругая муфта по крутильной жесткости c и демпфирующей способности ψ существенно снижает амплитуду вредных крутильных колебаний в приводах машин, что повышает их ресурс.

Муфты с неметаллическими (резиновыми) упругими элементами. Широко распространены благодаря простоте конструкций, дешевизне изготовления, простоте эксплуатации (не требуют ухода), высокой податливости при кручении и хорошей демпфирующей способности. Два последних свойства определяются свойствами резины, из которой изготовлен упругий элемент муфты. Однако из-за невысокой прочности по сравнению с металлом эти муфты имеют большие размеры.

Муфты с упругим элементом в виде резиновой тороидальной оболочки имеют два исполнения по форме упругого элемента.

На рис. 19.14 изображена муфта с упругим элементом в виде внешнего тора. Две одинаковые полумуфты 1 соединены тороидальным упругим элементом 2, края которого прижаты к полумуфтам нажимными полукольцами 3 и винтами 5, равномерно расположенными по окружности. Нажимные кольца разделены на два полукольца 3 для удобства монтажа и притянуты винтами 6 к кольцам 4. Тороидальный упругий элемент 2 изготовлен из резины, армированной нитями корда, которые уложены слоями.

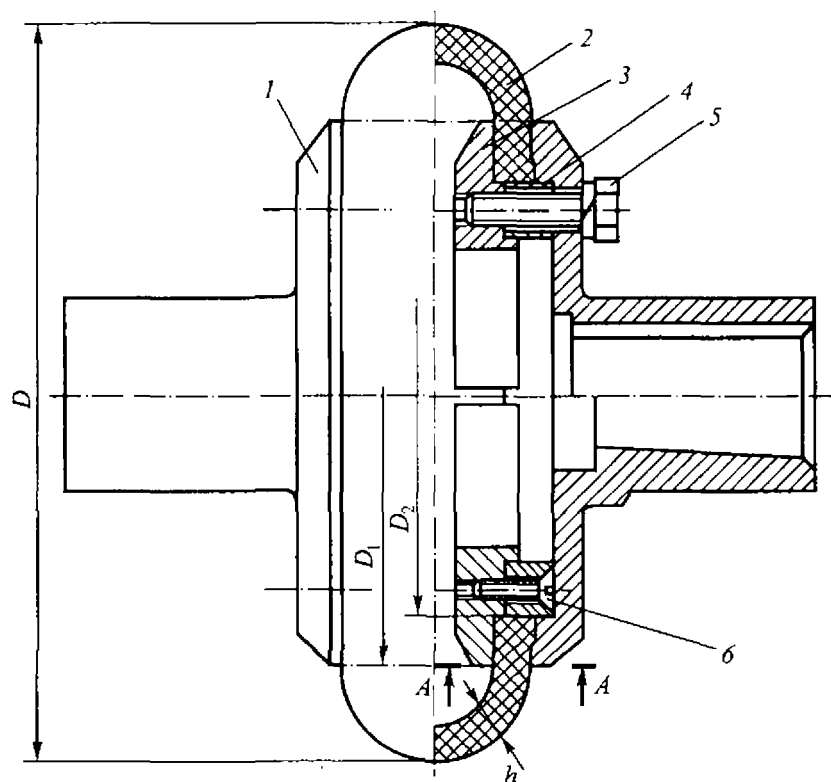


Рис. 19.14. Муфта с резиновым упругим элементом в виде внешнего тора

В зависимости от числа слоев корда и угла его наклона по отношению к меридиану торовой оболочки меняется крутильная же-

сткость муфты. В неотвественных машинах с малыми нагрузками применяют упругий элемент из резины (без корда). Он дешевле и проще в изготовлении. Благодаря особой форме упругого элемента эта муфта обладает также повышенной компенсирующей способностью, т. е. допускает значительные взаимные смещения полумуфт (угловое до 3° , радиальное 2...5 мм, осевое ± 2 мм и их комбинацию). Однако необходимо помнить, что чем больше расцентровка осей полумуфт, тем больше циклические деформации в упругом элементе и ниже его ресурс.

Недостатками муфты являются большой размер диаметра D и появление осевых сил, сближающих полумуфты при вращении муфты. Причиной появления осевых сил является деформация упругого элемента при его вращении под действием центробежных сил. На конструкцию муфты имеется ГОСТ, в котором приведены основные размеры муфт в зависимости от значения вращающего момента [32].

После выбора габаритных размеров муфты выполняют проверочные расчеты.

1. Уточняют толщину h упругого элемента из расчета его по основным касательным напряжениям в сечении А-А

$$\tau = \frac{2T}{\pi D_1^2 h} \leq [\tau]; \quad h \geq \frac{2T}{\pi D_1^2 [\tau]},$$

где T — расчетный вращающий момент; $[\tau]$ — допускаемые напряжения (зависят от марки резины и числа слоев корда).

2. Определяют необходимую силу прижатия края упругого элемента к полумуфте из условия $T_{\text{тр}} \geq T$, где $T_{\text{тр}} = F_{\text{зат}} f z D_{\text{ср}} / 2$ — момент сил трения; $F_{\text{зат}}$ — сила затяжки одного винта; f — коэффициент трения резины по металлу; z — число винтов; $D_{\text{ср}} = (D_1 + D_2) / 2$.

Отсюда определяют силу затяжки винта

$$F_{\text{зат}} = \frac{2Ts}{fzD_{\text{ср}}},$$

где s — коэффициент запаса сцепления (1,2...1,5).

Далее находят расчетный диаметр винта.

3. Проверяют напряжения смятия на кольцевой поверхности контакта края упругого элемента с полумуфтой

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F_{\text{зат}} z}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

Допускаемое напряжение смятия $[\sigma]_{\text{см}}$ определяют в зависимости от конструкции края упругого элемента (наличие корда или металлических колец, увеличивающих жесткость края при его сжатии) и марки резины.

На рис. 19.15 изображена муфта с упругим элементом в виде внутреннего тора. Две одинаковые полумуфты 1 соединены тороидальным упругим элементом 2, края которого прижаты к полумуфтам нажимными кольцами 3 и винтами 4, равномерно расположенными по окружности. Обладая такими же компенсирующими способностями, эта муфта лишена недостатков муфты на рис. 19.14. При одинаковой несущей способности муфта имеет меньший наружный диаметр, а потому меньше подвержена влиянию центробежных сил, т. е. допускает большие частоты вращения. Центробежные силы, действующие на оболочку, воспринимают нажимные кольца. Муфта имеет меньше металлических деталей и проще при установке упругого элемента.

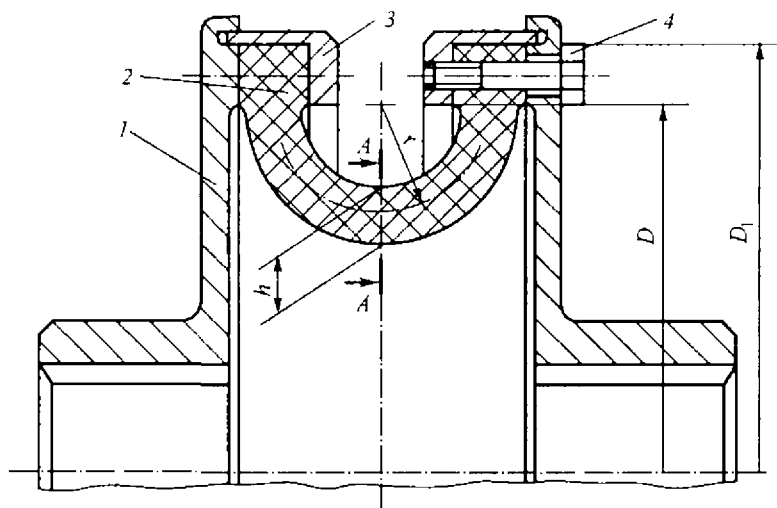


Рис. 19.15. Муфта с резиновым упругим элементом в виде внутреннего тора

На конструкцию муфты имеется ГОСТ, в котором приведены основные размеры муфт в зависимости от величины вращающего момента [32].

После выбора габаритных размеров муфты выполняют расчеты.

1. Уточняют толщину h упругого элемента в сечении $A-A$ из расчета по основным касательным напряжениям

$$\tau = \frac{2T}{(D - 2r)^2 \pi h} \leq [\tau]; \quad h \geq \frac{2T}{(D - 2r)^2 \pi [\tau]},$$

где T — расчетный вращающий момент; $[\tau]$ — допускаемые напряжения (зависят от марки резины и числа слоев корда).

2. Определяют необходимую силу прижатия края упругого элемента к полумуфте из условия $T_{\text{тр}} \geq T$, где $T_{\text{тр}} = F_{\text{зат}} f z D_{\text{ср}} / 2$ — момент сил трения; $F_{\text{зат}}$ — сила затяжки одного винта; f — коэффициент трения резины по металлу; z — число винтов; $D_{\text{ср}} = (D_1 + D) / 2$.

Отсюда определяют силу затяжки винта $F_{\text{зат}} = 2Ts / (fzD_{\text{ср}})$, где s — коэффициент запаса сцепления (1,2...1,5).

Далее определяют диаметр винта.

3. Проверяют напряжения смятия на кольцевой поверхности контакта края упругого элемента с полумуфтой (рис. 19.15):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F_{\text{зат}} z}{\pi(D_1^2 - D^2)} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

Допускаемое напряжение смятия $[\sigma]_{\text{см}}$ определяют в зависимости от конструкции края упругого элемента (наличие корда или металлических колец, увеличивающих жесткость края упругого элемента при его сжатии) и марки резины.

Муфта с резиновой конической шайбой изображена на рис. 19.16. Резинометаллический упругий элемент 4 крепят к полумуфтам 1 и 6 винтами, равномерно расположенными по окружности. Современные способы привулканизации резины к металлу позволяют получить прочность соединения не ниже прочности самой резины. Привулканизация резины к металлу является предпочтительным способом крепления, так как от-

существует концентрация напряжения в зоне прижатия буртов упругого элемента к металлу (см. рис. 19.14).

По сравнению с муфтами, представленными на рис. 19.14 и 19.15, эта муфта не обладает высокими компенсирующими свойствами. Однако ее с успехом применяют в приводах машин для гашения вредных крутильных колебаний. Меняя угол конуса, можно получить необходимую крутильную жесткость муфты

$$c = \frac{T}{\varphi} = \frac{\pi G D (D^3 - d^3)}{24 H},$$

где G — модуль упругости второго рода резины; остальные обозначения см. на рис. 19.16.

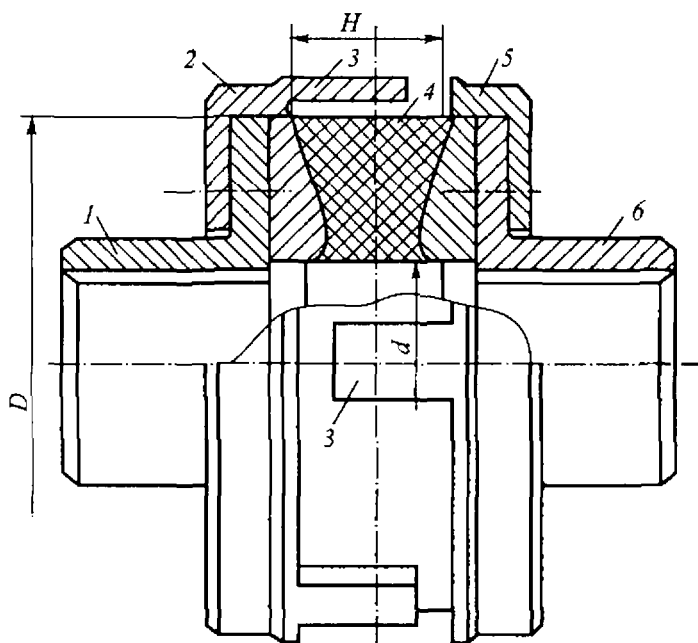


Рис. 19.16. Упругая муфта с резиновой конической шайбой

Положительной особенностью муфты является равномерное распределение основных касательных напряжений τ по объему резины при действии вращающего момента T . На рис. 19.17 изображена схема работы резинометаллического упругого элемента.

При действии вращающего момента резиновая коническая шайба испытывает крутильный сдвиг, при этом одно металлическое кольцо повернется относительно другого на угол φ , а точка 2 на радиусе ρ сместится относительно точки 1 на $\rho\varphi$. Если рассматривать малые деформации, то приближенно можно записать

$$\rho\varphi \approx \gamma h; \quad \gamma \approx \frac{\rho\varphi}{h}.$$

Тогда в соответствии с законом Гука $\tau = G\gamma = G\rho\varphi/h$.

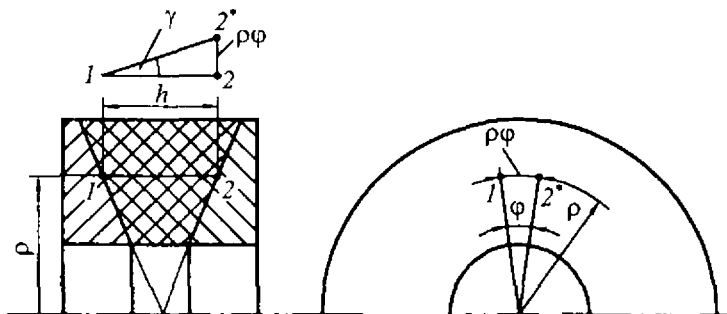


Рис. 19.17. Характер деформации резнометаллического упругого элемента при нагружении вращающим моментом

Таким образом, при фиксированном угле φ напряжения τ одинаковы на любом радиусе ρ , так как $\rho/h = \text{const}$.

В ответственных приводах в муфте применяют кольца 2 и 5 с торцевыми кулачками 3, которые, зацепляясь, продолжают передавать вращающий момент даже после разрушения резиновой шайбы (см. рис. 19.16).

Муфты с металлическими упругими элементами. Обладают меньшими габаритными размерами, хорошо работают при изменениях температуры в большом диапазоне. Однако они сложны по конструкции, дороже, требуют ухода при эксплуатации.

На рис. 19.18 изображена муфта с упругими элементами в виде стальных стержней, работающих на изгиб при действии вращающего момента. Полумуфты 1 и 7 соединены цилиндрическими стальными стержнями (пружинами) 5, равномерно распо-

ложенными по окружности диаметром D . Крышка 3 и кожух 4 удерживают стержни от выпадания и смазку в муфте благодаря уплотнениям 2 и 8. Для уменьшения износа пружин и их гнезд муфта заполняется маслом с антизадирными присадками через масленку 6.

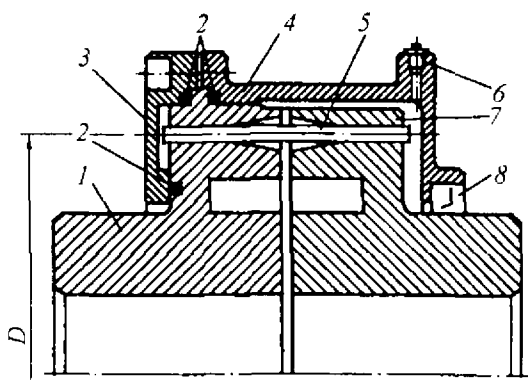


Рис. 19.18. Муфта с упругим элементом в виде стальных стержней

Полумуфты изготавливают из сталей 45, 40Х, стержни — из высоколегированных пружинных сталей, крышка и кожух — из чугуна СЧ12.

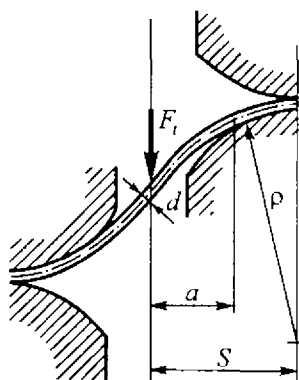


Рис. 19.19. Характер деформации упругого элемента муфты при действии вращающего момента

При действии вращающего момента характеристика муфты на первом этапе линейна (до тех пор, пока кривизна оси стержня не станет равной кривизне профиля гнезда (рис. 19.19)). В этом случае крутильная жесткость муфты

$$c = T/\varphi = 3EJzD^2/(8S^3),$$

где E — модуль упругости материала стержня; J — момент инерции сечения стержня; z — число стержней; D и S см. на рис. 19.18 и 19.19.

На втором этапе нагружения муфты (нелинейный участок характеристики муфты) крутильная жесткость

$$c = dT/d\varphi = 3T^3 \rho^3 / (E^2 J^2 z^2 D),$$

где ρ — радиус кривизны профиля гнезда (рис. 19.19).

Минимальный диаметр стержня

$$d = 4[\sigma]_{\text{н}} D \xi^2 (3 - \psi^3) / (3E\varphi),$$

где $[\sigma]_{\text{н}}$ — допускаемое напряжение изгиба материала стержня;
 $\xi = S/D$ — геометрический параметр; S — см. на рис. 19.19;
 $\psi = a/S$ (принимают $\psi = 0,6-0,7$ для нелинейных муфт, $\psi = 1,0$ для линейных муфт); φ — угол относительного поворота полу-
 муфт; E — модуль упругости первого рода. Радиус кривизны
 профиля гнезда $\rho = Ed/(2[\sigma]_{\text{н}})$.

Основные размеры муфты в зависимости от величины вращающего момента приведены в [9; 32].

19.3. Муфты сцепные управляемые

Сцепные муфты соединяют и разъединяют неподвижные или вращающиеся валы по команде. Их подразделяют на муфты с профильным замыканием (кулачковые) и на фрикционные. Последние широко используют при необходимости изменения режима работы машины без остановки двигателя.

Муфты сцепные кулачковые. Применяют для передачи больших вращающих моментов при нечастых включениях. Они имеют значительно меньшие габаритные размеры и массу, чем фрикционные муфты сцепления. Однако они соединяют валы, угловые скорости которых равны или незначительно различаются. При этом требуется точная соосность соединения полумуфт. На рис. 19.20 изображена муфта с торцевыми кулачками и некоторые профили кулачков. Выбор формы кулачков определяется в основном условиями включения муфты (одинаковые угловые скорости полумуфт) и передаваемой нагрузкой.

Материал кулачковых муфт должен обеспечивать высокую твердость рабочих поверхностей кулачков. Для этого используют стали марок 20Х, 12ХНЗА с цементацией и закалкой до твердости 50...60 HRC₃. При частых включениях применяют

стали 40X, 40XH, 35XГСА с закалкой рабочих поверхностей зубьев до твердости 40...45 HRC₃.

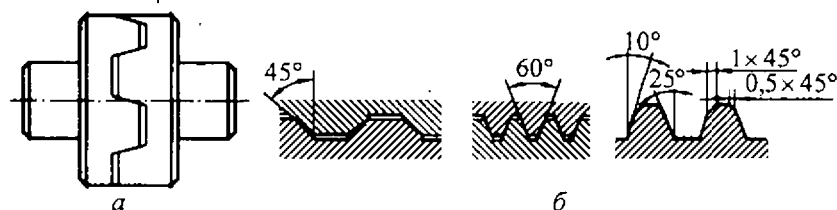


Рис. 19.20. Кулачковая муфта сцепления (а) и форма сечений кулачков (б)

Приближенным расчетом проверяют контактные напряжения на рабочей поверхности кулачка включенной муфты в предположении равномерной работы всех кулачков

$$\sigma_H = 2T / (d_{cp} z A) \leq [\sigma]_H,$$

где T — расчетный вращающий момент; d_{cp} — средний диаметр муфты по кулачкам; A — площадь проекции опорной поверхности кулачка на диаметральную плоскость; z — число кулачков.

Муфты сцепные фрикционные. Передают вращающий момент в результате сил трения на рабочих поверхностях, создаваемых плавным прижатием рабочих (фрикционных) поверхностей. Меняя силу прижатия, можно регулировать момент сил трения. За время включения фрикционной муфты рабочие поверхности проскальзывают. После завершения включения муфты скольжение отсутствует.

На рис. 19.21, а изображена многодисковая муфта сцепления и конструкция внутренних 3 и наружных 4 дисков. Муфта состоит из полумуфт 1 и 2, расположенных строго соосно (обычно на одном валу) и внутренних 3 и наружных 4 дисков, которые сжимаются силой F , приложенной нормально к трущимся поверхностям. Регулируемая сила F может создаваться механическим, гидравлическим, пневматическим или электромагнитным путем. На рабочие поверхности дисков наносят фрикционный слой или крепят накладки из фрикционного материала (рис. 19.21, б), повышающего силу трения. Для обеспечения размыкания дисков

после включения муфты в отдельных случаях наружные диски выполняют неплоскими (синусные диски, см. рис. 19.21, б).

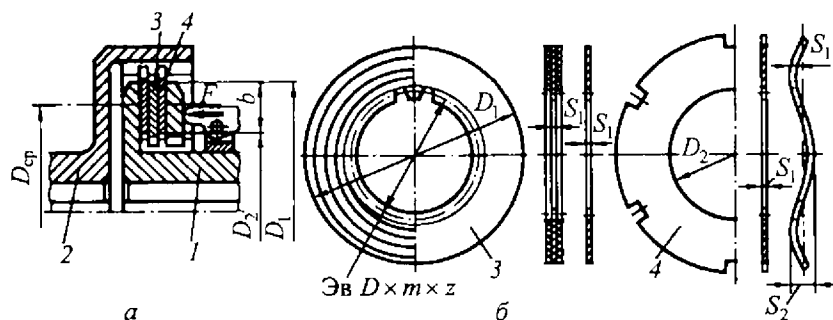


Рис. 19.21. Многодисковая фрикционная муфта сцепления (а) и форма фрикционных дисков (б)

Для улучшения смазывания рабочих поверхностей муфт и отвода продуктов износа на торцах дисков выполняют неглубокие спиральные канавки.

В зависимости от условий эксплуатации фрикционные муфты подразделяют на муфты без смазывания трущихся поверхностей (сухие) и со смазыванием трущихся поверхностей (масляные). Последние передают меньший вращающий момент (в них ниже коэффициент трения), однако они более долговечны (интенсивность изнашивания рабочих поверхностей меньше, чем у сухих муфт).

Материалы фрикционных дисков. Рабочие поверхности дисков выполняют из фрикционных материалов, которые должны обладать высоким коэффициентом трения и его стабильностью с изменением температуры, давления на рабочей поверхности и скорости скольжения; хорошим сопротивлением изнашиванию; теплостойкостью, т. е. выдерживать высокие температуры без разрушения и с сохранением нужных свойств.

В сухих муфтах в основном применяют фрикционные пары:

1) закаленная сталь по металлокерамике, образованной нанесением и спеканием под давлением смеси порошков меди, железа, графита, свинца и др.;

2) закаленная сталь по фрикционным накладкам, выполненным на основе термореактивных смол с необходимыми ингредиентами.

В муфтах со смазкой в основном применяют фрикционные пары:

- 1) закаленная сталь по металлокерамике;
- 2) закаленная сталь по стали;
- 3) бронза по закаленной стали или чугуну.

Средние значения коэффициентов трения и допускаемым давлениям фрикционных пар можно найти в справочной литературе [32].

При приближенных расчетах муфт определяют:

- 1) расчетный вращающий момент на муфте

$$T_p = sT_c = FfzD_{cp}/2,$$

где $D_{cp} = (D_1 + D_2)/2$ — средний диаметр рабочей поверхности дисков; T_c — максимальный вращающий момент, нагружающий муфту; z — число пар поверхностей трения; f — коэффициент трения; F — сила сжатия фрикционных дисков; s — коэффициент запаса сцепления [32];

2) давление p на рабочей поверхности дисков (чем больше давление, тем больший вращающий момент передает муфта, однако тем быстрее изнашивается фрикционное покрытие дисков)

$$p = 4F/\pi(D_1^2 - D_2^2) \leq [p],$$

где $[p]$ — допускаемое давление [32];

- 3) число пар поверхностей трения

$$z = 2T_p / (\pi f \psi [p] D_{cp}^3 K_z),$$

где $\psi = (D_1 - D_2)/(2D_{cp})$ (обычно $\psi = 0,1-0,35$); K_z — коэффициент влияния числа дисков на силу включения муфты [32] (учитывает трение выступающих частей диска о направляющие пазы полумуфт).

Кроме рассмотренных типов муфт сцепления существует большое количество других муфт сцепления [32]. Довольно часто фрикционные муфты сцепления применяют в качестве тормозов.

19.4. Муфты сцепные самоуправляемые

Сцепные самоуправляемые муфты соединяют или разъединяют валы автоматически при наступлении особых условий в работе машины. В зависимости от выполняемых функций эти муфты подразделяют на несколько типов.

Муфты предохранительные. Предохраняют дорогие детали в машинах (зубчатые колеса, валы и др.) от случайных перегрузок. Перегрузки могут быть вызваны особенностями рабочих процессов машин (дробильные, землеройные и др.); изменением условий работы машины (прекращение подачи смазочного материала, появление заедания и др.).

При расчете предохранительных муфт во избежание случайных выключений за расчетный вращающий момент принимают $T = 1,25T_{\max}$, где $T_{\max}$ — максимальный момент, возникающий при работе машины.

Муфты предохранительные с разрушающимся элементом. Отличаются малыми габаритами и высокой точностью срабатывания.

На рис. 19.22 изображена муфта, у которой полу муфты 2 и 7, соединенные цилиндрическим предохранительным элементом 5 и установлены на валу 1. Если полу муфта 2 соединена с валом шпонкой, то полу муфта 7 сидит на валу свободно. Стальные втулки 4 и 6, закаленные до высокой твердости, предохраняют края отверстий во фланцах от повреждения при разрушении предохранительного элемента. Резьбовая пробка 3 удерживает элемент 5 от выпадания. Канавки шириной f и глубиной g на торцах фланцев полу муфт

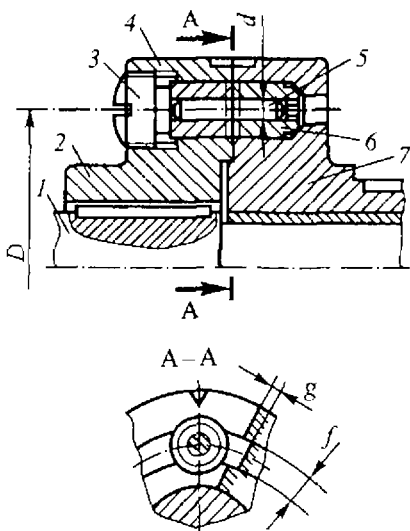


Рис. 19.22. Муфта предохранительная с разрушающимся элементом

защищают последние от повреждения заусенцем этого элемента после этого разрушения.

При перегрузке предохранительный элемент срезается, и полумуфты размыкаются. Для восстановления работоспособности машины ее необходимо остановить и заменить этот элемент.

Расчетами определяют следующие показатели:

1) предельный (разрушающий) момент муфты

$$T_{\text{пр}} = (z/k)(\pi d^2/4)\tau_{\text{в}}(D/2),$$

где z — число штифтов; D — диаметр окружности расположения осей штифтов; k — коэффициент неравномерности распределения нагрузки на штифт из-за ошибок изготовления (при $z=1$, $k=1$, при $z=2-3$, $k=1,2-1,3$); $\tau_{\text{в}} = (0,7-0,8)\sigma_{\text{в}}$ — предел прочности штифта на срез; $\sigma_{\text{в}}$ — предел прочности материала штифта на растяжение;

2) диаметр штифта

$$d = [8T_{\text{пр}}k/(\pi z\tau_{\text{в}}D)]^{1/2}.$$

При одном предохранительном элементе точность срабатывания муфты более высокая, однако концы валов и опоры дополнительно нагружены радиальной консольной силой, которая вращается вместе с муфтой.

Муфты предохранительные фрикционные. Автоматически восстанавливают работоспособность машины после прекращения действия перегрузки, однако точность срабатывания их невысока из-за непостоянства коэффициента трения на трущихся поверхностях дисков.

На рис. 19.23 представлена муфта, у которой полумуфты 1 и 5, установленные на одном валу, соединены пакетом фрикционных дисков 2 (диски см. также на рис. 19.21, б), сжатых через витые пружины 3 гайкой 4 строго фиксированной силой. При перегрузке наружные диски проскальзывают относительно внутренних дисков, и муфта передает лишь тот предельный момент, на который она настроена. Варьируя число фрикционных дисков и силу их сжатия с помощью гайки 4, муфту можно настроить на определенный предельный момент.

При расчетах определяют:

1) предельный вращающий момент, передаваемый муфтой

$$T_{\text{пр}} = FfD_{\text{ср}}z/2,$$

где $D_{\text{ср}} = (D_1 + D_2)/2$ — средний диаметр рабочей поверхности дисков (D_1 и D_2 на рис. 19.23); z — число пар поверхностей трения; f — коэффициент трения; F — сила сжатия фрикционных дисков,

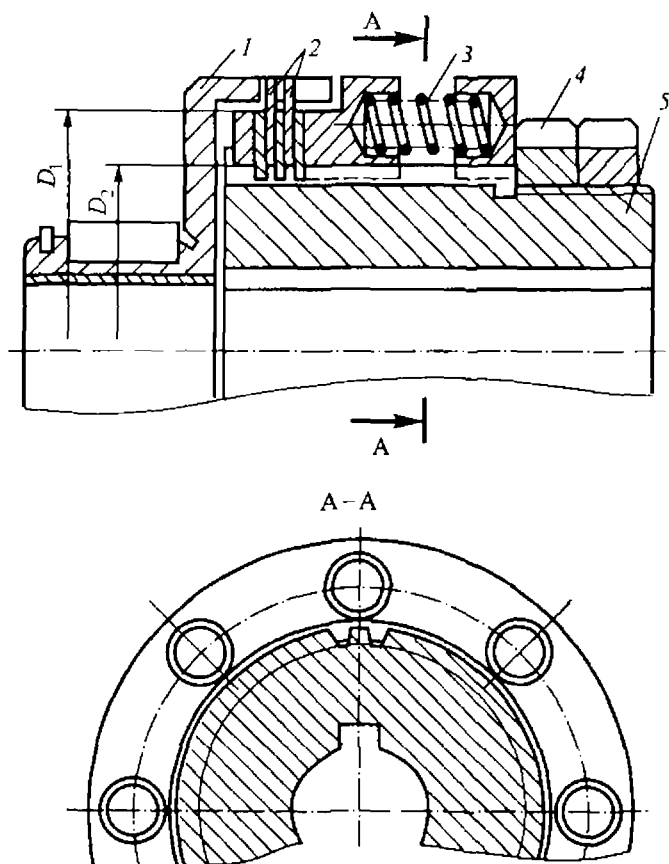


Рис. 19.23. Муфта предохранительная фрикционная многодисковая

2) давление p на рабочей поверхности дисков (чем больше давление, тем больший вращающий момент передает муфта,

однако тем быстрее изнашиваются фрикционные поверхности дисков)

$$p = 4F / \pi (D_1^2 - D_2^2) \leq [p],$$

где $[p]$ — допускаемое давление [32].

К фрикционным материалам рабочих поверхностей дисков применяют те же требования, что и для дисковых фрикционных муфт сцепления (см. с. 527). Особое внимание уделяется стабильности коэффициента трения с изменением рабочих условий (температуры, давления, времени пробуксовки).

С ростом числа фрикционных дисков диаметральный размер муфты для передачи одинакового вращающего момента уменьшаются. Однако при этом ухудшается отвод тепла от трущихся поверхностей при пробуксовке муфты и изменяется коэффициент трения.

Муфты свободного хода. Эти муфты служат для передачи вращающего момента только в одном направлении, когда угловые скорости ведущей и ведомой полумуфт равны. Если угловая скорость ведомой полумуфты превысит угловую скорость ведущей, муфта автоматически разъединит соединенные агрегаты.

По принципу действия эти муфты подразделяют на фрикционные и храповые. Наибольшее распространение получили первые из-за бесшумности, малого «мертвого хода», способности работать при высоких окружных скоростях. Поэтому рассмотрим принцип действия и конструкции только фрикционных муфт.

Роликовая муфта свободного хода (рис. 19.24). Состоит из обоймы 1 и звездочки 2, которые являются полумуфтами, роликов 3, расположенных равномерно по окружности, и прижимных устройств, состоящих из поршня и пружины 6. Ролики удерживают боковые крышки 4, которые фиксируют пружинные кольца. Обойму от поворота удерживает шпонка 5. Ведущим звеном муфты может быть как звездочка, так и обойма. На рис. 19.25 представлены основные размеры и характер взаимодействия обоймы, ролика и звездочки после соединения полумуфт и план сил, действующих на ролик со стороны звездочки и обоймы для случая, когда ведущей является звездочка ($\omega_2 > \omega_1$) (см. рис. 19.24). Когда обойма начнет обгонять звездочку ($\omega_1 > \omega_2$), ролик силами трения

о звездочку и обойму смещается в более широкую часть клинового зазора (на рис. 19.25, *a* положение ролика показано штриховой линией) и полумуфты размыкаются.

Основным параметром муфты является угол заклинивания α , обычно $\alpha = 6-10^\circ$. Для нормальной работы муфты угол заклинивания α должен быть постоянным как в начале заклинивания ролика (первое касание роликом полумуфт), так и после полного включения муфты. Однако в рассмотренной муфте угол α переменный, что является большим недостатком муфты. В этой муфте большую сложность представляет изготовление звездочки, так как малейшие ошибки при получении опорной поверхности для ролика влияют на рассеивание угла заклинивания и на надежность работы муфты. Недостатком муфты является также ее малая несущая способность из-за ограничения числа роликов по конструктивным соображениям.

Основные размеры муфты находят из приближенных соотношений $D \approx 7,7(T_p/z)^{1/3}$, где T_p — расчетный вращающий момент, Н·м; z — число роликов; D , мм — на рис. 19.24, 19.25. Диаметр ролика $d \approx D/8$. Более подробная информация приведена в [32].

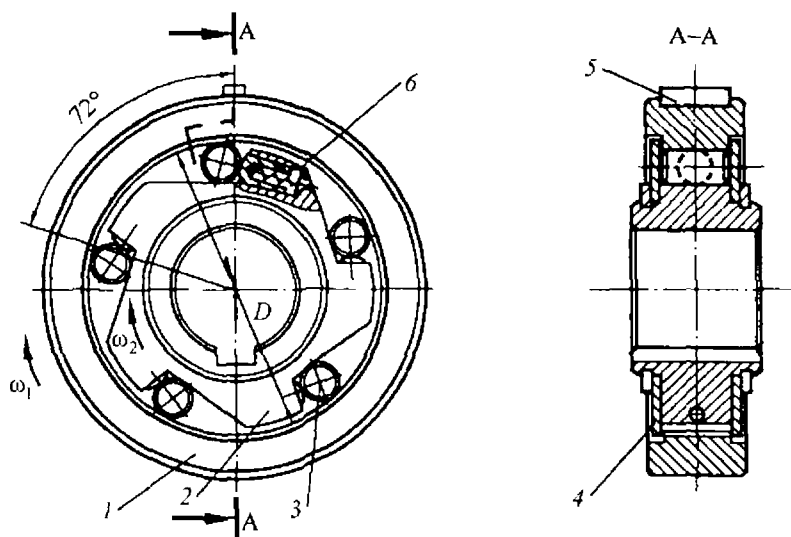


Рис. 19.24. Муфта свободного хода роликовая

Муфта с эксцентриковыми роликами представлена на рис. 19.26. Между concentричными цилиндрическими поверхностями полумуфт расположены эксцентриковые ролики. Муфта с эксцентриковыми роликами обладает следующими преимуществами по сравнению с роликовой муфтой свободного хода: простотой выполнения рабочих поверхностей полумуфт; повышенной несущей способностью из-за существенного увеличения числа роликов; большим радиусом кривизны рабочих поверхностей роликов, что уменьшает герцевские контактные напряжения.

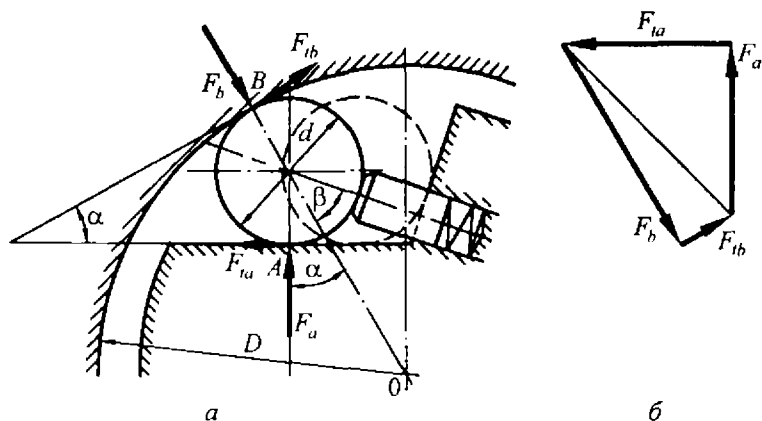


Рис. 19.25. Характер взаимодействия ролика с обоймой и звездочкой (а) и план сил (б)

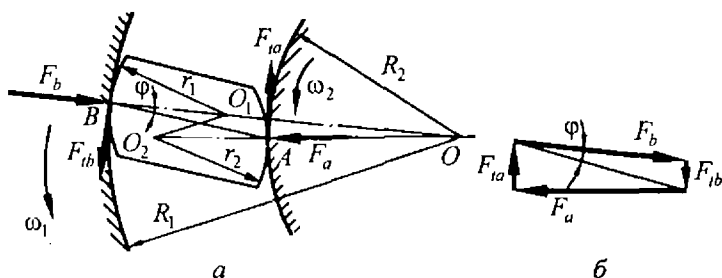


Рис. 19.26. Характер взаимодействия эксцентрикового ролика с полумуфтами (а) и план сил (б)

При условии $\omega_1 > \omega_2$ ролики заклиниваются между полумуфтами, и муфта передает вращающий момент. При $\omega_2 > \omega_1$ муфта размыкается.

На рис. 19.26, б представлен план сил, действующих на ролик во включенной муфте.

Муфты центробежные (пусковые). Для запуска машин с большими разгоняемыми массами (транспортирующие машины, центрифуги, вентиляторы и т. д.) необходимо применять мощные двигатели, развивающие большой вращающий момент при запуске и работающие после этого с большой недогрузкой при стационарном рабочем режиме машины. Это существенно удорожает стоимость машины и ее эксплуатацию. В этих случаях весьма целесообразно применять центробежные муфты.

По виду рабочего элемента центробежные муфты подразделяют на колодочные и с сыпучим наполнителем. Они служат для автоматического плавного соединения (или разъединения) агрегатов при достижении ведущей полумуфтой заданной угловой скорости.

На рис. 19.27, а представлена схема колодочной нормально-разомкнутой муфты. На ведущей полумуфте (на рисунке не показана) установлены колодки 2 с осью поворота 4 и пружины растяжения 3, отжимающие с силой F_n колодки от рабочей поверхности ведомой полумуфты 1. По мере разгона ведущей полумуфты центробежные силы $F_{ц}$, преодолевая силу пружин F_n , плавно прижимают колодки к рабочей поверхности ведомой полумуфты, вызывая появление силы трения $F_{тр}$.

На рис. 19.27, б представлена схема центробежной муфты с дробью. Ведущий вал 1 жестко соединен с разъемным корпусом 2. Ведомый вал 3 жестко соединен с диском 4, имеющим радиальные гофры. При вращении корпуса муфты стальная дробь 5 под действием центробежных сил перемещается к периферии корпуса, уплотняется и плавно увлекает диск 4 силами трения.

На рис. 19.28 представлена колодочная центробежная муфта, встроенная в шкив клиноременной передачи. Ступица 2 является ведущей полумуфтой, с которой подвижно в радиальном направлении соединены три колодки 3 с фрикционными накладками. Ведомая полумуфта 1, являясь шкивом, установлена на ступице 2

на двух подшипниках качения. Если муфта не вращается, полу-
муфты 1 и 2 разъединены. При вращении ведущей полу-
муфты 2 колодки также начинают вращаться и под действием центробеж-
ных сил плавно прижимаются к цилиндрической поверхности в
ведомой полу-муфте, соединяя полу-муфты.

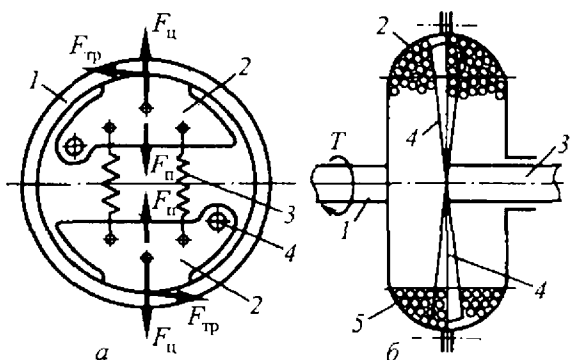


Рис. 19.27. Центробежные муфты: а — колодочная (нормально-разомкнутая); б — с рабочим телом в виде дроби

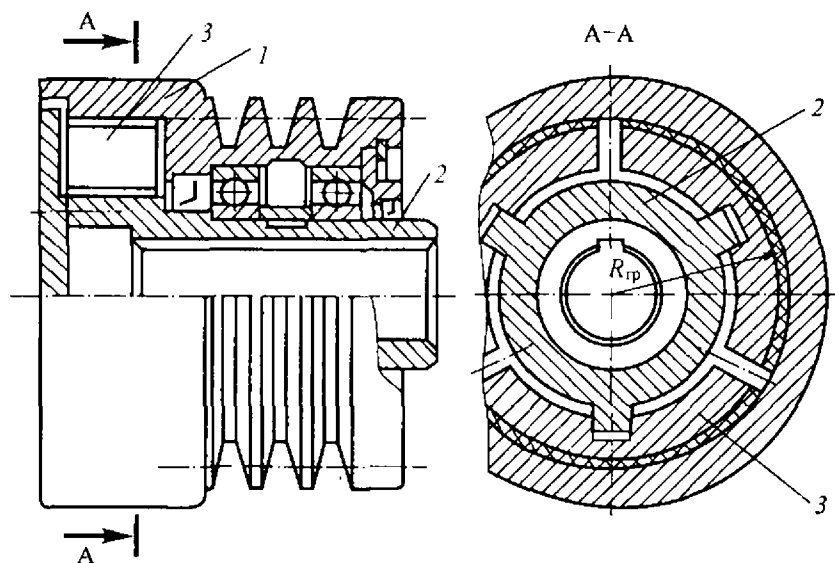


Рис. 19.28. Колодочная центробежная муфта, встроенная в шкив ременной передачи

Передаваемый муфтой вращающий момент равен моменту сил трения

$$T_{\text{тр}} = F_r f R_{\text{тр}} z = (G/g)(\pi^2 r/900)n^2 f R_{\text{тр}} z,$$

где F_r — радиальная сила, действующая на колодку; f — коэффициент трения; $R_{\text{тр}}$ — радиус трения, м; z — число колодок; G — вес колодки, Н; g — ускорение свободного падения, м/с^2 ; r — расстояние от оси вращения до центра тяжести колодки, м; n — частота вращения муфты, мин^{-1} .

Давление на колодках не должно превышать допустимого, определяемого ресурсом фрикционной накладки $p = F_r/A \leq [p]$, где A — площадь рабочей поверхности колодки.

Подробную информацию по конструкции центробежных муфт, их расчету и подбору см. в [32].

1. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1993.
2. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М.: Наука, 1969.
3. Воскресенский В. А., Дьяков В. И. Расчет и проектирование опор скольжения: Справочник. М.: Машиностроение, 1980.
4. Гаркунов Д. Н. Триботехника. М.: Машиностроение, 1989.
5. Глухарев Е. Г., Зубарев Н. И. Зубчатые соединения: Справочник. Л.: Машиностроение, 1983.
6. ГОСТ 18854-94 (ИСО 76-87). Межгосударственный стандарт. Подшипники качения. Статическая грузоподъемность.
7. ГОСТ 18855-94 (ИСО 281-89). Межгосударственный стандарт. Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс.
8. Готовцев А. А., Котенок И. П. Проектирование цепных передач. М.: Машиностроение, 1982.
9. Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1992. Ч. 2.
10. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 1998.
11. Зубчатые передачи: Справочник / Под ред. Е. Г. Гинзбурга. Л.: Машиностроение, 1980.
12. Иванов М. Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1999.
13. Иванов В. Н., Баранова В. С. Выбор и расчеты подшипников качения. Методические указания по курсовому проектированию. М.: МГТУ, 1988.
14. Иосилевич Г. Б. Детали машин М.: Машиностроение, 1988.
15. Истомин С. Н. Проектирование мелко модульных передач приборов с применением ЭВМ. М.: Машиностроение, 1985.
16. Квитницкий Е. И. и др. Расчет опорных подшипников скольжения: Справочник. М.: Машиностроение, 1979.
17. Когаев В. П., Дроздов Ю. Н. Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991.
18. Крагельский И. В. и др. Основы расчетов на трение и износ. М.: Высшая школа, 1977.
19. Кудрявцев В. Н. Детали машин. Л.: Машиностроение, 1980.
20. Леликов О. П. Конспект лекций по курсу «Детали машин»: Справочник. // Инженерный журнал. № 3, 4, 5. 1997.
21. Машиностроение. Энциклопедия. В 40 т. Т. 4-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. 1996.
22. Орлов П. И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в двух книгах. М.: Машиностроение, 1988, Кн. 1-2.
23. Основы расчета и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов / Под ред. В. Н. Кестельмана, Г. И. Рошина. М.: Машиностроение, 1989.
24. Пешти Ю. В. Газовая смазка. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1993.

25. *Подшипники качения: Справочник-каталог* / Л. В. Черневский, Р. В. Коросташевский, Б. А. Яхин и др.; Под общ. ред. Л. В. Черневского и Р. В. Коросташевского. М.: Машиностроение, 1997.
26. *Планетарные передачи: Справочник* / Под ред. В. Н. Кудрявцева, Ю. Н. Кирдяшева. М.—Л.: Машиностроение, 1977.
27. *Расчет деталей машин на ЭВМ* / Под ред. Д. Н. Решетова, С. А. Шувалова. М.: Высшая школа, 1985.
28. *Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытаний на контактную усталость. ГОСТ 25.507-78.*
29. *РД-50-551-85. Методические указания. Расчет и испытание на прочность. Расчетно-экспериментальная методика оценки сопротивления усталости сварных соединений.*
30. *РД-50-694-90. Методические указания. Надежность в технике. Вероятностный метод расчета на усталость сварных конструкций.*
31. *Решетов Д. Н. Детали машин.* М.: Машиностроение, 1989.
32. *Ряховский О. А., Иванов С. С. Справочник по муфтам.* Л.: Политехника, 1991.
33. *Валы и оси* / Серенсен С. В., Громан М. Б., Когаев В. П. и др. М.: Машиностроение, 1970.
34. *Справочник по триботехнике. В 3 т. Т. 1. Теоретические основы* / Под ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, Варшава: ВКЛ, 1989.
35. *Теория механизмов и машин* / Под ред. К. В. Фролова. М.: Высшая школа, 1987.
36. *Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости.* М.: Наука, 1979.
37. *Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: Справочное издание* / Под ред. В. М. Школьников. М.: Химия, 1989.
38. *Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник.* М.: Машиностроение, 1986.
39. *Феодосьев В. И. Сопротивление материалов.* М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999.
40. *Фомин М. В., Зябликов В. М., Смелянская Л. И. Расчет радиальных подшипников скольжения при жидкостной смазке: Методические указания.* М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1994.
41. *Часовников Л. Д. Передачи зацеплением.* М.: Машиностроение, 1969.
42. *Чесноков В. А. Фрикционные передачи* // Труды ВВИА им. Н. Е. Жуковского. Вып. 501, 1954.
43. *Полые оси и валы* / Школьник Л. М., Коваленко Ю. Е., Мартынов Н. И. и др. М.: Машиностроение, 1968.

Предисловие	5
Глава 1. Введение в курс «Детали машин». Контактная задача	6
1.1. Критерии работоспособности и расчета деталей машин.....	7
1.2. Надежность машин.....	9
1.3. Стандартизация.....	10
1.4. Машиностроительные материалы.....	11
1.5. Пути экономии материалов при конструировании.....	14
1.6. Технологичность конструкции. Точность. Взаимозаменяемость.....	15
1.7. Конструирование. Оптимизация.....	15
1.8. Сопряжения деталей машин и контактные напряжения ..	17
Глава 2. Резьбовые соединения	32
2.1. Общие понятия.....	32
2.2. Основные типы и параметры резьб.....	33
2.3. Материалы, классы прочности резьбовых деталей, допускаемые напряжения.....	35
2.4. Момент завинчивания.....	37
2.5. Стопорение резьбовых соединений.....	41
2.6. Распределение силы между витками резьбы.....	43
2.7. Прочность винтов при постоянных нагрузках.....	44
2.8. Расчет групповых резьбовых соединений.....	48
2.9. Расчет винтов при переменной нагрузке.....	61
2.10. Способы повышения несущей способности резьбовых соединений.....	63
Глава 3. Заклепочные соединения	70
Глава 4. Сварные соединения	78
4.1. Общие сведения.....	78
4.2. Сварные соединения стыковыми швами.....	81
4.3. Сварные соединения угловыми швами.....	83
4.4. Швы контактной сварки.....	90
4.5. Допускаемые напряжения сварных соединений.....	92
4.6. Расчет сварных соединений при переменном нагружении.....	93
Глава 5. Соединения деталей с натягом	103
5.1. Общие сведения.....	103
5.2. Соединения с натягом по цилиндрическим и коническим поверхностям.....	104
Глава 6. Соединения шпоночные и шлицевые	127
6.1. Соединения шпоночные.....	127
6.2. Соединения шлицевые (зубчатые).....	135

Глава 7. Соединения конусные, коническими стяжными кольцами и клеммовые.	155
7.1. Соединения конусные	155
7.2. Соединения коническими стяжными кольцами	159
7.3. Соединения клеммовые	165
Глава 8. Другие виды соединений	169
8.1. Паяные соединения	169
8.2. Клеевые соединения	176
8.3. Штифтовые соединения	180
8.4. Профильные соединения	183
Глава 9. Основы триботехники	187
9.1. Трение	187
9.2. Смазочные материалы	200
9.3. Уплотнения	211
Глава 10. Фрикционные передачи и вариаторы	217
10.1. Общие сведения	217
10.2. Общие вопросы конструирования	221
10.3. Расчет фрикционных передач	223
10.4. Передачи с постоянным передаточным отношением	225
10.5. Передачи с переменным передаточным отношением	225
10.6. Схемы расчетов вариаторов и основные направления развития их конструкций	229
Глава 11. Зубчатые передачи	230
11.1. Общие сведения	230
11.2. Цилиндрические зубчатые передачи. Краткие сведения по геометрии и кинематике	232
11.3. Параметры передач. Конструкция зубчатых колес	242
11.4. Точность зубчатых передач	248
11.5. Силы в зацеплении цилиндрических передач	250
11.6. Материалы. Термическая и химико-термическая обработка	254
11.7. Виды разрушения зубьев. Критерии работоспособности и расчета зубчатых передач	259
11.8. Расчетная нагрузка	264
11.9. Расчет зубьев цилиндрических передач на контактную прочность	273
11.10. Расчет зубьев цилиндрических передач на прочность при изгибе	280
11.11. Допускаемые напряжения	285
11.12. Цилиндрические передачи с зацеплением Новикова	296
11.13. Конические зубчатые передачи	302
11.14. КПД зубчатых передач	313
11.15. Планетарные передачи	316
11.16. Волновые зубчатые передачи	329
Глава 12. Червячные передачи	345
12.1. Общие сведения	345
12.2. Типы червяков	346
12.3. Критерии работоспособности червячных передач	348
12.4. Материалы червяка и червячного колеса	349

12.5. Основные параметры, геометрия червячных передач	350
12.6. Скольжение в червячной передаче, КПД передачи	355
12.7. Силы, действующие в зацеплении	357
12.8. Расчетная нагрузка. Коэффициент нагрузки	358
12.9. Допускаемые напряжения	360
12.10. Расчет червячной передачи по контактным напряжениям	362
12.11. Расчет червячной передачи по напряжениям изгиба зуба колеса	367
12.12. Тепловой расчет и охлаждение передач	368
Глава 13. Цепные передачи	375
13.1. Общие сведения	375
13.2. Типы цепей	376
13.3. Критерии работоспособности цепных передач	379
13.4. Материалы и термическая обработка деталей цепей	380
13.5. Основные параметры цепных передач	380
13.6. Расчет цепных передач	384
13.7. Силы, действующие в ветвях передачи	387
13.8. Переменность скорости движения цепи	388
Глава 14. Ременные передачи	393
14.1. Общие сведения	393
14.2. Классификация передач	393
14.3. Конструкция и материалы ремней	394
14.4. Основные геометрические соотношения	397
14.5. Взаимодействие ремня со шкивами, критерии расчета ременных передач	398
14.6. Кинематика ременных передач	400
14.7. Силы и напряжения в ремне	401
14.8. Расчет ременной передачи по тяговой способности, КПД передачи	404
14.9. Расчет долговечности ремня	406
14.10. Расчет плоскоремennых передач	407
14.11. Расчет клиновых и поликлиновых передач	408
14.12. Силы, действующие на валы передачи	409
14.13. Зубчато-ремennая передача	409
Глава 15. Передача винт-гайка	416
Глава 16. Валы и оси	428
16.1. Общие сведения	428
16.2. Конструкции и материалы	430
16.3. Расчеты валов и осей на прочность	434
16.4. Расчеты валов и осей на жесткость	443
16.5. Расчеты валов на виброустойчивость	447
Глава 17. Подшипники качения	448
17.1. Общие сведения	448
17.2. Критерии работоспособности	455
17.3. Распределение нагрузки между телами качения (задача Штрибека)	456
17.4. Статическая грузоподъемность подшипника	458
17.5. Кинематика подшипников качения	462

17.6. Расчетный ресурс подшипников качения	464
17.7. Зазоры и предварительные натяги в подшипниках качения	470
17.8. Минимальные осевые силы в радиально-упорных подшипниках	472
17.9. Расчеты сдвоенных подшипников	474
17.10. Расчетный ресурс при повышенной надежности	474
17.11. Расчет эквивалентной динамической нагрузки при переменных режимах нагружения	475
17.12. Быстроходность подшипников	477
17.13. Трение в подшипниках	477
17.14. Посадки подшипников	478
17.15. Смазывание подшипников и технический уход	479
17.16. Основные направления в конструировании и расчетах опор качения	481
17.17. Пример расчета	482
Глава 18. Подшипники скольжения	484
18.1. Общие сведения	484
18.2. Характер и причины выхода из строя подшипников скольжения	486
18.3. Подшипниковые материалы	487
18.4. Критерии работоспособности подшипников	488
18.5. Условные расчеты подшипников	489
18.6. Несущая способность масляного слоя при жидкостной смазке	490
18.7. Трение в подшипниках скольжения	494
18.8. Тепловой расчет подшипника	496
18.9. Расчет подшипников скольжения при жидкостной смазке	497
18.10. Устойчивость работы подшипников скольжения	499
18.11. Гидростатические подшипники	500
18.12. Подшипники с газовой смазкой	501
18.13. Подпятники	502
18.14. Магнитные подшипники	503
Глава 19. Муфты приводов	504
19.1. Назначение муфт, применяемых в машинах	504
19.2. Муфты, постоянно соединяющие валы	505
19.3. Муфты сцепные управляемые	525
19.4. Муфты сцепные самоуправляемые	529
Список литературы	538

Учебное издание

**Людмила Анатольевна Андриенко
Борис Александрович Байков
Икар Константинович Ганулич
Александр Владимирович Клыпин
Дмитрий Николаевич Решетов
Олег Анатольевич Ряховский
Владимир Павлович Тибанов
Марк Викторович Фомин
Сергей Арсеньевич Шувалов**

ДЕТАЛИ МАШИН

Редактор *О.Ю. Соколова*
Корректор *Г.С. Беляева*
Художник *С.С. Водчиц*
Компьютерная верстка *Д.Е. Холодовой*

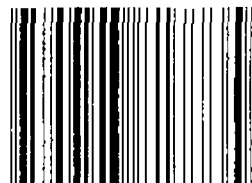
Изд. лиц. № 020523 от 25.04.97

Подписано в печать 17.12.01. Формат 60×90/16. Печать офсетная.
Бумага офсетная. Усл. печ. л. 34. Уч.-изд. л. 34,5.
Тираж 5000 экз. Заказ № 5247

Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана.
107005, Москва, 2-я Бауманская, 5.

Отпечатано в полном соответствии
с качеством предоставленного оригинал-макета
в ППП «Типография «Наука»
121099 Москва, Шубинский пер. 6

ISBN 5-7038-1773-0



9 785703 817735