

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН

Конспект лекций

Учебное пособие разработано в соответствии с Государственным образовательным стандартом и рабочей программой по дисциплине «Детали машин» и предназначено для студентов технологических специальностей по направлениям подготовки «Технология сырья и продуктов животного происхождения», «Технология сырья и продуктов растительного происхождения», «Технология продуктов специального назначения и общественного питания» и для преподавателей. Может быть рекомендовано для студентов дистанционной формы обучения.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	4
Введение.....	5
Глава 1 Основные положения.....	7
1.1 Критерии работоспособности и расчета деталей машин.....	7
1.2 Основные конструкционные материалы, их структура и свойства.....	10
1.3 Допускаемые напряжения и коэффициенты запаса прочности.....	18
1.4 Основы взаимозаменяемости. Допуски и посадки. Шероховатость.....	21
Глава 2 Передачи вращательного движения.....	29
2.1 Основные сведения о передачах.....	29
2.2 Зубчатые передачи.....	34
2.3 Червячные передачи.....	60
2.4 Редукторы.....	69
2.5 Фрикционные передачи и вариаторы.....	73
2.6 Передача винт-гайка.....	76
2.7 Ременные передачи.....	78
2.8 Цепные передачи.....	84
Глава 3 Валы, оси, подшипники и муфты.....	91
3.1 Валы и оси.....	91
3.2 Подшипники.....	95
3.3 Муфты.....	109
Глава 4 Соединения деталей машин и аппаратов.....	117
4.1 Заклепочные соединения.....	117
4.2 Соединения с натягом.....	122
4.3 Сварные соединения.....	124
4.4 Резьбовые соединения.....	129
4.5 Шпоночные, шлицевые (зубчатые) соединения.....	136
Глава 5 Основные типы грузоподъемных и транспортирующих машин....	142
Глава 6 Детали корпусов. Уплотнения. Упругие элементы.....	152
Список использованной литературы	164

ПРЕДИСЛОВИЕ

Предмет «Детали машин» изучают студенты и технологических специальностей технических вузов, поскольку в будущей практической деятельности вопросы механики и эксплуатации механических передач, приводов и производственных машин занимают значительное место.

Курс деталей машин - фундаментальная дисциплина в системе подготовки инженеров. Этот предмет занимает особое место в ряду изучаемых дисциплин. Он является завершающим в группе общетехнических дисциплин (математика, физика и др.) и связующим со специальными дисциплинами.

Данное учебное пособие дает общее представление об устройстве, принципе действия и методах обеспечения работоспособности механических передач и приводов, имеющих наиболее широкое применение в технике.

Представляемый материал соответствует Государственным образовательным стандартам подготовки инженеров-технологов. Изложение изучаемого материала достаточно традиционно.

Авторы выражают глубокую благодарность рецензентам рукописи. Особую признательность хотели бы выразить доценту, к.т.н. А.М. Попову за внимание и полезные советы и замечания, высказанные при подготовке пособия.

ВВЕДЕНИЕ

Машиной называют устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов, движения или для накопления и переработки информации с целью повышения производительности, замены или облегчения физического и умственного труда человека.

Машины делят в основном на две большие группы: машины-двигатели и рабочие машины. Машины-двигатели - энергетические машины, предназначенные для преобразования энергии любого вида в энергию движения исполнительных органов рабочих машин. К таким машинам относят электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания, и т.п. Рабочие машины предназначены для облегчения и замены физического труда человека по изменению формы, свойств, состояния, размера и положения обрабатываемых материалов, для перемещения различных грузов, а также для облегчения и замены его логической деятельности при выполнении расчетных операций и операций контроля и управления производственными процессами. К таким машинам относят всевозможные станки для обработки материалов, транспортные машины, вычислительные машины, устройства робототехники: манипуляторы, промышленные роботы и др.

В зависимости от способа управления движением машин различают: машины ручного управления, полуавтоматического и автоматического действия. К машинам с ручным управлением относят те их разновидности, в которых оператор (рабочий) находится на соответствующем встроенном в машину рабочем месте (автомобили и т. п.) или в непосредственной близости от машины (металлорежущие станки и др.). В машинах полуавтоматического действия часть операций имеет ручное управление, а часть - с помощью устройств автоматического действия. В машинах автоматического действия (машины-автоматы) все операции осуществляются по заданной программе (без непосредственного участия человека) с помощью специальных устройств или современных электронных машин. Многочисленные разновидности машин

отличаются осуществляемыми с их помощью производственными процессами. Их сходство определяется наличием в машинах механизмов, предназначенных для передачи и преобразования движения.

Механизмом называют совокупность взаимосвязанных звеньев, допускающую их относительное движение и предназначенную для преобразования движения одного или нескольких звеньев в требуемые движения остальных звеньев.

Машины и механизмы состоят из отдельных деталей и сборочных единиц (узлов).

Детали изготавливают без применения сборочных операций точением, фрезерованием, штамповкой и другими методами так, что они представляют единое целое (винты, валы, шкивы, зубчатые колеса, корпуса редукторов и др.).

Сборочные единицы (узлы) изготавливают из деталей с помощью сборочных операций свинчиванием, сваркой, запрессовыванием (муфта, подшипник качения, цепь и др.). Менее сложные сборочные единицы могут входить в более сложные (в редукторе, например, имеется несколько подшипников).

Анализируя конструкции различных машин, их узлов и деталей, не трудно заметить, что многие типы деталей и узлов встречаются почти во всех машинах с одними и теми же функциональными назначениями, например болты, валы, механические передачи, подшипники, муфты и др. Эти детали (узлы) называют *деталью общего назначения*; их теорию, расчет и конструирование изучают в курсе «Детали машин». Все другие детали (узлы), применяющиеся только в одном или нескольких типах машин (шпиндели станков, коленчатые валы, поршни, шатуны, канаты и т. п.), относят к *детали специального назначения* и изучают в соответствующих специальных курсах.

Все детали и узлы общего назначения делят на три основные группы: соединительные детали и соединения (сварные, резьбовые, шпоночные и др.); передачи вращательного движения (ременные, зубчатые, червячные и др.); детали и узлы, обслуживающие передачи (валы, подшипники, муфты и др.).

Глава 1 ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

При проектировании машин и разработке *конструкции* деталей исходят из ряда общих требований к ним: безопасность работы и удобство обслуживания; высокая производительность; экономичность и надежность (вероятность безотказной работы в течение заданного срока службы без ремонта); технологичность; стандартизация и унификация деталей; оптимальные габариты и минимальная масса; транспортабельность; эстетичность.

1.1 КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Для обеспечения требований, предъявляемых к машинам, детали машин должны отвечать ряду критериев *работоспособности*, т. е. способности нормально выполнять заданные функции. Такими критериями являются их прочность, износостойкость, жесткость, теплостойкость, виброустойчивость.

В зависимости от назначения детали ее расчет ведут по одному или нескольким критериям. Например, валы рассчитывают на прочность, жесткость, виброустойчивость, а для резьбовых и сварных соединений главным критерием является их прочность.

Прочность. Этот важнейший критерий работоспособности детали характеризует способность ее сопротивляться действию нагрузок (сил или моментов сил) без разрушения или пластических деформаций.

Различают разрушение деталей вследствие потери *статической прочности* или *сопротивления усталости*. Потеря статической прочности происходит тогда, когда значение рабочих напряжений превышает предел статической прочности материала (например, σ_B). Это связано обычно со случайными перегрузками, не учтенными при расчетах, или со скрытыми дефектами деталей (раковины, трещины и т. п.). Потеря сопротивления

усталости происходит в результате длительного действия переменных напряжений, превышающих предел выносливости материала (например, σ_{-1}). Сопротивление усталости значительно понижается при наличии концентраторов напряжений, связанных с конструктивной формой детали (галтели, канавки и т. п.) или с дефектами производства (царапины, трещины и пр.).

Возможны два вида инженерных расчетов на прочность: *проектный и проверочный*.

Проектный расчет - предварительный, упрощенный расчет, выполняемый в процессе разработки конструкции детали (машины), в результате, которого определяют геометрические размеры детали по заданным нагрузкам и допускаемым напряжениям $[\sigma]$ или $[\tau]$.

При *проверочном расчете* конструкции, размеры которой уже заданы, определяют действующие в деталях напряжения σ или τ , которые не должны превышать допускаемых: $\sigma \leq [\sigma]$, $\tau \leq [\tau]$.

Часто при проверочном расчете определяют действительный коэффициент запаса прочности детали s , который должен быть не меньше допускаемого (нормативного) коэффициента запаса прочности $[s]$, т. е. $s \geq [s]$.

Большинство подвижно соединенных деталей и сборочных единиц (подшипники, муфты, шлицевые соединения и др.) выходят из строя в результате *изнашивания* - процесс постепенного изменения размеров деталей в результате трения. Увеличение зазоров в соединении при изнашивании приводит к потере точности работы механизма, возрастанию динамических нагрузок и даже к поломке деталей.

Износостойкость (сопротивление изнашиванию) детали зависит от многих факторов: физико-механических свойств материалов, давления, скорости скольжения тел, вида смазочного материала, шероховатости поверхностей, условий эксплуатации машин и др.

Жесткость – способность детали сопротивляться деформации под действием внешних нагрузок.

Пружины, рессоры, торсионные (подверженные только кручению) валы – эти, так называемые, упругие элементы в силу своего назначения обладают невысокой жесткостью. Для других деталей (корпусов редукторов, валов, зубчатых колес, станин станков) характерна и необходима высокая жесткость.

Упругие перемещения деталей (прогибы, углы поворота сечений) не должны превышать допустимых перемещений, устанавливаемых на основании опытов и расчетов. Например, при больших прогибах валов в редукторе резко ухудшается работа зубчатых колес и подшипников.

Теплостойкость. При работе машин и механизмов обычно выделяется теплота. В результате тепловыделения при недостаточном охлаждении нарушается нормальный режим их работы, что может приводить к непредвиденным последствиям.

Понижение предела прочности и предела текучести сталей наблюдается при температуре 300... 400°C, а пластмасс и легких сплавов - при 100... 150°C. Кроме этого, с повышением температуры ухудшаются свойства масел. Изменяются зазоры в соединениях деталей, что может вызвать их заклинивание или заедание. При нагреве уменьшается коэффициент трения, что отрицательно влияет на работу фрикционных муфт и тормозов. Поэтому многие пары трения, работающие с большим тепловыделением (подшипники скольжения, червячные пары, муфты), рассчитывают на нагрев.

Виброустойчивость. Под виброустойчивостью понимают способность машин и их деталей противостоять вибрации, которая повышает динамичность нагрузки, снижает качество работы. Особенно опасны вибрации в современных быстроходных машинах, где частота собственных колебаний может совпадать с частотой вынужденных колебаний, что вызывает явление резонанса. Расчет на виброустойчивость предполагает выбор конструкции такой жесткости, при которой исключается явление резонанса.

Надежность оценивается вероятностью сохранения работоспособности в течение заданного срока службы. Современные машины состоят из большого числа деталей. Отказ (нарушение работоспособности) хотя бы одной из них

приводит к нарушению работы всей машины (снижению производительности, остановке, аварии и др.).

1.2 ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ, ИХ СТРУКТУРА И СВОЙСТВА

Выбор материалов для деталей машин является ответственным этапом проектирования. Правильно выбранный материал в значительной мере определяет качество детали и машины в целом.

Выбирая материал, учитывают в основном следующие факторы: соответствие свойств материала главному критерию работоспособности (прочность, износостойкость и др.); требования к массе и габаритам детали и машины в целом; другие требования, связанные с назначением детали и условиями ее эксплуатации (противокоррозионная стойкость, фрикционные свойства, электроизоляционные свойства и т. д.); стоимость и дефицитность материала.

Конструкционными называют материалы, обладающие прочностью и применяемые для изготовления конструкций, воспринимающих силовую нагрузку. Конструкционные материалы подразделяют на: *металлические, неметаллические и композиционные.*

Металлы подразделяют на *черные металлы* (сталь, чугун) и *сплавы цветных металлов* (на основе меди, алюминия, титана и др.). К неметаллическим материалам относятся пластмассы (текстолит, волокнит, лигнофоль), резина, кожа, графит, минералокерамические материалы, древесина и др.

Черные металлы, подразделяемые на чугуны и стали, имеют наибольшее распространение. Это объясняется, прежде всего, их высокой прочностью и жесткостью, а также сравнительно невысокой стоимостью. Основные недостатки черных металлов - большая плотность и слабая коррозионная стойкость.

Стальми называют железоуглеродистые сплавы с содержанием углерода до 2 %. В зависимости от содержания углерода стали, подразделяют на низкоуглеродистые ($C \leq 0,25\%$), среднеуглеродистые ($C \approx 0,25...0,60\%$) и высокоуглеродистые ($C > 0,6\%$). С повышением содержания углерода повышается твердость и прочность, но уменьшается пластичность и ухудшается свариваемость стали. Содержание углерода в стали показывают первые две цифры в обозначении ее марки, например сталь 45 содержит 0,45% углерода.

Введение легирующих присадок - хрома (Х), никеля (Н), молибдена (М), вольфрама (В), марганца (Г), кремния (С) и других - способствует улучшению механических свойств сталей. Содержание легирующих присадок указывают в процентах цифрами в обозначении марки стали. Например, сталь 12ХН3А содержит примерно 0,12% углерода, 1% хрома и 3% никеля, А - высококачественная.

По способу производства различают углеродистые стали обыкновенного качества (Ст0... Ст6), качественные конструкционные (стали 15... 55), легированные качественные (стали 15Х... 50Х) и высококачественные легированные (стали 20Х2Н4А, 30ХНА, 40ХН и др.). Из углеродистых сталей обыкновенного качества (ГОСТ 380-94) изготавливают ответственные корпусные детали, крепежные детали, фасонный прокат (двутавры, швеллера, уголки) и др. Качественные конструкционные (ГОСТ 1050-88) и легированные (ГОСТ 4543-71) стали обладают высокой прочностью ($\sigma_B = 800... 1400$ МПа) и широко используются для изготовления различных деталей (валов, зубчатых колес, звездочек, червяков и др.).

Чугунами называют железоуглеродистые сплавы, содержащие свыше 2% углерода. В зависимости от структуры различают серый, белый и ковкий чугуны.

Серый чугун (ГОСТ 1412-85) обладает высокими литейными и достаточно хорошими механическими свойствами, легко обрабатывается. Используется для отливок станин, корпусов, крышек, шкивов и др. Примеры

обозначений марок: СЧ15, СЧ18 - соответственно чугуны с пределами прочности при растяжении 150 и 180 МПа.

Белый чугун характеризуется худшими литейными свойствами, отличается высокой твердостью, термически стоек. Поэтому используется в парах трения, работающих в условиях интенсивного изнашивания (тормозные колодки).

Ковкий чугун (ГОСТ 1215-79) имеет высокую прочность ($\sigma_p = 300...600$ МПа). Применяется для изготовления деталей в узлах, воспринимающих ударные нагрузки. Примеры обозначения марок: КЧ 30-6, КЧ 45-6 (6 - относительное удлинение в процентах).

Важной характеристикой конструкционных материалов является *твердость* - способность материала оказывать сопротивление механическому прониканию (внедрению) в него другого, более твердого тела.

Наиболее распространенными способами такой оценки являются пробы твердости по Бринеллю, Роквеллу и Виккерсу.

Твердость по Бринеллю, обозначаемая НВ, определяется по диаметру отпечатка при вдавливании в испытуемый материал стального закаленного шарика. Число твердости по Бринеллю НВ равно отношению силы, вдавливающей шарик, к площади поверхности полученного отпечатка.

Экспериментально установлено, что между числом твердости по Бринеллю и временным сопротивлением разрыву для некоторых материалов существует определенная зависимость. Например, для малоуглеродистой стали $\sigma_B = 3,6\text{НВ}$ МПа.

Для материалов с твердостью НВ > 450 проба по Бринеллю из-за деформации шарика вносит значительную погрешность, а потому не используется.

Более твердые материалы проверяют по пробам Роквелла и Виккерса.

Твердость по Роквеллу (шкала С) в единицах HRC₃ определяют как разность глубин внедрения в материал алмазного конуса под действием предварительной и основной нагрузок.

Измерение твердости по Виккерсу HV основано на вдавливании в образец наконечника в форме четырехгранной алмазной пирамиды.

Цветные металлы - медь, цинк, свинец, олово, алюминий и некоторые другие - применяют главным образом в качестве составных частей сплавов (бронз, латуней, баббитов, дюралюминия и т. д.).

Для многих трущихся пар большое значение имеют антифрикционные и фрикционные свойства материалов сопряженных поверхностей.

Антифрикционными называются материалы, обладающие в определенных условиях малыми и достаточно стабильными значениями коэффициентов трения, высокой износостойкостью и хорошей прирабатываемостью. Свойства материала сопряженных поверхностей не оказывают влияния на трение, если эти поверхности полностью разделены слоем смазки. Антифрикционные свойства проявляются при отсутствии жидкостного трения или даже без смазки. К антифрикционным свойствам относятся несклонность (или слабо выраженная склонность) к схватыванию с материалом сопряженной поверхности, способность к образованию защитных граничных пленок, уменьшающих трение, высокие теплоемкость и теплопроводность. Важным показателем антифрикционных свойств является способность к перераспределению давлений в зоне контакта, что компенсирует влияние погрешностей и деформаций. Этому способствует прирабатываемость поверхностей (без патологических форм изнашивания) и сравнительно малые значения предела текучести и модуля упругости. Разнородные материалы менее склонны к схватыванию. Так, сочетания сталь- бронза, сталь- баббит обладают высокими антифрикционными свойствами.

Трение широко используется для передачи рабочих усилий между сопряженными поверхностями и для поглощения энергии. Характерными примерами являются фрикционные муфты (сцепные и предохранительные), тормоза и т. д. В таких случаях материалы трущихся поверхностей должны обладать хорошими *фрикционными* свойствами, под которыми понимают достаточно высокий коэффициент трения, износостойкость и теплостойкость с

сохранением стабильности этих показателей (в широком диапазоне значений давления, скорости скольжения, температуры), а также хорошее сопротивление тепловой усталости.

Бронзы. Различают бронзы (*сплавы на основе меди*) оловянистые (ГОСТ 613- 79), свинцовистые, алюминиевые, в которых основными легирующими элементами являются соответственно олово, свинец, алюминий.

Бронзы, особенно оловянистые, обладают высокими антифрикционными и антикоррозионными свойствами и поэтому широко используются для изготовления деталей ответственных узлов трения (подшипников скольжения, червячных передач и др.) и запорной арматуры. Однако бронзы дорогостоящие материалы, поэтому необходимо стремиться к снижению их расхода за счет улучшения конструкции узлов машин, замены материалов и др.

Примеры обозначений марок бронз: оловянистая – БрОФЮ-1, содержит 10% олова, 1% фосфора, остальное - медь; алюминиево-железистая бронза БрАЖ 9-4 содержит 9% алюминия, 4% железа.

Латуни. Сплавы меди и цинка с добавками железа, алюминия, марганца, свинца и других металлов называют латунями (ГОСТ 17711-93 и др.). Они обладают хорошими механическими свойствами, коррозионной стойкостью, но значительно более дорогостоящи, чем качественные стали.

Используют латуни в производстве арматуры, для изготовления деталей узлов трения. Пример обозначения марки: Л59 (59% меди, остальное - цинк с добавками).

Легкие сплавы. Сплавы на основе алюминия, титана, магния и других металлов благодаря их легкости и прочности находят широкое применение в машиностроении.

Используются *сплавы алюминия и кремния - силумины* (ГОСТ 4784-97) - с хорошими литейными свойствами. Их плотность почти в три раза меньше плотности стали, а по прочности они не уступают сталям (силумины АЛ2, АЛ5 и др.).

Сплавы алюминия с медью и магнием - дуралюмины (Д1, Д16) - хорошо

обрабатываются давлением и резанием. Однако стоимость алюминиевых сплавов превышает стоимость сталей. Используются такие сплавы для изготовления корпусов электродвигателей, трубопроводов, емкостей, сепараторов подшипников, заклепок и т. д.

Титановые сплавы (с алюминием, медью и другими присадками) после термообработки обладают высокой прочностью ($\sigma_B = 900 \dots 1300$ МПа), коррозионной стойкостью, имеют невысокую плотность ($\rho = 4500$ кг/м³). Они используются для изготовления изделий в авиационно-космической технике, судостроении и др.

Баббиты. Это антифрикционные высококачественные сплавы на основе олова и свинца. Используются для заливки вкладышей и подшипников скольжения.

Наиболее широко используются баббиты марок Б89, Б83. Однако высокая стоимость баббитов, примерно в двадцать раз превышающая стоимость качественной стали, ограничивает область их применения.

Неметаллические материалы - дерево, резина, кожа, асбест, металлокерамика и пластмассы - также находят широкое применение.

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

Пластмассы технологичны. Они обладают хорошими литейными свойствами и легко обрабатываются пластическим деформированием при сравнительно невысоких температурах и давлениях. Это позволяет получать из пластмасс изделия почти любой сложной формы. Другим преимуществом пластмасс является сочетание легкости и высокой прочности. По этому показателю некоторые виды пластмасс могут конкурировать с лучшими сортами стали и дюралюминия. Высокая удельная прочность позволяет

использовать пластмассы в конструкциях, уменьшение массы которых имеет особо важное значение.

В технике широко используют текстолит, гетинакс, стеклопластик, плексиглас, капрон, нейлон и др. Из пластмасс изготавливают ремни, шкивы, зубчатые колеса, трубы, емкости, рукоятки и др.

При замене черных металлов пластмассами трудоемкость изготовления деталей уменьшается в среднем в 5... 6 раз, а себестоимость - в 2... 6 раз. При замене пластмассами цветных металлов себестоимость снижается в 4... 10 раз.

Порошковые материалы получают методом *порошковой металлургии*, сущность которой состоит в изготовлении деталей из порошков металлов путем прессования и последующего спекания в пресс-формах. Применяют порошки однородные или из смеси различных металлов, а также из смеси металлов с неметаллическими материалами, например с графитом. При этом получают материалы с различными механическими и физическими свойствами (например, высокопрочные, износостойкие, антифрикционные и др.).

В машиностроении наибольшее распространение получили детали на основе железного порошка. Детали, изготовленные методом порошковой металлургии, не нуждаются в последующей обработке резанием.

Порошковые материалы находят все большее применение при изготовлении фрикционных дисков и тормозных колодок, вкладышей подшипников, малонагруженных зубчатых колес, различных втулок, шайб и др.

Термическая обработка деталей. Для повышения механических свойств металлов (прочности, износостойкости, исправления структуры) их подвергают термической (совокупность операций нагрева, выдержки и охлаждения) или химико-термической обработке (процесс диффузии в поверхностный слой материала углерода, азота, кремния и др. элементов за счет воздействия среды на нагретую заготовку). Возможно также механическое упрочнение поверхностных слоев деталей. К основным видам термической обработки относятся: отжиг, нормализация, закалка, отпуск и улучшение.

Отжиг дает возможность уменьшить в заготовках внутренние

напряжения и тем самым улучшить их структуру перед последующей механической обработкой. Отжиг достигается их нагревом (для углеродистых и легированных сталей до температуры 800... 900 °С) и медленным охлаждением вместе с печью или на воздухе.

Нормализация отличается от отжига технологией охлаждения заготовок и обеспечивает несколько большую твердость и прочность материала.

Закалка стали способствует повышению ее твердости (для легированных сталей 45...63 HRC), прочности и износостойкости. В отличие от отжига и нормализации в этом случае после нагрева выполняют резкое охлаждение детали в специальной жидкости (в воде, масле, соляных растворах).

Закалка может быть объемной или поверхностной. В последнем случае нагрев поверхности детали производят с большой скоростью токами высокой частоты (ТВЧ), электронным лучом, газовой горелкой. При этом сердцевина детали не прогревается до температуры закаливания стали. Повышается твердость и прочность только поверхностных слоев, а сердцевина стали остается вязкой, что предохраняет деталь от поломок, уменьшает коробление. Так закаливают валы, кулачки, зубья крупномодульных колес из сталей 40, 45, 50, 40X, 40XH и др.

Малоуглеродистые стали с содержанием углерода до 0,25 % закалке не подлежат. Для повышения их механических свойств проводят химико-термическую обработку поверхностных слоев деталей на глубину 0,2...2 мм, что обеспечивает после закалки их высокую контактную прочность при сохранении вязкой сердцевины.

К химико-термической обработке относят *цементацию* - насыщение поверхностных слоев деталей углеродом, *азотирование* - насыщение их азотом, *цианирование* - одновременное насыщение углеродом и азотом и др. Цементируют детали из низкоуглеродистых сталей марок 15, 20, 20X, 12ХН3А и других, а азотируют - из сталей марок 38Х2МЮА, 38Х20 и др.

Для устранения хрупкости, снятия остаточных напряжений и повышения вязкости сердцевины деталей после закалки осуществляют *отпуск* - нагрев их

ниже температуры закали стали и последующее охлаждение.

Улучшение состоит из закалки и высокотемпературного (нагрев до 500... 670°C) отпуска. Его используют для повышения прочности деталей машин при сохранении или повышении вязкости материала. Улучшение обеспечивает большую твердость стали, чем нормализация. Например, нормализованная сталь 45 имеет твердость 170... 217 НВ, улучшенная - 269... 302 НВ.

Механическое упрочнение поверхностных слоев деталей методами пластического деформирования (наклепом) производят накаткой роликами или шариками, чеканкой, дробеструйным способом и др. При этом повышается предел выносливости сталей. Так упрочняют детали, работающие в ответственных узлах (гребные винты, канаты, валы, рессоры и др.).

1.3 ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ

Для выбора допускаемых напряжений и коэффициентов запаса прочности в машиностроении пользуются двумя методами: табличным и дифференциальным.

Табличный метод выбора допускаемых напряжений и коэффициентов запаса прочности конкретней, проще и очень удобен для пользования. Поэтому во всех случаях, когда имеются специализированные таблицы допускаемых напряжений и коэффициентов запаса прочности, составленные для отдельных деталей и узлов машин научно-исследовательскими институтами, заводами и организациями, проектирующими машины, при выборе допускаемых напряжений и коэффициентов запаса обычно пользуются табличным методом.

Дифференциальный метод заключается в том, что допускаемое напряжение или допускаемый коэффициент запаса прочности определяют по соответствующей формуле, которая учитывает различные факторы, влияющие на прочность рассчитываемой детали.

Допускаемые напряжения $[\sigma]$ и $[\tau]$ при статических нагрузках, т. е. при

постоянных напряжениях и отсутствии концентрации напряжений, или в случаях, когда концентрация не влияет на прочность деталей (пластичные материалы), определяют по формулам

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{[s]}; \quad (1.1)$$

$$[\tau] = \frac{\tau_{lim}}{[s]}, \quad (1.2)$$

где σ_{lim} и τ_{lim} - соответственно предельные нормальное и касательное напряжения, при достижении которых рассчитываемая деталь выходит из строя вследствие возникновения недопустимо большой остаточной деформации или разрушения; $[s]$ - допускаемый (требуемый, заданный или нормативный) коэффициент запаса прочности для рассчитываемой детали.

Нагрузки на детали машин и возникающие в них напряжения могут быть постоянными и переменными во времени. В расчетах на прочность при постоянных напряжениях деталей машин из пластичных материалов в качестве предельного напряжения σ_{lim} или τ_{lim} принимают соответствующий предел текучести: физический σ_T (τ_T) или условный $\sigma_{0,2}$ ($\tau_{0,2}$).

При расчете на прочность при постоянных напряжениях деталей из хрупких материалов в качестве предельного напряжения σ_{lim} или τ_{lim} принимают соответствующий предел прочности (временное сопротивление) σ_B .

При расчете на прочность деталей машин при переменных напряжениях в качестве предельного напряжения σ_{lim} или τ_{lim} принимают соответствующий предел выносливости: σ_R - при изгибе, σ_{Rp} - при растяжении (сжатии), τ_R - при кручении.

Допускаемый коэффициент запаса прочности

$$[s] = [s_1] \cdot [s_2] \cdot [s_3], \quad (1.3)$$

где $[s_1]$ - коэффициент, учитывающий точность методов (методик, формул) определения действующих на деталь нагрузок и возникающих в ней напряжений; $[s_2]$ - коэффициент, учитывающий однородность материала детали; $[s_3]$ - коэффициент, учитывающий специфические требования

безопасности рассчитываемой детали.

Расчетный коэффициент запаса прочности s при симметричном цикле напряжений: при растяжении или сжатии

$$s_{\sigma} = \frac{K_d K_v \sigma_{-1p}}{K_{\sigma} \sigma_a}; \quad (1.4)$$

при изгибе

$$s_{\sigma} = \frac{K_d K_v \sigma_{-1}}{K_{\sigma} \sigma_a}; \quad (1.5)$$

при кручении

$$s_{\tau} = \frac{K_d K_v \tau_{-1}}{K_{\tau} \tau_a}. \quad (1.6)$$

При асимметричном цикле напряжений: при растяжении или сжатии

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{(K_{\sigma} \sigma_a / K_d K_v) + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (1.7)$$

при изгибе

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma} \sigma_a / K_d K_v) + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (1.8)$$

при кручении

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau} \tau_a / K_d K_v) + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}. \quad (1.9)$$

Номинальные напряжения $\sigma = \sigma_m + \sigma_a$, $\tau = \tau_m + \tau_a$ определяют по формулам, базирующимся на гипотезе плоских сечений.

При сложном напряженном состоянии при любых циклах напряжений расчетный коэффициент запаса прочности

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}}. \quad (1.10)$$

В формулах (1.4)... (1.9) σ_{-1p} , σ_{-1} и τ_{-1p} , τ_{-1} - пределы выносливости при симметричном цикле напряжений соответственно при растяжении, сжатии, изгибе и кручении; K_{σ} и K_{τ} - эффективные коэффициенты концентрации

напряжений; K_d - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (масштабный фактор); K_v - коэффициент влияния поверхностного упрочнения; ψ_σ и ψ_τ - коэффициенты чувствительности асимметрии цикла напряжений.

Пределы выносливости при симметричном цикле напряжений для стали:
при растяжении или сжатии

$$\sigma_{-Ip} = 0,35 \sigma_B; \quad (1.11)$$

для углеродистой стали при изгибе

$$\sigma_{-I} = (0,4 \dots 0,45) \sigma_B; \quad (1.12)$$

для легированной стали при изгибе

$$\sigma_{-I} = 0,35 \sigma_B + 120 \text{ МПа}; \quad (1.13)$$

при кручении

$$\tau_{-I} = 0,25 \sigma_B. \quad (1.14)$$

1.4 ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ. ШЕРОХОВАТОСТЬ

Стандартизацией называется процесс установления и применения *стандартов-документов*, содержащих обязательные нормы, правила и требования, относящиеся к различным сторонам человеческой деятельности, в том числе к сфере проектирования, производства, эксплуатации и ремонта машин.

Стандартизация в машиностроении охватывает широкий круг вопросов от подготовки производства до выпуска готовых изделий. Внедряются стандарты на расчеты деталей машин и сборочных единиц, учитывающие последние достижения науки и передового опыта.

Проектирование изделий выполняют в соответствии с Единой системой конструкторской документации (ЕСКД), чем обеспечивается единство требований к выполнению и оформлению конструкторской документации.

Стандартизацию изделий, проводимую в пределах отрасли или завода,

называют *нормализацией*. Не на все выпускаемые изделия имеются государственные стандарты. Например, нет государственных стандартов на изделия, выпускаемые малыми сериями, а также на специальное технологическое оборудование и приспособления, применяемые в отдельных отраслях. Разрабатывают также межведомственные нормали.

Наиболее распространенный и эффективный метод стандартизации - *унификация* - рациональное сокращение многообразия размеров, видов упрочнения, шероховатости поверхностей и т.п. для изделий одинакового функционального назначения в конструируемой машине. Например, при назначении размеров проектируемой детали рекомендуется придерживаться ряда «Нормальные линейные размеры» (ГОСТ 6636-69).

Унификация сокращает затраты на производство изделия, так как позволяет свести к минимуму типоразмеры инструмента, оборудования, комплектующих.

Различают следующие *категории стандартов*: МС - международные стандарты, которые разрабатывает Международная организация по стандартизации (ИСО); СТ СЭВ - стандарты бывшего Совета Экономической Взаимопомощи (СЭВ); ГОСТы - государственные стандарты; РСТы - республиканские стандарты; ОСТы - отраслевые стандарты; СТП - стандарты предприятий (нормали).

На нестандартизованную продукцию предприятия и другие организации разрабатывают технические условия (ТУ).

Взаимозаменяемость деталей и сборочных единиц - это принцип конструирования и производства изделий, позволяющий осуществлять сборку независимо изготовленных изделий замены их другими аналогичными изделиями, удовлетворяющими техническим требованиям без дополнительной доработки. При современной поточной сборке машин на конвейерах, где соединение деталей должно происходить быстро и четко, требование их взаимозаменяемости является обязательным. Важна взаимозаменяемость деталей и при ремонте машин.

Геометрические параметры деталей количественно оцениваются *размерами*, которые получают из расчетов или по конструктивным соображениям.

Размеры, которые проставляют на чертеже, называют *номинальными*. Номинальный размер D_n - размер, относительно которого определяют предельные размеры детали как показано на рисунке 1.1. Его округляют до ближайшего значения по ГОСТ 6636-69.

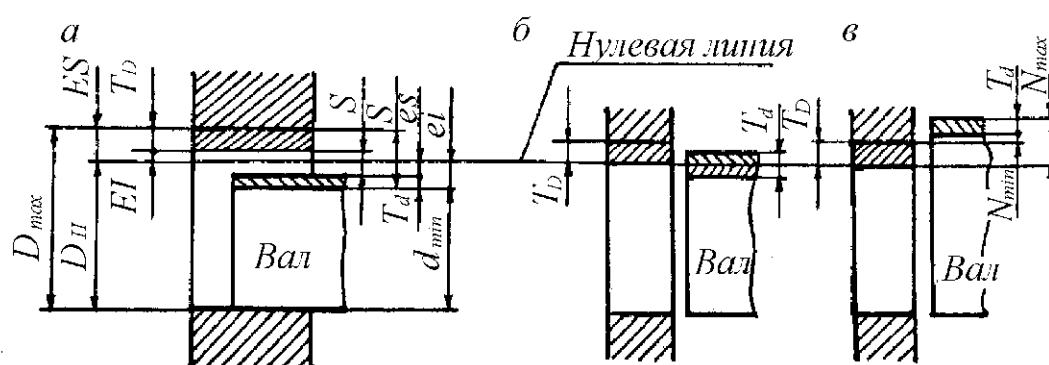


Рисунок 1.1 - Виды посадок:
а - с зазором; б - с натягом; в - переходная

Точное соответствие размера, указанного на чертеже, размеру готовой детали практически маловероятно. Поэтому назначают наибольшее и наименьшее отклонения размеров, при которых будут обеспечены нормальная взаимозаменяемость деталей и работа механизма.

Термин «вал» используют для обозначения наружных (охватываемых), а термин «отверстие» - для обозначения внутренних (охватывающих) элементов детали. Номинальный размер соединения одинаков для отверстия и для вала.

Действительный размер устанавливают измерениями.

Нулевая линия соответствует номинальному размеру, от нее отсчитывают отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок.

Степень близости действительных и номинальных размеров оценивается *точностью*. Количественной мерой точности является *погрешность* - это разность полученных и предписанных значений того или иного размера.

Допуск размера IT - разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами. Предельные размеры - два предельно допустимых

размера, например: наибольший диаметр отверстия D_{max} и наименьший диаметр отверстия $D_{min} = D_n$ (d_{min} - наименьший диаметр вала).

Поле допуска - поле, ограниченное *верхним и нижним отклонениями размера* (разность между наибольшим или наименьшим предельным размером и номинальным размером); для отверстия ES и EI , для вала es и ei . Установлено 28 полей допусков.

Величины отклонений могут быть положительными и отрицательными, положительные - откладываются вверх от нулевой линии, а отрицательные - вниз. Одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), используемое для определения поля допуска, относительно нулевой линии, называется *основным отклонением*. Основным отклонением считается отклонение, ближайшее к нулевой линии. Положение поля допуска относительно нулевой линии, зависящее от номинального размера, обозначается буквой латинского алфавита (в некоторых случаях двумя буквами) - прописной для отверстий и строчной для валов, как показано на рисунке 1.2.

К различным соединениям предъявляют неодинаковые требования в отношении точности. Совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности, называется *квалитетом*. Стандартом устанавливается 19 квалитетов (для размеров от 1 до 500 мм) в порядке уменьшения степени точности: 0,1; 0; 1; 2;... 17 (0,1... 4 - допуски средств измерений; 4... 12 - допуски сопрягаемых размеров; 12... 17 - допуски неотчетливых размеров).

Выбор квалитета - один из самых ответственных моментов, так как квалитет обуславливает качество работы сопрягаемых деталей машин, стоимость изготовления детали, возможность применения рациональной технологии механической обработки деталей и их сборки. Наиболее часто, в общем и пищевом машиностроении применяют квалитеты с 7 по 10.

Предельные отклонения размера на чертежах можно указывать условным обозначением поля допуска (18H7, 16e8), а также условным и числовым значениями ($18H7^{+0,018}_{-0,009}$, $16e8^{+0,032}_{-0,019}$). При равенстве верхнего и нижнего отклонений ставят знаки $\pm$, например $100 \pm 0,2$.

Посадка - характер соединения двух сопряженных деталей, обуславливающий большую или меньшую свободу относительного перемещения этих деталей до сборки или прочность неподвижного соединения их.

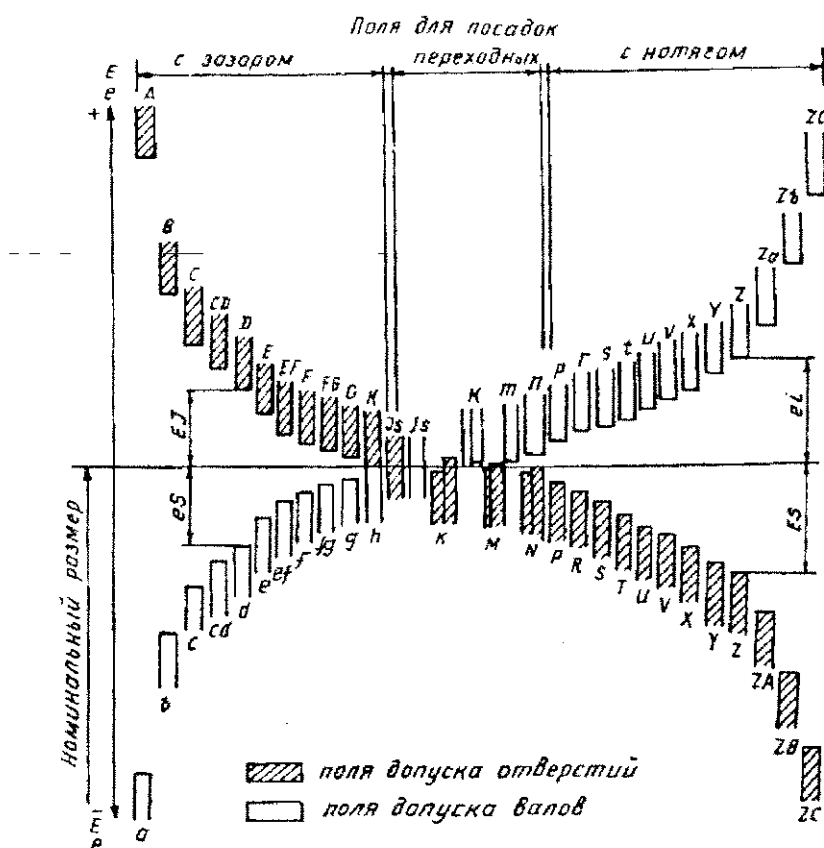


Рисунок 1.2 - Схема полей допусков

В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала посадка может быть с зазором; с натягом; переходная, когда возможно получение, как зазора, так и натяга.

Различают две системы образования посадок - систему отверстия и систему вала.

В системе отверстия нижнее отклонение отверстия равно нулю (основное отверстие), и посадка с зазором или натягом обеспечивается изменением предельных размеров вала как показано на рисунке 1.3. В системе вала, наоборот, предельные отклонения размеров вала остаются постоянными, а

требуемая посадка обеспечивается за счет изменения предельных размеров отверстия.

Например, в системе отверстия $\varnothing 50 \text{ H7/p6}$ - соединение с натягом, а $\varnothing 50$

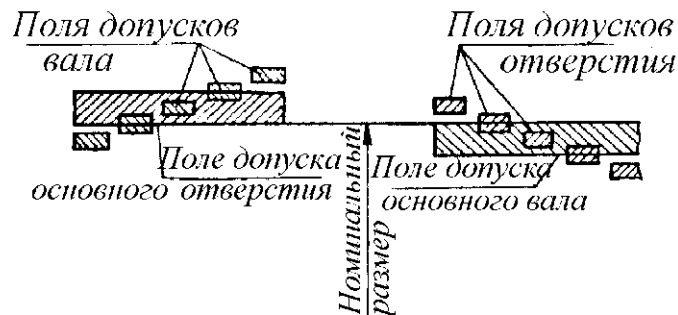


Рисунок 1.3 - Схема образования посадок

H7/f6 - соединение с зазором. Здесь размеры отверстий $\varnothing 50 \text{ H7}$ одинаковы, а характер посадки обеспечивается за счет изменения предельных размеров валов, т. е. полей допусков $\varnothing 50 \text{ p6}$ и $\varnothing 50 \text{ f6}$ ($\varnothing 50$ - номинальный размер, общий для отверстия и вала).

При выборе посадок учитывают условия работы соединения, требования к его точности и возможность сборки. Зазоры или натяги назначают по расчету или принимают на основании практического опыта.

Посадки с зазором предназначены для получения подвижных соединений (сменные зубчатые колеса, муфты и др.). Для этих целей используют посадки H7/g6 , H7/h6 , H7/h5 , обеспечивающие возможность продольного перемещения деталей и высокую точность их центрирования. Посадки H6/g5 , H7/g6 обеспечивают также возможность вращательного движения сопрягаемых деталей. При невысоких требованиях к точности центрирования деталей применяют посадки H9/h8 , H9/h9 . Такие посадки обеспечивают легкость сборки конструкции. При небольших нагрузках их применяют при сборке, например, звездочек, шкивов, зубчатых колес.

При переходных посадках в соединении возможны небольшие зазоры или натяги. Для получения неподвижных соединений необходимо дополнительное крепление деталей винтами, шпонками, кольцами и др. К числу предпочтительных переходных посадок в системе отверстия относятся H7/k6 ,

H7/h6, используемые в тех случаях, когда не требуются частые сборки и разборки сопряженных деталей. Сборку производят под прессом или легкими ударами, разборку - с помощью съемников. Примеры применения: посадка на валы зубчатых колес, звездочек, подшипников, стаканов, муфт и др.

Посадки с натягом H7/p6, H7/r6, H7/s6 обеспечивают получение неразъемных соединений без применения дополнительных крепежных средств. Применяются для соединения бронзовых венцов червячных колес со ступицей, валов со звездочками, зубчатыми муфтами, тяжело нагруженными зубчатыми колесами и др.

Поля допусков и посадки подшипников качения на вал и в отверстие корпуса выбирают в соответствии с ГОСТ 3325-85. Например, переходная посадка подшипника качения класса точности 0 на вал с номинальным диаметром 45 мм обозначается $\varnothing 45 \text{ L0/k6}$, где L0 - поле допуска по классу точности подшипника. Посадка подшипника в отверстие корпуса с номинальным диаметром 85 мм обозначается $\varnothing 85 \text{ H7/L0}$.

Допускается на сборочных чертежах указанные посадки подшипника на вал обозначать $\varnothing 45 \text{ k6}$, в отверстие - $\varnothing 85 \text{ H7}$.

Точность деталей по геометрическим параметрам характеризуется не только отклонениями размеров, но и отклонениями формы поверхностей, расположением поверхностей, шероховатостью.

Предельные отклонения формы и расположения поверхностей указывают на чертежах условными обозначениями.

Поверхности деталей машин после обработки не являются идеально гладкими, т.е. имеют *шероховатость поверхности*, так как режущие кромки инструментов оставляют на поверхности следы в виде неровностей и гребешков, близко расположенных друг к другу, например на рисунке 1.4.

Под *шероховатостью* поверхности понимают совокупность неровностей, поверхности с относительно малыми шагами, рассматриваемая на базовой длине, что показано на рисунке 1.4. В соответствии с ГОСТ 2789- 73 шероховатость поверхности оценивают по среднему арифметическому

отклонению профиля Ra на базовой длине l или по высоте неровностей Rz по десяти точкам, отсчитанной от базовой линии m .

Параметр шероховатости Ra является основным для деталей с высокими

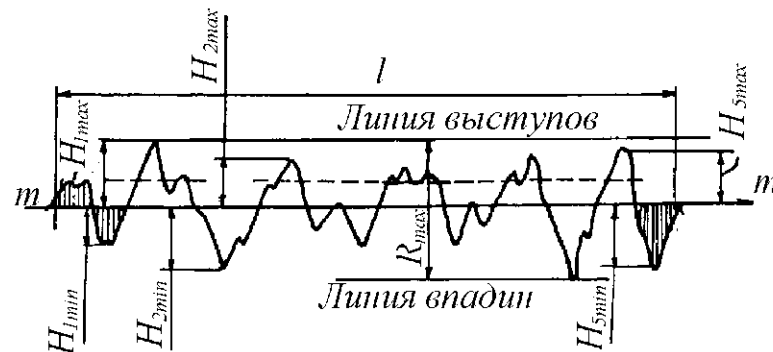


Рисунок 1.4 - К определению показателей шероховатости

требованиями к качеству поверхности. Параметр Rz назначают на несопрягаемые поверхности, а также на неответственные поверхности, получаемые ковкой, штамповкой, литьем и т. д.

При назначении требуемых параметров шероховатости исходят из того, что более точные детали должны иметь меньшую шероховатость, хотя непосредственной связи между точностью и шероховатостью нет.



1. Какая разница между механизмом и машиной? 2. Что следует понимать под деталью машин? Какие детали называются деталями общего назначения? 3. Каковы основные критерии работоспособности и расчета деталей машин? 4. Какое различие между проектным и проверочным расчетами? 5. Допускаемые напряжения и методы их определения. 6. Допускаемый коэффициент запаса прочности как определяется и от чего зависит? 7. Конструкционные материалы – факторы, которые учитывают при выборе материала. 8. Термическая обработка деталей и основные ее виды. 9. Что такое стандартизация, нормализация и унификация? 10. Назовите основные системы посадок.

ГЛАВА 2 ПЕРЕДАЧИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

2.1 ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ

Механическая энергия, используемая для приведения в движение машины-орудия, представляет собой энергию вращательного движения вала двигателя. *Вращательное движение получило наибольшее распространение в механизмах и машинах*, так как обладает следующими достоинствами: обеспечивает непрерывное и равномерное движение при небольших потерях на трение; позволяет иметь простую и компактную конструкцию передаточного механизма.

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

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

- понижать и повышать угловые скорости, соответственно повышая или понижая вращающие моменты;
- преобразовывать один вид движения в другой (вращательное в возвратно-поступательное, равномерное и прерывистое и т. д.);
- регулировать угловые скорости рабочего органа машины; реверсировать движение (прямой и обратный ходы);
- распределять работу двигателя между несколькими исполнительными органами машины.

В современном машиностроении применяют механические, пневматические, гидравлические и электрические передачи. В настоящем курсе рассматривают только *наиболее распространенные механические передачи*.

В зависимости от способа передачи движения все механические передачи делятся на две группы: передачи трением - фрикционные и ременные; передачи зацеплением - зубчатые, червячные, цепные, винт - гайка.

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

Передача вращательного движения может осуществляться между параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися валами.

По характеру изменения скорости выходного звена механические передачи делят на понижающие (редукторы) и повышающие (мультипликаторы).

В зависимости от способа соединения ведущего и ведомого звеньев бывают: передачи непосредственного контакта - фрикционные, зубчатые, червячные; передачи гибкой связью - ременные, цепные. Передачи гибкой связью допускают значительные расстояния между ведущим и ведомым валами.

По характеру движения валов различают простые механизмы вращательного движения, у которых оси валов остаются неподвижными, и планетарные, у которых оси валов вращаются относительно неподвижной основной оси механизма.

По конструктивному оформлению механические передачи бывают открытыми, не имеющими общего закрывающего корпуса, полужакрытыми, имеющими легкий кожух, защищающий передачу от загрязнения, и закрытыми, заключенными в общий корпус, обеспечивающий герметизацию и постоянное смазывание передач.

Основные силовые и кинематические соотношения.

На рисунке 2.1 схематически изображены передача гибкой связью и передача с непосредственным контактом, причем индекс 1 обозначает параметры, относящиеся к ведущему звену, а индексом 2 - к ведомому. Звенья, передающие вращающий момент, называются ведущими, а приводимые в движение от ведущих - ведомыми.

Особенности каждой передачи и ее применение определяются следующими основными характеристиками: мощностью на ведущем P_1 и ведомом P_2 валах; угловой скоростью ведущего ω_1 и ведомого ω_2 валов, что приведено на рисунке 2.1. Эти две характеристики необходимы для выполнения проектного расчета любой передачи.

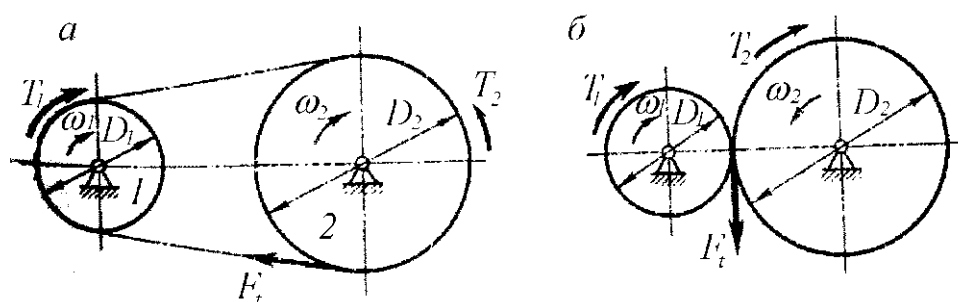


Рисунок 2.1 - Схемы передач

Передачным отношением называется отношение угловой скорости ведущего звена к угловой скорости ведомого звена. Передаточное отношение может быть больше, меньше или равно единице.

Передачным числом называется отношение большей угловой скорости к меньшей. Передаточное число не может быть меньше единицы. В дальнейшем передаточные отношения для всех типов передач будем условно называть передаточными числами и обозначать через u .

Дополнительными характеристиками являются:

механический к. п. д. передачи

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}. \quad (2.1)$$

Коэффициент полезного действия η и передаточное отношение u механического привода, состоящего из нескольких последовательно

соединенных передач вращательного движения, как показано на рисунке 2.2, определяют следующим образом. Допустим, что механический привод состоит из n передач. Тогда число всех валов передач равно $n + 1$. Пусть ведущим валом будет 1 -й, а ведомым $(n + 1)$ -й.

Коэффициенты полезного действия отдельных передач привода:

$$\eta_1 = P_2 / P_1; \quad \eta_2 = P_3 / P_2; \quad \dots; \quad \eta_n = P_{n+1} / P_n.$$

Перемножив значения коэффициентов полезного действия всех передач привода, получим

$$\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n = P_2 \cdot P_3 \cdot \dots \cdot P_{n+1} / (P_1 \cdot P_2 \cdot \dots \cdot P_n) = P_{n+1} / P_1.$$

Следовательно,

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n, \quad (2.2)$$

т. е. коэффициент полезного действия привода, состоящего из нескольких последовательно расположенных передач, равен произведению коэффициентов полезного действия всех его передач.

Таким же образом, перемножая к.п.д., в составе механизма учитывают различные элементы: зубчатые, червячные, ременные и другие передачи, подшипники, муфты и т.п.

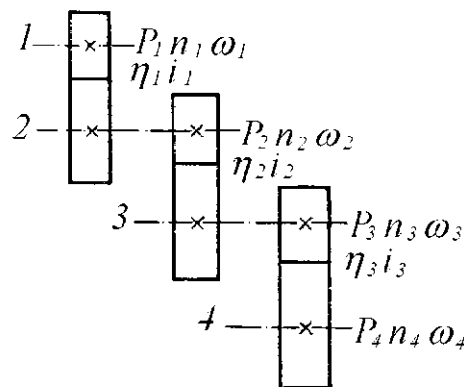


Рисунок 2.2 - Схема передачи с последовательно соединенными звеньями

Передаточные отношения отдельных передач привода:

$$u_1 = \omega_1 / \omega_2, \quad u_2 = \omega_2 / \omega_3, \quad \dots, \quad u_n = \omega_n / \omega_{n+1}.$$

Перемножив передаточные отношения всех передач привода, получим

$$u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n = \omega_1 \cdot \omega_2 \cdot \dots \cdot \omega_n / (\omega_2 \cdot \omega_3 \cdot \dots \cdot \omega_{n-1}) = \omega_1 / \omega_{n-1} = u.$$

Следовательно,

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n, \quad (2.3)$$

т. е. передаточное отношение привода, состоящего из нескольких последовательно расположенных передач, равно произведению передаточных отношений всех его передач.

окружная скорость v ведущего или ведомого звена, м/с:

$$v = \frac{\omega \cdot d}{2} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000}, \quad (2.4)$$

где d - диаметр колеса, шкива и др., мм;

n - частота вращения валов, об/мин.

Окружные скорости обоих звеньев при отсутствии скольжения равны, т.е.

$$v_1 = v_2, \text{ тогда } \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{2} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{2}, \text{ отсюда}$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.5)$$

При расчете передач часто используют следующие зависимости между различными параметрами:

выражение мощности P , Вт, через окружную (тангенциальную) силу F_t и окружную скорость v , м/с, колеса, шкива, барабана и т.п. *Окружная сила* - сила, вызывающая вращение тел или сопротивление вращению и направленная по касательной к траектории точки ее приложения, как показано на рисунке 2.1, Н:

$$F_t = P / v = 2T / d; \quad (2.6)$$

выражение вращающего момента T , Н м, через мощность P , Вт, и угловую скорость ω , с⁻¹. *Вращающий момент* (рисунок 2.1), Н·м;

$$T = P / \omega = F_t \cdot d / 2; \quad (2.7)$$

связь между вращающимися моментами на одном T_1 и другом T_2 валах через передаточное отношение u и к.п.д. η передачи

$$T_1 = P_1 / \omega_1; T_2 = P_2 / \omega_2;$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta; T_2 = \eta T_1 u. \quad (2.8)$$

Вращающий момент T_1 ведущего вала является моментом движущих сил, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент T_2 ведомого вала - момент сил сопротивления, поэтому его направление противоположно направлению вращения вала.



1. Почему вращательное движение наиболее распространено в механизмах и машинах? 2. Чем вызвана необходимость введения передачи как промежуточного звена между двигателем и рабочими органами машины? 3. Какие функции могут выполнять механические передачи? 4. Что такое передаточное число? 5. Как определяется передаточное число и к.п.д. многоступенчатой передачи? 6. Какова зависимость между вращающимися моментами на ведущем и ведомом валах передачи?

2.2 ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Зубчатая передача относится к передачам зацеплением с непосредственным контактом пары зубчатых колес, как показано на рисунке 2.3. Меньшее из колес передачи принято называть шестерней, а большее - колесом. Термин «зубчатое колесо» является общим. Зубчатая передача предназначена в основном для передачи вращательного движения.

Зубчатые передачи - это самый распространенный вид механических передач в машиностроении и приборостроении. Их применяют для передачи мощностей от долей до десятков тысяч киловатт при окружных скоростях до 150 м/с и передаточных числах до нескольких сотен и даже тысяч, с диаметром колес от долей миллиметра до 6 м и более.

Достоинства: высокая нагрузочная способность; малые габариты; большая надежность и долговечность (40 000 ч); постоянство передаточного числа; высокий КПД (до 0,97... 0,98 в одной ступени); простота в эксплуатации.
Недостатки: повышенные требования к точности изготовления и монтажа;

шум при больших скоростях; необходимость высокой точности изготовления и монтажа; высокая жесткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки.

Классификация. По взаимному расположению геометрических осей валов различают передачи, показанные на рисунке 2.3: с параллельными осями - цилиндрические ($a \dots z$); с пересекающимися осями - конические (∂, e); со скрещивающимися осями - цилиндрические винтовые ($ж$), конические гипоидные ($з$) и червячные. В некоторых механизмах для преобразования вращательного движения в поступательное (или наоборот) применяется реечная передача ($и$). Она является частным случаем цилиндрической зубчатой передачи. Рейку рассматривают как одно из колес с бесконечно большим числом зубьев.

В зависимости от взаимного расположения зубчатых колес различают зубчатые передачи с внешним ($a, б, в$) и внутренним ($г$) зацеплением. В первом случае колеса передачи вращаются в противоположных направлениях, во втором - направления вращения колес совпадают. Наиболее распространены передачи внешнего зацепления.

По расположению зубьев на поверхности колес различают передачи: прямозубые ($a, г, д$), косозубые ($б$), шевронные ($в$) и с круговым зубом ($е$).

По форме профиля зуба различают передачи эвольвентные, с зацеплением М.Л.Новикова, циклоидальные.

По окружной скорости различают передачи: тихоходные ($v \leq 3$ м/с), среднескоростные ($v = 3 \dots 15$ м/с), скоростные ($v = 15 \dots 40$ м/с), быстроходные ($v > 40$ м/с).

По конструктивному исполнению передачи могут быть открытые (не защищены от влияния внешней среды) и закрытые (изолированные от внешней среды).

Эвольвентные передачи. Постоянство передаточного отношения зубчатой передачи достигается при определенной форме профилей зубьев. Для

получения таких поверхностей профили зубьев нужно очертить сопряженными кривыми. Существует несколько таких кривых.

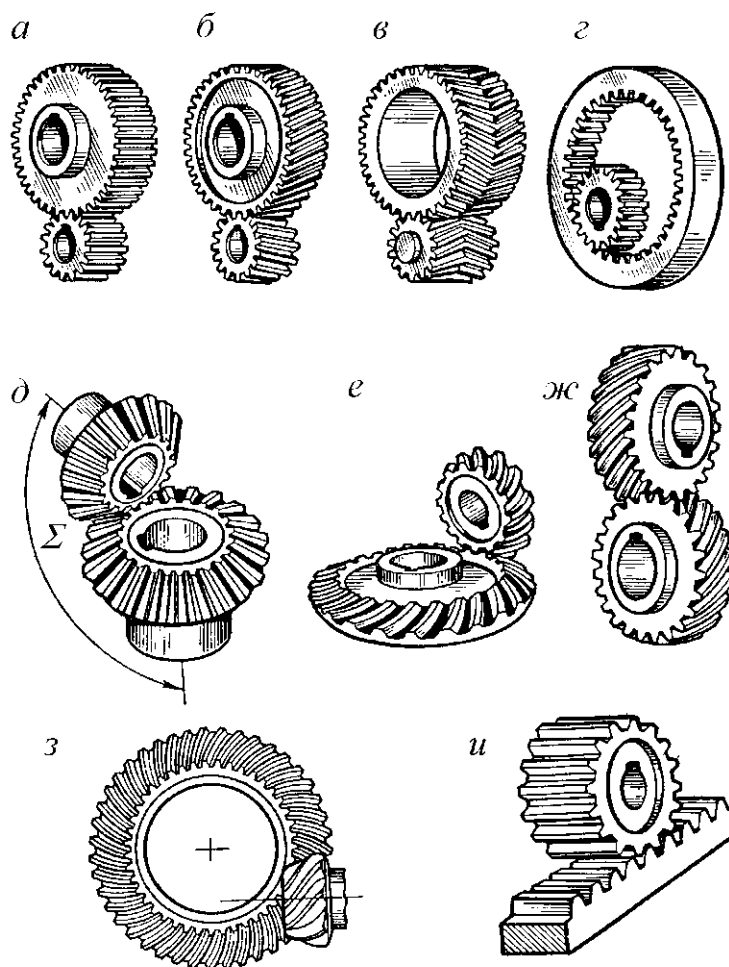


Рисунок 2.3 - Зубчатые передачи

Наибольшее распространение получил эвольвентный профиль зуба, предложенный Л. Эйлером в 1759 г. В 1954 г. М. Л. Новиков предложил принципиально новый профиль зуба - *круговой*.

Эвольвентой окружности называют кривую, описываемую точкой A прямой AB , перекатывающейся по окружности без скольжения.

При перекатывании прямой по окружности, как показано на рисунке 2.4, точка 1 будет в точке $1'$, точка 2 - в точке $2'$ и т. д. В точках $1'$, $2'$, $3'$, ... проведем касательные к окружности перпендикулярно к ее радиусам. На касательных отложим отрезки $1'A_1$, $2'A_2$, $3'A_3$, ..., равные соответственно отрезкам $A1$, $A2$, $A3$, ... Соединив точки A_1 , A_2 , A_3 , ... плавной кривой, получим эвольвенту окружности.

Окружность, по которой перекачивается прямая при образовании эвольвенты, называется *основной окружностью*, а прямая - *образующей прямой*. Основным свойством эвольвенты является то, что образующая прямая всегда перпендикулярна к эвольвенте, а, следовательно, отрезки $1' A$, $2' A$, ... являются мгновенными радиусами кривизны эвольвенты. Эвольвента начинается на основной окружности и всегда расположена вне ее. Это кривая без перегибов, форма эвольвенты зависит только от радиуса основной окружности.

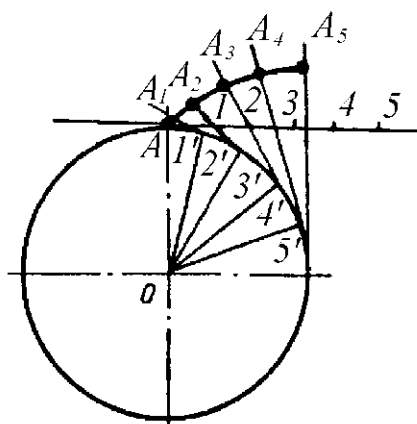


Рисунок 2.4 - Образование эвольвенты окружности.

Эвольвентное зацепление получило преимущественное распространение благодаря своей технологичности. Зубья, профили которых образованы двумя симметричными эвольвентами, относительно легко, просто и точно могут быть изготовлены инструментом, имеющим прямые режущие кромки.

Эвольвентная система зацепления обеспечивает высокую прочность зубьев, простоту и удобство измерения элементов зацепления, взаимозаменяемость зубчатых колес при любых передаточных числах. Допускает изменение межцентрового расстояния.

Основные параметры цилиндрических колес приведены на рисунке 2.5.

Термины и обозначения эвольвентных зубчатых передач установлены ГОСТ 16530-83. В обозначениях параметров этих передач индексы указывают признаки: ω - начальной поверхности или начальной окружности; b - основной окружности зубьев; a - поверхностей или окружностей вершин и головок зубьев; f - поверхностей или окружностей впадин и ножек зубьев; n - нормали или нормального сечения; t - касательной или торцевого сечения; x - осевого сечения; 1 - шестерни; 2 - колеса; 0 - зуборезного инструмента.

Точка контакта П двух зубьев при вращении колес перемещается вдоль линии NN, которую называют *линией зацепления*. Угол α_{ω} указанный на

рисунке 2.5, образуемый линией зацепления и общей касательной к делительным (начальным) окружностям шестерни и колеса, проведенной через полюс зацепления П, называется *углом зацепления*. Отрезок линии зацепления, ограниченный окружностями вершин зубьев шестерни и колеса, называется *активным участком линии зацепления* или *длиной зацепления*. Диаметр d_a окружности, ограничивающей высоту зубьев, называют диаметром окружности вершин зубьев, а диаметр d_f окружности, ограничивающей глубину впадин зубьев - диаметром окружности их впадин. Расстояние между окружностями выступов и впадин в радиальном направлении составляет высоту зуба h .

Если одно из колес заменить стандартным исходным контуром, то для другого колеса будет одна лишь окружность, катящаяся по начальной прямой рейки без скольжения. Эта окружность называется *делительной окружностью*, и ее диаметр обозначается d . Основные параметры зубчатых колес определяют по делительной окружности, которая делит головку зуба высотой h на ножку высотой h_f и головку высотой h_a .

Расстояние p_t между одноименными точками профилей двух соседних зубьев, измеренное по дуге делительной или любой другой концентрической окружности, называется *окружным шагом зубьев*.

Окружной модуль зубьев m_t - линейная величина, в π раз меньшая шага, измеренная по делительной окружности

$$m_t = p_t / \pi. \quad (2.9)$$

Для удобства расчетов и измерения зубчатых колес модуль выражают через делительный диаметр d и число зубьев z . Длина делительной окружности

$$\pi \cdot d = p_t z,$$

откуда

$$d = p_t z / \pi = m_t z, \text{ или } m_t = d / z. \quad (2.10)$$

Можно сказать, что модуль - это часть делительного диаметра, приходящаяся на один зуб. Модуль является основным параметром зубчатой передачи, определяющим ее размеры. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым.

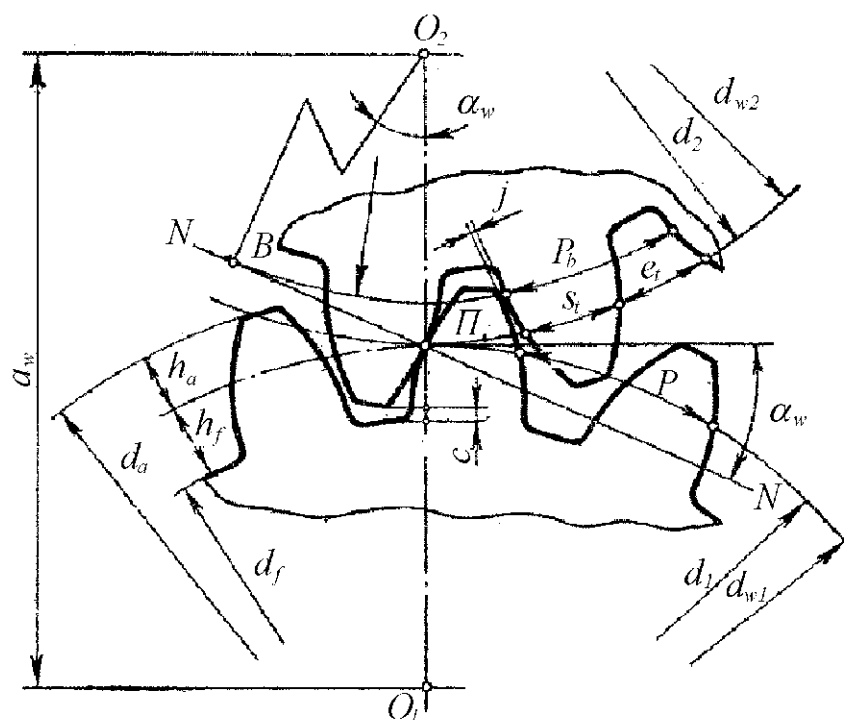


Рисунок 2.5 - Эвольвентная цилиндрическая передача

Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес и унификации зуборезного инструмента значения модуля m в миллиметрах стандартизованы. Под m понимается расчетный стандартный модуль m_n , определенный по шагу, измеренному в нормальном сечении зуба. Для прямозубых передач m_t и m_n совпадают. ГОСТ 9563-80 устанавливает для цилиндрических колес значения нормальных модулей, для конических - значения внешних окружных делительных модулей.

Таким образом, диаметр делительной окружности

$$d = z p / \pi = m z. \quad (2.11)$$

Диаметр окружности вершин зубьев

$$d_a = d + 2h_a = m (z + 2). \quad (2.12)$$

Диаметр окружности впадин

$$d_f = d - 2h_f = m (z - 2,5). \quad (2.13)$$

Толщина зубьев s и ширина впадин e теоретически равны между собой. Практически между зацепляющимися зубьями имеется небольшой боковой зазор (на рисунке 2.5 – j), определяемый предельными отклонениями размеров, который компенсирует возможные неточности изготовления и сборки.

Наибольшее расстояние между торцами зубьев колеса называется шириной венца и обозначается b .

Межосевое расстояние цилиндрической зубчатой передачи, равное полусумме делительных диаметров зубчатых колес при внешнем зацеплении (или полуразности при внутреннем), называется *делительным межосевым расстоянием* и обозначается a .

Межосевое расстояние a двух сцепляющихся прямозубых колес определяют по формуле

$$a = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2} = m \frac{z_1 + z_2}{2}. \quad (2.14)$$

Цилиндрические передачи с косыми и шевронными зубьями

При окружных скоростях $v > 2$ м/с целесообразно применять косозубые колеса, так как при больших скоростях прямозубые цилиндрические колеса работают удовлетворительно лишь при высокой точности изготовления.

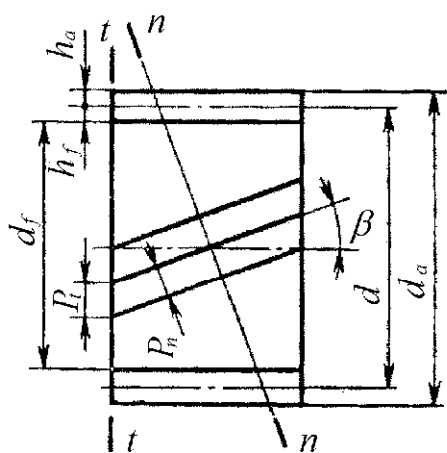


Рисунок 2.6 - Параметры косозубых колес

Колеса косозубых и шевронных передач обладают большей, чем прямозубые, нагрузочной способностью, меньше шумят и создают меньше дополнительных динамических нагрузок. Это объясняется большой суммарной длиной контактных линий находящихся в зацеплении колес. У косозубых колес зубья наклонены по отношению к оси колеса на некоторый угол β (рисунок 2.6) и образуют

винтовые поверхности, причем направление винтовых линий зубьев двух сопряженных колес противоположное.

С увеличением угла наклона β линии зуба плавность зацепления и нагрузочная способность передачи увеличивается, но при этом увеличивается и

осевая сила F_a , что нежелательно. Поэтому в косозубых передачах принимают угол $\beta = 7 \dots 20^\circ$.

Для того чтобы исключить недостаток косозубых передач (осевую силу F_a) и сохранить их преимущества, применяют шевронные передачи (см. рисунок 2.3, в). Шевронное колесо - сдвоенное косозубое колесо, выполненное как одно целое. Каждая половина колеса нарезана со встречным углом наклона β линии зуба. Вследствие разного направления линии зубьев на полушевронах осевые силы взаимно уравниваются на колесе и на валы и подшипники не передаются. Это позволяет принимать у шевронных колес угол $\beta = 25 \dots 40^\circ$, что повышает нагрузочную способность передачи и плавность работы.

Шевронные передачи применяют в быстроходных высоконагруженных передачах. Основной их недостаток - высокая стоимость изготовления.

Для косозубых колес различают шаг нормальный p_n , измеряемый в плоскости, нормальной к направлению зуба, шаг торцевой p_t , измеряемый по дуге делительной окружности в сечении, перпендикулярном оси колеса.

Окружной и нормальный шаги связаны зависимостью

$$p_t = p_n / \cos \beta. \quad (2.15)$$

Соответственно различают торцевой и нормальный модули m_t и m_n , связанные между собой зависимостями

$$m_t = m_n / \cos \beta. \quad (2.16)$$

При проектировании колес с косыми зубьями по ГОСТ 9563-60 выбирают нормальный модуль m_n .

Передаточное число косозубых передач определяется также, как и для прямозубых.

Ширину венца косозубого колеса определяют

$$b \geq \pi m_n / \sin \beta. \quad (2.17)$$



1. Каковы основные достоинства и недостатки зубчатых передач по сравнению с другими передачами? 2. По каким признакам классифицируются зубчатые передачи? 3. Что такое эвольвента окружности и почему эвольвентное зацепление имеет преимущественное

применение? 4. Что называется шагом и модулем зубчатого зацепления? 5. Каковы преимущества косозубых передач по сравнению с прямозубыми? 6. Как влияет на работу косозубой передачи изменение угла наклона зубьев? Рекомендуемые значения этих углов. 7. Какие модули зацепления различают для косозубых колес и какова зависимость между ними? Какой модуль стандартизован и почему? 8. Какие рекомендуются углы наклона зубьев шевронных колес и почему допускается их большая величина, чем у косозубых?

Коническая зубчатая передача. Конические зубчатые колеса применяют для передачи вращательного движения между валами с пересекающимися осями. По стоимости конические передачи дороже цилиндрических равных параметров. Применение их диктуется только условиями компоновки машины.

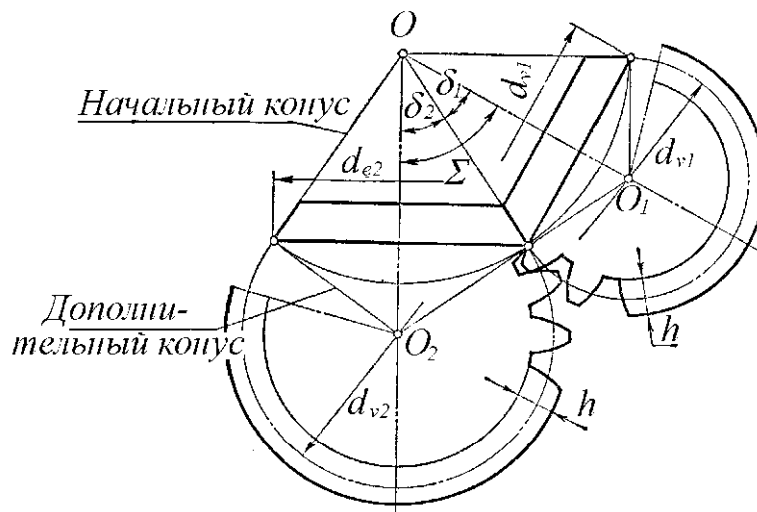


Рисунок 2.7 - Эквивалентные цилиндрические колеса

Пересечение осей валов затрудняет размещение опор. Одно из колес обычно располагается консольно, что способствует увеличению неравномерности распределения нагрузки по длине зуба. В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор. Все это приводит к тому, что по опытным данным, нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет около 0,85 цилиндрической (см. рисунок 2.3, д). Наибольшее применение получили ортогональные передачи с межосевым

углом $\Sigma = 90^\circ$, хотя возможны и другие углы ($10^\circ \dots 170^\circ$).

Конические колеса изготавливают с прямыми, косыми и круговыми зубьями. При окружных скоростях до $2 \dots 3$ м/с применяют конические колеса с прямыми зубьями, при больших скоростях используют колеса с круговыми зубьями, которые обеспечивают более плавное зацепление и имеют большую нагрузочную способность и проще в изготовлении.

Зубья конических колес профилируют по эвольвенте так же, как и зубья цилиндрических колес, но на поверхности дополнительных конусов. При этом определяют диаметры так называемых эквивалентных цилиндрических колес (см. рисунок 2.7).

Передаточное число конической передачи определяют по формулам для цилиндрических передач и, кроме того, для случая, когда межосевой угол $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, по формуле

$$u = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2. \quad (2.18)$$

Геометрический расчет передачи ведут в соответствии с ГОСТ 19624-74. Основными параметрами конических колес являются:

- средний делительный диаметр d ;
- число зубьев меньшего колеса, равное $z_1 = 18 \dots 24$;
- угол конуса вершин

$$\delta_a = \delta + \theta, \quad (2.19)$$

где θ - угол ножки зуба;

$$\operatorname{tg} \theta = 1,2 m_e / R_e. \quad (2.20)$$

В соответствии со стандартом угол головки зуба равен углу ножки зуба, что обеспечивает постоянный радиальный зазор по длине зуба:

- угол конуса впадин

$$\delta_f = \delta - \theta, \quad (2.21)$$

- внешний делительный диаметр d_e ;
- угол делительного конуса δ (рисунок 2.8).

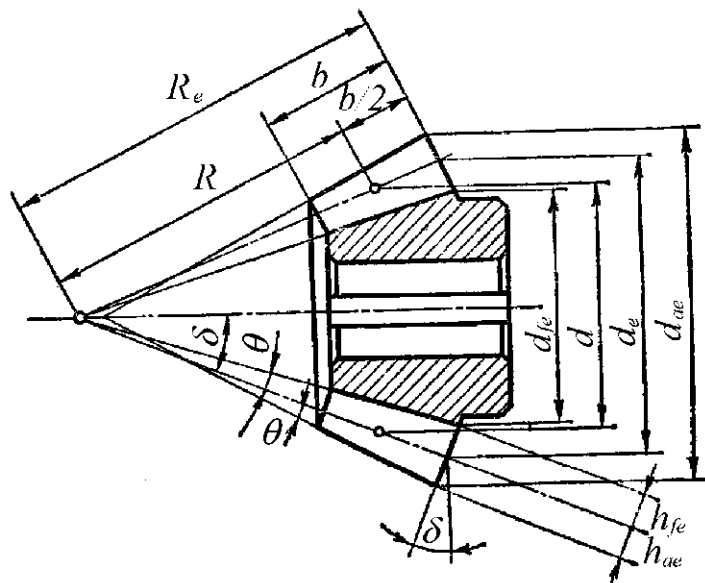


Рисунок 2.8 - Геометрические параметры конических колес

По ширине венца колеса b модуль зацепления меняется. Поэтому в конических зубчатых колесах различают два модуля: *средний окружной модуль* m на среднем делительном диаметре и *внешний окружной модуль* m_e , по которому определяются все размеры зубчатого колеса, причем

$$d = m z, \quad (2.22)$$

$$d_e = m_e z. \quad (2.23)$$

Внешний и средний модули связаны между собой зависимостью

$$m_e = m R_e / R, \quad (2.24)$$

где R_e - внешнее конусное расстояние

$$R_e = d_{e2} / (2 \sin \delta_2) \quad (2.25)$$

или
$$R_e = 0,5 \cdot m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}; \quad (2.26)$$

R - среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5b. \quad (2.27)$$

Ширина зубчатого венца

$$b = \psi_{Re} R_e, \quad (2.28)$$

где ψ_{Re} - коэффициент ширины зубчатого венца. Величиной ψ_{Re} задаются

в пределах 0,25... 0,3. Обычно принимают $\psi_{Re} = 0,285$.

Углы делительных конусов:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1 / z_2; \quad (2.29)$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1. \quad (2.30)$$

Модуль m_e называется также производственным; его величину принимают по ГОСТ 9563-80, но это не обязательно.

Внешняя высота h_{fe} ножек зубьев и h_{ae} головок зубьев:

$$h_{fe} = 1,2 m_e; \quad h_{ae} = m_e; \quad (2.31)$$

внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta = m_e (z + 2 \cos \delta). \quad (2.32)$$



1. Какими достоинствами обладают конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми? 2. Назовите основные геометрические параметры конических колес. Как их определяют? 3. Является ли модуль зацепления постоянной величиной для конических зубчатых колес? 4. Какова связь между внешним окружным модулем и средним окружным модулем конических колес? 5. По какому модулю производят расчет на изгиб зубьев конических колес? 6. Какие колеса называют эквивалентными цилиндрическими?

Материалы для изготовления зубчатых колес

Выбор материала зубчатых колес зависит от назначения и условий работы передачи. Применяют легированные и углеродистые стали, режущие чугуны и пластмассы.

Сталь основной материал для изготовления зубчатых колес. Опытом эксплуатации и специальными исследованиями установлено, что допускаемая контактная прочность определяется, в основном, твердостью материала, для увеличения которой проводят термообработку.

Используют качественные углеродистые стали 20, 35, 45, 50, 50Г (ГОСТ 1050-88), легированные стали 15Х, 20Х, 40Х, 45ХН (ГОСТ 4543-71) и др.

В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса делят на две группы:

1) колеса, твердость рабочих поверхностей зубьев которых меньше 350 HB; такая твердость обеспечивается нормализацией или улучшением стали. Зубья колес нарезают после термообработки, благодаря чему можно получить высокую точность, без применения дорогих отделочных операций (шлифование);

2) колеса, твердость рабочих поверхностей зубьев которых больше 350 HB; для обеспечения такой твердости используют следующие виды термического и химико-термического упрочнения колес: поверхностную закалку, цементацию, азотирование, цианирование, поверхностную закалку токами высокой частоты. Твердость поверхностных слоев колес в этом случае - 50... 55 HRC₂.

Цементацией (насыщением поверхностных слоев колес углеродом) с последующей закалкой повышают твердость рабочих поверхностей зубьев до 58... 63 HRC₂.

Азотирование (насыщение азотом) и *цианирование* (насыщение углеродом и азотом в ваннах, содержащих цианистые соли) применяются реже.

Зубья колес с твердостью больше 350 HB нарезают до термообработки, а доводочные операции (шлифование) выполняют после термообработки с целью устранения коробления (деформации) зубьев.

Рекомендуется использовать для изготовления шестерни и колеса сталь одной марки, но с термообработкой до разной твердости.

Зубья шестерни подвергаются большему числу нагружений, так как они входят в зацепление в *n* раз чаще, чем зубья колеса за один и тот же промежуток времени. Чтобы обеспечивалась одинаковая долговечность обоих колес зубчатой пары, твердость материала шестерни должна быть больше твердости материала колеса на 30... 40 HB,

Чугун применяют при изготовлении зубчатых колес тихоходных открытых передач. Рекомендуются чугуны СЧ18... СЧ35. Зубья чугунных

колес хорошо прирабатываются, но имеют пониженную прочность на изгиб.

Пластмассы применяют в быстроходных слабонагруженных передачах для шестерен, работающих в паре с металлическими колесами. Зубчатые колеса из пластмасс отличаются бесшумностью и плавностью хода. Наиболее распространены текстолит, лигнофоль, капролон.

Критерии работоспособности и расчета

Условия работы зуба в зацеплении. При передаче вращающего момента в зацеплении кроме нормальной силы F_n , направленной по линии зацепления NN , действует еще сила трения $F_{тр}$, связанная со скольжением одного колеса по поверхности другого. Под действием этих сил зуб находится в сложном напряженном состоянии.

Решающее влияние на его работоспособность оказывают два основных

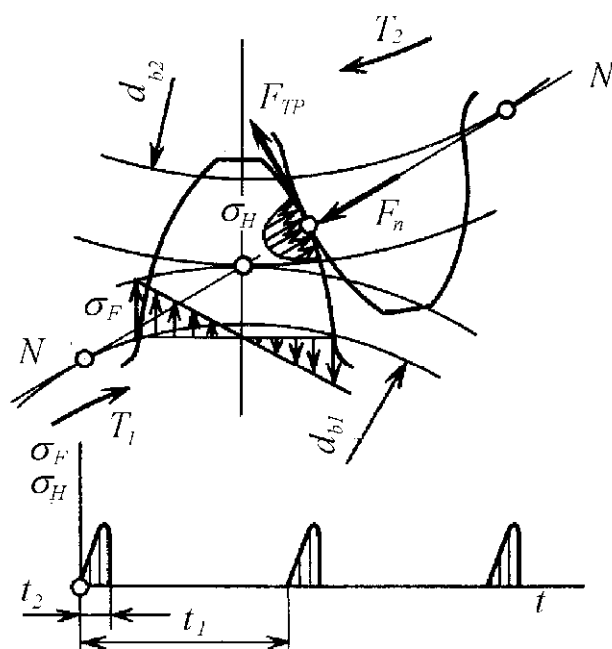


Рисунок 2.9 - Характер нагружения зуба в зацеплении

напряжения: контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F . Для каждого зуба σ_H и σ_F не являются постоянно действующими. Они изменяются во времени по некоторому прерывистому отнулевому циклу, как показано на рисунке 2.9. Время действия σ_F за один оборот колеса (t_1) равно продолжительности зацепления одного зуба (t_2). Напряжения σ_H действуют еще меньшее время. Это время равно продолжительности пребывания в зацеплении данной точки поверхности зуба с учетом зоны распространения контактных напряжений.

напряжения: контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F . Для каждого зуба σ_H и σ_F не являются постоянно действующими.

Они изменяются во времени по некоторому прерывистому отнулевому циклу, как показано на рисунке 2.9. Время действия σ_F за один оборот колеса (t_1) равно продолжительности зацепления одного зуба (t_2).

Напряжения σ_H действуют еще

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка зубьев от напряжений изгиба и *выкрашивание* поверхности от контактных напряжений. С контактными напряжениями и трением в зацеплении связаны также *износ*, *заедание* и другие виды повреждения поверхностей зубьев.

Поломка зубьев связана с напряжениями изгиба. На практике наблюдается выламывание углов зубьев вследствие концентрации нагрузки. Различают два вида поломки зубьев: *поломка от больших перегрузок* ударного или даже статического действия (предупреждают защитой привода от перегрузок или учетом перегрузок при расчете); *усталостная поломка*, происходящая от действия переменных напряжений в течение сравнительно длительного срока службы. При усталостном изломе первоначально у основания зуба на стороне растянутых волокон появляется усталостная трещина, которая при повторном действии нагрузок увеличивается и затем приводит к поломке зуба. Поломка зубьев характерна для открытых передач, а также закрытых передач с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев. Для предупреждения поломок необходимо снижать концентрацию напряжений по краям зубьев, увеличивать модуль зацепления и т.д.

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев - это основной вид разрушения зубьев для большинства закрытых быстроходных передач, работающих при хорошей смазке. Переменные контактные напряжения, превышающие предел выносливости, приводят к образованию на поверхности зубьев микротрещин, в которые при перекатывании запрессовывается масло. Давление масла, находящегося в трещине, повышается, в результате чего размеры трещины увеличиваются и, в конечном счете, происходит отслаивание и выкрашивание кусочков металла. Выкрашивание начинается обычно вблизи полюсной линии на ножках зубьев там, где нагрузка передается одной парой зубьев.

В передачах, работающих со значительным износом, например открытых, усталостное выкрашивание поверхностей зубьев не наблюдается, так как их

механическое изнашивание происходит быстрее.

Для предупреждения выкрашивания необходимо определять размеры зубьев из расчета на усталость по контактным напряжениям; повышать твердость материала путем термообработки; повышать степени точности их изготовления.

Абразивный износ является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. К таким передачам относятся, прежде всего, открытые передачи, а также закрытые, но недостаточно защищенные от загрязнения абразивными частицами (пыль, продукты износа и т. п.).

Основные меры предупреждения износа - повышение твердости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение специальных масел.

Заедание наблюдается преимущественно в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В месте соприкосновения зубьев таких передач при трении развивается высокая температура, способствующая разрыву масляной пленки и образованию металлического контакта. Здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения.

Меры предупреждения заедания - те же, что и против износа. Введением противозадирных масел с повышенной вязкостью и химически активными добавками можно полностью исключить заедание зубьев.

В современной методике расчета из двух напряжений σ_H и σ_F за основные в большинстве случаев приняты контактные напряжения, так как в пределах заданных габаритов колес σ_H остаются постоянными, а σ_F можно уменьшать путем увеличения модуля.

Допускаемые напряжения при расчете на контактную выносливость рассчитывают по формуле

$$[\sigma_H] = \sigma_{H \lim b} K_{HL} / s_H, \quad (2.33)$$

где $\sigma_{H \lim b}$ - базовый предел выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений N_{H0} (т. е.

наибольшему числу циклов при испытаниях на усталость); s_H - коэффициент безопасности; K_{HL} - коэффициент долговечности.

Предел контактной выносливости $\sigma_{H \lim b}$ зависит от способа термообработки и твердости рабочих поверхностей зубьев колес.

Базовое число циклов N_{H0} определяется по ГОСТ 21354-87 в зависимости от твердости материала зубьев.

Коэффициент долговечности K_{HL} учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач. Для длительно работающих передач, т. е. расчетное число циклов N_{HE} больше базового, величина $K_{HL} = 1$. В других случаях

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \geq 1, \text{ но } \leq 2,4. \quad (2.34)$$

При постоянном режиме работы (с колебаниями не более 20%) расчетную нагрузку принимают равной номинальной и расчетное число циклов перемены напряжений будет равно $N_{HE} = 60 n \cdot c \cdot t$, где n - частота вращения того из колес, по материалу которого определяется допускаемое напряжение, мин^{-1} ; t - число часов работы передачи за расчетный срок службы, c - число зацеплений зуба за один оборот колеса.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ следует определять отдельно для шестерни и колеса. При этом для расчета зубьев прямозубых передач принимается меньшее из них. При расчете косозубых передач, в которых твердость зубьев шестерни значительно превышает твердость зубьев колеса, расчетное контактное напряжение определяется по формуле

$$[\sigma_H] = 0,45 ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,23 [\sigma_{Hmin}], \quad (2.35)$$

для конических колес с непрямыми зубьями

$$[\sigma_H] = 0,5 ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,15 [\sigma_{Hmin}]. \quad (2.36)$$

Если эти условия не выполняются, то принимают $[\sigma_H] = 1,23 [\sigma_{Hmin}]$ или $[\sigma_H] = 1,15 [\sigma_{Hmin}]$.

Допускаемые напряжения при расчете на изгибную выносливость определяют по формуле

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \lim b} K_{FL} K_{FC} / [S_F], \quad (2.37)$$

где $\sigma_{F \lim b}$ - базовый предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба, принимаемый в зависимости от вида материала и термообработки; S_F - коэффициент безопасности; K_{FC} - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки; K_{FL} - коэффициент долговечности.

При $HB \leq 350$

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \geq 1, \text{ но } \leq 2,0, \quad (2.38)$$

при $>HB350$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \geq 1, \text{ но } \leq 1,6. \quad (2.39)$$

Базовое число циклов для всех сталей рекомендуют принимать $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$; а эквивалентное число циклов при постоянном режиме нагружения составит $N_{FE} = 60 n \cdot c \cdot t$. При $N_{FE} > N_{F0}$ величина $K_{FL} = 1,0$.



1. Какие материалы применяются для изготовления зубчатых колес?
2. Почему все стальные зубчатые колеса в зависимости от твердости зубьев делятся на две группы? Какая из этих групп более технологична и почему?
3. Назовите основные виды разрушения зубьев колес передач.
4. Почему в закрытых передачах усталостное выкрашивание является основным видом разрушения поверхности зубьев? Меры по предупреждению выкрашивания?
5. В чем сущность усталостной поломки зубьев? Меры по предупреждению поломки?
6. По каким причинам зубчатые передачи выходят из строя и по каким напряжениям производят расчет их на прочность? Почему при расчете допускаемых напряжений их определяют отдельно для шестерни и колеса?
7. Почему заедание преимущественно наблюдается в высоконагруженных и высокоскоростных передачах, в чем его сущность?

Меры по предупреждению заедания? 8. Как проявляется износ зубьев на работе передачи? Причины повышенного износа и меры его предупреждения.

Расчет зубьев цилиндрических колес на прочность

При оценке прочности зубьев действующие напряжения определяют по расчетной нагрузке. За расчетную нагрузку w принимают максимальное значение удельной нагрузки, распределенной по линии контакта зубьев:

$$w_t = F_n K / l_\Sigma, \quad (2.40)$$

где F_n - нормальная сила в зацеплении; $K = K_\beta K_\nu$ - коэффициент расчетной нагрузки; K_β - коэффициент концентрации нагрузки; K_ν - коэффициент динамической нагрузки; l_Σ - суммарная длина линии контакта зубьев.

Суммарная длина контактных линий зависит от ширины венца колеса b_w . Для прямозубых передач при однопарном зацеплении $l_\Sigma = b_w$.

Концентрация нагрузки и динамические нагрузки по-разному влияют на

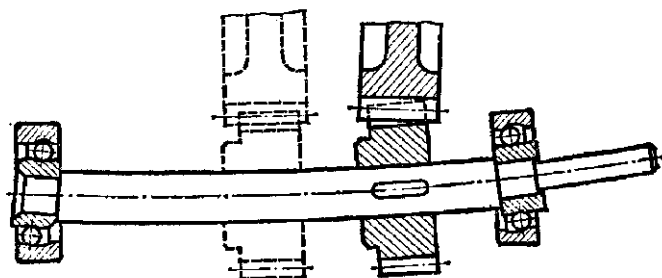


Рисунок 2.10 - Расположение зубчатых колес относительно опор

прочность по контактным и изгибным напряжениям. Соответственно различают коэффициенты при расчетах по контактным напряжениям K_H , $K_{H\beta}$, $K_{H\nu}$ и по напряжениям изгиба K_F , $K_{F\beta}$, $K_{F\nu}$.

Коэффициент концентрации нагрузки K_β учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, связанную с деформацией валов, корпусов, опор и самих зубчатых колес, как показано на рисунке 2.10, а также с погрешностями изготовления передачи.

Например, при симметричном расположении опор прогиб валов не вызывает перекоса зубчатых колес и, следовательно, почти не нарушает распределения нагрузки по длине зуба. Но при несимметричном и консольном расположении опор колеса перекашиваются на некоторый угол, что приводит

к нарушению правильного касания зубьев. В силу упругости зубьев обычно сохраняется их контакт по всей длине, но нагрузка при этом распределяется неравномерно. Влияние перекоса усиливается с увеличением ширины зубчатого венца.

При твердости материала колес $\leq \text{HB } 350$ неравномерность нагрузки со временем уменьшается вследствие прирабатываемости зубьев. При твердости зубьев $> \text{HB } 350$ или при окружных скоростях $v > 15 \text{ м/с}$ влияние приработки зубьев проявляется слабо.

Для приближенной оценки K_β рекомендуют графики, составленные на основе расчетов и практики эксплуатации. При постоянной нагрузке, при твердости материала колес $\leq \text{HB } 350$ и $v < 15 \text{ м/с}$ можно принимать $K_\beta = 1$.

Коэффициент динамической нагрузки K_v учитывает возникновение в зацеплении колес дополнительных динамических нагрузок. Его величина зависит от погрешностей зубьев колес, окружной скорости, присоединенных масс и других причин.

Значение коэффициента K_v для всех видов зубчатых колес принимают по таблицам в зависимости от точности изготовления, окружной скорости и твердости рабочих поверхностей зубьев.

Расчет на прочность прямозубых и косозубых передач регламентирован ГОСТ 21354-87. Расчет сводится к удовлетворению условий прочности по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.

Расчет зубьев по контактным напряжениям ведут для зацепления в полюсе, поскольку выкрашивание начинается вблизи полюсной линии (на ножке) (рисунок 2.11). Контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров. Поэтому контактные напряжения определяют по формуле Герца для наибольших контактных напряжений при сжатии цилиндров вдоль образующих:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E_{HP}}{\rho_{HP}}}. \quad (2.41)$$

Здесь q - нагрузка на единицу длины зуба, определяемая по формуле

$$q = \frac{w_t}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha \cos \alpha}, \quad (2.42)$$

где K_ε - коэффициент, зависящий от суммарной длины контактных линий; ε_α - коэффициент перекрытия (для прямозубых передач $\varepsilon_\alpha = 1$); ρ_{HP} - приведенный радиус кривизны:

$$1/\rho_{HP} = 1/\rho_1 + 1/\rho_2. \quad (2.43)$$

В общем случае для прямозубых и косозубых цилиндрических колес радиусы кривизны ρ_1 и ρ_2 в точке контакта профилей зубьев:

$$\rho_1 = 0,5 d_1 \sin \alpha / \cos^2 \beta, \quad (2.44)$$

$$\rho_2 = 0,5 d_2 \sin \alpha / \cos^2 \beta. \quad (2.45)$$

Величину контактных напряжений определяют

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_2 \cdot K(u+1)}{d_{w1}^3 \cdot \psi_{bd} \cdot u^2}}, \quad (2.46)$$

где Z_M - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес; Z_H - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей; Z_ε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; ψ_{bd} - коэффициент ширины колеса $\psi_{bd} = b/d_{w1}$.

При проектном расчете из условия прочности по контактным напряжениям определяют делительный диаметр шестерни

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha} (u+1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}}. \quad (2.47)$$

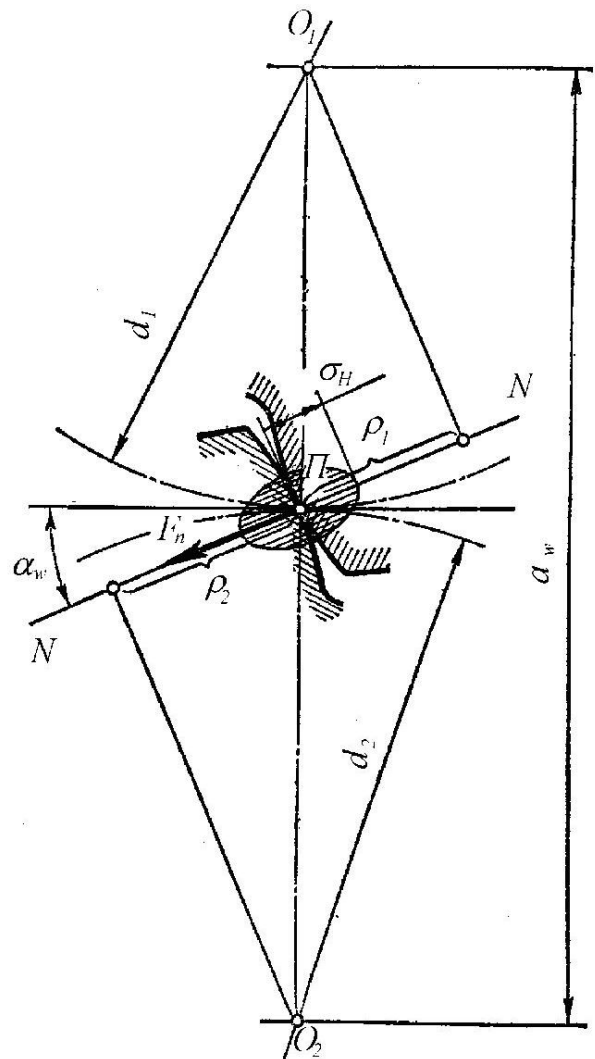


Рисунок 2.11 - К расчету зубчатых передач на контактную прочность

Для отыскания межосевого расстояния a заменяют d_1 на $2a/(u+1)$ и вводят коэффициент ширины колеса $\psi_{ba} = b/a$

$$a_w = K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u^2}}. \quad (2.48)$$

Коэффициенты ψ_{ba} и ψ_{bd} зависят от твердости поверхности зубьев передачи и расположения зубчатых колес относительно опор.

Для предварительных расчетов стальных прямозубых колес принимают $K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,3$; $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$ и $K_a = 495 \text{ МПа}^{1/3}$.

Нагрузочная способность косозубых колес примерно в 1,5 раза выше, чем у прямозубых, поэтому в предварительных расчетах для стальных косозубых и шевронных колес можно принимать $K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,2$; $K_d = 675 \text{ МПа}^{1/3}$ и $K_a = 430 \text{ МПа}^{1/3}$.

Расчет зубьев на изгиб. Нормальная сила F_n , являющаяся результатом взаимодействия зубьев колес нагруженной передачи, действует по направлению линии зацепления и может быть приложена в различных точках поверхности зуба. С точки зрения прочности на изгиб наиболее опасно, когда нормальная сила приложена к вершине зуба, как показано на рисунке 2.12.

Независимо от того, сколько пар зубьев находится в зацеплении, для надежности расчета принимают, что вся нагрузка F_n , воспринимается только одним зубом и направлена по общей нормали к профилям зубьев. Переносим силу F_n по линии действия на ось симметрии зуба, раскладываем ее на две составляющие: окружную F_t' и радиальную F_r' . Сила F_t' изгибает зуб, а сила F_r' сжимает его.

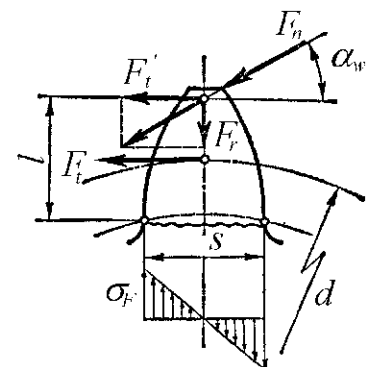


Рисунок 2.12 - К расчету зубьев на изгиб

Заменяя далее силу F_t' окружной силой $F_t = 2T/d$ (так как $F_t > F_t'$, то произведенная замена лишь несколько увеличит запас прочности), получим

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot l}{bs^2/6} \leq [\sigma]_F, \quad (2.49)$$

С учетом коэффициентов расчетной нагрузки $K_{F\beta}$ и $K_{F\alpha}$, коэффициента распределения нагрузки между зубьями K_{Fa} и теоретического коэффициента концентрации напряжений K_σ полученная формула для прямозубых передач примет вид

$$\sigma_F = Y_F \frac{w_t}{m} \leq [\sigma]_F, \quad (2.50)$$

где $Y_F = 6 k K_\sigma / c^2$ - коэффициент формы зуба, выбираемый в зависимости от числа зубьев (для косозубой передачи - от эквивалентного числа зубьев).

У косозубых передач суммарная длина контактных линий l_Σ больше ширины колеса, что способствует уменьшению напряжений изгиба. Поэтому для косозубых передач

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{w_t}{m} \leq [\sigma]_F, \quad (2.51)$$

где $Y_\beta = 1 - (\beta^0 / 140)$ - коэффициент, учитывающий наклон зуба; Y_F - коэффициент, учитывающий форму зуба; $Y_\varepsilon = 1 / K_\varepsilon \varepsilon_\alpha$; $K_\varepsilon \approx 0,95$ - коэффициент, учитывающий непостоянство суммарной длины контактных линий.

Эта формула обычно используется для проверочных расчетов.

При проектном расчете модуль определяется по эмпирической зависимости с последующей проверкой зубьев на изгибную прочность.

При твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса $\leq \text{HB350}$ принимают $m = (0,01 \dots 0,02) a_w$.

При проектировании передачи из условия прочности по напряжениям изгиба модуль передачи определяют по формуле

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^3 K_{F\beta} K_{F\alpha} T_l Y_F K_{Fa} Y_\beta}{z_l \psi_m [\sigma_F]}}. \quad (2.52)$$

Согласно ГОСТ 2185-66, межосевые расстояния и номинальные передаточные числа должны соответствовать стандартным значениям.

Контактные напряжения для зубьев конических колес определяются по аналогии с формулой (2.46) для цилиндрических передач, заменяя конические колеса эквивалентными цилиндрическими (см. рисунок 2.7).

Формула для проверочного расчета конических передач на контактную выносливость имеет вид

$$\sigma_H = Z \sqrt{\frac{w_t \sqrt{u^2 + 1}}{0.85 d_1 \cdot u}} \leq [\sigma_H], \quad (2.53)$$

где опытный коэффициент 0,85 оценивает снижение нагрузочной способности конических передач по сравнению с цилиндрической из-за консольного расположения шестерни. Коэффициент $Z = 487 \text{ МПа}^{1/2}$ для стальных колес.

Формула для проектного расчета конической передачи со стальными колесами такова:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha} \sqrt{u^2 + 1}}{0.85 \psi_{bd} u [\sigma_H]^2}}, \quad (2.54)$$

где $\psi_{bd} = b/d_1$ - коэффициент ширины колеса относительно среднего диаметра. Для предварительных расчетов можно принимать $K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1,3$.

Для того чтобы отношение ширины зубчатого венца к внешнему конусному расстоянию b/R_e ψ_{Re} находилось в общепринятых пределах, значение коэффициента ψ_{bd} вычисляют по формуле

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{Re} \sqrt{u^2 + 1}. \quad (2.55)$$

После определения среднего диаметра шестерни d_1 задаются числом зубьев $z_1 \geq 17$, находят средний модуль m и производят проверку зубьев конической передачи по напряжениям изгиба.

Размеры поперечных сечений зубьев конического колеса уменьшаются по мере приближения к вершине делительного конуса (см. рисунок 2.7), поэтому нагрузка распределяется по длине зуба неравномерно и изменяется в зависимости от деформации зубьев в различных сечениях. За расчетное удобно принять сечение в средней части длины зуба. Тогда по аналогии с

цилиндрической передачей напряжения в этом сечении определяются по формуле (2.50) с учетом коэффициента 0,85:

$$\sigma_F = Y_F \frac{w_F}{0,85m} \leq [\sigma_F]. \quad (2.56)$$

Удельную нагрузку w_F определяется по формуле (2.41) при окружной силе F_t , рассчитанной по среднему диаметру. Коэффициент формы зуба Y_F определяется в зависимости от эквивалентного числу зубьев.

Если размеры передачи определяет не контактная, а изгибная прочность (твердость поверхности зубьев $HRC_s \geq 63$ и относительно мягкая сердцевина), расчет конических передач следует начинать с определения среднего модуля по формуле

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} K_{Fv} Y_F}{0,85 z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}}, \quad (2.57)$$

где $K_m = 1,4$.

По величине m определяют внешний модуль m_e и определяют все остальные параметры передачи. Для предварительных расчетов можно принимать $K_{F\beta} K_{Fv} = 1,5$.

Усилия в зацеплении зубчатых передач

Знание этих сил и их составляющих по осям координат необходимо для расчета зубьев, валов и их опор. Рассматриваем момент зацепления в полюсе, силы трения ввиду их малости не учитываются. Силы взаимодействия зубьев при этом направлены по линии зацепления.

Силы в зацеплении цилиндрических передач (рисунок 2.13, а). Силу нормального давления F_n в зацеплении косозубых колес можно разложить на три составляющие, которые в дальнейшем будем называть:

окружная сила

$$F_t = 2T / d; \quad (2.58)$$

осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta; \quad (2.59)$$

радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta. \quad (2.60)$$

В шевронной передаче благодаря противоположному направлению зубьев осевые силы уравниваются в самом колесе.

В прямозубых передачах угол наклона зубьев $\beta = 0$. Тогда осевая сила равна $F_a = 0$, а радиальная $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha$.

Силы, действующие в зацеплении конических колес (рисунок 2.13, б).

В зацеплении конических колес действуют:

окружная сила, направлена по касательной к окружности диаметра d

$$F_t = 2T/d;$$

радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad (2.61)$$

осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1. \quad (2.62)$$

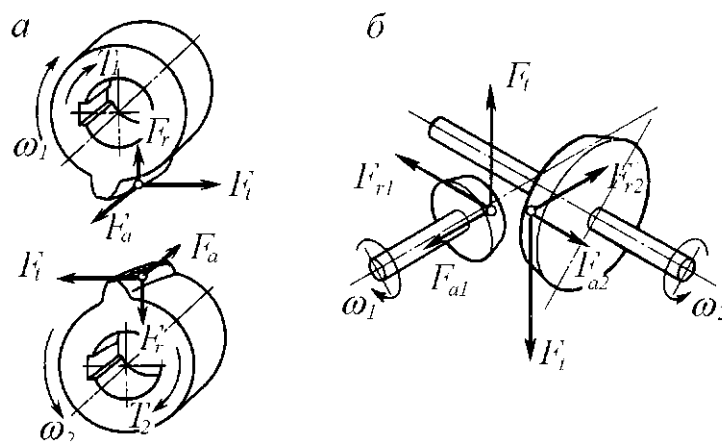


Рисунок 2.13 - Усилия в зацеплении зубчатых передач

Для сопряженного колеса, находящегося в зацеплении с рассматриваемым, сила, равная F_a , но противоположно направленная, является радиальной силой, а сила, равная F_r (и тоже направленная противоположно), осевой силой.



1. От чего зависит коэффициент неравномерности нагрузки $K_{H\beta}$ и как

он выбирается? 2. Как из формулы Герца выводится формула для расчета на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев? Что учитывают коэффициенты Z_M , Z_H и Z_ε , входящие в формулу? 3. Как влияет на размеры передачи коэффициент ширины венца колеса? 4. Как влияет изменение диаметра зубчатых колес и модуля зацепления на их контактную прочность? 5. Какие допущения принимаются при выводе расчетной формулы на прочность зубьев при изгибе? 6. Что учитывают в расчетных формулах дополнительные коэффициенты $K_{I\beta}$ и $K_{I\gamma}$ от чего они зависят и как выбираются? 7. Почему ширину венца шестерни делают больше ширины венца колеса? 8. Как определяют силы в зацеплении прямозубых и косозубых цилиндрических зубчатых передач? 9. Какие силы действуют в зацеплении прямозубых конических колес?

2.3 ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Червячные передачи служат для передачи вращательного движения между валами, оси которых перекрещиваются. Угол скрещивания обычно равен 90° . Возможны и другие углы, отличные от 90° , но такие передачи встречаются редко.

Червячная передача, представленная на рисунке 2.14, состоит из вращающегося винта 1, называемого червяком, и червячного колеса 2, имеющего на своем ободе зубья, сцепляющиеся с витками червяка. Поэтому червячные передачи относятся к числу зубчато-винтовых. *Ведущим звеном* обычно является *червяк*.

Широкому распространению червячных передач в различных отраслях машиностроения и приборостроения способствует целый ряд их *достоинств*: плавность и бесшумность работы, возможность получения больших передаточных чисел при небольшом габарите (8...80), точность перемещений, возможность обеспечения самоторможения.

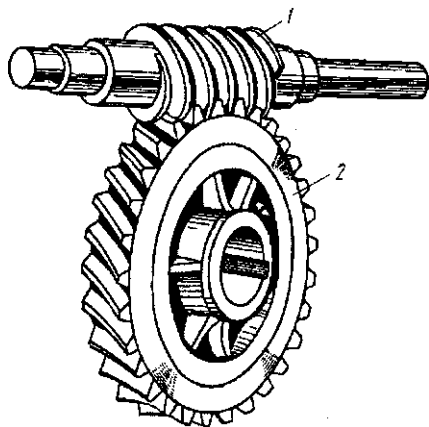


Рисунок 2.14 - Червячная передача

К недостаткам червячных передач могут быть отнесены: сравнительно низкий к. п. д., небольшая по сравнению с зубчатыми передачами передаваемая мощность (обычно не более 70 кВт), повышенный износ и необходимость применения дорогостоящих антифрикционных материалов (бронзы).

Геометрические параметры червячных передач

Стандарт «Передачи червячные» (ГОСТ 18498-89) устанавливает следующие виды червячных передач: *цилиндрическая* - с цилиндрическим червяком (показан на рисунке 2.15, а); *глобоидная* - с глобоидным червяком (показан на рисунке 2.15, б). Наибольшее применение в машиностроении находят цилиндрические архимедовы червяки, так как технология их производства проста и наиболее отработана. Их используют при твердости материала червяка не превышающей 350 НВ.

Архимедовы червяки подобны винтам с трапецеидальной нарезкой и имеют в осевом сечении прямолинейный профиль витков с углом при вершине, равным $2\alpha = 40^\circ$. Таким образом, осевое сечение червяка идентично профилю стандартной зубчатой рейки, и зацепление в червячной передаче представляет собой эвольвентное зацепление зубчатого колеса с зубчатой рейкой. Угол наклона линии зуба червячного колеса β равен углу подъема γ линии витков червяка.

Червяк (рисунок 2.15, в), как винт характеризуется осевым шагом нарезки

$$p = \pi m, \quad (2.63)$$

а для многозаходных червяков еще и ходом p_z , причем $p_z = p z_1$, здесь z_1 - число витков червяка; m - расчетный модуль.

Число витков (заходов) червяка определяется количеством винтовых линий (витков) нарезки, идущих друг от друга на расстоянии шага и имеющих

свое начало на торцах нарезанной части червяка. Направление витков может быть правым или левым. Чаще применяется правая нарезка с числом заходов $z_1 = 1; 2; 4$.

Делительный диаметр червяка принимается кратным модулю:

$$d_1 = m q, \quad (2.64)$$

где q - коэффициент диаметра червяка.

Величины коэффициентов диаметра червяка q стандартизованы.

Угол подъема винтовой линии червяка на делительном цилиндре

$$\operatorname{tg} \gamma = p_z / (\pi d_1) = \pi m z_1 / (\pi m q) = z_1 / q. \quad (2.65)$$

Диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = qm + 2m = m(q + 2); \quad (2.66)$$

диаметр впадин червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = qm - 2 \cdot 1,2m = m(q - 2,4). \quad (2.67)$$

Длина b_1 нарезанной части червяка (мм):

$$\text{при числе витков } z_1 = 1; 2 \quad b_1 \geq (11 + 0,060 z_2) m; \quad (2.68)$$

$$\text{при числе витков } z_1 = 4 \quad b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2) m. \quad (2.69)$$

Здесь z_2 - число зубьев червячного колеса. Из-за возможных искажений профиля по концам червяка при входе и выходе шлифовального круга шлифуемые червяки делаются длиннее приблизительно на $3m$.

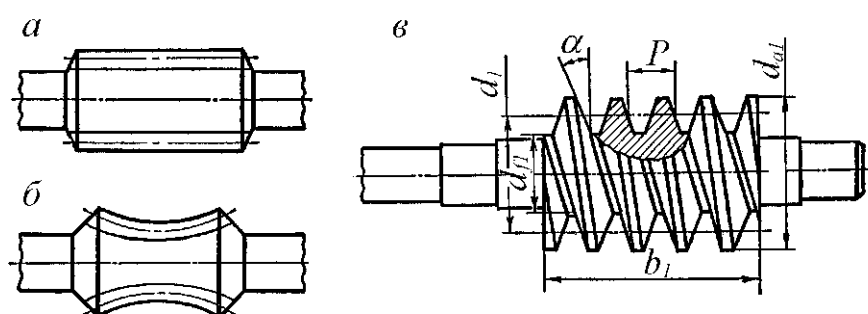


Рисунок 2.15 - Виды и геометрические параметры червяков

Диаметр делительной окружности червячного колеса (рисунок 2.16)

$$d_2 = m z_2. \quad (2.70)$$

Диаметр вершин зубьев червячного колеса в среднем сечении

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = m(z_2 + 2). \quad (2.71)$$

Диаметр впадин червячного колеса в среднем сечении

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = m(z_2 - 2,4). \quad (2.72)$$

Наружный диаметр червячного колеса

$$d_{am2} = d_{a2} + 6m / (z_1 + 2). \quad (2.73)$$

Ширину венца червячного колеса определяют в зависимости от диаметра вершин витков червяка:

$$\text{при } z_1 = 1; 2 \quad b_2 \leq 0,75 d_{a1},$$

$$\text{при } z_1 = 4 \quad b_2 \leq 0,67 d_{a1}.$$

Межосевое расстояние червячной передачи

$$a = (d_1 + d_2)/2 = m(q + z_2)/2. \quad (2.74)$$

Центральный угол дуги охвата δ принимается в пределах $90 \dots 110^\circ$.

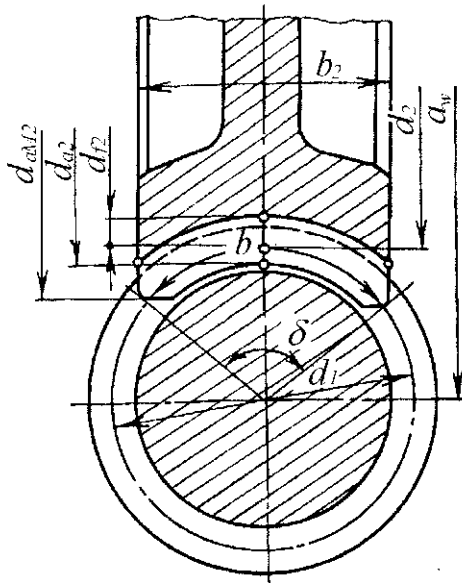


Рисунок 2.16 - Геометрические параметры червячного колеса

Кинематика и к. п. д. червячной передачи

Передаточное число. В осевом сечении витки червяка представляют собой рейку. За один оборот червяк смещает колесо на величину хода нарезки p_z . Окружная скорость на начальной (делительной) окружности червячного колеса равна линейной скорости v_1 движения витков червяка в осевом направлении. Поэтому за каждый оборот червяка червячное колесо поворачивается на число зубьев, равное числу витков червяка, т. е. $v_1 = n_1 \pi m z_1$ и $v_2 = n_2 \pi m z_2$. При $v_1 = v_2$ получаем $n_1 z_1 = n_2 z_2$ или $\omega_1 z_1 = \omega_2 z_2$.

Тогда передаточное число червячной передачи

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = z_2 / z_1, \quad (2.75)$$

где z_1 - число заходов червяка; z_2 - число зубьев червячного колеса.

Таким образом, передаточное число червячной передачи равно отношению числа зубьев червячного колеса к числу заходов червяка.

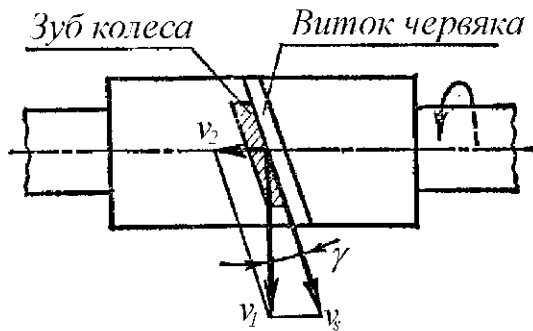


Рисунок 2.17 - Скольжение в червячной передаче

Скольжение в зацеплении.

Существенное различие между червячной и обычной зубчатой передачей заключается в том, что витки червяка при работе скользят по зубьям колеса (как в винтовой паре). Поэтому направления векторов окружных скоростей червяка v_1 и колеса v_2 в

точках контакта зубьев не совпадают. Они направлены друг к другу под углом скрещивания (рисунок 2.17). Скорость скольжения v_s направлена по касательной к виткам червяка. Величина ее выражается через окружную скорость и угол подъема винтовой линии γ :

$$v_s = v_1 / \cos \gamma = d_1 \omega_1 / 2 \cos \gamma. \quad (2.76)$$

Большая скорость скольжения и трение служат причиной низкого к. п. д. червячных передач, их повышенного износа и склонности к заеданию.

К. п. д. червячной передачи. Коэффициент полезного действия передачи определяется потерями в зацеплении η_z , в опорах валов червяка и колеса η_n , а также потерями на разбрызгивание и перемешивание масла η_p :

$$\eta = \eta_z \eta_n \eta_p.$$

Из перечисленных наибольшими являются потери в зацеплении. Определяются они, так же как потери на трение в винтовой паре, по формуле

$$\eta_z = \operatorname{tg} \gamma / (\gamma + \rho'), \quad (2.77)$$

где γ - угол подъема винтовой линии; ρ' - приведенный угол трения.

Величина ρ' определяется приведенным коэффициентом трения f' :

$$\rho' = \operatorname{arctg} f'. \quad (2.78)$$

В свою очередь, приведенный коэффициент трения зависит от материалов и чистоты рабочих поверхностей червяка и червячного колеса, относительной скорости скольжения, угла профиля нарезки червяка и качества смазки.

Критерии работоспособности

Обычно причинами выхода из строя червячных передач являются *изнашивание* и *заедание* (схватывание). Типичное для зубчатых передач выкрашивание зубьев в червячных передачах встречается реже. Интенсивное изнашивание и схватывание колеса и червяка связаны с большими удельными давлениями, с высокими скоростями скольжения и неблагоприятными условиями смазки.

Так как по условиям контакта червячное колесо изготавливают из менее прочного материала, чем червяк, то выход из строя передачи, как правило, связан с повреждением колеса.

В передачах из оловянистых бронз (мягкие материалы) заедание проявляется в «намазывании» бронзы на червяк. Заедание при твердом материале (алюминиевые бронзы) переходит в задир с последующим катастрофическим изнашиванием зубьев колеса частицами бронзы, приварившимися к виткам червяка.

В связи с этим червячные передачи рассчитывают на выносливость зубьев по контактным напряжениям, по напряжениям изгиба выполняют проверочный расчет передачи.

Расчет передачи на контактную выносливость. При проектном расчете передачи определяют межосевое расстояние по формуле

$$a_w = (1 + z_2/q) \sqrt[3]{\left(\frac{K_a}{[\sigma_H] z_2/q}\right)^2 K_H T_2}, \quad (2.79)$$

где z_2 - число зубьев колеса; $[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение материала колеса; q - коэффициент диаметра червяка; T_2 - вращающий момент на валу червячного колеса.

По ГОСТ 2144-93 коэффициент диаметра червяка $q \geq z_2/4$. Поэтому при проектном расчете предварительно принимают $q \approx z_2/4$.

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ принимается в зависимости от скорости скольжения

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \sqrt[3]{T_2}. \quad (2.80)$$

Коэффициент нагрузки K_H , учитывает влияние на нагрузочную способность передачи концентрации нагрузки по длине зубьев, частоты вращения колеса и способности червячных колес прирабатываться. При постоянной нагрузке принимают $K_H \approx 1$, а при переменной - $K_H = 1,1 \dots 1,3$ в зависимости от жесткости червяка.

По величине найденного межосевого расстояния находят модуль:

$$m = 2a_w / (q + z_2). \quad (2.81)$$

Найденное значение модуля округляют до ближайшего стандартного (по ГОСТ 2144-93) и уточняют значение q и межосевое расстояние a_w .

При проектировании редукторов, предназначенных для серийного выпуска, следует согласовать с ГОСТ 2144-93 и ГОСТ 19672-74 величины m , q , u , z_2 и a_w .

После окончательного уточнения основных параметров передачи (a_w , m , q) производится проверочный расчет. При этом определяют контактные напряжения и сравнивают их с допускаемыми:

$$\sigma_H = \frac{K_a}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{1 + z_2/q}{a_w}\right)^3 K_H T_2} \leq [\sigma_H]. \quad (2.82)$$

Расчет зубьев на изгиб

Зубья червячного колеса проверяют на выносливость по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m} \leq [\sigma_F], \quad (2.83)$$

где $[\sigma_F]$ - допускаемое напряжение изгиба, причем для нереверсивной работы следует брать $[\sigma_{0F}]$, а для реверсивной - $[\sigma_{-1F}]$; m - расчетный модуль; Y_{F2} - коэффициент формы зуба колеса, принимаемый в зависимости от эквивалентного числа зубьев червячного колеса:

$$z_{2v} = z_2 / \cos^3 \beta. \quad (2.84)$$

Материалы и допускаемые напряжения

Высокие скорости скольжения и неблагоприятные условия смазки

требуют, чтобы материалы червяка и колеса имели низкий коэффициент трения, повышенную износостойкость и пониженную склонность к заеданию. Выполнение червячной пары из однородных материалов не дает желаемых результатов, поэтому червяк и колесо изготавливают из различных материалов.

Червяки при работе испытывают большие напряжения изгиба и кручения, а также напряжения растяжения (сжатия). Вследствие этого, а также из-за высоких требований к жесткости их обычно изготавливают из углеродистых или легированных сталей. Для увеличения работоспособности передачи червяки подвергают термообработке - закалке до твердости $\geq \text{HRC } 45$ с последующей шлифовкой и полировкой витков. Это обеспечивает наибольшую стойкость зубьев червячных колес против изнашивания и усталостного разрушения, а также способствует повышению КПД передачи.

Червячные колеса изготавливают из бронзы или чугуна. Чугун применяют для изготовления колес или их венцов при скорости скольжения $v_s \leq 1,5$ м/с и малых нагрузках. Обычно они находят применение в открытых передачах. В остальных случаях с целью экономии дорогостоящей бронзы червячное колесо делают составным: венец (бандаж) - бронзовым, а центр колеса - чугунным или стальным. При скорости скольжения $v_s < 4$ м/с применяют безоловянистые бронзы (БрА9ЖЗЛ и др.), при $v_s = 4 \dots 10$ м/с – малооловянистые (БрО6Ц6С3 и др.), а если $v_s > 10$ м/с – высокооловянистые бронзы (БрОФ10-1, БрОНФ).

В передачах с колесами из бронз ($\sigma_B < 350$ МПа) работоспособность ограничена контактной прочностью.

Допускаемое контактное напряжение зубьев колес из оловянистых бронз при шлифованных и полированных червяках

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_B K_{H\sigma} K_{HL}, \quad (2.85)$$

где $K_{H\sigma} = 0,9$ при твердости рабочих поверхностей витков червяка не менее 45 HRC₃ и $K_{H\sigma} = 0,7$ - в остальных случаях; K_{HL} - коэффициент долговечности передачи

$$K_{H\alpha} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{H\alpha 2}}} \quad (2.86)$$

Работоспособность передач с колесами из чугуна и безоловянистых бронз при $\sigma_B > 350$ МПа ограничена обычно заеданием. Для таких передач $[\sigma_H]$ назначают по таблицам в зависимости от скорости скольжения.

Допускаемые напряжения изгиба для зубьев червячного колеса при нереверсивной нагрузке находят также по эмпирической формуле

$$[\sigma_{F2}] = (0,25\sigma_{T2} + 0,08\sigma_{B2}) K_{FL}, \quad (2.87)$$

и при реверсивной нагрузке

$$[\sigma_{F2}] = 0,16\sigma_{B2} K_{FL}, \quad (2.88)$$

где K_{FL} — коэффициент долговечности, определяемый по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE2}}} \quad (2.89)$$

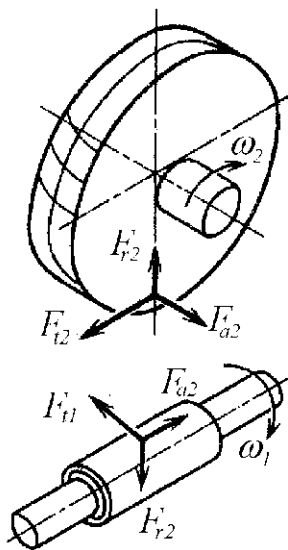


Рисунок 2.18 - Усилы в червячной передаче

Силы в зацеплении червячной передачи рассматривают приложенными в полюсе зацепления и задают тремя взаимно перпендикулярными составляющими, показанными на рисунке 2.18:

окружной силой на колесе, равной осевой силе на червяке,

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2 / d_2, \quad (2.90)$$

окружной силой на червяке, равной осевой силе на колесе,

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1 / d_1, \quad (2.91)$$

радиальной силой, раздвигающей червяк и колесо,

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha, \quad F_r = F_{a1} \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.92)$$



1. Назовите область применения червячных передач. 2. Какие различают виды червяков? 3. Назовите достоинства и недостатки червячных

передач по сравнению с зубчатыми. 4. Как определяют основные геометрические параметры червячной передачи? 5. Почему в червячной передаче возникает скорость скольжения, как она направлена и как влияет на работу передачи? 6. Как вычисляют к.п.д. червячной передачи? Назовите основные факторы, влияющие на значение к.п.д. 7. Каковы основные виды разрушения зубьев червячных колес? 8. Из каких материалов изготавливают червяки и венцы червячных колес? Назовите факторы, влияющие на выбор материала. 9. По какой формуле производят проверочный расчет зубьев червячного колеса на изгиб? 10. Какие силы действуют на червяк и червячное колесо, как они направлены и как вычисляются?

2.4 РЕДУКТОРЫ

Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, установленных в отдельном корпусе, и предназначенный для понижения угловой скорости и увеличения вращающего момента.

Механизмы, служащие только для повышения скорости вращения, называют *ускорителями* или *мультипликаторами*.

Зубчатые редукторы благодаря их долговечности, относительной простоте и экономичности, большому диапазону скоростей и нагрузок нашли широкое применение в машиностроении.

Вид и конструкцию редуктора определяют типом, расположением и количеством отдельных передач (ступеней).

Различают следующие виды редукторов: *по типу передачи* – цилиндрические зубчатые (рисунок 2.19, а... г), конические зубчатые (рисунок 2.19, д), червячные (рисунок 2.20, в... г), коническо - цилиндрические зубчатые (рисунок 2.20, а), червячно - цилиндрические (рисунок 2.20, д) и др.; *по числу ступеней* - одно- (рисунок 2.20, в, г, д), двух- (рисунок 2.19, б... д и рисунок 2.20, б, е), трехступенчатые (рисунок 2.20, а) и т.д.; *по расположению валов и зубчатых колес* - горизонтальные (рисунок 2.19, б... д) и вертикальные

(рисунок 2.19, в, е).

Для обозначения передач используют большие буквы русского алфавита: Π - цилиндрическая, K - коническая, $\mathcal{U}$ - червячная, Π_3 - планетарная зубчатая, B_3 - волновая зубчатая. Если одинаковых передач две или более, то после буквы ставится соответствующая цифра. Наиболее распространены редукторы с валами, расположенными в горизонтальной плоскости.

Обозначение типоразмера редуктора складывается из его типа и главного параметра его тихоходной ступени. Для передач цилиндрической и червячной главным параметром является межосевое расстояние a , мм; конической - внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , мм; планетарной - радиус водила R , мм; волновой - внутренний посадочный диаметр гибкого колеса в недеформируемом состоянии d , мм.

Под *исполнением* понимают передаточное число, формы концов валов и вариант сборки. Пример условного обозначения одноступенчатого цилиндрического редуктора с межосевым расстоянием 160 мм и передаточным числом 4: редуктор Π -160-4.

Основная энергетическая характеристика редуктора - допускаемый вращающий момент T на его ведомом (тихоходном) валу при постоянной нагрузке.

Зубчатые редукторы

Цилиндрические зубчатые редукторы благодаря широкому диапазону передаваемых мощностей, долговечности, простоте изготовления и обслуживания имеют широкое распространение в машиностроении. Передаточное число u для одноступенчатых редукторов принимают не свыше 8 (максимум до 12,5). При больших значениях u габариты и масса одноступенчатых редукторов больше, чем двухступенчатых. Наиболее часто в машиностроении используют двухступенчатые редукторы, для которых $u - 8 \dots 40$ (максимум до 63). При $u > 60$ применяют трехступенчатые цилиндрические зубчатые редукторы.

Из двухступенчатых редукторов наибольшее распространение имеют редукторы с последовательным расположением ступеней (рисунок 2.19, б) как наиболее простые по конструкции. Недостатком этих редукторов является повышенная неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, из-за несимметричного расположения колес относительно опор.

Для улучшения условий работы зубчатых колес применяют редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью (рисунок 2.19, г). Благодаря этому достигается равномерная загруженность опор и благоприятное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца тихоходной ступени. Это особенно актуально в связи с тем, что масса наиболее загруженной тихоходной ступени

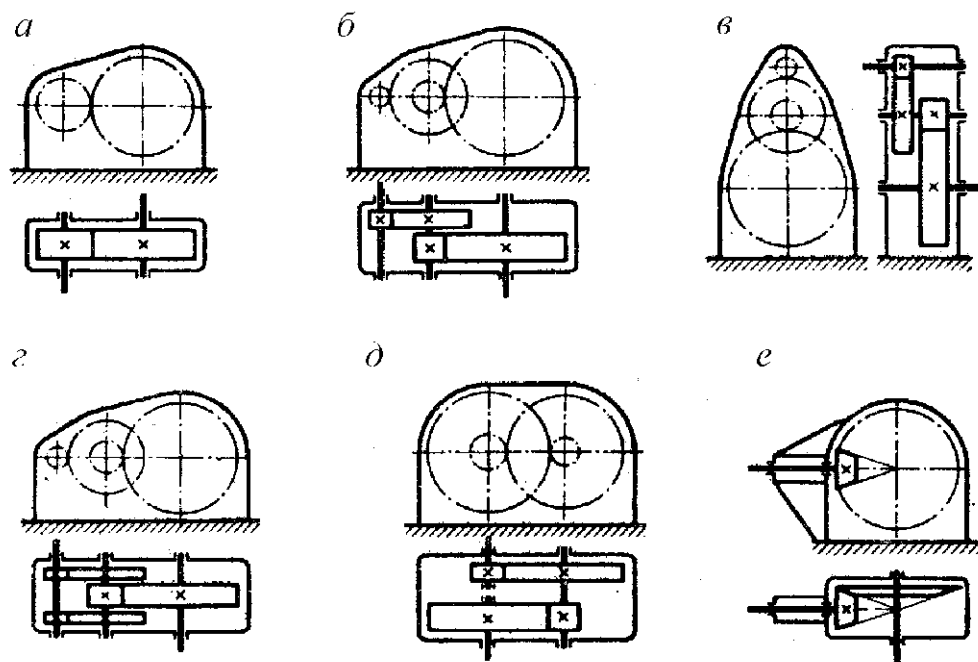


Рисунок 2.19 - Кинематические схемы зубчатых редукторов

существенно превышает суммарную массу быстроходной ступени.

Двухступенчатые соосные редукторы (рисунок 2.19, д) компактнее трехосных (рисунок 2.19, б), но сложнее по конструкции.

Если входной и выходной валы по условиям компоновки машины должны располагаться под углом, при $u < 6,3$ применяют одноступенчатые конические редукторы (рисунок 2.19, е), а при $u > 12,5$ - коническо-цилиндрические редукторы (рисунок 2.20, а).

Недостатки конических редукторов по сравнению с цилиндрическими:

большая стоимость изготовления зубчатых колес, усложнение монтажа и регулировки зацепления.

Редукторы проектируют или специально для данной машины, или используют серийно выпускаемые, предназначенные для установки в самых различных машинах.

Серийные редукторы выбирают по каталогам заводов-изготовителей в соответствии с передаваемым моментом и передаточным числом.

Основные параметры редукторов стандартизованы: для цилиндрических - ГОСТ 25301-95, конических и коническо-цилиндрических - ГОСТ 27142-86.

Червячные редукторы

Основное распространение имеют одноступенчатые редукторы (рисунок 2.21, *и-л*) с передаточным числом $u = 8 \dots 80$.

При больших передаточных числах применяют комбинированные червячно-цилиндрические (рисунок 2.20, *б*) или двухступенчатые червячные редукторы (рисунок 2.20, *е*).

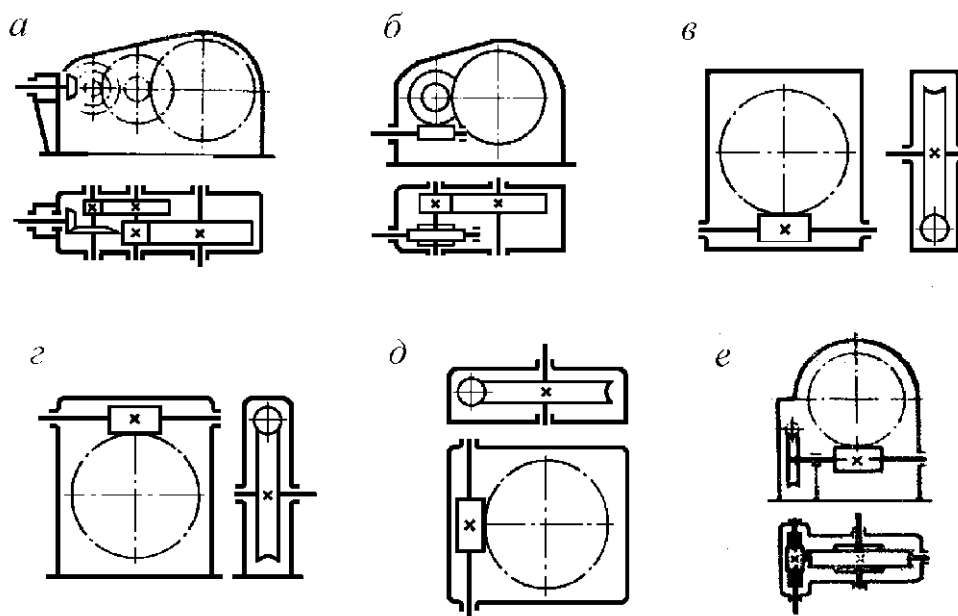


Рисунок 2.20 - Кинематические схемы червячных редукторов

В зависимости от расположения червяка и колеса различают редукторы с нижним расположением червяка (рисунок 2.20, *в*) при окружной скорости вращения червяка v_l до $4 \dots 5$ м/с и с верхним его расположением (рисунок 2.20,

а) при $v_l > 5$ м/с; с горизонтальным расположением червяка, когда ось червячного колеса расположена вертикально (рисунок 2.20, д) и с боковым его расположением (рисунок 2.20, е).



1. Что такое редуктор? 2. Какие конструкции зубчатых и червячных редукторов наиболее распространены и охарактеризуйте их схемы?
3. Какими достоинствами обладают цилиндрические двухступенчатые редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью?

2.5 ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ

Фрикционная передача относится к передачам, работа которых основана на использовании сил трения, возникающих между рабочими поверхностями двух прижатых друг к другу тел вращения.

Передача состоит из ведущего 1 и ведомого 2 катков, закрепленных на валах (рисунок 2.21), а также неподвижной 3 и подвижной 4 опор. Благодаря подвижной опоре вал может перемещаться в направлении линии центров

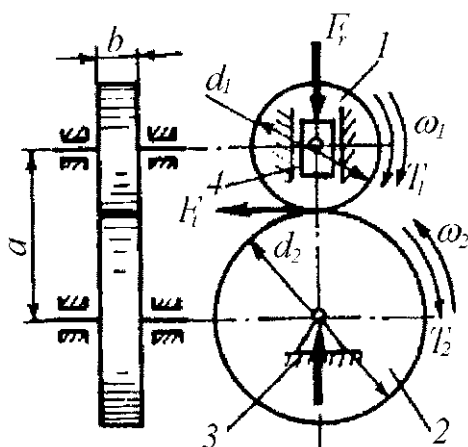


Рисунок 2.21 - Фрикционная цилиндрическая передача

передачи. Пружина сжатия, действующая на подвижный подшипник, прижимает катки один к другому силой F_p . Нагрузка передается силой трения $F_{тр}$, возникающей в месте контакта вращающихся катков. Для нормальной работы передачи необходимо, чтобы сила трения $F_{тр}$ была больше окружной силы F_t , определяющей заданный вращающий момент:

$$F_{тр} > F_t. \quad (2.93)$$

Нарушение условия (2.93) приводит к быстрому изнашиванию катков.

В зависимости от назначения фрикционные передачи можно разделить на две группы: передачи с нерегулируемым передаточным отношением; регулируемые передачи, называемые *вариаторами*, позволяющие плавно (бесступенчато) изменять передаточное отношение.

Фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением в качестве силовых передач в машиностроении применяют крайне редко (во фрикционных прессах, молотах) из-за громоздкости и малонадежности по сравнению с зубчатыми передачами. Их используют преимущественно в приборах, где требуется бесшумность и плавность работы. Фрикционные передачи способны передавать мощности до 20 кВт (иногда до 300 кВт) при окружных скоростях вращения катков до 50 м/с. Передаточное отношение кинематических цепей может достигать 25, в силовых фрикционных передачах - 15.

К достоинствам фрикционных передач относят простоту формы тел качения, плавность их движения, бесшумность работы, практическое отсутствие поломок из-за проскальзывания катков, возможность плавного регулирования передаточного отношения.

Недостатки: значительные нагрузки на валы и опоры, непостоянство передаточного отношения вследствие проскальзывания, большие габариты по сравнению с зубчатыми передачами.

Вариаторы

В большинстве современных рабочих машин необходимо регулировать скорость исполнительных органов в зависимости от изменяющихся свойств обрабатываемого объекта, условий технологического процесса, загрузки машины и т. п. Для этого машины снабжают коробками скоростей (ступенчатое изменение частоты вращения) или механически регулируемые передачи - *вариаторами*, которые обеспечивают плавное (бесступенчатое) изменение частоты вращения ведомого вала при постоянной частоте вращения ведущего вала. Вариаторы позволяют установить оптимальный скоростной

режим и регулировать скорость на ходу. Применение их способствует повышению производительности машины, качеству продукции, уменьшению шума и вибраций.

Вариаторы в зависимости от формы тел качения и наличия промежуточного элемента бывают лобовые, с раздвижными конусами, торовые и др.

Основной кинематической характеристикой любого вариатора является *диапазон регулирования*

$$D = n_{2\max} / n_{2\min} = u_{\max} / u_{\min}, \quad (2.94)$$

где $n_{2\max}$ и $n_{2\min}$ - максимальная и минимальная частоты вращения ведомого вала; $u_{\max}$ и $u_{\min}$ - максимальное и минимальное значения передаточного числа передачи. Обычно $D - 3... 4$ (в некоторых конструкциях доходит до 6). Коэффициент полезного действия вариатора составляет 0,7... 0,95.

Лобовой вариатор (изображен на рисунке 2.22) состоит из катков 1 и 2, установленных на взаимно перпендикулярных валах и прижатых один к другому пружиной сжатия. Каток 1 соединен с ведущим валом длинной направляющей шпонкой. При перемещении его вдоль шпонки изменяется расстояние x от оси вращения ведомого вала, вследствие чего изменяется

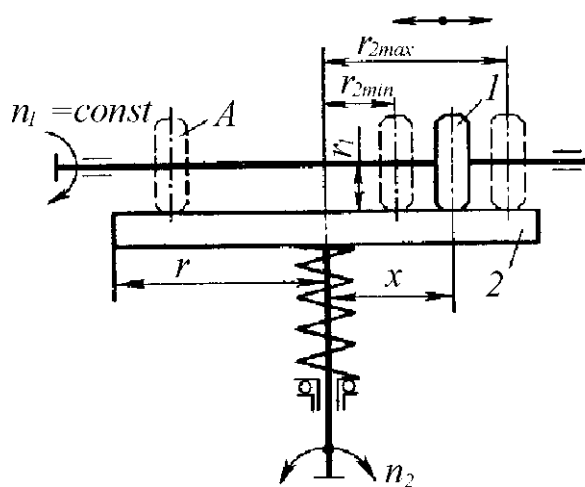


Рисунок 2.22 - Лобовой вариатор

передаточное число u , а следовательно, и частота вращения n_2 . Действительно, из условия равенства окружных скоростей катков (пренебрегая скольжением) можно записать $n_1 r_1 = n_2 x$, откуда $u = n_1 / n_2 = x / r_1$.

Предельные значения передаточного числа:

$$u_{\max} = n_1 / n_{2\min} \approx r_{2\max} / r_1; \quad u_{\min} = n_1 / n_{2\max} \approx r_{2\min} / r_1 \quad (2.95)$$

Диапазон регулирования

$$D=n_{2\max}/n_{2\min}=u_{\max}/u_{\min}\approx r_{2\max}/r_{2\min}\leq 3. \quad (2.96)$$

Если каток I передвинуть в положение A , то произойдет изменение направления вращения ведомого вала (реверсирование). Лобовые вариаторы применяют в винтовых прессах и различных приборах. Они характеризуются интенсивным изнашиванием рабочих поверхностей катков и невысоким коэффициентом полезного действия вследствие различия их скоростей на площадке контакта.

Однако простота конструкции и возможность реверсирования обеспечивают использование таких вариаторов.



1. Перечислите основные виды фрикционных передач и их устройство.
2. Какими достоинствами и недостатками обладают фрикционные передачи?
3. Какие устройства называют вариаторами?
4. Что такое диапазон регулирования вариаторов и как он определяется.

2.6 ПЕРЕДАЧА ВИНТ - ГАЙКА

Передача винт - гайка (рисунок 2.23) служит для преобразования вращательного движения в поступательное, а иногда наоборот. При этом как винт 1 , так и гайка 2 могут иметь либо одно из названных движений, либо оба движения одновременно.

Достоинства передач винт - гайка: возможность получения медленного движения при большом выигрыше в силе, простота конструкции, способность воспринимать большие нагрузки, большая точность перемещений.

К *недостаткам* передачи следует отнести большое трение в резьбовой паре, обуславливающие повышенный износ и низкий к.п.д.

В зависимости от назначения винты передач делят на *ходовые* (винты металлорежущих станков) и *грузовые* (винты домкратов, прессов и т. п.).

В передачах винт - гайка обычно используют резьбу трапецеидального профиля, а при больших односторонних нагрузках - упорную. Прямоугольная

резьба, трение в которой значительно меньше, чем в трапецеидальной, не находит широкого применения, так как обработка ее профиля технологически затруднена.

В винтовой передаче винт должен обладать не только достаточной прочностью, но и высокой износостойкостью.

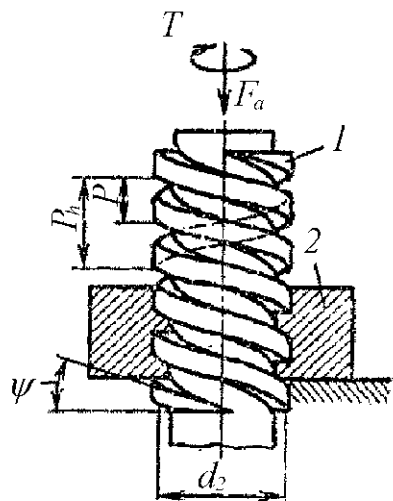


Рисунок 2.23 - Передача винт-гайка

В связи с этим их изготавливают из конструкционных легированных сталей (сталь 45, 40Х, 50 и др.). Гайки обычно делают из антифрикционных материалов - оловянистых или безоловянистых бронз, а также антифрикционных чугунов.

Передаточное отношение. В

рассматриваемых передачах винт или гайка приводится в движение с помощью маховичка, шестерни и др. Передаточное отношение для

этих передач можно условно выразить соотношением

$$i = s_M / s_I = \pi \cdot d_M / P_h, \quad (2.97)$$

где s_M - окружное перемещение маховичка; s_I - перемещение гайки 2 (винта); d_M - диаметр маховичка; P_h - ход винта (гайки).

Связь между окружной силой F_t на маховичке и осевой силой F_a на гайке определяется зависимостью $F_t = F_a \cdot i \cdot \eta_p$, где η_p - коэффициент полезного действия винтовой пары.

Проектный расчет винтовых передач

Выход из строя винтовых передач с трением скольжения в основном связан с интенсивным изнашиванием витков резьбы. Так как скорость относительного скольжения в резьбе обычно в 10... 40 раз больше, чем скорость осевого перемещения. В связи с этим диаметр винта и высоту гайки определяют расчетом их на износостойкость.

При проектном расчете винтовых передач принимают, что все витки

резьбы нагружены равномерно. Средний диаметр резьбы, мм

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_H \psi_h [\sigma_{см}]}} \quad (2.98)$$

где ψ_H - коэффициент высоты гайки: $\psi_H = H / d_2$; ψ_h - коэффициент высоты резьбы, $\psi_h = h / p$; $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение при смятии, МПа.

Полученное из расчета значение d_2 должно быть согласовано со стандартным его значением.

Расчет на прочность. Тело винта подвергается одновременному действию осевой силы F_a , растягивающей или сжимающей винт, и скручивающему моменту T_p . Для сильно нагруженных винтов выполняется *проверочный* расчет на прочность по эквивалентному напряжению.

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \leq [\sigma_p], \quad (2.99)$$

$$\sigma_p = F_a / (\pi \cdot d_1^2), \quad \tau_k = T_p / W_p = T_p / (0,2 \cdot d_1^3).$$

Длинные тяжелонагруженные винты обязательно проверяют на устойчивость.



1. Каковы достоинства и недостатки передачи винт-гайка и где ее применяют? 2. Какие резьбы и почему применяют для передачи винт-гайка? 3. Из каких материалов изготавливают винты и гайки? 4. Что является основной причиной выхода из строя гаек и винтов передач? 5. От чего зависит диаметр резьбы в передаче?

2.7 РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Ременная передача состоит из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов, огибаемых бесконечным ремнем 3 (рисунок 2.24, а), имеющим прямоугольное (плоскоременная передача - рисунок 2.24, б), трапециевидное (клиноременная передача - рисунок 2.24, в) и круглое сечение (рисунок 2.24, г). В клиноременной передаче, могут применяться несколько параллельно

движущихся ремней. Передачи выполняют также с зубчатым (рисунок 2.24, *д*) и поликлиновым (рисунок 2.24, *е*) ремнем.

Ременные передачи относятся к передачам гибкой связью. Вращающийся ведущий шкив благодаря силе трения увлекает за собой ремень, а последний по той же причине заставляет вращаться ведомый шкив. Сила трения на поверхностях соприкосновения шкивов и ремня возникает при соответствующем прижатии ремня к ободам шкивов, т.е. при натяжении ремня.

Применяются данные передачи во всех отраслях машиностроения и преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительном расстоянии.

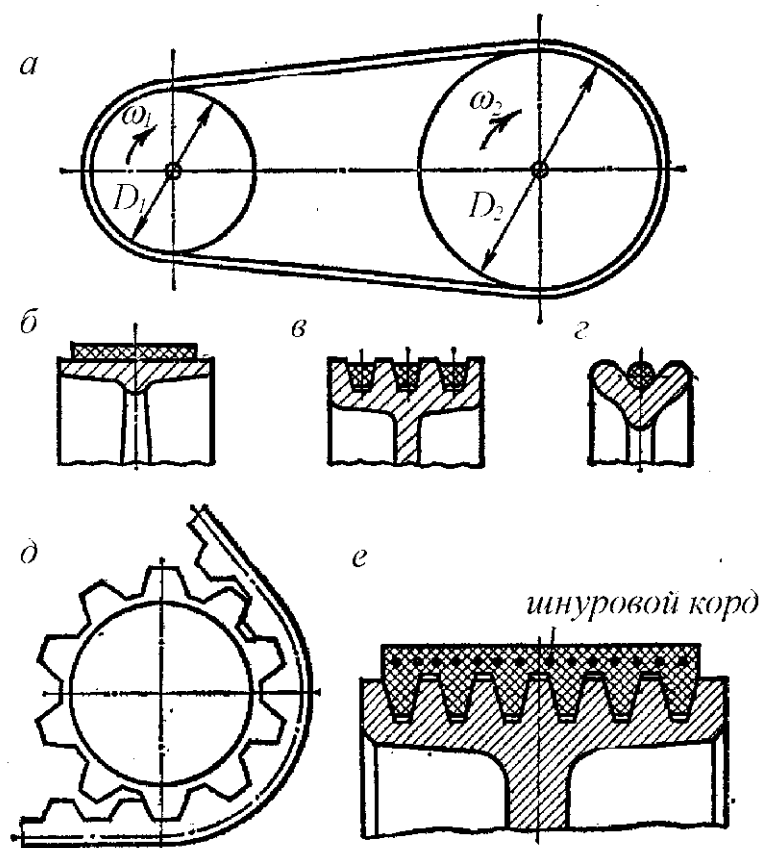


Рисунок 2.24 - Ременные передачи

Наиболее распространенными являются открытые передачи (как на рисунке 2.24, *а*) осуществляющие передачу между параллельными валами, вращающимися в одинаковом направлении. Это самая простая, надежная и удобная передача.

Применение плоскоремennых передач ограничено, так как их эксплуатационные свойства хуже, чем ремennых передач других видов. Исключение составляют перспективные передачи с пленочными синтетическими ремнями.

Круглоремennые передачи применяют в небольших машинах, например в пищевой промышленности, а также в приборах и бытовой технике. Зубчаторемennые передачи наиболее сложны по конструкции ремня и используются при необходимости обеспечения точности передаточного отношения (нет проскальзывания ремня).

Наиболее широко в машиностроении применяют клиноремennые передачи, ремни в которых обладают хорошей тяговой способностью и достаточной долговечностью. Поликлиновые передачи более компактны по ширине.

Передаваемая мощность обычно не превышает 50 кВт (зубчатыми ремнями - 200 кВт), окружные скорости ремней - 30... 50 м/с (пленочных - 75 м/с). Рекомендуемое передаточное число: для плоскоремennых передач $u \leq 5$, для клиноремennых $u \leq 7$, для передач с натяжным роликом $u \leq 10$, а для зубчаторемennых $u \leq 12$. Коэффициент полезного действия ремennых передач составляет 0,94... 0,97.

Для обеспечения постоянного натяжения ремней в передачах применяют различные устройства: противовесы, пружины, натяжные ролики и др.

Достоинства ремennых передач: простота конструкции и эксплуатации (не нужно смазывание), плавность и бесшумность в работе, защита привода от возможных перегрузок за счет проскальзывания ремня (кроме зубчаторемennых передач), возможность передачи мощности на значительные расстояния.

Недостатки: непостоянство передаточного отношения (отклонение до 2 %) из-за проскальзывания ремня по шкиву под нагрузкой; повышенная нагруженность валов и подшипников, связанная с натяжением ремня (в 2... 3 раза больше, чем в зубчатой передаче); большие габариты, особенно при

передаче значительных мощностей; относительно низкая долговечность (в пределах 1000... 5000 часов); необходимость предохранения от попадания масел; электризация ремня, что делает недопустимой работу передачи во взрывоопасных помещениях.

Ременные передачи применяют в основном для быстроходной ступени привода как менее нагруженной, так как в этом случае их важнейший недостаток - большие габариты - оказывает наименьшее влияние на габариты и массу привода в целом.

Кинематические параметры. Окружные скорости вращения ведущего v_1 и ведомого v_2 шкивов:

$$v_1 = \pi D_1 n_1, \quad v_2 = \pi D_2 n_2.$$

Натяжение F_1 (рисунок 2.25) ветви ремня, набегающей на ведущий шкив во время работы, всегда больше натяжения сбегаящей ветви F_2 . Соответственно и деформация (удлинение ремня) на набегающей ветви будет больше. Таким образом, при огибании шкива деформация ремня меняется, следствием чего является упругое скольжение ремня на шкивах. В связи с этим скорость ведомого шкива v_2 будет несколько меньше, чем окружная скорость ведущего v_1

$$v_2 = v_1 (1 - \varepsilon), \quad (2.100)$$

где $\varepsilon = (v_1 - v_2) / v_1 = 0,01 \dots 0,02$ и называется коэффициентом упругого скольжения.

Следовательно, передаточное отношение ременной передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{(1 - \varepsilon) R_1} = \frac{D_2}{(1 - \varepsilon) D_1} = \frac{T_2}{\eta T_1}, \quad (2.101)$$

где η - к. п. д. передачи; R_1, D_1 - радиус и диаметр ведущего шкива; R_2, D_2 - радиус и диаметр ведомого шкива; T_1, T_2 - крутящие моменты на ведущем и ведомом валах.

Геометрические параметры. Межосевое расстояние ременной передачи определяется конструкцией машины или ее привода. Рекомендуемое межосевое расстояние должно быть не менее полутора кратной суммы обоих диаметров

ШКИВОВ:

$$a_{min} \geq 1,5(D_1 + D_2), \quad (2.102)$$

а при значительном передаточном числе:

$$a_{min} \geq 2,0(D_1 + D_2). \quad (2.103)$$

При известном межосевом расстоянии длина ремня

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}. \quad (2.104)$$

Если используют стандартные ремни, по найденному значению L подбирают по стандарту ремень с ближайшей длиной и пересчитывают межосевое расстояние:

$$a = \frac{L}{4} \left[(L - W) + \sqrt{(L - W)^2 - 8y} \right], \quad (2.105)$$

где

$$W = \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2}; \quad y = \frac{(D_2 - D_1)^2}{4}. \quad (2.106)$$

Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(D_2 - D_1)}{a} \cdot \frac{180^\circ}{\pi}. \quad (2.107)$$

Для клиноременной передачи рекомендуется $\alpha_1 \geq 90^\circ$, для плоскоременных - $\alpha_1 \geq 150^\circ$. С уменьшением этого угла снижается надежность сцепления ремня со шкивом.

Диаметр D_1 (в миллиметрах) меньшего шкива нередко выбирают по формуле, предложенной М.А. Савериным

$$D_1 = (1150 \dots 1400) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \quad (2.108)$$

где P_1 - мощность на ведущем шкиве, кВт; n_1 - частота вращения шкива, мин⁻¹.

Силы в передаче. Сила трения между ремнем и шкивом создается за счет предварительного натяжения ремня F_0 (рисунок 2.25). Разность натяжений

ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей ремня при нагружении шкива вращающим моментом T_1 равна окружному усилию F_t :

$$F_1 - F_2 = F_t, \quad (2.109)$$

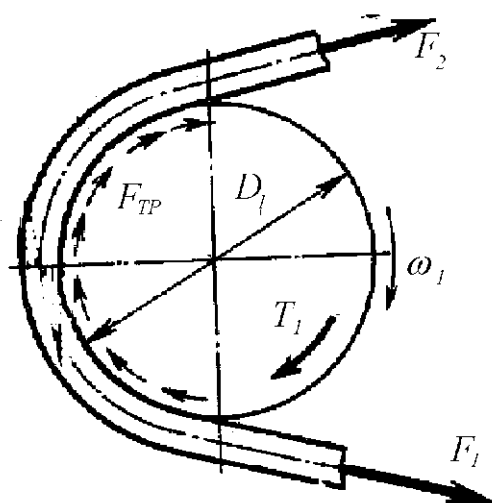


Рисунок 2.25 - Усилия в ременной передаче

Соотношение натяжений ведущей и ведомой ветвей при работе передачи на границе буксования определяют по уравнению Л. Эйлера, выведенному для нерастяжимой нити, перекинутой через цилиндры (без учета центробежных сил):

$$F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha}, \quad (2.110)$$

где e - основание натурального логарифма; f - коэффициент трения ($f = 0,2 \dots 0,45$); α - угол обхвата шкива ремнем.

Из этой формулы видно, что нагрузочная способность ременной передачи возрастает с увеличением f и α .

Окружное усилие $F_t = 2T_1 / D_1$. (2.111)

Нагрузки на валы и опоры. Силы натяжения ветвей ремня создают нагрузки на валы и опоры. Равнодействующая этих сил (рисунок 2.26)

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos(180^\circ - \alpha_1)}. \quad (2.112)$$

Приближенно можно полагать

$$R \approx 2F_0 \sin(\alpha_1/2), \quad (2.113)$$

$$2F_0 = F_1 + F_2 \quad (2.114)$$

Обычно R в 2... 3 раза больше окружной силы, что является недостатком ременных передач.

На практике выполняют расчет ременных передач не на прочность по максимальным напряжениям, а по так называемой тяговой способности, под которой понимается способность передавать заданную нагрузку без буксования, т. е. без частичного или полного проскальзывания ремня по шкиву. Этот расчет обеспечивает достаточную долговечность ремней и высокий к. п. д.

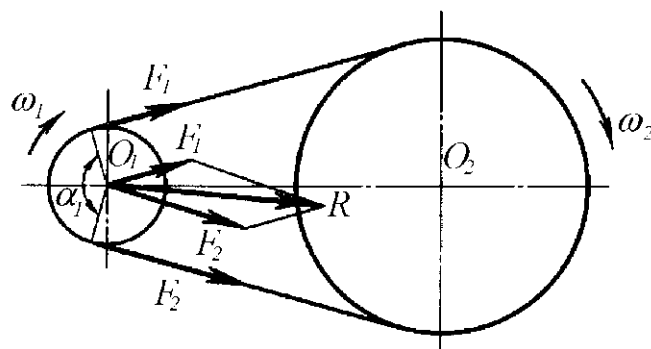


Рисунок 2.26 - К определению нагрузки, действующей на вал

Ввиду отсутствия метода расчета ремня на долговечность, учитывающего все влияющие на нее факторы, при расчетах ограничиваются проверкой числа пробегов ремня в единицу времени Π , характеризующего частоту изменения напряжений в ремне и его нагрев (чем выше частота циклов, тем ниже долговечность передачи):

$$\Pi = \frac{v}{L} \leq [\Pi], \quad (2.115)$$

где v – скорость ремня, м/с; L – длина ремня, м; $[\Pi]$ – допускаемое число пробегов ремня, с^{-1} .



1. Какие виды ремней различают по форме их поперечного сечения? 2. Какими достоинствами и недостатками обладают ременные передачи по сравнению с другими видами передач? 3. Почему в приводах ременная передача является обычно быстроходной ступенью? 4. Как определить силы натяжения в ветвях ремня при работе передачи? 5. Как определить силу давления на вал со стороны шкива? 6. В чем сущность упругого скольжения ремня на шкивах? 7. Как определить передаточное число ременной передачи с учетом упругого скольжения ремня? 8. Как определяют диаметр малого шкива ременной передачи? 9. Дайте сравнительную характеристику передач плоскими и клиновыми ремнями.

2.8 ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Цепная передача состоит из ведущей 1 и ведомой 2 звездочек и цепи, охватывающей звездочки и зацепляющейся за их зубья (рисунок 2.27).

Применяют также цепные передачи с несколькими ведомыми звездочками. Цепь состоит из соединенных шарнирами звеньев, которые обеспечивают подвижность или «гибкость» цепи.

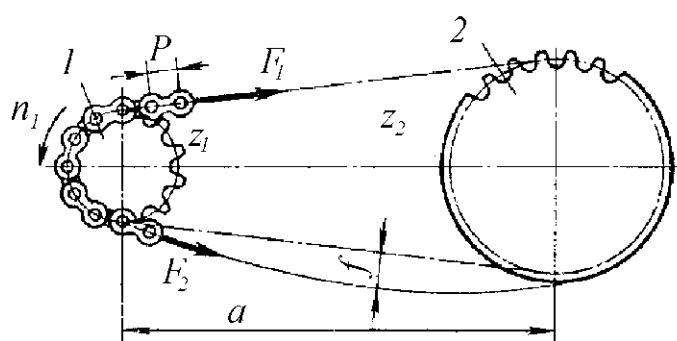


Рисунок 2.27 - Цепная передача

Цепные передачи применяют для передачи движения между параллельными валами, расположенными на значительном расстоянии, когда ременные передачи ненадежны. Их выполняют как понижающими,

так и повышающими (например, повышающая передача к заднему колесу велосипеда). В приводах их устанавливают как понижающие, обычно после редуктора.

Цепные передачи достаточно широко применяют в транспортных машинах (мотоциклах, велосипедах, автомобилях, транспортерах) и в машинах-орудиях (сельскохозяйственных, нефтебуровых и многих других). Их используют для передачи мощности до 100 кВт при скорости цепи до 15 м/с (возможно до 5000 кВт при скорости до 35 м/с).

К *достоинствам* цепных передач относят: возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний; меньшие, чем у ременных передач, габариты; отсутствие скольжения; высокий к.п.д.; малые силы, действующие на валы, так как нет необходимости в большом начальном натяжении; возможность легкой замены цепи; возможность передачи движения нескольким звездочкам.

Вместе с тем цепные передачи не лишены *недостатков*: они работают в условиях отсутствия жидкостного трения в шарнирах и, следовательно, с неизбежным износом, существенным при плохой смазке и попадании пыли и грязи; износ шарниров приводит к увеличению шага цепей (цепи «вытягиваются» и требуют применения натяжных устройств); они требуют более высокой точности установки валов, чем клиноременные передачи, и

более сложного ухода - смазки, регулировки; скорость движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, не постоянна, что вызывает неравномерность вращения звездочек.

Цепи имеют широкое применение в различных отраслях машиностроения, в подъемно-транспортных устройствах и машинах.

В связи с этим по назначению цепи подразделяют на: приводные, используемые в приводах машин; тяговые, применяемые в качестве тягового органа в конвейерах, и грузовые, используемые в грузоподъемных машинах для подъема грузов. В качестве приводных наиболее широкое применение нашли роликовые, втулочные (ГОСТ 13568-75) и зубчатые (ГОСТ 13552-81) цепи. Однорядная втулочная цепь, показанная на рисунок 2.28, состоит из звеньев

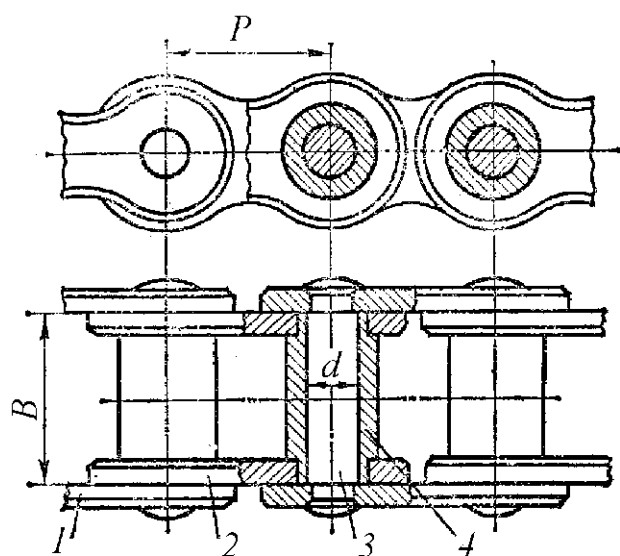


Рисунок 2.28 - Втулочная приводная цепь

двух типов: с наружными пластинами 1, напрессованными на концы осей 3, и с внутренними 2, напрессованными на втулки 4. Оси, вставленные в отверстия втулок, образуют шарнир.

Роликовая цепь отличается по конструкции наличием вращающихся роликов, установленных на втулках.

Втулочные цепи используют в тихоходных (до 10 м/с) передачах.

Роликовые и втулочные цепи бывают однорядные и многорядные. Наибольшее применение находят роликовые цепи с числом рядов 1... 4, а втулочные одно- и двухрядные. Применение многорядных цепей позволяет уменьшить шаг цепи, значительно снизить габариты передачи в плоскости, перпендикулярной к осям и снизить в них динамические нагрузки.

Кинематические параметры

Передаточное число определяют из условия равенства скорости цепи на

обеих звездочках, т. е. $n_1 z_1 p - n_2 z_2 p$ или $\omega_1 z_1 p - \omega_2 z_2 p$. Следовательно, передаточное число цепной передачи

$$u = n_1 / n_2 = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1, \quad (2.116)$$

где ω_1, n_1, z_1 соответственно угловая скорость, частота вращения и число зубьев ведущей звездочки; ω_2, n_2, z_2 - тоже для ведомой звездочки.

Распространенные значения $u \leq 4$, хотя допускается и несколько больше ($u \leq 7$). Передаточное число цепной передачи переменное в пределах поворота звездочки на один зуб, что практически заметно при малом числе z_1 . Непостоянство передаточного числа (обычно в пределах 1...2%) вызывает неравномерность хода передачи и колебание цепи. Среднее передаточное число за один оборот постоянно.

В связи с этим для цепных передач характерна не постоянная, а средняя скорость движения цепи:

$$v = \frac{\omega \cdot z \cdot p}{2\pi 1000} = \frac{n \cdot z \cdot p}{60 \cdot 1000}, \quad (2.117)$$

где v - скорость движения цепи, м/с; $n, (\omega)$ - частота вращения, об/мин (угловая скорость, рад/с); p - шаг цепи, мм.

Геометрические параметры цепи. Шаг цепи p является исходной характеристикой, через которую выражают все геометрические параметры передачи. С увеличением шага повышается нагрузочная способность цепи, но при этом возрастают динамические нагрузки (удары звеньев цепи о зубья при набегании на звездочку) и шум при работе. При больших скоростях рекомендуются цепи с малым шагом.

Число зубьев z_1 ведущей звездочки существенно влияет на работу и долговечность цепного привода. Размеры передачи минимальны при минимальном значении z_1 . Однако с уменьшением числа зубьев z_1 ведущей звездочки при прочих равных условиях из-за большого угла поворота шарнира увеличивается неравномерность скорости движения цепи, возрастает износ шарниров цепи. Поэтому не следует назначать слишком малое число зубьев на

ведущей звездочке. Минимальное число зубьев ведущей звездочки для роликовых цепей выбирают по эмпирической зависимости

$$z_{1min} = 29 - 2 \cdot u. \quad (2.118)$$

Число зубьев z_2 ведомой звездочки

$$z_2 = u \cdot z_1. \quad (2.119)$$

Число зубьев звездочек целесообразно принимать нечетным, чтобы не было постоянного контактирования одного зуба с одним и тем же звеном. Это способствует равномерному износу зубьев звездочки и шарниров цепи.

Диаметр делительной окружности d , на которой располагаются оси шарниров, равен

$$d = \frac{p}{\sin(180^\circ/z)}. \quad (2.120)$$

Межосевое расстояние a и длина цепи L - это важные взаимосвязанные параметры цепной передачи. При неправильном выборе межосевого расстояния нарушается нормальная работа цепной передачи: при очень малом значении a наступает быстрый износ цепи, а при очень большом - ведомая ветвь значительно провисает, что приводит к ее колебаниям и увеличению габаритных размеров передачи. Оптимальное межосевое расстояние a принимают из условия долговечности цепи

$$a = (30 \dots 50)p. \quad (2.121)$$

Числовой коэффициент принимают тем больше, чем выше передаточное число.

Число звеньев L_p цепи (длину цепи в шагах) определяют по предварительно принятому межосевому расстоянию a , шагу p и числу зубьев z_1 ведущей и z_2 ведомой звездочек:

$$L_p = 2a/p + 0,5(z_1 + z_2) - p(z_2 - z_1)^2 / (40 \cdot a). \quad (2.122)$$

Полученное значение L_p округляют до целого четного числа звеньев, что в сочетании с нечетным числом зубьев звездочек способствует более равномерному износу цепи и исключает применение специального соединительного звена.

Силы в ветвях цепи. Силовая схема цепной передачи аналогична силовой

схеме ременной передачи. Здесь также различают натяжение F_1 ведущей и F_2 ведомой ветвей цепи (см. рисунок 2.25). Однако в цепной передаче в отличие от ременной предварительное натяжение цепи обычно не требуется. При этом для практических расчетов можно принимать

$$F_1 = F_t; F_2 = 0. \quad (2.123)$$

Силы, действующие на валы передачи, определяются окружным усилием и условиями эксплуатации

$$R = KF_t, \quad (2.124)$$

где K - коэффициент динамической нагрузки, зависящий от характера нагрузки, действующей на вал, и расположения передачи. Направление силы R принимают по линии центров звездочек.

Критерии работоспособности и расчета

Основным критерием работоспособности и расчета цепных передач является долговечность работы цепи на износостойкость шарниров звеньев цепи. В связи с этим материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Ведущие звездочки изготавливают из сталей 15, 20, 20Х (при ударных нагрузках). Для работы без толчков применяют стали 45, 45Г, 50, 45Л, при необходимости обеспечивать высокую износостойкость и прочность - стали 40Х, 45ХН и др. при твердости 51... 56HRC. Для ведомых звездочек при $v \leq 3$ м/с используют чугун марки СЧ18 и др. Перспективно изготовление зубчатого венца звездочек из пластмасс, что понижает шум при работе передачи и изнашивание цепи.

Расчет на износостойкость выполняют как проверочный. Для получения необходимой долговечности цепной передачи по этому критерию среднее давление $p_{ш}$ в шарнирах не должно превышать допускаемого $[p_{ш}]$

$$p_{ш} = F_t K_{\gamma} / (A_{он} K_m) \leq [p_{ш}], \quad (2.125)$$

где F_t - окружная сила, передаваемая цепью, Н;

$A_{он} = d \cdot b$ - площадь проекции опорной поверхности шарнира (см. рисунок 2.28); d - диаметр валика; b - длина втулки; K_m - коэффициент, учитывающий

число рядов цепи; K_{Σ} - коэффициент, учитывающий условия эксплуатации:

$$K_{\Sigma} = K_d K_a K_n K_p K_c K_{реж}, \quad (2.126)$$

где коэффициенты учитывают: K_d - динамические нагрузки, зависящие от типа привода; K_a - длину цепи; K_n - наклон линии центров звездочек к горизонту; K_p - способ регулирования натяжений цепи; K_c - способ смазывания передачи; $K_{реж}$ - режим работы передачи; $[p_u]$ - допускаемое среднее давление, гарантирующее в процессе работы передачи с принятым сроком службы равномерный износ шарниров звеньев цепи, МПа.

При проектировочном расчете определяют шаг цепи p исходя из допускаемого среднего давления в шарнире звена цепи:

$$p \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{\Sigma} T_1}{z_1 [p_u] \cdot m}}, \quad (2.127)$$

где m - число рядов цепи.



1. Каковы достоинства и недостатки цепных передач по сравнению с ременными? Где они применяются? 2. Назовите основные типы приводных цепей. Какие из них получили наибольшее распространение и почему? 3. Чем вызвана неравномерность движения приводных цепей и почему она возрастает с увеличением шага? 4. Почему при высоких скоростях рекомендуется применять цепи с малым шагом? 5. Чем обуславливаются ограничение минимального числа зубьев малой звездочки и максимальное число зубьев большой звездочки? 6. Почему при определении длины цепи рекомендуется принимать четное число звеньев цепи? 7. Как определяется сила давления звездочки цепной передачи на вал? 8. Каковы причины выхода из строя цепных передач? 9. Как производится проверка приводной цепи на износостойкость? 10. Что такое коэффициент эксплуатации цепной передачи и от чего он зависит?

ГЛАВА 3 ВАЛЫ, ОСИ, ПОДШИПНИКИ И МУФТЫ

3.1 ВАЛЫ И ОСИ

Зубчатые колеса, шкивы, муфты размещают на валах и осях. Валы не только поддерживают нагруженные детали, но и передают вращающие моменты. Поэтому в них возникают напряжения от изгиба и кручения, а иногда дополнительно и напряжения растяжения или сжатия. Некоторые валы, называемые *торсионными*, не несут на себе деталей, а только передают вращающий момент.

Оси в отличие от валов вращающий момент не передают и поэтому работают только на изгиб. Вал всегда вращается, а оси бывают неподвижными и подвижными, вращающимися вместе с насаженными на них деталями. Опорами для валов и вращающихся осей служат подшипники.

Критерии расчета. Валы и оси рассчитывают на прочность, жесткость и колебания. Основной причиной выхода из строя валов является недостаточная их прочность при длительной работе - усталостное разрушение металла.

Силы и вращающие моменты, действующие в зубчатых, червячных, цепных и других передачах создают нагрузки на валы. Расчет ведут по наибольшей из длительно действующих нагрузок. Влияние сжимающих или растягивающих сил обычно мало и не учитывается.

Проектирование вала включает три этапа: предварительное определение размеров, разработку конструкции и проверочный расчет.

При проектном (предварительном) расчете приближенно определяют из условия прочности при кручении диаметр вала и проводят его конструирование. Проверочный расчет ведут на статическую прочность вала и усталость материала, а при повышенных требованиях - на жесткость и колебания.

Расчет осей является частным случаем расчета валов при вращающем моменте $T = 0$.

Проектный расчет. В начальной стадии проектирования известен вращающий момент, передаваемый валом. Расчет вала ведут только на кручение по сниженным допускаемым напряжениям.

Из условия прочности требуемый диаметр вала (в миллиметрах)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (3.1)$$

где T - вращающий момент, Н·мм; $[\tau]$ - допускаемое касательное напряжение, МПа.

Предварительно оценить диаметр проектируемого вала можно, также ориентируясь на диаметр того вала, с которым он соединяется (валы передают одинаковый момент T). Если выходной конец ведущего вала соединяется стандартной муфтой с валом электродвигателя, то он должен быть принят близким к диаметру вала электродвигателя.

Полученные значения диаметров вала округляют до ближайшего стандартного по ГОСТ 6636-69.

Окончательно размеры вала определяют после подбора подшипников, когда выявятся необходимые размеры цапф.

Проверочный расчет валов. Расчет на статическую прочность. Расчет ведут как проверочный по эквивалентному моменту в целях предупреждения пластических деформаций вала. В этом случае можно более точно определить наиболее нагруженный участок и оценить диаметр вала в опасном сечении.

Расчет выполняют в следующем порядке:

1) составляют расчетную схему;

При составлении расчетной схемы валы рассматривают как прямые балки, лежащие на шарнирных опорах. Подшипники, воспринимающие одновременно радиальные и осевые силы, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы, как шарнирно-подвижные.

Основными нагрузками на валы являются силы от передач, передаваемые через насаженные на них детали: зубчатые или червячные колеса, звездочки, шкивы. Эти силы распределены по ширине венца колеса, длине ступицы, ширине подшипника и т. п. На расчетных схемах силы и вращающие моменты изображают как сосредоточенные, приложенные в полюсе зацепления и середине ступиц звездочек, шкивов. Пример расчетной схемы показан на рисунке 3.1);

2) определяют расстояния между опорами и силами, действующими на вал;

3) находят составляющие сил, действующих на вал, в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (горизонтальной и вертикальной), определяют опорные реакции;

4) строят эпюры изгибающих моментов M_X , M_Y и эпюру крутящего момента M_K (внутреннего силового фактора); обычно $M_K = T$;

5) по эпюрам находят опасное сечение, для которого определяют максимальный суммарный изгибающий момент

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}; \quad (3.2)$$

6) для опасного сечения согласно теории наибольших касательных напряжений находят эквивалентный момент

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + T^2}; \quad (3.3)$$

7) определяют диаметр опасного сечения вала и сравнивают его с принятым ранее при конструировании

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ}}}{0,1 \cdot [\sigma_{\text{И}}]}}, \quad (3.4)$$

где $[\sigma_{\text{И}}]$ - допускаемое напряжение при изгибе: для валов и вращающихся осей приближенно принимают $[\sigma_{\text{И}}] = 70 \dots 80$ МПа, для невращающихся осей значение $[\sigma_{\text{И}}]$ повышают на 75 %.

Расчет по эквивалентному моменту не является обязательным, если на завершающем этапе проектирования вала будет выполняться расчет на усталость.

Расчет на сопротивление усталости. Расчет ведут как проверочный в форме определения коэффициента запаса прочности S для предположительно опасных сечений. При этом учитывают характер эпюр изгибающих и крутящих моментов, ступенчатую форму вала и места концентрации напряжений (галтели, шпоночные пазы, шлицы, отверстия и др.).

При расчете на сопротивление усталости необходимо, прежде всего, установить характер цикла изменения напряжений, действующих на вал. Вследствие вращения вала напряжения изгиба в различных точках его поперечного сечения изменяются по симметричному циклу, даже при постоянной нагрузке, а напряжения кручения - по отнулевому циклу. Выбор

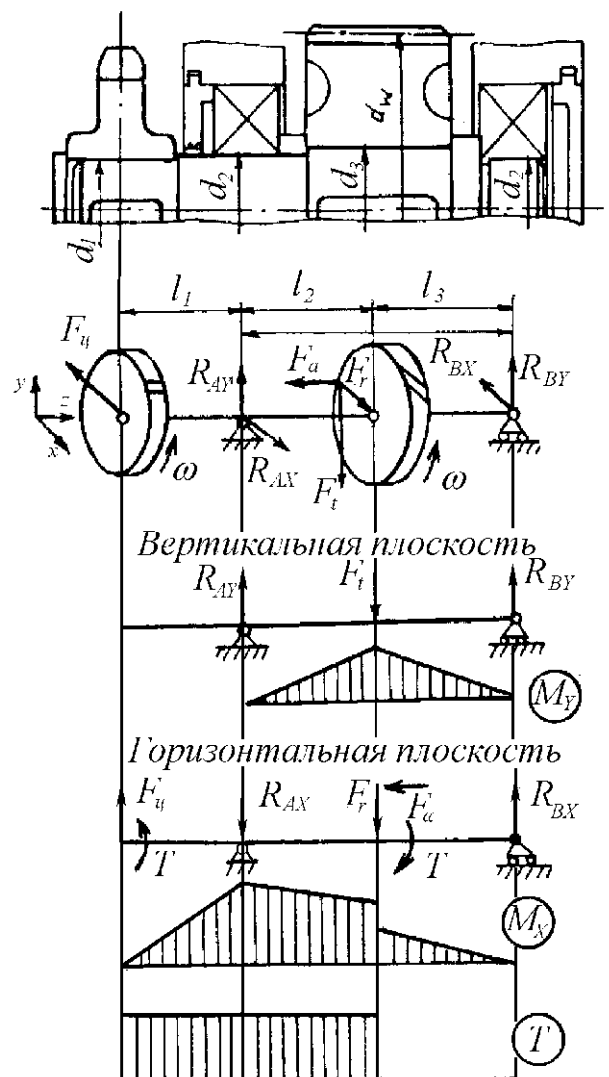


Рисунок 3.1 - К расчету вала

отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что большинство валов передают переменные по значению, но постоянные по направлению вращающие моменты (знак момента изменяется только у реверсивных передач). Пиковые кратковременные нагрузки, число циклов изменения которых невелико, не влияют на сопротивление материала валов усталости.

Условие прочности вала согласно (1.10) запишем как

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s], \quad (3.5)$$

где s_{σ} , s_{τ} - коэффициенты запаса прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям (см. главу 1); $[s]$ - требуемый коэффициент запаса прочности.

Жесткость валов. Расчет на прочность не всегда обеспечивает достаточную жесткость (изгибную и крутильную) валов, необходимую для нормальной работы подшипников, передач, обеспечения точности механизмов и др. При значительном прогибе вала происходит перекос зубчатых колес, возрастает неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, возможно защемление тел качения в подшипниках.

Однако валы редукторов обычно на жесткость не проверяют, так как для них принимают повышенные коэффициенты запаса прочности. Исключение составляют валы червяков, которые иногда проверяют на изгибную жесткость для обеспечения нормальной работы червячного зацепления.



1. Что такое вал и ось, их виды? Из каких материалов их изготавливают? 2. Какая разница между валом и осью, и какие деформации испытывают вал и ось при работе? 3. Каковы основные критерии работоспособности валов и осей, и какими параметрами они оцениваются? 4. Почему валы рассчитывают в два этапа: первый - проектный расчет, второй

проверочный расчет? 5. Какова цель проектного расчета, как он производится, какой обычно диаметр вала определяют и почему? 6. Каков порядок составления расчетной схемы вала? 7. Какова цель проверочного расчета и как он производится? 8. Изобразите схему нагружения вала одноступенчатого прямозубого цилиндрического редуктора и покажите характер эпюр изгибающих и крутящих моментов.

3.2 ПОДШИПНИКИ

Назначение и классификация. Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и сохраняют заданное положение оси вращения вала. Во избежание снижения к.п.д. механизма потери в подшипниках должны быть минимальными. От качества подшипников в значительной степени зависят работоспособность и долговечность машин.

По виду трения различают: *подшипники скольжения* и *подшипники качения*, у которых трение скольжения заменяют трением качения посредством установки шариков или роликов между опорными поверхностями подшипника и вала.

По воспринимаемой нагрузке различают подшипники: *радиальные*, воспринимающие радиальные нагрузки; *упорные*, воспринимающие осевые нагрузки; *радиально-упорные*, воспринимающие радиальные и осевые нагрузки.

Подшипники скольжения - это опоры вращающихся деталей, работающие в условиях относительного скольжения поверхности цапфы по поверхности корпуса подшипника, разделенные слоем смазки.

По направлению воспринимаемых нагрузок подшипники скольжения могут быть радиальными и упорными. При совместном действии радиальных и осевых нагрузок обычно применяют радиальные и упорные подшипники совместно, реже применяют радиально-упорные подшипники.

В зависимости от режима трения скольжения различают: подшипники сухого трения (без смазочного материала или на твердых смазочных материалах); подшипники полужидкостного (граничного) или жидкостного трения (с жидким смазочным материалом); подшипники с газовым смазочным материалом.

Конструкция подшипников весьма разнообразны и во многом зависят от конструкции машины, в которой устанавливаются. Основные элементы подшипников: корпус и вкладыш, а также смазывающие и защитные устройства.

Корпус подшипника может представлять собой отдельную литую или сварную деталь, присоединяемую к машине, или может выполняться за одно целое с какой-нибудь неподвижной деталью (например, с рамой машины) или с подвижной деталью.

В *неразъемных* корпусах подшипников вкладыш 1 (рисунок 3.2, а) обычно представляет собой втулку из антифрикционного материала, запрессованную в корпус. Они просты по конструкции и дешевы. Однако имеют крайне ограниченное распространение, так как не дают возможности компенсировать износ втулки. Применяют для опор тихоходных валов с небольшой нагрузкой.

Разъемный корпус (рисунок 3.2, б) состоит из основания 1 и крышки 4, соединенных винтами, шпильками или болтами. Для повышения точности установки крышки стык ее с корпусом выполняется с уступами. Втулка разделена (разрезана по диаметру) на два вкладыша 2 и 3, которые устанавливают в корпус и в крышку и предохраняют от проворачивания штифтом 5. Разъем облегчает монтаж или даже является необходимым условием сборки.

Материалом для корпусов служит серый чугун, обладающий хорошими литейными свойствами. Вкладыш является наиболее ответственной деталью подшипника, непосредственно воспринимающей передаваемую цапфой нагрузку. Выбор материала вкладыша зависит от условий эксплуатации,

характера нагрузки, угловой скорости цапфы, режима смазки. Этот материал должен обладать хорошими антифрикционными свойствами, достаточной износостойкостью, теплопроводностью и хорошо прирабатываться.

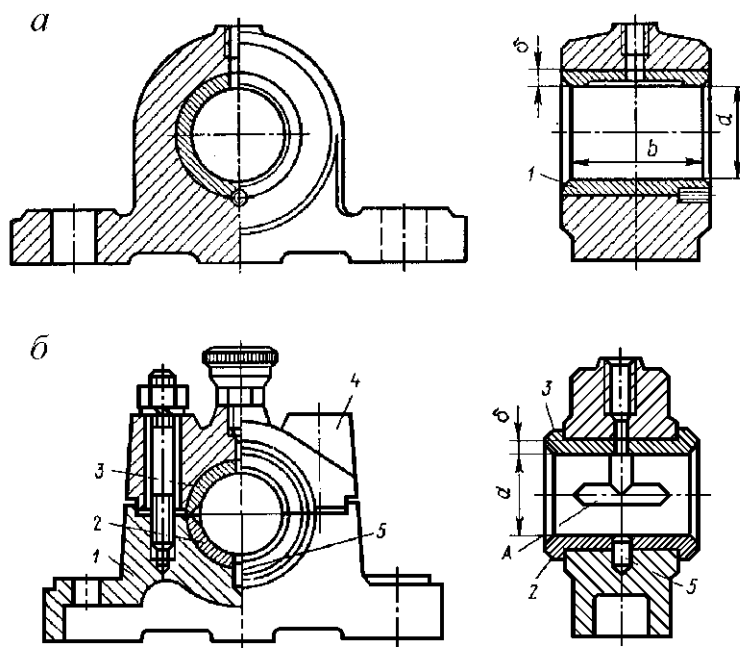


Рисунок 3.2 - Корпуса подшипников скольжения

Металлические вкладыши, изготовленные из антифрикционного чугуна, бронзы, сплавов на алюминиевой основе применяют при небольших нагрузках и хорошем смазывании подшипников.

В качестве материалов вкладышей применяют также металлокерамику (железографитные и бронзо-графитные вкладыши), которая дает возможность работы втулкам длительное время.

Неметаллические материалы: пластмассы (текстолит, капрон, древесно-слоистые пластики и др.); твердые породы дерева (самшит, бук, дуб, граб); прессованную древесину; резину используют при небольших скоростях и нагрузках. Их достоинства - хорошая прирабатываемость, отсутствие заедания на валу, возможность смазывания и охлаждения водой, что важно для подшипников гребных винтов, водяных насосов и др.

Подшипники скольжения применяют в сепараторах, для

высокоскоростных шпинделей станков, в газовых турбинах, центрифугах, двигателях внутреннего сгорания (коленчатые валы устанавливают на подшипники скольжения), в особо тяжелых машинах (прокатные станы, камнедробилки).

Достоинства подшипников: высокая работоспособность при больших скоростях и ударных нагрузках; малые габариты в радиальном направлении; бесшумность и обеспечение виброустойчивости вала при работе подшипника в режиме жидкостного трения (масляный слой между поверхностями цапфы и вкладыша обладает способностью гасить колебания); возможность работы в особых условиях: химически агрессивных средах, при бедной и загрязненной смазке; незаменимость в тех случаях, когда по условиям сборки подшипник должен быть разъемным (на шейках коленчатых валов); простота конструкции.

Недостатки: большие потери на трение (это не относится к подшипникам, работающим в режиме жидкостного трения), значительные габаритные размеры в осевом направлении, необходимость применения дорогостоящих материалов (бронза, баббит) для вкладышей, сравнительная сложность устройства смазки, не обеспечена взаимозаменяемость подшипников при ремонте, так как большинство типов подшипников не стандартизовано.

Подшипники скольжения работают при наличии смазочного материала между цапфой вала и вкладышем.

Смазыванием называется подведение смазочного материала в зону трения, смазкой действие смазочного материала.

Для смазывания трущихся поверхностей подшипников применяют жидкие (дизельное, промышленное, турбинное масла), пластичные (солидолы), твердые (графит, слюда, тальк) и газообразные (воздух, азот, кислород) смазочные материалы.

Твердые смазочные материалы используют для смазывания подшипников в условиях, где жидкие и густые мази неприменимы (работа при высокой температуре, в агрессивных средах и др.).

Газообразные смазочные материалы применяют в особых случаях (в особо быстроходных малонагруженных подшипниках, при работе в условиях высоких и низких температур и др.).

В подшипниках *жидкостного трения* для работы без систематического износа поверхности цапфы и вкладыша необходимо разделить слоем смазки достаточной толщины.

Таким образом, слой масла должен иметь толщину h (рисунок 3.3), которая больше суммарной высоты неровностей R_{z1} и R_{z2} профиля поверхности вкладыша и цапфы, т. е. $h > R_{z1} + R_{z2}$. При соблюдении этого условия не происходит непосредственного касания и изнашивания трущихся поверхностей. Несущая способность масляного слоя очень высока, и он воспринимает передаваемую нагрузку. Сопротивление вращению подшипника в этом случае определяется только внутренним трением в смазочном материале, а коэффициент трения $f = 0,001 \dots 0,005$.

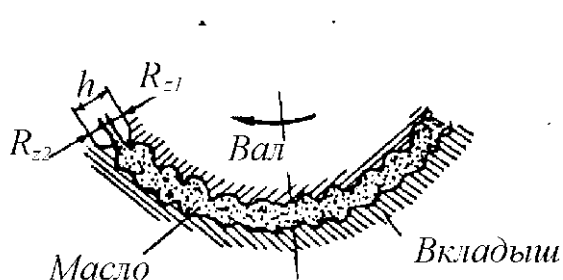


Рисунок 3.3 - Жидкостное трение в подшипнике

В условиях *полужидкостного трения* нарушается непрерывность масляного слоя и в отдельных местах происходит соприкосновение неровностей трущихся поверхностей. Поэтому здесь не исключается изнашивание поверхностей, а только уменьшается его интенсивность (коэффициент полужидкостного трения $f = 0,008 \dots 0,1$).

Следует отметить, что в подшипнике с изменением частоты его вращения или нагрузки изменяются и режимы трения: полужидкостное трение становится жидкостным и наоборот.

Работа подшипников скольжения сопровождается главным образом *абразивным изнашиванием вкладышей и заеданием поверхностей трения*.

Абразивное изнашивание вкладышей происходит вследствие попадания со смазочным материалом на трущиеся поверхности абразивных частиц (пыли,

грязи) и неизбежного трения при пуске и останове. Если износ превышает норму, вкладыш заменяют.

Заедание происходит при перегреве подшипника. Вследствие трения нагреваются цапфа, вкладыш и масло. С повышением температуры понижается смазочная способность масла, которая связана с прочностью тонкой масляной пленки на поверхностях трения. При повышении температуры в рабочей зоне подшипника до некоторого критического значения эта пленка разрушается. Возникает трение без смазки (металлический контакт), что влечет за собой дальнейшее повышение температуры и заедание (схватывание) поверхностей трения. Заедание приводит к выплавлению вкладыша. Подшипник выходит из строя. Так как износ и заедание являются причинами выхода из строя подшипников, то *основными критериями работоспособности и расчета подшипников скольжения являются износостойкость и теплостойкость.*

Расчет на износостойкость и теплостойкость выполняют как *проверочный*, когда известны диаметр d цапфы (шипа, шейки) (см. рисунок 3.2), который определяют при проектировочном расчете вала, и ширина вкладыша b , которую назначают по рекомендации:

$$b \cong (0,5 \dots 1,3) \cdot d. \quad (3.6)$$

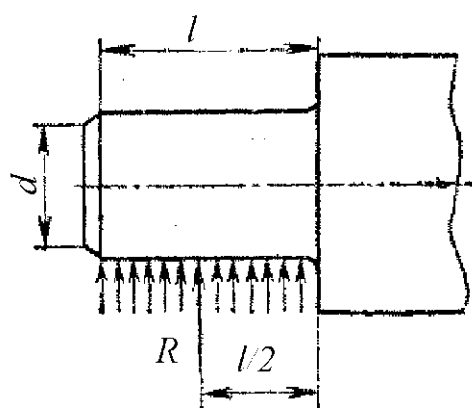


Рисунок 3.4 - К расчету подшипников скольжения

Подшипники, работающие в условиях смешанного или полусухого трения, рассчитывают по условной методике. Во-первых, ограничивают среднее давление p между цапфой и вкладышем, что обеспечивает ограничение износа и невыдавливание смазки между рабочими поверхностями вкладыша подшипника и цапфы. Во-вторых, по произведению $p \cdot v$ (v — окружная скорость вращения цапфы) пару

«цапфа – вкладыш» рассчитывают на нагрев с тем, чтобы обеспечить нормальный тепловой режим работы подшипника. Произведение $p \cdot v$ характеризует удельную мощность трения, поэтому при превышении допустимого значения $[p \cdot v]$ температура локально повышается настолько, что происходит разрыв масляного слоя, и, как следствие, схватывание поверхностей цапфы и вкладыша.

Одна из основных условностей расчета состоит в том, что давление считают равномерно распределенным по поверхности контакта цапфы и вкладыша, как показано на рисунке 3.4. Установить истинный закон распределения давлений практически невозможно, так как он зависит от большого числа факторов, в частности, от жесткости цапфы и вкладыша, погрешностей монтажа, режима эксплуатации и т. д.

Для ограничения износа и нагрева необходимо выполнить условия: для шипов и шеек при их охвате вкладышем на дуге 180° (рисунок 3.4)

$$p = \frac{R}{l \cdot d} \leq [p]; \quad (3.7)$$

$$p \cdot v \leq [p \cdot v], \quad (3.8)$$

где d - диаметр шипа (шейки), мм; l - длина шипа (шейки), мм; R - реакция опоры, Н; p - расчетное давление, МПа; $[p]$ - допустимое давление, зависящее в основном от материалов цапфы и вкладыша, МПа; $[p \cdot v]$ - допустимое произведение давления и скорости, при котором температура подшипника будет не выше допустимой, МПа·м/с.

Если при расчете условия не выполняются, то необходимо изменить материал или ширину вкладыша и повторить расчет.



1. Какие различают типы подшипников скольжения по конструкции?

2. Какими достоинствами и недостатками обладают подшипники скольжения и в каких областях машиностроения их применяют? 3. Как устроены подшипники скольжения, каково назначение вкладышей и из каких материалов их изготавливают? Какими свойствами должны обладать эти материалы? 4. Какие различают виды смазки в подшипниках скольжения? Почему жидкостная смазка является самой благоприятной? 5. Какие смазочные материалы применяют в подшипниках скольжения и в каких случаях применяется жидкая, пластичная, газообразная и твердая смазки? 6. Какие виды разрушения встречаются в подшипниках скольжения? 7. Как производится условный расчет подшипников скольжения на износ и нагрев?

Подшипник качения (рисунок 3.5) - это готовый узел, который состоит из наружного 1 и внутреннего 3 колец, на которых выполнены дорожки качения *A*, тел качения 2 (шариков или роликов) и сепаратора 4, разделяющего и направляющего тела качения. Внутреннее кольцо устанавливают на валу (оси), а наружное - в корпусе. Таким образом, цапфа вала и корпус разделяются телами качения. Это позволяет заменить трение скольжения трением качения и существенно снизить коэффициент трения. Основные стандартные размеры подшипника: d и D - внутренний и наружный диаметры; B - ширина колец.

Достоинства подшипников качения:
малые потери на трение, высокий КПД (до 0,995) и незначительный нагрев; высокие надежность и нагрузочная способность; малые габаритные размеры в осевом направлении; невысокая стоимость вследствие массового производства; высокая степень взаимозаменяемости, что облегчает монтаж и ремонт машин; простота в эксплуатации и малый расход смазки.

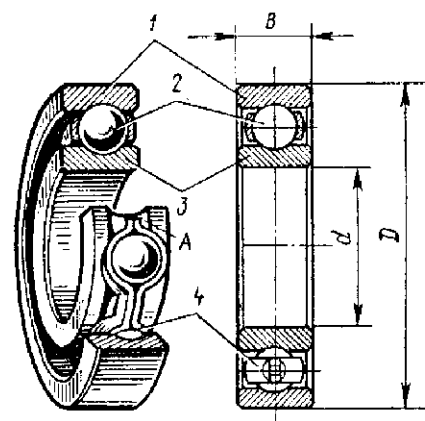


Рисунок 3.5 - Подшипник качения

Недостатки: пониженная долговечность при ударных и вибрационных

нагрузках вследствие большой жесткости подшипника; ненадежность при работе в агрессивных средах (например, в воде); относительно большие радиальные размеры; неразъемность конструкции; шум при больших оборотах.

Применяют подшипники качения во всех отраслях машиностроения и приборостроения. Это самые массовые стандартизованные изделия. Их изготавливают на специализированных подшипниковых заводах с наружным диаметром 1,0... 2600 мм и массой 0,5 г... 3500 кг.

Классификация. По форме тел качения подшипники качения разделяют на шариковые и роликовые.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки различают: подшипники радиальные (рисунок 3.6, а, б, г, е, ж), радиально-упорные (рисунок 3.6, в, д) и упорно-радиальные, упорные (рисунок 3.6, з).

Подшипники подразделяют также на самоустанавливающиеся (см. рисунок 3.6, б, е) и несамоустанавливающиеся (не допускающие перекоса осей внутреннего и внешнего колец); по числу рядов тел качения - на одно-, двух- и четырехрядные; по нагрузочной способности (ширине и наружному диаметру) - семи серий от сверхлегкой до тяжелой; по классам точности - нормального класса (0), повышенного (6), высокого (5), особо высокого (4) и сверхвысокого (2). Класс точности подшипника назначают в зависимости от требований к сборочной единице. Чаще применяют наиболее дешевые подшипники класса 0.

Обозначения. Условные обозначения подшипников необходимы для их маркировки и соответствующих указаний в технической документации, чертежах, спецификациях, технической литературе. Условное обозначение состоит из ряда цифр и букв, нанесенных на торце одного из колец. В условных обозначениях приводят внутренний диаметр подшипника, его серию, тип, конструктивные особенности и класс точности.

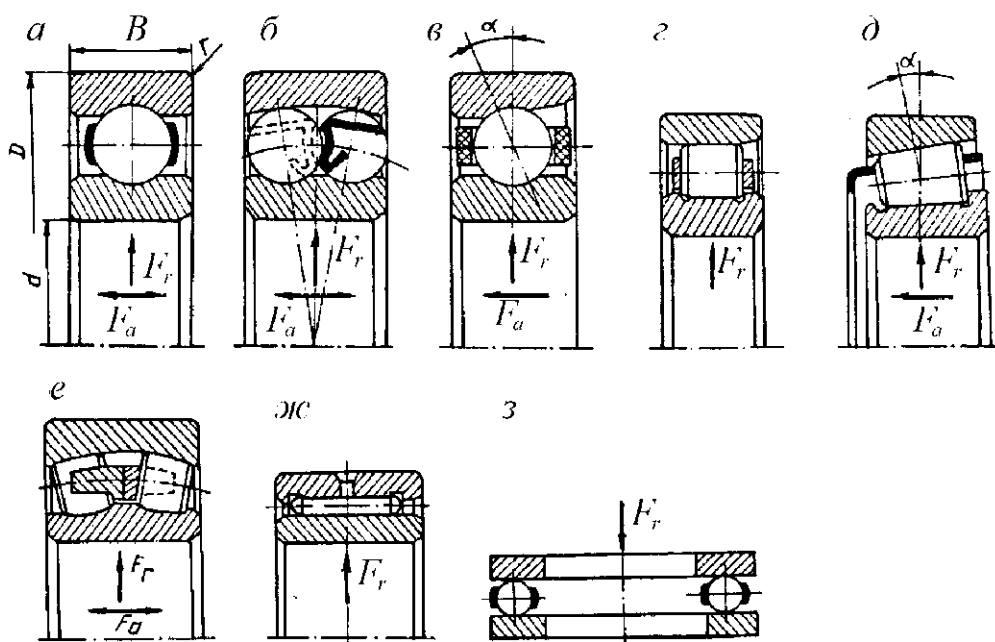


Рисунок 3.6 - Виды подшипников качения

Две первые цифры справа указывают внутренний диаметр d (см. рисунок 3.6, а). Для подшипников с $d = 20 \dots 495$ мм диаметр определяют умножением двух крайних цифр в обозначении на 5. Третья цифра справа указывает серию: подшипник особо легкой серии - 1, легкой - 2, средней - 3, средней широкой - 6, тяжелой - 4 и т. д. Четвертая цифра справа характеризует тип подшипника: радиальный шариковый - 0 (в обозначении нуль опускают), радиальный шариковый сферический - 1, роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами - 2, роликовый радиальный со сферическими роликами - 3, шариковый радиально-упорный - 6, роликовый конический - 7 и т.д. Например, подшипник 305 - шариковый радиальный средней серии с $d = 25$ мм; подшипник 7215 - роликовый конический легкой серии с $d = 75$ мм. Пятая или пятая и шестая цифры в обозначении подшипника отражают его конструктивные особенности (наличие защитных шайб, упорных буртов или канавок на наружном кольце и др.). Цифры 6, 5, 4, 2, указывающие класс точности подшипников, ставят через тире перед обозначением, нуль не пишут.

Повреждения подшипников. Подшипники выходят из строя вследствие усталостного выкрашивания, абразивного изнашивания при попадании пыли или пластических деформаций при перегрузках. Наиболее распространенным

видом разрушения подшипников является усталостное выкрашивание. Оно проявляется в виде раковин или отслаивания (шелушения) и происходит вследствие действия на подшипник циклического контактного напряжения. Наблюдается у подшипников после длительной их работы в нормальных условиях при $n > 10$ об/мин и сопровождается повышенным стуком и вибрациями. Поэтому *основным критерием работоспособности подшипников, работающих в нормальных условиях при $n > 10$ об/мин, является расчет на базовую долговечность по усталостному выкрашиванию.*

Абразивное изнашивание наблюдается при недостаточной защите подшипников от пыли, грязи (абразивных частиц). Интенсивность абразивного изнашивания можно уменьшить за счет применения совершенных уплотнителей и надлежащей очистки масла.

Пластические (остаточные) деформации. Пластические деформации в виде вмятин (лунок) на дорожках качения колец, нарушающие работоспособность подшипника, наблюдаются в невращающихся и тихоходных подшипниках ($n \leq 1$ об/мин) при действии на них больших статических или ударных нагрузок. Поэтому *основным критерием работоспособности невращающихся и тихоходных подшипников является расчет на базовую статическую грузоподъемность по остаточным деформациям.*

Наблюдается также разрушение сепараторов от центробежных сил и действия тел качения (особенно у быстроходных подшипников). Раскалывание колец и тел качения происходит при их работе с сильными ударами, при перекосах.

Основы расчета на долговечность. Исходным для расчета подшипников на долговечность по усталостному выкрашиванию является уравнение

$$L_{10} = (C_r / P_v)^p, \quad (3.9)$$

где L_{10} - базовая долговечность в миллионах оборотов (термином

«базовая» названа долговечность подшипника, соответствующая 90%-ной надежности, а «долговечностью» отдельного подшипника - число оборотов, которое одно из колец подшипника делает относительно другого кольца до начала усталостного разрушения материала на одном из колец или тел качения); C_r - базовая динамическая грузоподъемность, кН, т.е. - постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник качения может воспринимать при базовой долговечности, составляющей 1 млн. оборотов.

Значения C_r устанавливают на основании теоретических и экспериментальных исследований для каждого данного типа подшипника и приводят в каталогах; P_v - эквивалентная динамическая нагрузка, кН, или, - постоянная радиальная нагрузка, под действием которой подшипник качения будет иметь такую же долговечность, как и в условиях действительной нагрузки; p - показатель степени, зависящий от формы контактирующих тел: для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников $p = 3$ (точечный контакт тел качения); для роликовых радиальных цилиндрических и роликовых конических подшипников $p = 10/3 = 3,33$ (линейный контакт тел качения).

Базовая долговечность подшипника, ч,

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C_r}{P_v} \right)^p, \quad (3.10)$$

где n - частота вращения подшипника, об/мин.

Определение приведенной нагрузки и подбор подшипников по динамической грузоподъемности. Подшипники качения часто подвергаются совместному действию радиальной и осевой нагрузок; нагрузка может быть постоянной или сопровождаться толчками и ударами; вращаться может внутреннее или наружное кольцо; температура может быть нормальной, повышенной или пониженной. Все эти факторы влияют на работоспособность

подшипников и должны учитываться при выборе приведенной нагрузки.

Приведенную радиальную нагрузку для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников определяют по формуле

$$P_v = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_B K_T, \quad (3.11)$$

где F_r , F_a - радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник, кН; X и Y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, указываются в каталоге; V - коэффициент вращения колец подшипника относительно вектора нагрузки; K_B - коэффициент безопасности, учитывающий динамичность нагрузки; K_T - температурный коэффициент, вводимый только при повышенной рабочей температуре $t > 100^\circ\text{C}$ для подшипников, изготовленных из обычных подшипниковых сталей.

Расчетная зависимость приведенной нагрузки от радиальной F_r и осевой F_a нагрузок принята в простой форме, аппроксимирующей действительную сложную зависимость. Из-за радиального зазора в подшипнике при отсутствии осевой нагрузки имеет место повышенная неравномерность нагружения тел качения. С увеличением осевой нагрузки при постоянной радиальной происходит выборка зазора, увеличивается рабочая дуга в подшипнике и нагрузка на тела качения распределяется более равномерно. До некоторого значения

значения $F_a / V \cdot F_r = e$ это компенсирует увеличение общей нагрузки на

подшипник с ростом осевой нагрузки F_a . Поэтому при $F_a / V \cdot F_r \leq e$ ведут расчет на действие как бы одной радиальной нагрузки, т. е. принимают $X = 1$ и $Y = 0$. Значения e приведены в каталоге в зависимости от отношения осевой нагрузки F_a к статической грузоподъемности подшипника C_0 .

При проектировании машин подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных.

Подбор подшипников по динамической грузоподъемности выполняют по

условию

$$C_r(\text{требуемая}) \leq C_r(\text{паспортная}). \quad (3.12)$$

Значение $C_r(\text{требуемая})$ определяет величину динамической грузоподъемности, необходимую для заданных условий работы подшипника, т.е. расчетном ресурсе L_{10h} в часах и приведенной нагрузке P_v .

Расчетный ресурс в миллионах оборотов составит

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n}{10^6} \cdot L_{10h}. \quad (3.13)$$

На основе исходной зависимости (3.9) определяют требуемую динамическую грузоподъемность

$$C_r(\text{требуемая}) = P_v \sqrt[p]{L_{10}}. \quad (3.14)$$

$C_r(\text{паспортная})$ приведена в каталогах или справочниках.

Часто подшипники предварительно подбирают по конструктивным соображениям. Тогда расчетом проверяют их ресурс по формуле (3.10).

Расчетный ресурс подшипников в машинах определяется технико-экономическими показателями. Его выбирают тем большим, чем важнее бесперебойная работа машины, чем труднее разборка машины для замены подшипников и т. д. Средние значения расчетного ресурса, характерные для машин, работающих с перерывами, составляют 2500... 10000 ч. Для непрерывно работающих машин и для машин тяжелого машиностроения расчетный ресурс подшипников выбирают выше.

Подбор подшипников по базовой статической грузоподъемности

По уравнению (3.9) нагрузка P_r растет с уменьшением ресурса L_{10} и теоретически не имеет ограничения. Практически нагрузка ограничена потерей статической прочности, или в данном случае статической грузоподъемностью. Невращающиеся подшипники и вращающиеся с частотой $n \leq 1$ об/мин (например, домкраты, нажимные устройства и др.) подбирают по базовой статической грузоподъемности.

Базовая статическая грузоподъемность подшипника - статическая радиальная нагрузка, которая соответствует общей остаточной деформации шарика (ролика) и дорожки качения, равной 0,0001 диаметра шарика (ролика) в наиболее нагруженной зоне контакта. Такая остаточная деформация не оказывает заметного влияния на работу подшипника. Значения C_0 (кН) приводятся в каталогах для каждого типоразмера подшипника.

Условие подбора и проверки

$$P_0 \leq C_0. \quad (3.15)$$

Эквивалентная статическая грузоподъемность P_0

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a, \quad (3.16)$$

но не меньше чем $P_0 = F_r$,

где X_0 и Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок.



1. Опишите устройство и классификацию подшипников качения. Из каких материалов изготавливают их составные части? 2. Каковы достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения? 3. Укажите основные причины выхода из строя подшипников качения. Каковы внешние признаки выбраковки их? 4. Дайте определение базовой статической и динамической грузоподъемности. 5. Какую

нагрузку называют эквивалентной динамической? 6. Назовите принципы подбора подшипников качения. 7. Как рассчитывают подшипники качения на долговечность? 8. Объясните маркировку подшипников качения. Определите тип и размеры подшипников, имеющих условные обозначения: 208, 2208 и 36208.

3.3 МУФТЫ

Устройства, предназначенные для соединения концов валов (рисунок 3.7, а), или для соединения валов с расположенными на них деталями (зубчатыми колесами, звездочками и др.), называют муфтами.

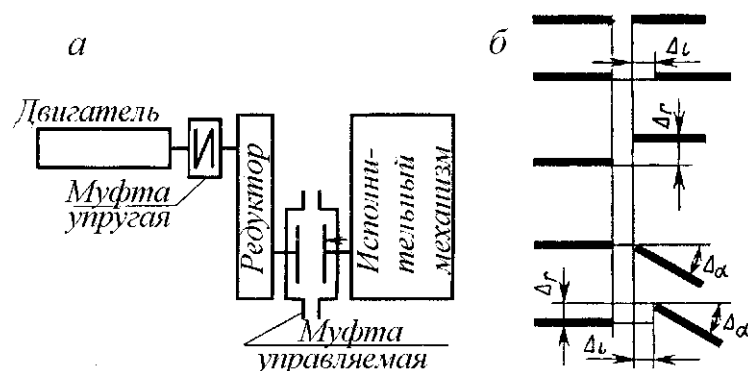


Рисунок 3.7 - Установка муфт в приводе и возможные несоосности соединяемых валов

Основное назначение муфт - передача вращающего момента без изменения его величины и направления. Наряду с передачей вращающего момента муфты выполняют ряд других функций:

- обеспечение взаимной неподвижности соединяемых деталей (*жесткие, или глухие муфты*);
- возможность работы при показанных на рисунке 3.7, б смещениях осей соединяемых валов (*компенсирующие и подвижные муфты*);
- улучшение динамических характеристик привода (*упругие муфты*);
- ограничение передаваемого момента (*предохранительные муфты*);

- возможность соединения или разъединения соединяемых валов и других деталей на ходу и неподвижном состоянии (*управляемые муфты*);
- регулирование передаваемого момента в зависимости от угловой скорости (муфты *центробежные, гидродинамические* и др.);
- передача момента только в одном направлении (*обгонные муфты*) и пр.

Классифицируют муфты по принципу действия и управления, назначению и конструкции.

Имеется большое разнообразие конструкций муфт, которые различаются не только функциональным назначением, но и принципом действия: механические, гидравлические, электрические и др.

По характеру соединения валов муфты подразделяют на неуправляемые (постоянные), управляемые и самоуправляемые (автоматические).

Постоянные (нерасцепляемые) муфты (ведущая и ведомая полумуфты соединены между собой постоянно) в свою очередь делят на глухие и компенсирующие. Глухие муфты (втулочные, фланцевые и др.) жестко соединяют валы.

Компенсирующие муфты могут быть жесткими (зубчатые, цепные, кулачковые и др.) и упругими (втулочно-пальцевые, со змеевидными пружинами и др.). Первые компенсируют неточности изготовления и монтажа механизма, вторые смягчают толчки и удары при его работе.

Управляемые (сцепные) муфты (кулачковые или фрикционные) позволяют соединять и разъединять валы, как во время работы, так и во время остановки с помощью механизма управления.

Самоуправляемые муфты (со срезным штифтом, центробежные, обгонные и др.) предназначены для автоматического соединения и разъединения валов при изменении режима их работы, т. е. нагрузки, скорости или направления вращения.

Наиболее распространенные муфты стандартизованы. Среди их важнейших паспортных данных (габариты, размеры посадочных мест, масса, момент инерции и др.) указывают передаваемый крутящий момент $T_{табл}$.

Подбор муфты ведут по таблицам соответствующего стандарта (ведомственной нормали): по условиям эксплуатации, по большему диаметру соединяемых валов, расчетному вращающему моменту и проверяется предельная скорость вращения. Расчетный момент

$$T_{расч} - k T_{дл} \leq T_{табл} , \quad (3.17)$$

где $T_{дл}$ - наибольший длительно действующий момент; k - коэффициент, учитывающий режим работы.

Коэффициент k рассчитывают на основании данных о спектре нагружения с учетом влияния различных уровней нагрузки на прочность и износостойкость деталей муфты. При отсутствии таких данных пользуются приближенными рекомендациями, отражающими в известной степени опыт эксплуатации.

Глухие муфты создают взаимную неподвижность соединяемых деталей. Их применение определяется в основном условиями монтажа и целесообразностью ограничения размеров. Длинные валы по условиям изготовления, сборки и транспортировки иногда изготавливают составными. В этом случае валы, соединенные глухой муфтой, работают как одно целое, поэтому наряду с крутящим муфта может воспринимать изгибающий момент, поперечные и осевые нагрузки. В некоторых случаях глухие муфты применяют и для соединения строго соосных валов агрегатов.

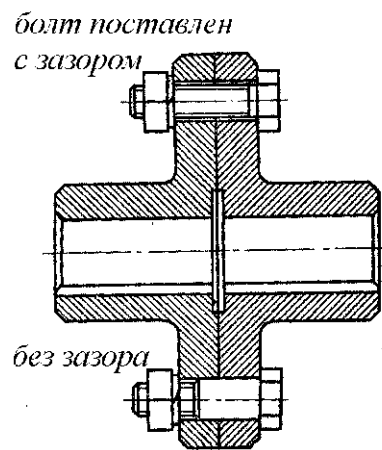


Рисунок 3.8 - Фланцевая муфта

Из глухих муфт наибольшее распространение получили *фланцевые* (поперечно-свертные) муфты, состоящие из двух полумуфт, соединенных болтами, поставленными без зазора (рисунок 3.8). При установке болтов с зазором масса муфты намного больше, чем в варианте без

зазоров, а несущая способность при одинаковых размерах в пять-шесть раз меньше. В случае установки всех болтов с зазором необходимо предусматривать центрирующие буртики, обеспечивающие соосность соединяемых валов.

На фланцевые муфты имеется ГОСТ 20761-96. Применяют их для соединения валов диаметрами 12... 220 мм и передачи крутящих моментов 8... 45000 Н·м.

Компенсирющие муфты

Вследствие погрешностей изготовления, упругих и температурных деформаций, радиальных зазоров в опорах, неточного монтажа и других причин возникают смещения осей соединяемых валов (см. рисунок 3.7, б). Для обеспечения в этих условиях надежной работы привода с минимальными дополнительными нагрузками на валы и опоры применяют жесткие компенсирующие муфты: зубчатые, цепные и др.

Зубчатые муфты. Наиболее распространенной является зубчатая муфта, состоящая из двух втулок 1 и 2 с внешними зубьями эвольвентного профиля и скрепленных болтами двух обоем 3 и 4 с внутренними зубьями (рисунок 3.9). Втулки и обоймы изготавливают из стали 40, 45, 40Х или 45Л. Зубья муфты имеют бочкообразную форму.

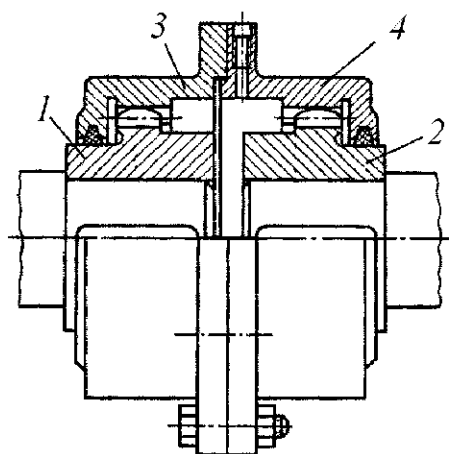


Рисунок 3.9 - Зубчатая муфта

Зубчатые муфты компенсируют осевое, радиальное и угловое смещение валов, за счет боковых зазоров в зацеплении.

Достоинства зубчатых муфт, обеспечивающие их большое распространение в транспортных и стационарных машинах, являются высокая нагрузочная способность и компактность, обусловленные передачей нагрузки большим числом одновременно

работающих пар зубьев, технологичность и возможность использования в практически неограниченных диапазонах угловых скоростей и передаваемых моментов. Малые диаметральные габариты обеспечили успешное применение этих муфт и в планетарных передачах.

Упругие компенсирующие муфты

В упругих муфтах усилие между полумуфтами передается через упругие элементы, и это определяет их основные свойства. Такие муфты применяются не только для компенсации смещения валов, но и для снижения динамичности нагрузок и амортизации колебаний, возникающих при работе передач машин. В зависимости от материала демпфирующих деталей упругие компенсирующие муфты подразделяют на муфты с неметаллическими и металлическими демпфирующими элементами.

Муфты с неметаллическими упругими элементами отличаются простотой конструкции, технологичностью и хорошими амортизирующими, демпфирующими и электроизолирующими свойствами. Благодаря этим показателям упругие муфты в основном выполняют с неметаллическими упругими элементами, но с ограничениями по величине передаваемого момента.

В качестве материала для неметаллических упругих элементов наибольшее распространение получили различные сорта резины, отличающиеся высокой эластичностью и большим внутренним трением. Однако резина подвержена старению (необратимым изменениям свойств под воздействием окружающей среды), приводящему к снижению прочности и эластичности. Долговечность упругих резиновых элементов в связи с этим значительно меньше, чем стальных.

Более долговечны и обладают повышенной нагрузочной способностью муфты с металлическими упругими элементами в виде пружин.

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) состоит из двух полумуфт

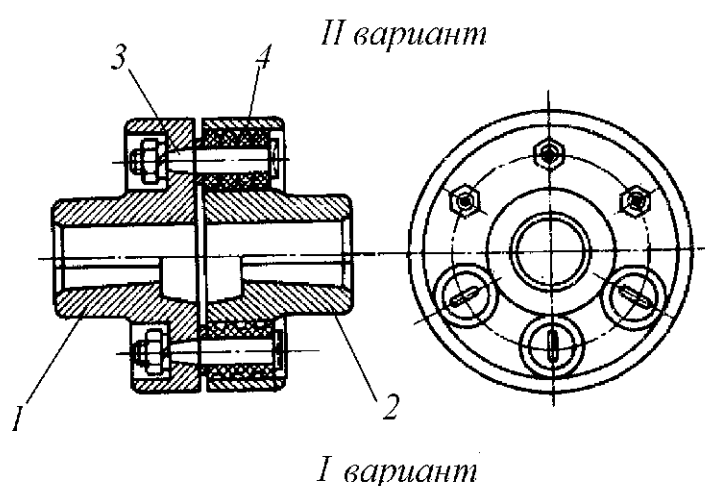


Рисунок 3.10 - Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП)

1 и 2, которые могут быть выполнены в двух вариантах (рисунок 3.10). Соединены полумуфты пальцами 3, на которые для смягчения ударов надеты гофрированные резиновые втулки 4. Такие муфты в силу простоты конструкции получили широкое

применение в приводах от электродвигателей. Их выбирают по ГОСТ 21424-93 для валов диаметром 9... 160 мм при вращающих моментах 6,3... 16000 Н·м.

Толщина резиновых втулок невелика, и поэтому амортизирующая способность муфты незначительна.

Полумуфты изготавливают из чугуна СЧ 20, для быстроходных муфт - из стали 30 или стального литья 35Л; материал пальцев - сталь 45, втулки - специальная резина.

Сцепные управляемые муфты

Сцепные управляемые муфты предназначены для соединения или разъединения валов, а также валов и установленных на них деталей, на ходу или в неподвижном состоянии с помощью специальных механизмов управления. Эти муфты широко используют при частых пусках и остановках, при необходимости изменения режима работы с минимальной затратой времени, что характерно для транспортных машин, металлорежущих станков и др.

Передача момента осуществляется зацеплением (сцепные кулачковые и зубчатые муфты) или силами трения (сцепные фрикционные муфты). Сцепные кулачковые и зубчатые муфты имеют значительно меньшие габариты и массу,

чем фрикционные, и обеспечивают неизменное относительное положение соединяемых деталей. Однако плавное (без удара) включение на ходу при использовании этих муфт возможно только благодаря применению специальных синхронизаторов. Фрикционные муфты позволяют осуществить плавное включение без ограничений скорости и передаваемого момента.

Следует отметить, что отклонение от соосности ведет к снижению несущей способности сцепных управляемых муфт, поэтому высокая точность установки соединяемых деталей является необходимым условием нормальной работы этих муфт.

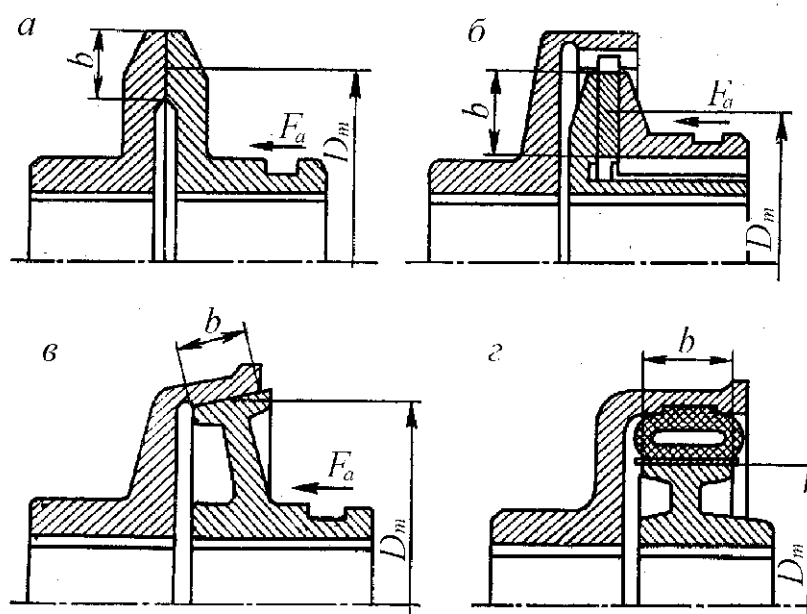


Рисунок 3.11 - Муфты фрикционные

Эти муфты передают крутящий момент за счет сил трения на рабочих поверхностях различной формы: дисковой (рисунок 3.11, а, б), конусной (рисунок 3.11, в), цилиндрической (рисунок 3.11, г). Муфты работают как со смазкой, так и всухую. Давление на трущихся деталях создается с помощью механизмов включения различного вида. Наибольшее распространение получили пружинно-рычажные механизмы; для дистанционного управления муфтой удобны гидравлические, пневматические или электромагнитные устройства.

Основными критериями работоспособности фрикционные муфт являются надежность сцепления, высокая износостойкость и теплостойкость трущихся

деталей.

Самоуправляемые автоматические муфты. Такие муфты обеспечивают соединение и разъединение валов при изменении режима работы приводов. Различают следующие самоуправляемые муфты: предохранительные, ограничивающие передаваемую нагрузку; обгонные, или муфты свободного хода, допускающие передачу вращающего момента только одного направления; центробежные, соединяющие или разъединяющие ведомый вал при заданной частоте его вращения.

Муфты со срезным штифтом используют для предохранения механизма от маловероятных перегрузок. Полумуфты 4 и 5 (рисунок 3.12) соединены штифтом 3, вставленным в закаленные втулки 1, 2. При перегрузке штифты (один или два) срезаются и полумуфты разъединяются. Рассматриваемые муфты просты по конструкции, имеют малые габариты. Их недостаток - необходимость остановки машины для замены разрушенного штифта на новый. Штифты изготавливают из стали 45, втулки - из стали 40Х с закалкой.

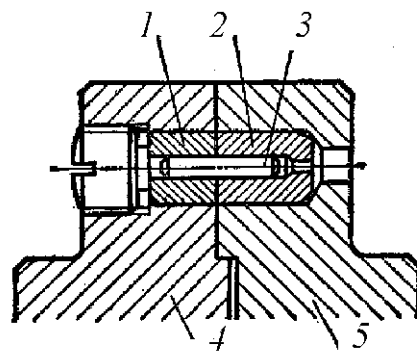


Рисунок 3.12 - Муфта со срезным штифтом



1. По каким признакам классифицируют механические муфты, применяемые в машиностроении? 2. Как подбирают муфты по ГОСТам? 3. Глухие муфты. Область применения. 4. Компенсирующие муфты. Область применения. 5. Почему из муфт сцепления наиболее распространены фрикционные муфты? 6. В каких случаях применяют многодисковые фрикционные муфты? 7. Как устроены и как работают предохранительные муфты со срезным штифтом?

ГЛАВА 4 СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И АППАРАТОВ

Детали, составляющие машину, связаны между собой тем или иным способом. Все многообразие сопряжений деталей машин при сборке, т.е. соединении готовых деталей, можно подразделить на следующие виды соединений:

- по возможности относительного перемещения деталей (подвижных и неподвижных); обычно в технике соединениями называют неподвижные связи;
- по сохранению целостности деталей при сборке (разъемное и неразъемное); соединения, при разборке которых нарушается целостность составных частей изделия называются неразъемными;
- по форме сопрягаемых поверхностей (плоское, цилиндрическое, коническое, сферическое, винтовое и т.д.);
- по методу образования определяемого процессом получения соединения или конструкцией соединяющей детали (клепаное, сварное, паяное, клеевое, прессовое, резьбовое, шпоночное, шлицевое, штифтовое и др.).

Соединения являются важными элементами конструкций. Основной критерий работоспособности и расчета соединений – прочность. Необходимо стремиться к равнопрочности элементов соединения.

4.1 ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Заклепочные соединения в недалеком прошлом были основным видом неразъемных соединений. Однако в настоящее время они почти полностью вытеснены сварными соединениями и применяются только там, где недопустим нагрев деталей, или при соединении несвариваемых деталей.

Заклепочное соединение осуществляется с помощью *заклепок*, представляющих собой стержень круглого поперечного сечения с головками по концам, одна из которых, называемая *закладной*, изготавливается одновременно

со стержнем, а другая, называемая *закрывающей*, выполняется в процессе клепки как показано на рисунке 4.1.

Соединение деталей машины или сооружения, осуществленное группой заклепок, называется *заклепочным швом*.

По назначению различают *прочные заклепочные швы* для восприятия внешних нагрузок (применяются в металлических конструкциях машин и строительных сооружениях) и *прочноплотные*, обеспечивающие герметичность соединения при восприятии значительных усилий (встречаются в некоторых паровых котлах, резервуарах и трубопроводах для газов и жидкостей при больших давлениях).

В современных конструкциях сосудов, работающих под давлением (паровые котлы), и в других указанных выше случаях прочноплотные швы почти полностью вытеснены сварными швами.

Во избежание химической коррозии в соединениях *заклепки ставят из того же материала, что и соединяемые детали*: стальные листы соединяют стальными заклепками, латунные - латунными и т. д.

По роду материала различают *стальные, алюминиевые, латунные, медные* и другие заклепки. Материал заклепок должен быть достаточно пластичным для обеспечения формования головок как при изготовлении заклепок, так и при их клепке.

Стальные заклепки обычно изготавливают из углеродистых сталей Ст2, Ст3 и др., а в специальных конструкциях - из легированной стали.

Основные виды заклепок общего назначения стандартизованы. Из них широкое применение имеют: *заклепки с полукруглой головкой* (ГОСТ 14797-85 и 10299-80, рисунок 4.2, а), *заклепки с потайной головкой* (ГОСТ 14798-85 и 10300-80, рисунок 4.2, б); *заклепки с полупотайной головкой* (ГОСТ 10301-80, рисунок 4.2, в). Как в прочных, так и в прочноплотных заклепочных швах чаще

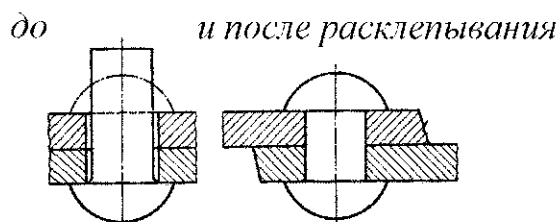


Рисунок 4.1- Изготовление клепаного соединения

всего применяют заклепки с полукруглой головкой, как наиболее технологичные.

Кроме указанных стандартных заклепок со сплошным стержнем в машиностроении, например самолетостроении, точных механизмах, и некоторых других областях применяют трубчатые заклепки, или *пистоны*, изготавливаемые из стальных, медных, латунных и других металлических тонкостенных трубок. Пистоны применяют для ненагруженных, мало нагруженных или неплотных соединений. Для соединения металлических деталей применяют пистоны с фланцами (рисунок 4.2, *г*), а для соединения деталей из эластичных материалов (кожи, тканей и т. п.) - пистоны с загнутыми

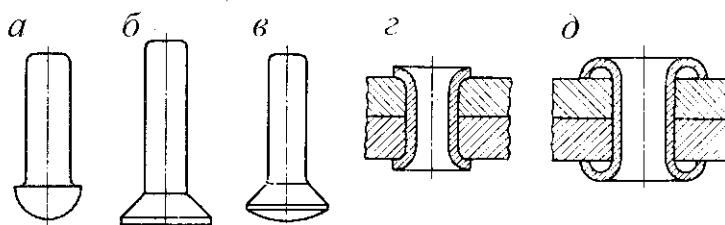


Рисунок 4.2 - Виды заклепок

бортами (рисунок 4.2, *д*).

По конструкции различают заклепочные швы: *нахлесточные* однорядные, двухрядные и многорядные; *стыковые* с одной накладкой - однорядные, двухрядные и многорядные; стыковые с двумя накладками - однорядные, двухрядные и многорядные. Тип заклепочного шва для данной конструкции определяется назначением этой конструкции и расчетом шва на прочность.

Расчет заклепочного шва заключается в определении диаметра и числа заклепок, шага заклепочного шва, расстояния заклепок до края соединяемой детали и расстояния между рядами заклепок.

После клепки шва соединенные детали оказываются сжатыми заклепками. При этом заклепки работают на растяжение, а между соединенными деталями возникают силы трения. Для отсутствия сдвига деталей и, следовательно, обеспечения необходимой герметичности при работе прочноплотного заклепочного шва силы, действующие на соединенные детали,

должны целиком восприниматься силами трения. Так как при проекторочном расчете прочноплотного шва силу, растягивающую заклепку и одновременно сжимающую соединенные детали, а соответственно и силу трения, возникающую между этими деталями, определить невозможно, то *заклепки прочноплотных швов условно рассчитывают на срез*. При этом расчете герметичность шва обеспечивается выбором соответствующего допускаемого условного напряжения на срез для заклепок. В прочных швах герметичность соединения не требуется, поэтому силы, действующие на соединенные детали, могут быть больше сил трения, развиваемых между ними. Таким образом, при работе прочного шва возможен и допустим сдвиг одной соединяемой детали относительно другой. Поэтому *заклепки прочных швов рассчитывают на срез и на смятие*.

Расчет прочных заклепочных швов

Рассмотрим простейший шов - однорядный односрезный нахлесточный, показанный на рисунке 4.3, где d_0 - диаметр поставленной заклепки; δ - толщина листов; p - шаг заклепочного шва; e - расстояние заклепок до края листа; F - сила, действующая на заклепочный шов; $[\tau_c]$ - допускаемое напряжение на срез для заклепок; $[\sigma_p]$ - допускаемое напряжение на растяжение для листов; $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение на смятие между заклепками и листами и $[\tau_c']$ - допускаемое напряжение на срез для листов.

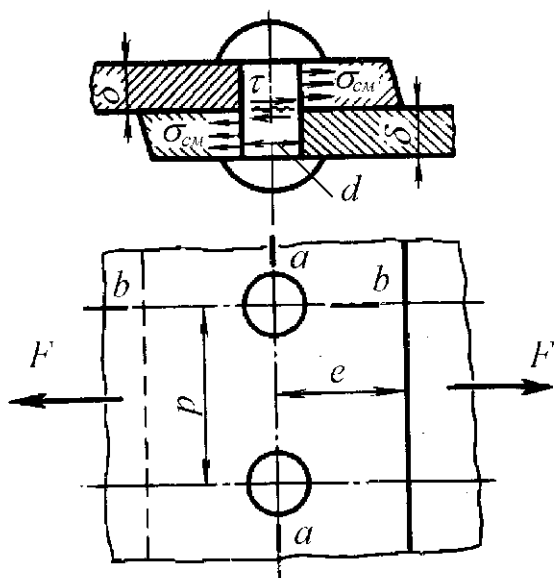


Рисунок 4.3 - К расчету клепаного соединения

на срез для заклепок; $[\sigma_p]$ - допускаемое напряжение на растяжение для листов; $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение на смятие между заклепками и листами и $[\tau_c']$ - допускаемое напряжение на срез для листов.

Для данного заклепочного шва можно написать следующие условия прочности:

на срез для заклепки

$$\tau_c = \frac{4F}{\pi \cdot d_0^2} \leq [\tau_c]; \quad (4.1)$$

на смятие между заклепкой и листом

$$\sigma_{CM} = \frac{F}{d_0 \cdot \delta} \leq [\sigma_{CM}]; \quad (4.2)$$

на растяжение листа по сечению $a-a$

$$\sigma_p = \frac{F}{(p - d_0) \cdot \delta} \leq [\sigma_p]; \quad (4.3)$$

на срез листа одновременно по двум сечениям $b-b$ в предположении, что срез происходит по длине $e - d_0/2$,

$$\tau'_C = \frac{F}{2(e - \frac{d_0}{2}) \cdot \delta} \leq [\tau'_C]. \quad (4.4)$$

Из уравнений (4.1) и (4.2) при $[\sigma_{CM}] = 1,6 [\tau_C]$ следует, что $d_0 \approx 2\delta$; соответственно принимают $d_0 = 2\delta$.

Из уравнений (4.1) и (4.3) при $[\sigma_p] = [\tau_C]$ и $d_0 = 2\delta$ следует, что $p \approx 2,6 d_0$; на практике обычно округляют шаг до $p = 3 d_0$.

Из уравнений (4.1) и (4.4) при $[\tau'_C] = 0,8 [\tau_C]$ и $d_0 = 2\delta$ получим $e \approx 1,5 d_0$; на практике принимают

$$e = (1,5 \dots 2,0) d_0.$$

Таким же образом получают подобные соотношения для определения d_0 , p и e для других типов прочных заклепочных швов.

После определения по вышеуказанным соотношениям размеров заклепочного шва заклепки проверяют на срез:

$$\tau_C = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_0^2 \cdot k} \leq [\tau_C]; \quad (4.5)$$

и на смятие:

$$\sigma_{CM} = \frac{F}{d_0 \cdot \delta_{min}} \leq [\sigma_{CM}], \quad (4.6)$$

где F - сила, действующая на одну заклепку; k - число плоскостей среза заклепок; δ_{min} - наименьшая толщина соединяемых элементов.

Необходимое число заклепок z в шве при симметрично действующей нагрузке F определяют расчетом заклепок на срез по формуле

$$z = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_0^2 \cdot k \cdot [\tau_c]} \quad (4.7)$$



1. Как образуется заклепочное соединение? 2. Какие различают заклепки по назначению и по форме их головок? Из какого материала их изготавливают. 3. Какие заклепочные швы различают по назначению и по конструкции? 4. По каким напряжениям рассчитывают заклепки прочных швов?

4.2 СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

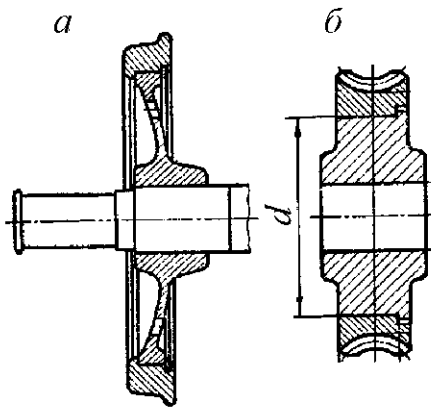


Рисунок 4.4 -
Соединения с натягом

Из соединений деталей, выполняемых с натягом, наиболее распространены *цилиндрические*, т. е. такие, в которых одна деталь охватывает другую по цилиндрической поверхности. Например, таково соединение бандажа с центром колеса и центра колеса с осью железнодорожного вагона (показано на рисунке 4.4, а), соединение червячного

венца (показано на рисунке 4.4, б) или зубчатого колеса с его центром и т.п.

Необходимый натяг осуществляется изготовлением соединяемых деталей с требуемой разностью их посадочных размеров. Взаимная неподвижность соединяемых деталей обеспечивается силами трения, возникающими на поверхности контакта деталей.

Достоинства цилиндрических соединений с натягом: простота конструкции, хорошее центрирование соединяемых деталей, возможность восприятия больших нагрузок и хорошее восприятие динамических нагрузок. Хотя соединения деталей с натягом обычно относят к неразъемным, однако

цилиндрические соединения допускают разборку (распрессовку) и сборку (запрессовку) деталей.

Недостатки цилиндрических соединений с натягом: сложность сборки и разборки соединений, возможность уменьшения натяга соединяемых деталей и повреждения их посадочных поверхностей при сборке (запрессовке), требование пониженной шероховатости посадочных поверхностей и повышенной точности изготовления.

Надежность соединения с натягом в основном зависит от размера натяга, который принимается в соответствии с выбранной посадкой, установленной стандартной системой допусков и посадок.

По способу сборки различают цилиндрические соединения с натягом, *собираемые запрессовкой и с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали*. Надежность соединения, собираемого с нагревом или охлаждением, примерно в 1,5 раза выше, чем у соединения, собираемого запрессовкой, так как при запрессовке неровности контактных поверхностей деталей частично срезаются и сглаживаются, что ослабляет прочность соединения.

Значение натяга и соответственно вид посадки соединения с натягом определяются в зависимости от требуемого давления на посадочной поверхности соединяемых деталей. Давление p должно быть таким, чтобы силы трения, возникающие на посадочной поверхности соединения, полностью противодействовали внешним силам, действующим на детали соединения.

Взаимная неподвижность деталей цилиндрического соединения обеспечивается силами трения на посадочной поверхности. При нагружении соединения только осевой силой F (рисунок 4.5), должно быть выполнено условие

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

откуда требуемое давление на поверхности контакта

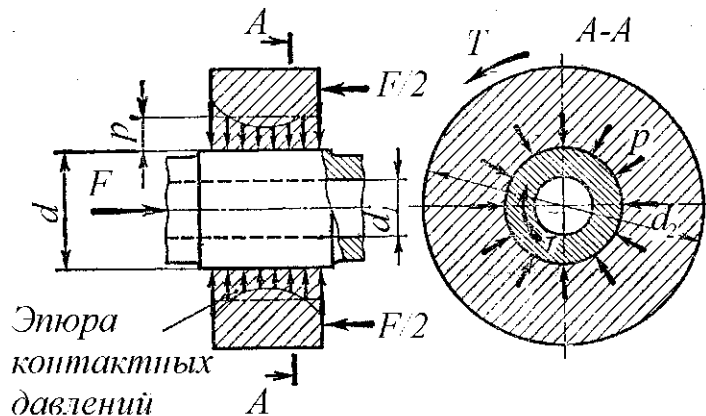


Рисунок 4.5 - Соединение с натягом.
Расчетная схема

$$p = \frac{F}{f \cdot \pi \cdot d \cdot l}; \quad (4.8)$$

при нагружении соединения только крутящим моментом T - как показано на рисунке 4.5 - необходимо, чтобы $T < f \pi d l p d/2$, откуда

$$p = \frac{2T}{f \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l}; \quad (4.9)$$

при нагружении соединения одновременно осевой силой F и крутящим моментом T (рисунок 4.5) должно быть

$$\sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2} \leq f \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p; \quad (4.10)$$

откуда

$$p \geq \frac{\sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{f \cdot \pi \cdot d \cdot l}, \quad (4.11)$$

где f - коэффициент трения; d и l - диаметр и длина посадочной поверхности.



1. Какими способами осуществляют цилиндрическое соединение с натягом? За счет каких сил оно передает нагрузку?
2. Каковы

преимущества и недостатки соединений с натягом по сравнению с другими видами соединений? 3. Каковы условия, обеспечивающие взаимную неподвижность деталей цилиндрических соединений с натягом при нагружении соединения осевой силой или вращающим моментом и одновременно осевой силой и вращающим моментом? 4. От чего зависит нагрузочная способность соединения с натягом? 5. Как осуществляют сборку соединения с натягом при использовании температурного деформирования?

4.3 СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Среди неразъемных соединений сварные являются наиболее распространенными. *Сварное соединение* - это неразъемное соединение, выполненное сваркой путем создания сварного шва.

Сварка - это процесс соединения деталей за счет сил молекулярного сцепления, происходящего при местном нагреве до расплавления или пластического состояния материала.

В настоящее время разработаны методы сварки практически всех материалов, используемых в машиностроении.

Из всех видов сварки наибольшее распространение в машиностроении получила электрическая - дуговая и контактная.

Контактная сварка осуществляется за счет расплавления под действием больших токов материала соединяемых деталей и прижатия их друг к другу.

При соблюдении правил технологии контактная сварка обеспечивает равнопрочность соединения и деталей и не требует выполнения специальных расчетов прочности при статических нагрузках.

Основным преимуществом сварных соединений является высокая их прочность, которая практически равна прочности металла свариваемых деталей. Кроме этого, сварные соединения по сравнению с заклепочными имеют ряд преимуществ: экономия металла до 20% (а при замене литья - до 30%); меньшая трудоемкость и возможность автоматизации технологических процессов; возможность соединения деталей любой конфигурации и габаритов;

плотность соединений деталей, работающих под давлением (емкости, котлы, сосуды, трубопроводы и др.), бесшумность технологического процесса.

Среди *недостатков* сварки основным является возникновение внутренних остаточных напряжений в зоне шва, а также изменение механических свойств из-за местного прогрева материала и последующего его охлаждения. Эти напряжения приводят к короблению свариваемых деталей и конструкции в целом, возникновению трещин в швах и являются, как правило, основной причиной брака при выполнении сварочных работ.

Сварные соединения в зависимости от относительного расположения свариваемых деталей подразделяются, как показано на рисунке 4.6, на стыковые (*а*), нахлесточные (*б*), тавровые (*в*), угловые (*г*) и торцовые (*д*).

Сварной шов стыкового соединения называют стыковым, швы остальных видов соединений называют угловыми.

Стыковые соединения вследствие простоты и надежности являются наиболее распространенными. В зависимости от толщины элементов деталей соединения бывают с разделкой и без разделки кромок односторонними и

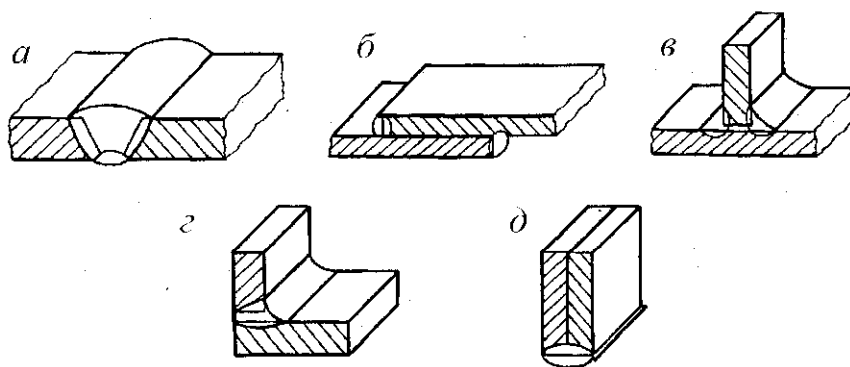


Рисунок 4.6 - Виды сварных соединений

двусторонними швами.

Основными параметрами стыковых швов, показанных на рисунке 4.7, являются высота шва h и длина l . Высота, как правило, принимается равной меньшей толщине из двух свариваемых элементов, т. е. $h = \delta$, а длина l - равной ширине (длине) привариваемой детали.

Основные параметры углового шва - катет k и высота h , для нормального шва $h = k \sin 45^\circ \approx 0,7 k$ показаны на рисунке 4.7, а. По условиям технологии

принимают $k \geq 3$ мм, если толщина листа $\delta \geq 3$ мм. Как правило, принимают $k = \delta$.

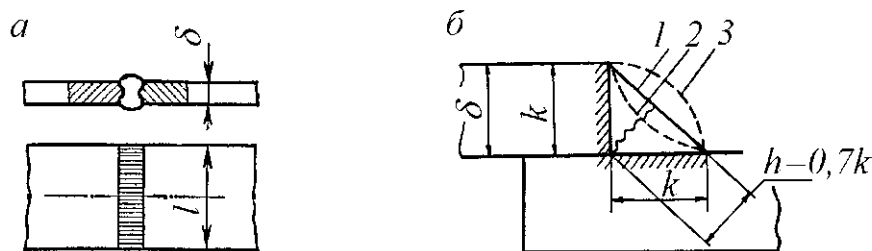


Рисунок 4.7 - Основные параметры сварных швов

Угловые швы (рисунок 4.7, б) бывают нормальные (1), выпуклые (3) и вогнутые (2). Выпуклый шов увеличивает нормальное сечение шва, но является причиной повышенной концентрации напряжений. Вогнутые швы несколько снижают концентрацию напряжений. Несмотря на меньшее нормальное сечение, они лучше воспринимают переменные нагрузки. Вогнутость шва достигается механической обработкой, что является дополнительной операцией. Такие швы применяют только в тех случаях, когда это экономически целесообразно.

В зависимости от расположения относительно линии действия сил различают следующие угловые швы, показанные на рисунке 4.8: а - лобовые (расположенные перпендикулярно), б - фланговые (параллельно), в - косые (под углом к линии действия сил) и г - комбинированные, состоящие из лобового и фланговых и др. Длину фланговых швов обычно принимают не более $50 k$. Минимальная длина углового шва $l_{\min} = 30$ мм.

Расчет сварных соединений при постоянных нагрузках

Важнейшей задачей проектирования сварных конструкций является обеспечение равнопрочности шва и соединяемых им деталей, поэтому основным критерием работоспособности сварных соединений является прочность, причем предполагается, что напряжения в опасных сечениях распределены равномерно.

Расчет сварных соединений, как правило, является проверочным, при этом размеры основных элементов соединения (длина и высота швов) уже известны.

Прочность *стыковых швов* определяется нормальными напряжениями в наименьшем сечении соединения. Разрушение стыковых соединений происходит, как правило, по шву или в зоне термического влияния. Поэтому расчет выполняется по размерам детали в этой зоне, а снижение прочности металла учитывается при назначении допускаемых напряжений.

При действии растягивающих или сжимающих усилий

$$\sigma_{P(СЖ)} = F/A - F/(\delta l) < [\sigma_{P(СЖ)}] \quad (4.12)$$

и при совместном действии силы F и изгибающего момента M расчет ведут по напряжениям растяжения:

$$\sigma_P = \frac{F}{A} + \frac{M}{W_Z} = \frac{F}{\delta \cdot l} + \frac{6M}{\delta^2 \cdot l} \leq [\sigma'_P] \quad (4.13)$$

где $W_Z = \delta^2 l / 6$ – осевой момент сопротивления расчетного сечения шва; $[\sigma'_P]$ – допускаемое напряжение на растяжение для сварного шва, A – площадь сечения сварного шва.

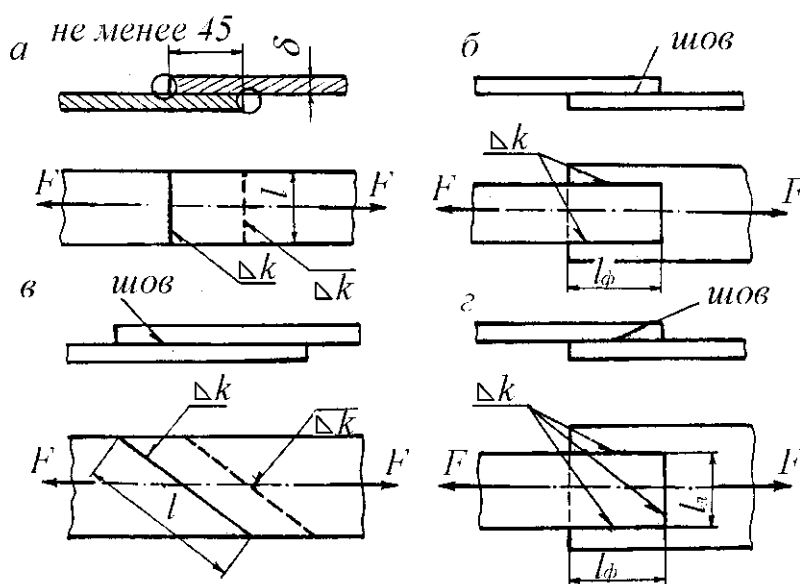


Рисунок 4.8 - Соединения внахлестку угловыми сварными швами

Допускаемые напряжения сварного соединения принимают в зависимости от допускаемых напряжений основного металла с учетом

характера действующих нагрузок, а также метода сварки и типа электрода.

Угловые швы рассчитывают на срез по наименьшей площади сечения, расположенного в биссекторной (срединной) плоскости прямого угла поперечного сечения шва $n-n$, как указано на рисунке 4.9, a .

При действии на угловой шов силы F (на рисунке 4.9, a силу воспринимают два шва) расчетное напряжение среза можно определить

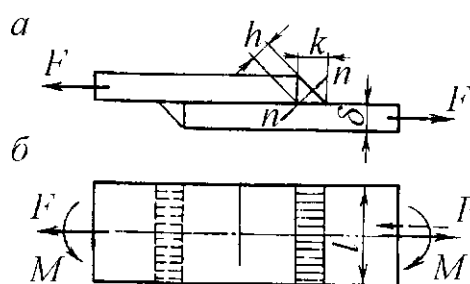
$$\tau_{ср} = \frac{F/2}{0,7 \cdot k \cdot l}. \quad (4.14)$$

Угловые швы при действии комбинированных (растягивающих - сжимающих сил и изгибающего момента, рисунок 4.9, b) рассчитываются по суммарным напряжениям среза. Условие прочности соединения с лобовым швом имеет вид:

$$\tau_{ср} = \frac{M}{W_p} \pm \frac{F/2}{A} = \frac{6M}{0,7 \cdot k \cdot l^2} + \frac{F/2}{0,7 \cdot k \cdot l} \leq [\tau'_{ср}], \quad (4.15)$$

где W_p – полярный момент сопротивления сечения шва в плоскости разрушения.

В комбинированном соединении (рисунок 4.8, $з$)- лобовыми и фланговыми швами, при нагружении осевой силой напряжения $\tau_{ср}$ определяются как отношение силы F к суммарной площади среза швов:



$$\tau_{ср} = \frac{F}{A_{\Sigma}} = \frac{F}{h(2l_{\phi} + l_{\perp})}. \quad (4.16)$$

Рисунок 4.9 - Расчетная схема углового шва

При переменных нагрузках и при сварке легированных и высокоуглеродистых сталей необходимо принимать пониженные допускаемые напряжения.



1. Какие виды сварки получили распространение в промышленности?
2. Какие преимущества имеют сварные соединения по сравнению с

заклепочными? Область их применения? 3. Что называется сварным швом? Типы сварных швов. 4. Как рассчитывают стыковые сварные швы, нагруженные осевой силой? 5. Как рассчитывают угловые сварные швы: лобовые, фланговые и комбинированные при нагружении осевой силой

4.4 РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Резьбовые соединения - разъемные, собираемые с помощью резьбовых крепежных деталей. Основные термины и определения резьб и резьбовых соединений стандартизованы.

Резьба как основной элемент соединения представляет собой один или несколько равномерно расположенных выступов постоянного сечения, образованных на боковой поверхности прямого кругового цилиндра или прямого кругового конуса. В зависимости от формы основной поверхности резьбы бывают цилиндрические или конические, как показано на рисунке 4.10. Витки 1, 2 резьбы располагаются по *винтовым линиям*, представляющим собой след от движения точки по боковой поверхности цилиндра или конуса. На развертке цилиндрической (конической) поверхности винтовая линия располагается под некоторым углом ψ к основанию. Этот угол называют *углом подъема резьбы*. Для цилиндрической резьбы угол ψ определяется из соотношения

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi d_2}, \quad (4.17)$$

где P_h - ход резьбы, представляющий собой расстояние между

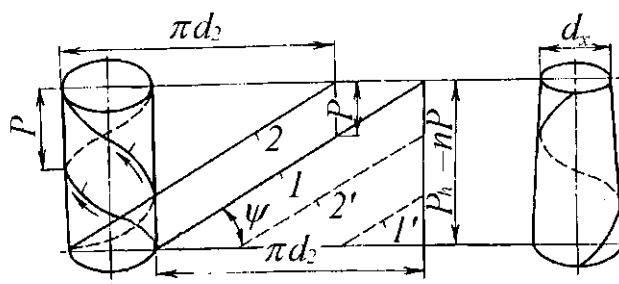


Рисунок 4.10 - Схема образования винтовой линии

одноименными точками одной винтовой линии.

Профиль резьбы - это контур сечения витка резьбы в плоскости, проходящей через ось основной поверхности. По форме профиля резьбы бывают: треугольные – метрические (см. рисунок 4.11), дюймовые; трапецеидальные; круглые; прямоугольные.

Основной характеристикой профиля резьбы является угол между ее смежными боковыми сторонами в плоскости осевого сечения, называемый *углом профиля резьбы* α , например на рисунке 4.11. Для треугольного профиля метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$, дюймовой - $\alpha = 55^\circ$.

По числу заходов резьбы бывают одно- и многозаходные. Количество заходов определяется числом располагаемых рядом винтовых линий. Наиболее распространена однозаходная резьба. Резьбы всех крепежных деталей однозаходные, многозаходные применяются в ходовых винтах винтовых механизмов. От количества заходов зависит *ход резьбы*, т. е. относительное поступательное перемещение винта и гайки за один оборот. Для однозаходной резьбы ход P_h ; равен шагу P , а для многозаходной $P_h = nP$, где n - число заходов.

Шаг резьбы P определяется как расстояние по линии, параллельной оси резьбы, между средними точками ближайших одноименных боковых сторон профиля резьбы (см. рисунок 4.11).

В качестве основной принята треугольная метрическая резьба с углом профиля $\alpha = 60^\circ$.

Установлены основные размеры метрической резьбы (см. рисунок 4.11)

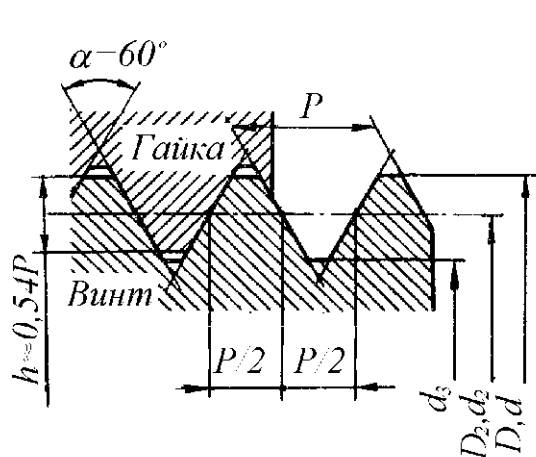


Рисунок 4.11 - Профиль метрической резьбы

D, d - наружный диаметр соответственно внутренней резьбы гайки и наружной резьбы болта; D_1, d_1 - внутренний диаметр гайки и болта; D_2, d_2 - средний диаметр гайки и болта; d_3 - внутренний диаметр болта по дну впадины;

$$H = P / 2 \cdot \operatorname{ctg} 30^\circ =$$

$0,866 P$ - высоты исходного треугольника. Рабочая высота профиля h значительно меньше высоты исходного треугольника.

По назначению различают следующие основные типы резьб:

- крепежные, обеспечивающие прочность соединения;
- крепежно-уплотняющие, обеспечивающие прочность и герметичность; эту резьбу часто выполняют конической;
- резьбы грузовых и ходовых (трансмиссионных) винтов, используемые для передачи усилий и движения.

Прочность резьбовых соединений

Для резьбовых соединений наиболее характерны: разрыв стержня болта (винта, шпильки) по резьбе или переходному сечению, срез или смятие витков резьбы, повреждение головки винта (болта).

Следует отметить, что нагрузка по виткам резьбы гайки (m – количество витков) распределена неравномерно. В общем случае наибольшую нагрузку на первый виток резьбы можно выразить в виде

$$F_{max} = F_1 = k_{HT} F_{cp} = k_{HT} F_B / m \quad (4.18)$$

где k_{HT} - коэффициент нагрузки, на основании исследований можно принять: $k_{HT} = 2$ - для крупных резьб ($m=6$) и $k_{HT} = 3$ - для мелких резьб ($m=10$).

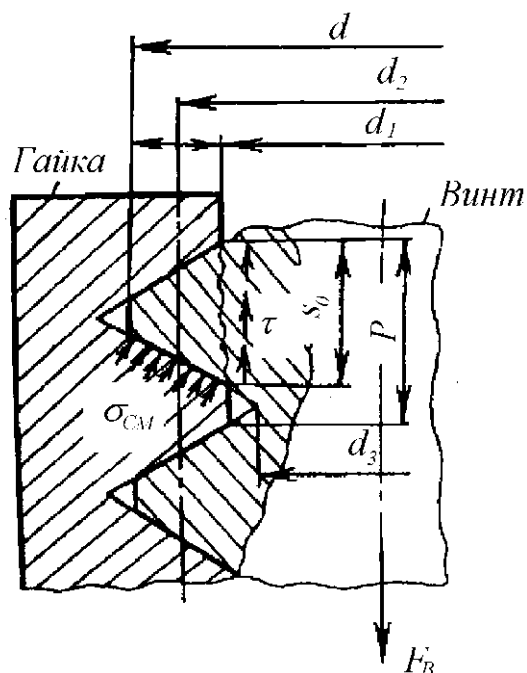


Рисунок 4.12 - Расчетная схема резьбы

Обычно расчет ведется на срез витков резьбы и смятие их рабочей поверхности, причем, если материал витка и гайки одинаков, то более опасен срез резьбы винта, происходящий на меньшем диаметре d_1 ; при менее прочном материале гайки должна быть проверена и прочность резьбы гайки на диаметре D . Условие прочности резьбы при срезе согласно

рисунку 4.12

$$\tau = \frac{F_t}{\pi \cdot d_1 s_0} \leq [\tau], \quad (4.19)$$

где d_1 - внутренний диаметр ($d_1 \approx 0,8d$); s_0 - высота срезаемого сечения витка резьбы.

Условие прочности рабочей поверхности резьбы на смятие согласно рисунку 4.12

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{\pi \cdot d_2 \cdot h} \leq [\sigma_{см}], \quad (4.20)$$

где $d_2 \approx 1,1 d_1$ - средний диаметр резьбы; h - рабочая высота профиля.

Стандартизация резьб проведена с учетом условия равнопрочности всех элементов соединения. Поэтому можно ограничиться расчетом по одному, основному критерию - прочности нарезанной части, а размеры винтов, болтов и гаек принимать по таблицам стандартов в зависимости от рассчитанного диаметра резьбы.

Расчет резьбовых соединений.

Стержень винта нагружен только внешней растягивающей силой, что показано на рисунке 4.13, а. Опасным является сечение, ослабленное нарезкой. Площадь сечения приближенно оценивается по внутреннему диаметру d_1 резьбы.

Условие прочности по напряжениям растяжения

$$\sigma = \frac{4F_B}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_P]. \quad (4.21)$$

Расчет на прочность стержня винта (рисунок 4.13, б), при действии растягивающей осевой нагрузки F_B и момента сил трения в резьбе T_P выполняют по эквивалентному напряжению. Условие прочности стержня винта будет иметь вид

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_P^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_P], \quad (4.22)$$

где $\sigma_p = 4F_B / (\pi \cdot d_1^2)$

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{0,5F_B \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi')}{0,2d_1^3}, \quad (4.23)$$

где φ' - угол трения в резьбе.

Для стандартных метрических резьб можно принять $\sigma_{\text{экв}} = 1,3\sigma_p$. Тогда с учетом коэффициента нагрузки k_{HI} диаметр стержня винта определяется по упрощенной зависимости:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot k_{\text{HI}} \cdot F_B}{\pi \cdot [\sigma_p]}}. \quad (4.24)$$

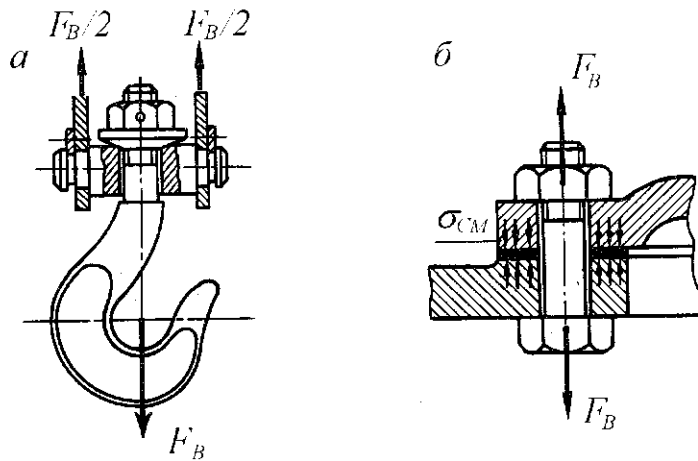


Рисунок 4.13 - Резьбовые соединения

Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Условием работоспособности соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Такое соединение может быть выполнено в двух вариантах.

Болт поставлен с зазором. В этом случае внешнюю нагрузку уравновешивают силы трения в стыке, которые возникают от затяжки болта. Без затяжки детали сдвигаются на величину зазора. Из условия равновесия деталей получим условие отсутствия сдвига деталей

$$F \leq i \cdot F_{\text{тр}} = i \cdot F_{\text{зат}} \cdot f, \quad (4.25)$$

или

$$F_{\text{зат}} = K \cdot F / i \cdot f, \quad (4.26)$$

где i - число плоскостей стыка деталей; f - коэффициент трения в стыке; K - коэффициент запаса.

Прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению, определяя диаметр болта по формуле (4.24).

Следует заметить, что внешняя нагрузка в этом исполнении соединения на болт не передается. Поэтому болт рассчитывают только на статическую прочность, даже при переменной внешней нагрузке.

Болт поставлен без зазора. При расчете прочности соединения не учитывают силы трения в стыке, поскольку затяжка болта не обязательна. В общем случае болт можно заменить штифтом. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия (см. рисунок 4.14).

Условие прочности по напряжениям среза

$$\tau = \frac{4F}{\pi \cdot d^2 \cdot i} \leq [\tau]. \quad (4.27)$$

Расчет на смятие ведут по условным напряжениям, считая их равномерно распределенными на половине отверстия

$$\sigma_{см} = \frac{F}{\delta \cdot d} \leq [\sigma_{см}]. \quad (4.28)$$

Формула справедлива для болта и деталей. Расчет прочности ведут по наибольшим напряжениям смятия для элементов соединения, а допускаемые

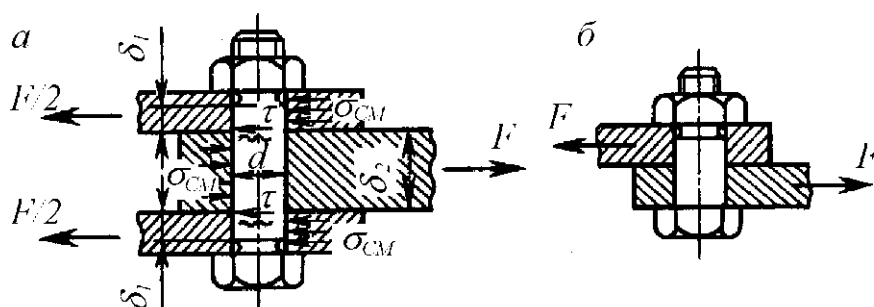


Рисунок 4.14 - Резьбовые соединения, нагруженные сдвигающей силой

напряжения определяют по более слабому материалу болта или детали.

Сравнивая варианты исполнения таких соединений, следует отметить, что первый вариант дешевле. Однако условия работы болта, поставленного с зазором, хуже, чем без зазора. Нагрузка $F_{зат}$, растягивающая болт в соединении с зазором, значительно превышает внешнюю сдвигающую силу.



1. Как происходит образование винтовой линии? 2. Что такое профиль резьбы, шаг резьбы, угол профиля и угол подъема резьбы? 3. Какие различают типы резьбы по назначению, по геометрической форме и какие из них стандартизованы? Основные параметры резьбы. 4. Почему метрическая резьба с крупным шагом имеет преимущественное применение? Когда применяются резьбы с мелким шагом? 5. Как повысить к.п.д. винтовой

пары? 6. Как рассчитывают болты (винты и шпильки) при действии на них постоянных нагрузок в следующих случаях: предварительно затянутый болт дополнительно нагружен осевой растягивающей силой; болт, установленный в отверстие с зазором и без зазора, нагружен поперечной силой?

4.5 ШПОНОЧНЫЕ, ШЛИЦЕВЫЕ (ЗУБЧАТЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные соединения широко используются в современном машиностроении. Они служат для передачи вращающего момента от вала к ступице зубчатого колеса, шкива и др.

Достоинствами шпоночных соединений являются простота конструкции, сравнительная легкость сборки и разборки, невысокая стоимость.

Недостаток – снижение нагрузочной способности сопрягаемых деталей из-за ослабления их поперечных сечений шпоночными пазами и значительной концентрации напряжений в зоне этих пазов.

Соединения, показанные на рисунке 4.15, делятся на *ненапряженные*, осуществляемые призматическими (а) и сегментными (б) шпонками, и *напряженные*, в которых используют клиновые (в) и круглые (г) шпонки (штифты), устанавливаемые с натягом.

Наиболее распространены ненапряженные шпоночные соединения, сочетающиеся с посадкой ступицы на вал с гарантированным натягом. При этом обеспечиваются хорошее центрирование и высокая надежность соединения. Ненапряженные шпоночные соединения в сочетании с посадкой ступицы, можно использовать в малонагруженных узлах или там, где продолжительность работы под действием расчетной нагрузки составляет малую часть общего срока службы.

Направляющие и скользящие шпонки, используемые в подвижных шпоночных соединениях для передачи крутящего момента, служат также для направления ступицы при ее перемещении вдоль вала.

Сегментные шпонки имеют более глубокую посадку, что предохраняет их от перекоса. Однако глубокий паз на валу, снижает его усталостную прочность.

Призматические и сегментные шпонки стандартизованы. По ГОСТ 23360-78 и ГОСТ 24071-80 выбирают ширину b и высоту h шпонок (рисунок 4.15, *а*) в зависимости от диаметра вала d . Длину шпонки назначают на 5... 10 мм меньше длины ступицы. Боковые грани этих шпонок являются рабочими.

Клиновые врезные шпонки (ГОСТ 24068-80) создают при запрессовке в паз напряженное соединение по широкому торцу. В клиновых соединениях не обеспечивается соосного положения вала и ступицы: возможны перекос детали при сборке и радиальное биение вследствие смещения. Поэтому область применения клиновых шпонок ограничена. Применяют также круглые, шестигранные, тангенциальные и другие шпонки.

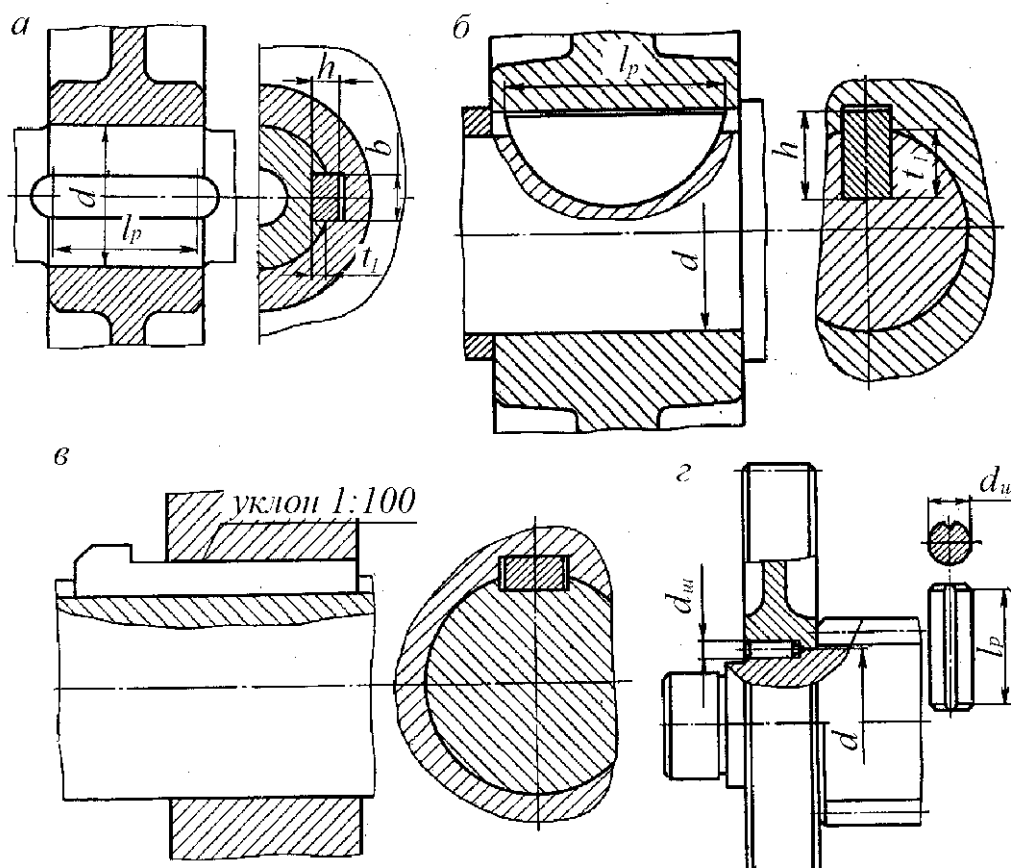


Рисунок 4.15 - Виды шпоночных соединений

Критерием работоспособности ненапряженных шпоночных соединений является сопротивление смятию боковых поверхностей шпонок,

воспринимающих нагрузку. Проверочный расчет на смятие призматических и сегментных шпонок выполняют по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d(h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{[s]}, \quad (4.29)$$

где T - крутящий момент, Н·мм; размеры шпоночных соединений (мм) d , h , l_p , t_1 пояснены на рисунках 4.15 и 4.16.

Формула (4.29) носит условный характер, поскольку неравномерность

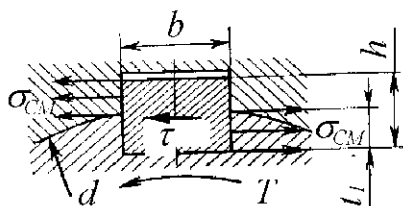


Рисунок 4.16 - К расчету шпоночного соединения

распределения $\sigma_{см}$ по длине и высоте шпонки, вызванная погрешностями и деформациями, а также перекосом шпонки, обусловленным условием ее равновесия, учитывается назначением повышенных коэффициентов запаса. Высота рабочего участка

призматической шпонки может быть условно принята $h - t_1 = 0,4 h$ при одинаковых материалах вала и ступицы.

Условие прочности на срез учтено при стандартизации призматических и сегментных шпонок, поэтому при проектировании соединений проверка на срез не обязательна.

Если прочность соединения не обеспечена, ставят две шпонки под углом 180° или 120° . Это технологически трудно, кроме того, ослабляются вал и ступица. Поэтому обычно многошпоночное соединение заменяют шлицевым.



1. Каково назначение шпонок и какие их типы стандартизованы?
2. В каких случаях применяют призматические шпонки?
3. Какие достоинства имеют соединения сегментными шпонками и когда их рекомендуют применять?
4. Как устанавливают размеры шпонок?
5. Как произвести проверочный расчет призматических шпонок?

Зубчатые (шлицевые) соединения

В зубчатых соединениях вал - ступица зубья (шлицы) вала входят во впадины между зубьями ступицы. Шлицевое соединение можно представить как многошпоночное, у которого шпонки выполнены за одно целое с валом.

Виды шлицевых соединений показаны на рисунке 4.17. Зубья выполняют с прямобочным (а), эвольвентным (б) или треугольным профилем (в).

Преимуществом зубчатых соединений по сравнению со шпоночными является значительно большая нагрузочная способность за счет большей площади контакта рабочих поверхностей вала и ступицы; меньшее число деталей; меньшая концентрация напряжений в пазах зубчатых соединений; лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевом перемещении; высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках.

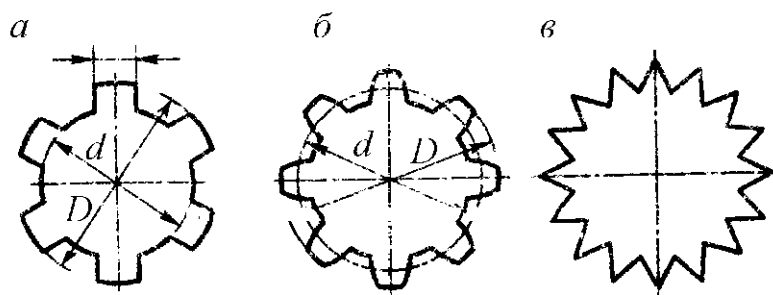


Рисунок 4.17 - Шлицевые соединения

Недостаток зубчатых соединений – высокая трудоемкость и стоимость изготовления.

Наиболее распространены соединения с прямобочным профилем, которые применяют для насадки на валы зубчатых колес, полумуфт, шкивов и др.

Однако для этих же целей все более широкое распространение получают соединения с эвольвентным профилем, отличающиеся технологичностью и высокой нагрузочной способностью. Размеры, допуски и посадки этих видов соединений стандартизованы. Треугольные профили имеют ограниченную область применения, в основном для неподвижных соединений, передающих небольшие моменты. Обычно их используют, чтобы избежать прессовых посадок, а также при тонкостенных втулках.

Прямобочные зубья применяют при наружных диаметрах вала от 14 до 125 мм; число зубьев от 6 до 20. Стандартом предусмотрены соединения трех серий: легкой, средней и тяжелой. С переходом от легкой к средней и тяжелой сериям для одного и того же диаметра d возрастает диаметр D и увеличивается число зубьев. Поэтому соединения средней и тяжелой серий отличаются повышенной нагрузочной способностью.

Условное обозначение соединения с прямобочными зубьями в соответствии со стандартом ГОСТ 1139-80

должно содержать: букву, обозначающую поверхность центрирования; число зубьев z и номинальные размеры d , D , b соединения; обозначения посадок диаметров и размера b , помещенные после соответствующих размеров. Допускается не указывать в обозначении допуски нецентрирующих диаметров. Например, при $z = 8$; $d = 42$ мм; $D = 48$ мм; $b = 8$ мм обозначение соединения с прямобочными зубьями с центрированием по наружному диаметру, с посадкой по диаметру центрирования H8/h7 и по размеру b F10/h9 имеет следующий вид:

$$D8 \times 42 \times 48 \frac{H8}{h7} \times 8 \frac{F10}{h9}$$

Зазоры по нецентрирующим диаметрам выполняют значительными, чтобы гарантировать сопряжение по центрирующим поверхностям.

Основными критериями работоспособности зубчатых (шлицевых) соединений являются сопротивления рабочих поверхностей смятию и изнашиванию в результате относительных перемещений, обусловленных деформациями и зазорами.

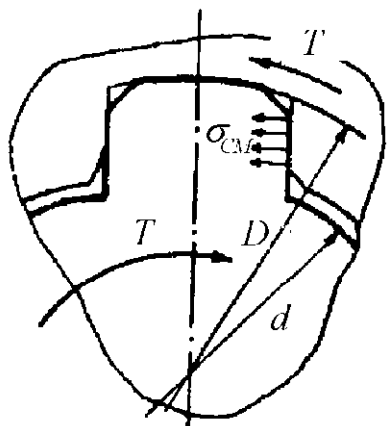


Рисунок 4.18 - К расчету шлицевого соединения

Размеры и количество z зубьев выбирают по таблицам в зависимости от диаметра вала d . Рабочую длину шлицев вала принимают по длине ступицы детали. Затем проводят проверочный расчет боковых поверхностей зубьев по напряжениям смятия и на износостойкость.

Условие прочности соединения из расчета зубьев (см. рисунок 4.18) на смятие

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{z \cdot h \cdot d_m \cdot l} \leq [\sigma_{cm}];$$

(4.30)

на изнашивание

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{z \cdot h \cdot d_m \cdot l} \leq [\sigma_{cm}]_{изн}, \quad (4.31)$$

где T - крутящий момент, передаваемый соединением, Н·м; $h = 0,5 (D - d)$ - высота поверхности контакта зубьев, мм (см. рисунок 4.18); $d_m = 0,5 (D + d)$ - средний диаметр зубчатого соединения, мм; l - рабочая длина шлицев; $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение на смятие, МПа; $[\sigma_{см}]_{изн}$ - условные допускаемые напряжения смятия при расчете соединения на изнашивание, МПа.



1. Дайте классификацию шлицевых соединений. 2. Какими достоинствами обладают шлицевые соединения по сравнению со шпоночными? 3. Какие существуют способы центрирования шлицевых прямобоковых соединений? 4. Как производят проверочный расчет прямобочного шлицевого соединения?

ГЛАВА 5 ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ И ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

Для подъема и транспортирования грузов применяют *подъемные и транспортирующие машины (ПТМ)*. Использование указанных машин обеспечивает механизацию погрузочно-разгрузочных и транспортных работ, способствует совершенствованию технологических операций на производстве, облегчая решение задач по повышению качества продукции и производительности труда.

Механизация работ сопутствует их автоматизации, т. е. оснащению технологического процесса комплексом приборов и устройств, позволяющих вести его без участия человека.

Основные тенденции развития ПТМ: повышение производительности, надежности, удобства и безопасности обслуживания, автоматизация процессов. Повышение производительности ПТМ обеспечивается увеличением их грузоподъемности и скоростей движения. Однако это приводит к росту статических и динамических нагрузок на элементы ПТМ и обуславливает высокие требования к их конструкциям.

Выполнение этих требований в различных отраслях производства привело к созданию разнообразных типов ПТМ.

Грузоподъемные и транспортные устройства можно разделить по принципу действия на две основные группы: периодического и непрерывного действия (рисунок 5.1).

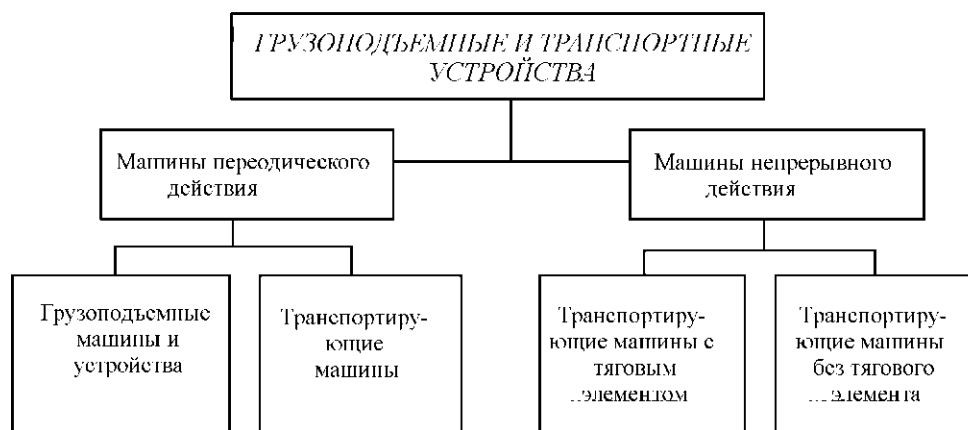


Рисунок 5.1 - Классификация грузоподъемных и транспортных устройств

Характерной особенностью машин периодического действия является цикличность работы, подача груза порциями, соответствующими грузоподъемности рабочих органов, непосредственно несущих транспортируемый груз по произвольной пространственной трассе. Работа таких машин обычно осуществляется по принципу попеременно-возвратных движений: в одном направлении с грузом, в обратном - без груза. Рабочий орган машин периодического действия загружается и разгружается во время остановки; иногда рабочий орган разгружается во время движения.

Характерной особенностью машин непрерывного действия является перемещение грузов непрерывным потоком по одной строго определенной трассе. Перемещаемый груз (обычно насыпной) располагается на рабочем органе сплошной непрерывной массой или отдельными порциями в рабочих сосудах (ковшах, коробках), движущихся последовательно. Загрузка и разгрузка рабочих органов таких машин происходит во время их движения.

Грузоподъемные устройства. В зависимости от конструкции механизмов

и обслуживаемой зоны грузоподъемные устройства делят на простые (домкраты, лебедки, тали), показанные на рисунке 5.2, и сложные (краны, подъемники), показанные на рисунке 5.3.

Домкрат - простейшее грузоподъемное устройство в виде толкателя (винтового, реечного, гидравлического), поднимающее груз на небольшую высоту. Винтовой домкрат (рисунок 5.2, а) устанавливают под грузом 3. Под действием усилия F_P рабочего на рукоятку 2 рычага вращается винт 1 и происходит подъем или опускание груза. Передаточное отношение только винтовой пары 70 ... 80; при усилии рабочего $F_P = 0,1 \dots 0,4$ кН грузоподъемность винтового домкрата составляет 7 ... 32 кН.

Лебедка - это более сложное устройство - грузоподъемная машина для

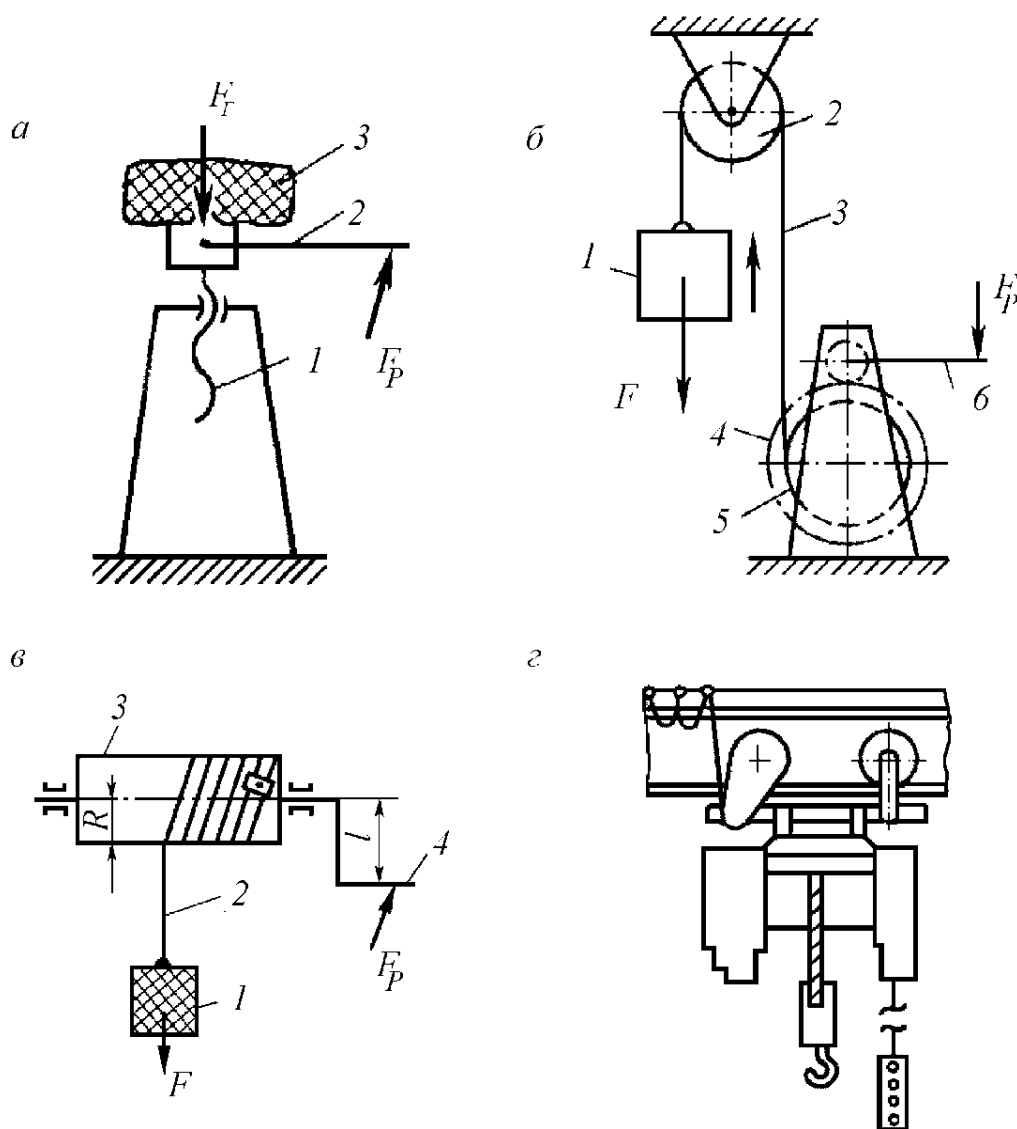


Рисунок 5.2 - Простые грузоподъемные устройства

перемещения груза посредством гибкого элемента. Лебедки бывают тяговые и подъемные. В конструкцию лебедки входит ворот и дополнительная передача в приводе. В *вороте* (рисунок 5.2, б) груз *1* поднимается гибким элементом *2* (канатом или цепью), наматываемым на барабан *3*. Барабан, закрепленный на валу, вращается с помощью рукоятки *4*. Передаточное отношение ворота невелико; оно равно отношению радиуса приводной рукоятки *l* к радиусу *R* барабана, поэтому и грузоподъемность ворота незначительна. В лебедках любое тяговое усилие достигается увеличением передаточного отношения дополнительной передачи, устанавливаемой между валом барабана и рукояткой.

В *подъемной лебедке* (рисунок 5.2, в) груз *1* поднимают гибким элементом *3*, наматываемым на барабан *5*, который вращается рукояткой *6* через зубчатую или червячную передачу *4*. Для подъема свободно подвешенного или движущегося в направляющих груза используют отклоняющий блок *2*.

Тяговые лебедки используют для перемещения груза по плоскости или по направляющим. По конструкции они аналогичны подъемным.

Лебедки изготовляют с ручным и машинным приводом. Лебедки с приводом от электродвигателя называют электролебедками.

Таль (рисунок 5.2, г) - компактная машина циклического действия для подъема и опускания груза, которая состоит из лебедки и тележки. Поднятый груз удерживается остановом или тормозом. Таль с электрическим приводом ее механизмов называют электроталью. Тали выпускают достаточно большой грузоподъемности.

Грузоподъемный кран - машина циклического действия, предназначенная для подъема и перемещения в пространстве груза, подвешенного с помощью крюка или удерживаемого другим грузозахватным органом.

Типовыми крановыми механизмами являются: механизм подъема (лебедка с полиспастом); механизмы передвижения, осуществляющие перемещение крана, тележки или тали; механизм изменения вылета путем

изменения угла наклона стрелы или перемещения груза по стреле; механизм поворота для вращения поворотной части крана в горизонтальной плоскости.

Для перемещения штучных или насыпных грузов по пространственной

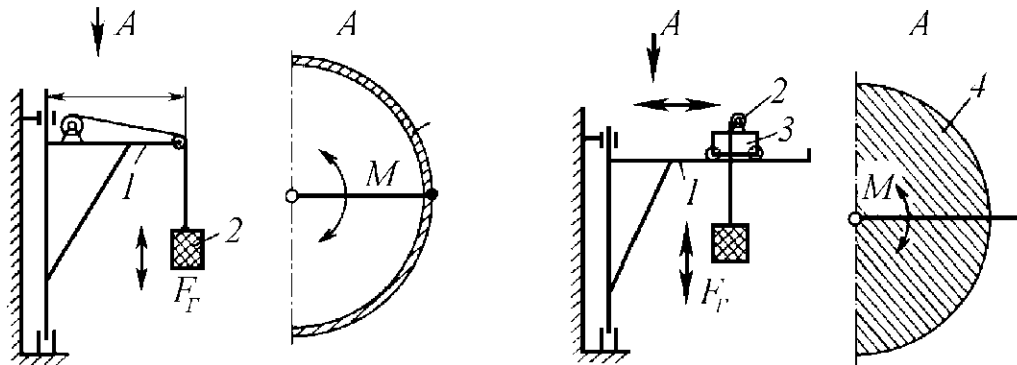


Рисунок 5.3 - Схемы настенных консольных поворотных кранов

трассе произвольной формы и различной протяженности применяют краны стрелового и мостового типов. У кранов стрелового типа (рисунок 5.3) груз подвешен к стреле (с постоянным или переменным вылетом) и находится вне опорного контура крана. К кранам этого типа относят настенные и полноповоротные. *Настенный кран* (рисунок 5.3, а) с *постоянным вылетом* l стрелы, равным расстоянию от оси вращения крана до точки подвеса груза 2 к стреле 1, при подъеме груза имеет зону 3 обслуживания, равную (в плане) половине окружности. У такого крана должен быть механизм подъема груза (лебедка) и механизм поворота стрелы.

В *настенном кране с переменным вылетом* (рисунок 5.3, б) вылет изменяется перемещением по стреле 1 тележки 3 с механизмом подъема 2. Обслуживаемая зона 4 в плане - половина круга. Вылет консольного крана может изменяться также путем подъема и опускания стрелы.

Подъемники используют для подъема грузов (грузовые) или людей (пассажирские) в кабинах либо на площадках, перемещающихся в вертикальных направляющих.

К *транспортирующим машинам периодического действия* относят рельсовый и безрельсовый наземный внутризаводской транспорт: тележки, кары, погрузчики и промышленные роботы.

Тележка - устройство наземного безрельсового транспорта представляет собой платформу, установленную на колесах для перевозки груза. Ручные тележки передвигают рабочие. В автокарах и электрокарах тележка приводится в движение двигателем (внутреннего сгорания или электрическим).

Погрузчики - машины, оборудованные рабочими органами для погрузки, разгрузки и штабелирования грузов, снабжены машинным приводом (автопогрузчик или электропогрузчик).

Промышленный робот-манипулятор используют вместо человека для выполнения однообразных и утомительных погрузочно-разгрузочных работ технологического процесса массового производства.

К транспортирующим машинам непрерывного действия с тяговым органом относят машины, в которых грузонесущим и тяговым элементом служат лента, цепь или канат. Груз непрерывным потоком перемещается на тяговом элементе или на устройствах, прикрепленных к нему.

В ленточном конвейере (рисунок 5.4, а) вращение от двигателя через редуктор передается приводному барабану 1, от которого за счет трения приводится в движение лента 4 с перемещаемым на ее рабочем участке насыпным грузом 5 (груз может быть и штучным). Лента опирается на ролики 2, ее натяжение обеспечивается перемещением натяжного барабана 3

В цепных конвейерах (рисунок 5.4, б, в) тяговым элементом является цепь, тяговое усилие от звездочки к цепи передается в результате зацепления. Для транспортирования груза на цепь крепят специальные устройства: пластины (б), скребки (в), ковши, люльки, ступени и подвески.

Цепной пластинчатый конвейер (рисунок 5.4, б) состоит из цепи 2 с прикрепленным к ней настилом 1, вместе с которым перемещаются штучные грузы 3 (груз может быть и насыпным). Цепь приводится в движение приводной звездочкой 4 и огибает натяжную звездочку 5.

Разновидность пластинчатого конвейера - *скребковый конвейер* (рисунок 5.4, *в*) - имеет скребки 1, прикрепленные к цепи 2, которые увлекают за собой

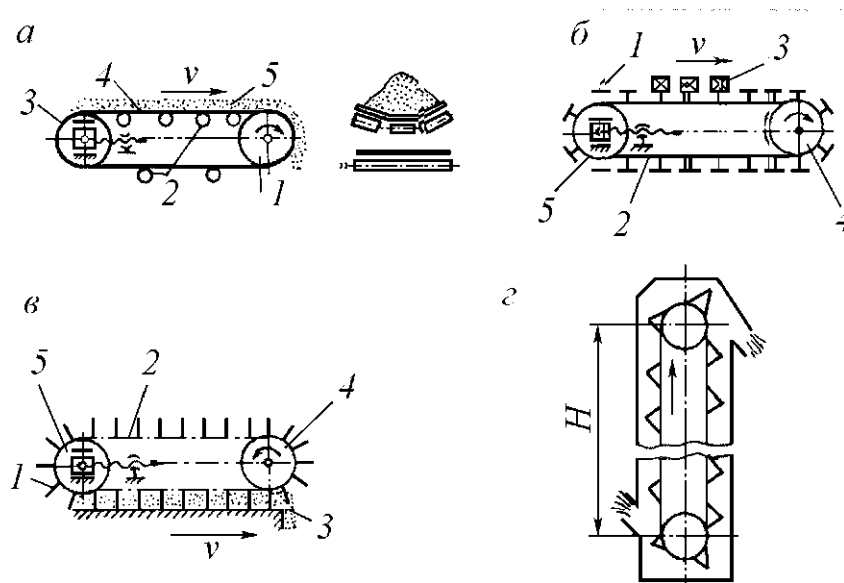


Рисунок 5.4 - Транспортирующие машины с тяговым органом

материал 4, перемещаемый волоком в желобе конвейера.

Другой разновидностью цепного конвейера является подвесной в котором тяговый орган - цепь - перемещается по подвесному рельсовому пути либо вместе с подвешенными к ней грузовыми каретками, либо вместе с тележками с грузами.

Конвейер, предназначенный для перемещения грузов по вертикали - элеватор - может быть ленточным или цепным (рисунок 5.4, *г*). Груз может перемещаться либо в ковшах (ковшовый элеватор), либо в люльках (люлечный элеватор).

К транспортирующим машинам непрерывного действия без тягового органа относят: винтовые, роликовые и инерционные конвейеры, гравитационный транспорт, а также пневматический и гидравлический транспорт.

В винтовом конвейере (рисунок 5.5, *а*) насыпной груз перемещается с помощью вращающегося винта 1, лопасти которого толкают его по желобу конвейера 2.

В роликовом конвейере (рисунок 5.5, *б*) груз 1 перемещается по роликам

2 за счет сил тяжести. В горизонтальном конвейере ролики могут быть приводными.

Инерционный конвейер (рисунок 5.5, *з*) предназначен для перемещения

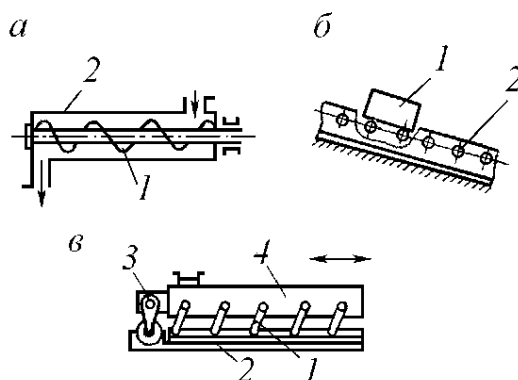


Рисунок 5.5 - Транспортирующие машины без тягового органа

мелких, штучных или сыпучих грузов на небольшие расстояния. Перемещение грузов происходит за счет сил инерции при возвратно-поступательном движении желоба конвейера 4, который установлен на упругих стойках 1, расположенных наклонно к раме 2. Желоб приводится в движение через кривошипно-шатунный механизм 3. Такой конвейер называют качающимся. Используют также вибрационные конвейеры, в которых перемещение материала происходит за счет вибрации грузонесущего органа и перемещение груза происходит микробросками с отрывом части груза от желоба.

К категории конвейеров без тягового органа можно отнести гидравлические, где груз перемещается вместе с жидкостью по грузопроводу, и пневматические, где грузы в контейнерах перемещаются в трубах сжатым воздухом.

Грузоподъемные машины характеризуют грузоподъемностью, скоростями движения механизмов, пролетом, вылетом стрелы, высотой подъема груза, режимами работы.

Грузоподъемность машины определяется номинальной (максимальной) массой рабочего груза, на подъем которого она рассчитана. В грузоподъемность включают массу сменных грузозахватных приспособлений. Значения грузоподъемности машин стандартизованы.

Линейные скорости движения (v , м/с) механизмов также стандартизованы. Скорости движения механизмов крана определяются динамическими нагрузками на них.

Вылетом стрелы (L , м) называется расстояние от оси вращения поворотной части крана до оси грузозахватного органа.

Высота подъема (H , м) груза для башенных и стреловых кранов - это расстояние от уровня кранового пути до грузозахватного органа, для кранов мостового типа - от уровня пола до грузозахватного органа.

Механизмы грузоподъемных машин работают при повторно-кратковременном режиме нагружения. Короткие периоды пусков и торможения чередуются с относительно продолжительными периодами установившегося движения, а также паузами для загрузки и разгрузки крана.

Отношение времени работы механизма $t_p = t_{II} + t_{IV}$ в течение цикла к полной продолжительности цикла $t_{II} = t_{II} + t_{IV} + t_I + t_O$ называется *относительной продолжительностью включения двигателя (%)* и обозначается

$$ПВ = (t_p / t_{II}) 100, \quad (5.1)$$

где t_{II} - время пуска; t_{IV} - время установившегося движения; t_I - время торможения; t_O - продолжительность паузы.

Работа механизма грузоподъемной машины характеризуется также следующими показателями:

- коэффициентом использования по грузоподъемности

$$k_{ГР} = Q_{ср} / Q_N, \quad (5.2)$$

где $Q_{ср}$ - средняя грузоподъемность; Q_N - номинальная грузоподъемность;

- коэффициентом суточного использования

$$k_c = \frac{\text{Число} \cdot \text{часов} \cdot \text{работы} \cdot \text{в} \cdot \text{сутки}}{24}; \quad (5.3)$$

- коэффициентом годового использования

$$k_g = \frac{\text{Число} \cdot \text{дней} \cdot \text{работы} \cdot \text{в} \cdot \text{году}}{365}. \quad (5.4)$$

В зависимости от сочетания количественных показателей ПВ и указанных коэффициентов установлены следующие режимы работы грузоподъемных машин: с ручным приводом (Р), с машинным приводом - легкий (Л), средний (С), тяжелый (Т) и весьма тяжелый (ВТ).

Основной характеристикой транспортирующей машины является ее производительность - объемная (V , м³/ч), массовая (Q , т/ч), штучная (Z , шт/ч).
Объемная производительность машины

$$V = 3600 \cdot A \cdot v, \quad (5.5)$$

где A - площадь сечения свободно насыпанного груза, м²; v - скорость его перемещения, м/с.

Если груз перемещается в желобе с площадью сечения $A_{ж}$ при коэффициенте заполнения φ , то $A = A_{ж} \varphi$.

Массовая производительность машины

$$Q = \frac{V \cdot \rho}{1000} = 3,6 \cdot q \cdot v, \quad (5.6)$$

где ρ - плотность насыпного груза, кг/м³; q - погонная масса груза, кг/м:

$$q = A \cdot p.$$

Формула (5.6) используется и для определения производительности конвейеров при перемещении штучных грузов. Если расстояние между грузами массой m (в килограммах) равно p (в метрах), то

$$Q = 3,6 \cdot m / p, \quad (5.7)$$

Транспортирующая машина характеризуется также длиной транспортирования L и углом наклона конвейера. По аналогии с грузоподъемными машинами введено пять режимов работы конвейеров: весьма легкий, легкий, средний, тяжелый и весьма тяжелый.

Требуемая мощность двигателя. Тяговый орган ленточных и цепных конвейеров движется по замкнутому контуру, который может включать в себя прямолинейные и криволинейные (в поворотных пунктах) участки. На каждом из них он испытывает сопротивления движению, для преодоления которых на приводном барабане или звездочке создается тяговая сила F_t .

Требуемая мощность двигателя для привода конвейера

$$P = \frac{F_t \cdot v}{10^3 \cdot \eta}, \quad (5.8)$$

где η - к.п.д. привода, включающего обычно двигатель, редуктор, соединительные муфты и приводной барабан.



1. Как классифицируются грузоподъемные и транспортные устройства? 2. Определите характеристики грузоподъемных и транспортирующих машин.

ГЛАВА 6 ДЕТАЛИ КОРПУСОВ. УПЛОТНЕНИЯ. УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Общие сведения и классификация корпусных изделий. *Под корпусными понимают детали, основное назначение которых «нести» машины, рабочие органы и узлы различных приводов, заключать в себя детали и сборочные единицы, обеспечивать герметичность и безопасность. Принято выделять группу станин, группу фундаментных плит и группу корпусных деталей.*

Станины (рамы) «несут» на себе основные узлы машины, обеспечивая их правильное взаимное расположение, как в подвижном, так и неподвижном состоянии (рисунок 6.1, а - е).

На *плитах* закрепляются машины и их приводы (рисунок 6.1, ж). В отличие от станин они не имеют направляющих.

Корпусные детали - детали с нечетко выраженными свойствами станин и плит (кронштейны и другие поддерживающие детали); подвижные корпусные детали (столы, ползуны, направляющие); корпуса коробок, редукторов, подшипников; к этой же группе относят кожухи и крышки (рисунок 6.1, з - м).

Изготавливают корпусные детали литьем, сваркой или комбинированным способом. На выбор последнего влияет ряд факторов: нагруженность деталей, их количество, весовые характеристики и др. При большом объеме однотипных изделий и незначительной их нагруженности предпочтительнее литье; для единичного и мелкосерийного производства при значительной нагруженности деталей и жестких требованиях по массе больше подходит сварка. Весьма эффективен комбинированный способ, позволяющий значительно упростить и удешевить изготовление корпусных деталей, особенно со сложной конфигурацией. В общем случае назначение того или иного способа производится после сравнительного технико-экономического расчета.

Основным материалом при литье является серый чугун, реже высокопрочные чугуны и сталь или литейные сплавы цветных металлов. Для сварных корпусных деталей используют углеродистые стали (ГОСТ 380-94),

углеродистые качественные стали (ГОСТ 1050-88) в виде листов, полос, швеллеров и другого проката. Весьма перспективными являются пластмассы, полиамидные и композитные материалы. Полученные литьем или прессованием изделия из этих материалов в условиях массового производства оказываются дешевыми, легкими, достаточно прочными и хорошо отвечающими требованиям современного дизайна.

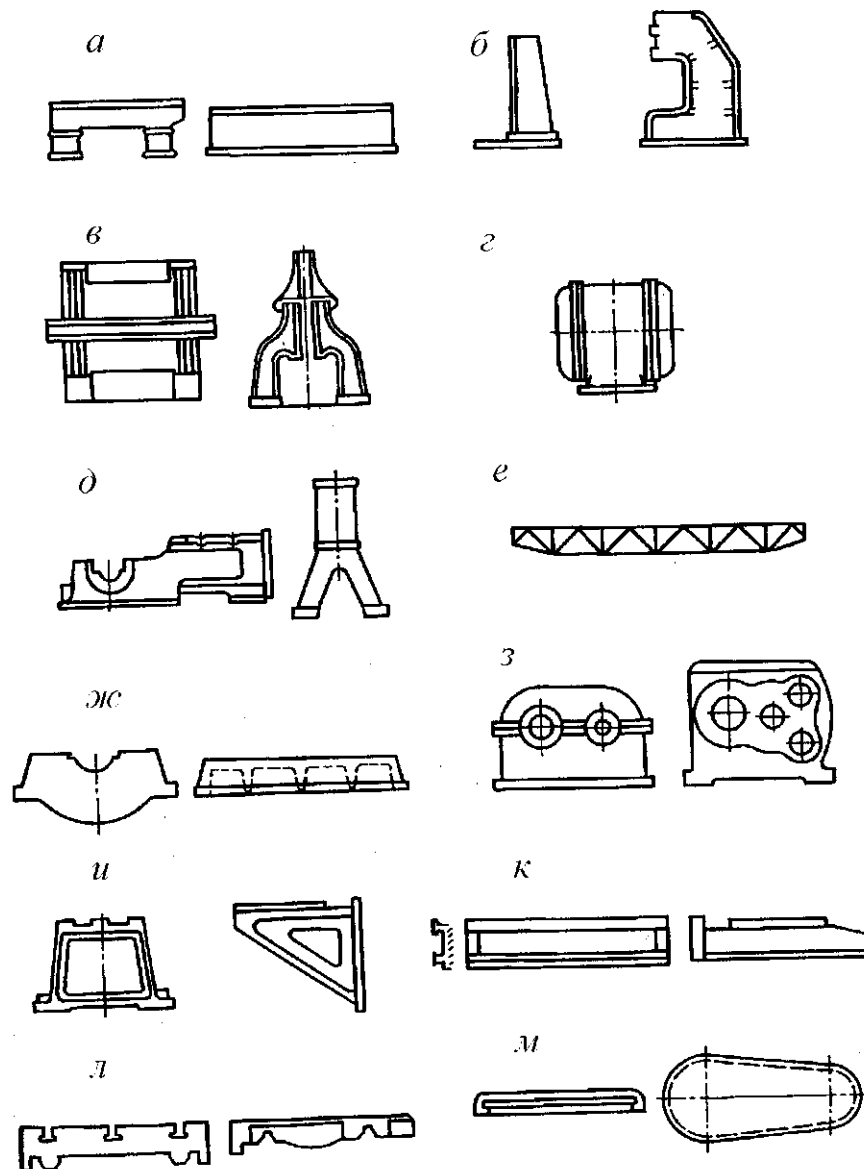


Рисунок 6.1 - Корпусные детали

Основными критериями надежности корпусных деталей являются прочность, жесткость, износостойкость и долговечность.

В большинстве случаев корпусные детали имеют сложную

конфигурацию с множеством усиливающих элементов (ребер, бобышек и т. п.). Это значительно усложняет расчеты на прочность и жесткость. Детально они изучаются в специальных курсах. Расчеты ведутся методами сопротивления материалов, теории упругости, в ответственных случаях прочность и жесткость определяются экспериментально.

Конструирование литых и сварных корпусных деталей

Корпусные детали наиболее металлоемкие. На их долю приходится до 80% всей массы изделия. Значительные размеры и сложная конфигурация сильно усложняют процесс получения таких деталей.

При конструировании рекомендуются внешние очертания отливки из прямолинейных участков с плавными криволинейными переходами; следует стремиться к максимальному уменьшению общих габаритов и особенно высоты, к устранению чрезмерно выступающих частей, больших тонкостенных ребер, глубоких впадин, больших плоских горизонтальных поверхностей при малой толщине. У отливок при остывании должна быть возможность свободной усадки, чтобы избежать значительных остаточных напряжений.

Для отливок из серого чугуна, углеродистой стали, алюминиевых сплавов толщину стенок δ (мм) можно определять в зависимости от приведенного габарита детали

$$N = (2L + B + H) / 3, \quad (6.1)$$

где L, B, H - соответственно длина, ширина и высота отливки (м),

$N, \text{ м}$	0,05	0,15	0,3	0,7	1,0	1,5	2,0	3,0
$\delta, \text{ мм}$	4	5	6	8	10	12	15	20

Толщина внутренних ребер из-за более медленного охлаждения должна

быть 0,6... 0,7, а внешних - 0,8 толщины стенки (δ). Высота ребер не должна превышать пятикратной толщины стенки. Толщину краев стенок отливок больших габаритов рекомендуется увеличивать для выравнивания температуры по сечению при охлаждении и для уменьшения напряжений. Утолщаются стенки у окон для образования платиков, приливов, бобышек, фланцев.

При невозможности обеспечения постоянной толщины стенок необходимо предусматривать плавные переходы (рисунок 6.2, *a...e*). Длину участка перехода и радиусы закруглений принимают: $h \geq 2 \cdot \delta$; $\delta_1 = (1,5 \dots 2,5) \cdot \delta$; $\delta_2 = 1,5 \cdot \delta$; $R_1 = 0,5 \cdot \delta$; $r = 0,5 \cdot \delta$; $R = 1,5 \cdot \delta$. Радиусы закруглений выбираются из ряда чисел (*Ra20*, ГОСТ 6636-69), мм: 4; 5; 6,3; 8; 9; 10; 12; 14; 16; 18; 20. Для облегчения удаления моделей из форм элементам отливки придаются литейные уклоны $\beta = 3 \dots 6^\circ$. В общем случае при разработке литых корпусных деталей следует руководствоваться положениями ГОСТ 2.115-70, ГОСТ 26358-84.

Сварные корпусные детали экономически более выгодны при единичном

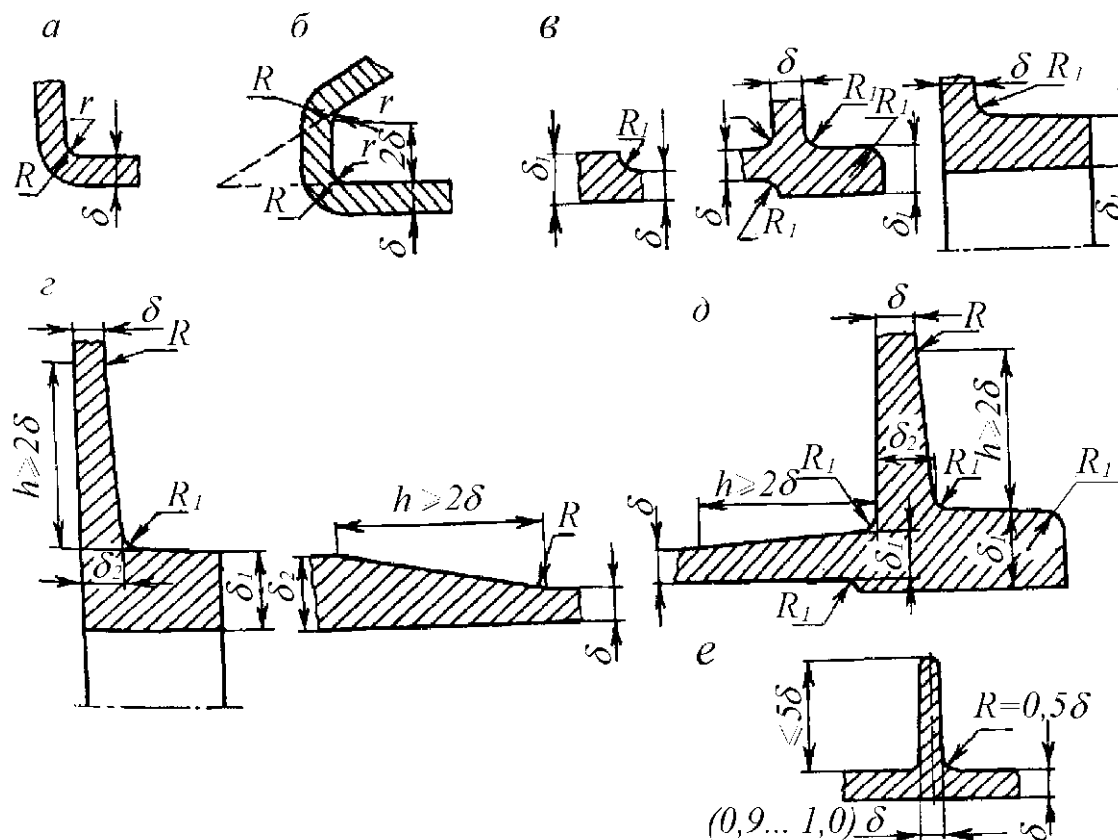


Рисунок 6.2 - Формы сопряжений различных элементов отливок

или мелкосерийном производстве, когда, не оправдываются затраты на изготовление оснастки (кокилей, стержней и т.д.) или не освоено литье на предприятии. Детали изготавливают из сортового проката или в комбинации со штампованными, коваными, литыми элементами. Причем материал последних должен обладать хорошей свариваемостью (низкоуглеродистые стали, некоторые легированные стали), иначе сильно усложняется технологический процесс сварки. Проектируя сварное изделие, необходимо учитывать появление сварочных деформаций, как в отдельных частях, так и во всем изделии. Поэтому ответственные детали приходится отжигать или подвергать длительному «вылеживанию» (старению).

Следует ограничиваться минимальным числом типозаготовок, максимально использовать готовые и штампованные элементы, контуры элементов желательно ограничивать прямыми линиями; ребра, косынки не должны иметь острых углов, так как в этой зоне при сварке не обеспечивается полноценность шва. Форма свариваемых элементов и их взаимное расположение не должны затруднять сварку. Толщину стенок сварных корпусов принимают $\delta_{св} = 0,85 \cdot \delta$, где δ - толщина стенки литой детали.

Пружины и упругие элементы

Общие сведения, назначение и классификация. Как упругий элемент пружины широко используются в машинах, станках, приборах, приспособлениях и других изделиях. Их применяют для создания силы натяжения или сжатия (например, в муфтах, тормозах, фрикционных передачах), амортизации толчков и ударов, демпфирования колебаний, аккумуляции энергии (часовые пружины), силового замыкания механизмов (в основном кулачковых), для измерения сил (в приборах). Широкий спектр функциональных требований, определил и большое разнообразие пружин (рисунок 6.3). В зависимости от вида воспринимаемой нагрузки они делятся на

пружины растяжения (а), сжатия (б – з) кручения (и, к), изгиба (л, м).

Пружины растяжения навиваются без просвета и так, чтобы было обеспечено начальное давление между витками, равное $1/3 - 1/4$ предельной нагрузки. Для соединения с другими деталями используются различные виды прицепов, например в виде изогнутых витков (рисунок 6.3).

Пружины сжатия навиваются с просветом между витками. Крайние витки обычно поджимаются и сошлифовываются так, чтобы ось пружины была перпендикулярна к опорной поверхности. Чтобы избежать потери устойчивости, при отношении высоты пружины в свободном состоянии к диаметру пружины больше трех ее следует ставить на оправки либо монтировать в направляющих стаканах.

Для получения повышенной податливости при небольших габаритах применяют многожильные витые пружины (на рисунке 6.3, б) показаны сечения таких пружин). Изготовленные из высокосортной патентированной проволоки они обладают повышенной эластичностью, большой статической прочностью и хорошей амортизационной способностью. Вместе с тем из-за повышенного износа, вызванного трением между проволоками, контактной коррозией и пониженной усталостной прочностью, применять их для переменных нагрузок при большом числе циклов нагружений не рекомендуется. И те, и другие пружины подбираются по ГОСТ 13764 -86... ГОСТ 13776-86.

Составные пружины (рисунок 6.3, в) используются при больших нагрузках и для ослабления резонансных явлений. Они состоят из нескольких (обычно двух) концентрически расположенных пружин сжатия, воспринимающих нагрузку одновременно. Для устранения закручивания торцевых опор и перекоса пружины должны иметь правое и левое направление навивки. Между ними должен быть достаточный радиальный зазор, а опоры сконструированы так, чтобы отсутствовало боковое сползание пружин.

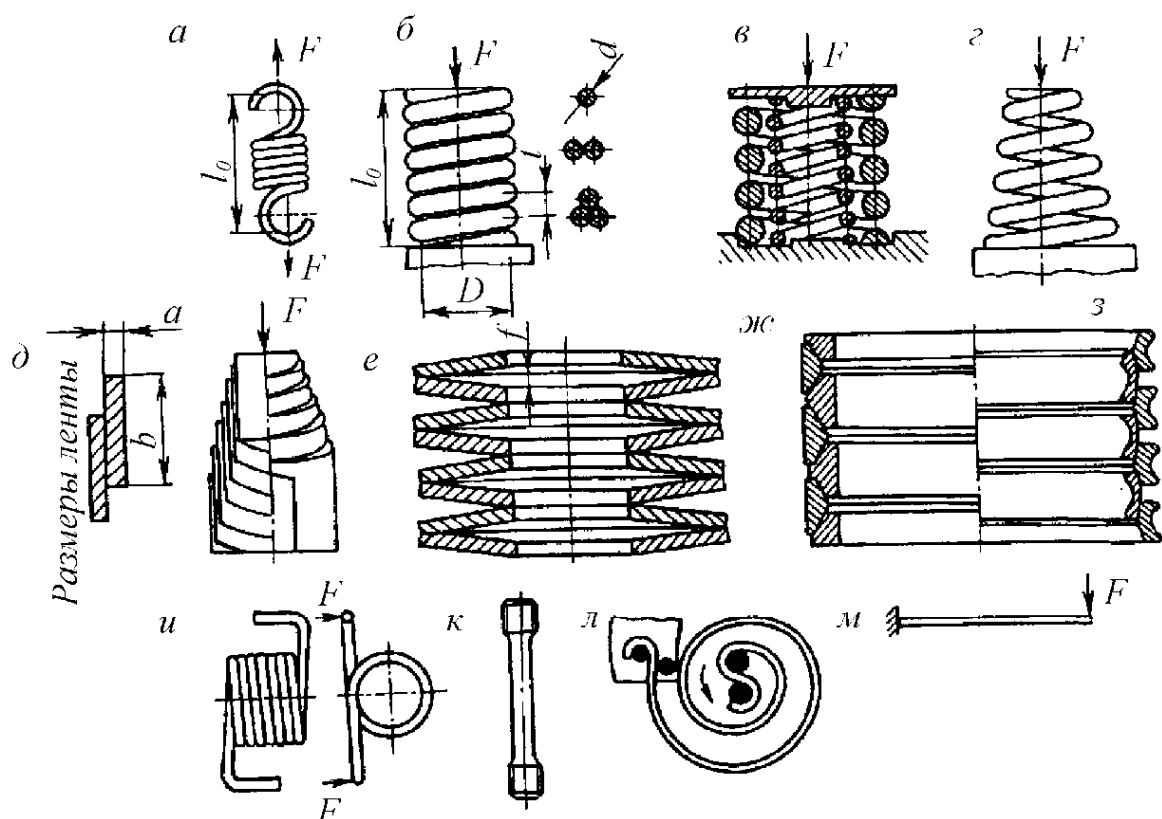


Рисунок 6.3 - Основные типы пружин

Для получения нелинейной нагрузочной характеристики используют *фасонные* (в частности, конические) *пружины* (рисунок 6.3, *г*), проекции витков которых на опорную плоскость имеют вид спирали (архимедовой или логарифмической).

Витые цилиндрические *пружины кручения* изготавливают из круглой проволоки аналогично пружинам растяжения и сжатия. Просвет между витками у них несколько больше (во избежание трения при нагружении). Они имеют специальные зацепы, с помощью которых внешний крутящий момент нагружает пружину, вызывая поворот поперечных сечений витков.

При значительных крутящих моментах, сравнительно небольшой податливости и свободе перемещений в осевом направлении применяются *торсионные валы* (рисунок 6.3, *к*).

При больших осевых нагрузках и малых перемещениях могут использоваться *тарельчатые и кольцевые пружины* (рисунок 6.3, *е, жс*), причем последние благодаря значительному рассеиванию энергии широко

используются также в мощных амортизаторах.

При ограниченных габаритах по оси и небольших крутящих моментах применяются плоские спиральные пружины (рисунок 6.3, л).

Для стабилизации нагрузочных характеристик и увеличения статической прочности ответственные пружины подвергаются операции заневоливания, т. е. нагружению, при котором в некоторых зонах поперечного сечения возникают пластические деформации, а при разгрузке - остаточные напряжения со знаком, противоположным знаку напряжений, возникающих при рабочих нагрузках. Более подробно вопросы конструирования и расчета различных пружин изложены в специальной литературе.

Пружины изготовляют из материалов, обладающих высокой прочностью и стабильными упругими свойствами. Такими качествами после соответствующей термической обработки обладают высокоуглеродистые стали марок 65, 70; марганцовистые стали 65Г, 55ГС; кремнистые стали 60С2, 60С2А, 70С3А; хромованадиевая сталь 51ХФА и др. Для работы в агрессивных средах используются сплавы цветных металлов: бронзы БрОЦ4-1, БрКМц3-1, БрБ-2, монель-металл НМЖМц 28-25-1,5, латуни и др. Заготовками для изготовления пружин служат проволока, прутки, полосовая сталь, лента.

Резиновые упругие элементы применяют в конструкциях упругих муфт, вибро- и шумоизолирующих опорах и других устройствах для получения больших перемещений. Такие элементы обычно передают нагрузку через металлические детали (пластины и трубки и т. п.).

Преимущества резиновых упругих элементов следующие: электроизолирующая способность; высокая демпфирующая способность (рассеяние энергии в резине достигает 30...80 %); способность аккумулировать большее количество энергии на единицу массы, чем пружинная сталь (до 10 раз).

Уплотнения и устройства для уплотнения

Для обеспечения нормальной работы машин, приборов и аппаратов

необходимо часто предотвращать утечки рабочей среды (масла, газов и т.п.) и защищать их от окружающей среды (воды, газов т. д.).

С этой целью применяют уплотнения и уплотняющие устройства, которые можно подразделить на уплотнения для неподвижных соединений (деталей) и уплотнения и устройства для уплотнения подвижных деталей.

Оценку эффективности уплотнения (герметичности) производят визуально, течеискателями и т. п.

Уплотнения неподвижных соединений. К числу соединений, подлежащих уплотнению, относятся болтовые соединения корпусов различных аппаратов высокого и низкого давления, крышек редукторов и многих других машин.

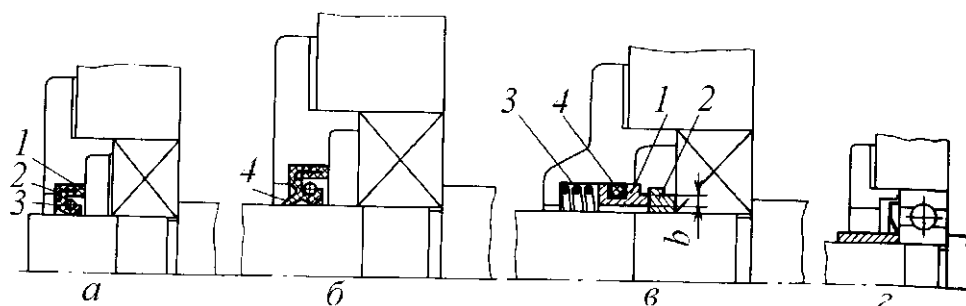


Рисунок 6.4 - Контактные уплотнения

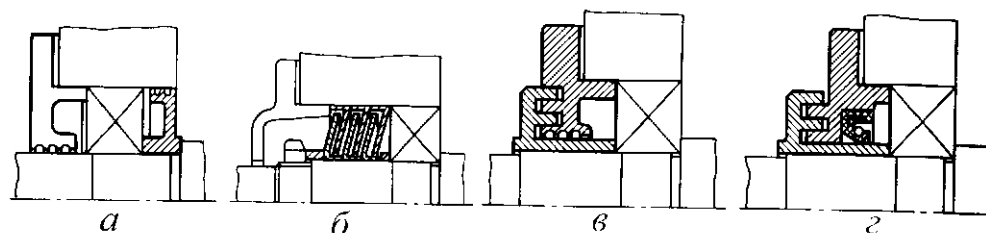


Рисунок 6.5 - Бесконтактные уплотнения

Их уплотнение достигается за счет сжатия прокладок, колец и других уплотняющих элементов, при затяжке болтов. Прокладки и кольца имеют различное поперечное сечение и форму в плане, соответствующую форме стыка. Их изготавливают из листовых материалов (картона, паронита, асбеста, резины, алюминия, меди, стали и др.). Выбор материала для элемента производят в зависимости от напряжения сжатия, исключающего утечку.

В некоторых случаях (при монтаже подшипников и т. п.) прокладки используют одновременно и в качестве регулировочных.

Для повышения герметичности иногда прокладку (стык) перед постановкой промазывают краской, пастой или герметизирующей мастикой.

Уплотнение подвижных деталей. Наиболее часто на практике возникает необходимость уплотнения выступающих из корпусов вращающихся хвостовиков валов. В узлах, где рабочая жидкость и смазка не находятся под давлением, а окружающая скорость вала не превышает 5... 7 м/с, применяют контактные (контактирующие) уплотнения в виде манжет (рисунок 6.4, а, б). Манжета состоит из корпуса 1, выполненного из бензомаслостойкой резины, каркаса 2 в форме стального кольца Г-образного сечения и браслетной пружины 3, стягивающей уплотняющую часть манжеты. Каркас придает манжете требуемую жесткость.

При работе в засоренной среде используют манжету с дополнительной рабочей кромкой 4 (рисунок 6.4, б).

Получили распространение уплотнения по торцовым поверхностям (рисунок 6.4, в). Уплотнение включает уплотнительное кольцо 1 из антифрикционного материала типа АМС-1, уплотнительное кольцо 2 из закаленной стали марки 40Х, ШХ15, пружину 3 и дополнительное статическое уплотнение 4 в виде резинового кольца круглого сечения.

Для уплотнения выходных концов валов (окружная скорость до 6 м/с) применяют упругие стальные *шайбы* (рисунок 6.4, г) толщиной 0,3...0,5 мм.

Бесконтактные устройства применяют для уплотнения деталей, вращающихся с большими скоростями. Наиболее простое уплотнение такого типа - щелевое (рисунок 6.5, а). Зазор *щелевого уплотнения* между крышкой и валом заполняют пластичным смазочным материалом, защищающим подшипник от попадания извне влаги и пыли.

Распространение получили *лабиринтные уплотнения* (рисунок 6.5, б), в которых уплотняющий эффект достигается за счет длинной щели из чередующихся радиальных и осевых зазоров.

В конструкциях используют и другие типы уплотнений с принципом действия на основе использования центробежных сил, а также комбинированные уплотнения (рисунок 6.5, в, г).

Смазочные материалы и устройства

Смазывание трущихся деталей машин (болтов, зубчатых колес, и др.) производят преимущественно жидкими минеральными или синтетическими маслами, пластичными (консистентными) и твердыми смазками.

В качестве *жидких масел* используют минеральные масла (индустриальное, турбинное, трансформаторное, цилиндрическое и др.), которые сохраняют свои свойства до температуры 120°C при длительной работе.

Кальциевые смазки (солидолы) применяют при длительной работе деталей до температуры 60°C. *Натриевые смазки (консталины)* более тугоплавки, их допустимо использовать при температурах до 100...20°C. *Литиевые смазки* могут работать при температурах от 60 до 150... 200°C.

Твердые смазки (коллоидальный графит, дисульфид молибдена, фтористые соединения и т. п.) используют для деталей, работающих в вакууме, в условиях очень низких температур (ниже -100 °C) или весьма высоких температур (свыше 300°C), при работе в агрессивных средах, не допускающих присутствия какого-либо количества масла или даже паров.

В зависимости от условий работы, применяют различные *способы подачи смазочных материалов* к деталям и узлам.

Разовое или периодическое закладывание, или намазывание, используют для смазывания шарниров, резьбовых соединений, цепей передач, низкооборотных подшипников скольжения, подшипников качения при окружной скорости вала не свыше 10... 15 м/с и др. Пластичные смазки закладывают в корпуса подшипников (в объеме 1/3... 1/2 свободного пространства), намазывают при сборке или подают периодически через индивидуальные смазочные устройства (колпачковую масленку, пресс-масленку под шприц (рисунок 6.6, а) и др.).

Окунанием в масляную ванну смазывают зубчатые передачи редукторов, коробок передач, закрытых высокооборотных цепных передач, а также шарикоподшипников. Для уменьшения потерь на перемешивание и

разбрызгивание масла тихоходные колеса погружают на $1/3$ радиуса, а быстроходные колеса - не более чем на одну или две высоты зуба.

Заливку минерального масла в корпус подшипника (при горизонтальном расположении его оси) производят до уровня, соответствующего положению центра тела качения, занимающего в подшипнике нижнее положение.

Подача смазки фитилями или дозирующей масленкой (рисунок 6.6, в... г) используется в основном для смазывания высокооборотных малогабаритных подшипников, а также цепных передач.

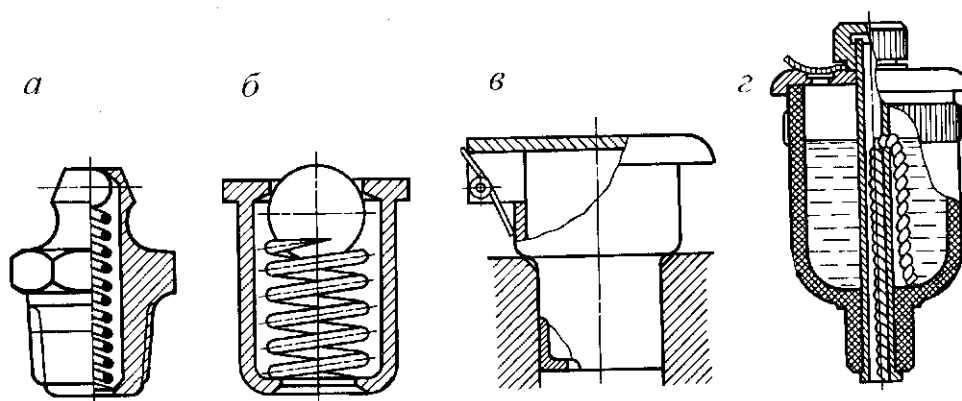


Рисунок 6.6 - Смазочные устройства

Разбрызгиванием масла из общей масляной ванны смазывают червячные передачи (при нижнем расположении червяка), а также подшипники редукторов, коробок передач станков и автомобилей. Разбрызгивание и «масляный туман» создаются погруженными в масло зубчатыми колесами, маслоразбрызгивающими кольцами.

Циркуляционная подача масла применяется для смазывания подшипников скольжения (работа в режиме жидкостного трения) и подшипников качения мощных высокоскоростных редукторов, электроприводов, центрифуг и др. При этом масло с помощью насоса (шестеренчатого, плунжерного и др.) по трубопроводам доставляется к деталям и разбрызгивается принудительно с помощью струйных форсунок, капельно и др.

Смазку приборных устройств производят обычно в процессе сборки, закладывая ее в количествах, достаточных для эксплуатации в течение ресурса.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фролов М.И. Техническая механика: Детали машин.- М.: Высш. шк., 1990.- 352 с.
2. Прикладная механика. Под общ. ред. А.Т. Скойбеды.- Мн.: Выш. шк., 1997.- 522 с.
3. Иосилевич Г.Б. Детали машин.- М.: Машиностроение, 1988.- 368 с.
4. Иванов М.Н. Детали машин.- М.: Высш. шк. 1991.- 383 с.
5. Скойбеда А.Т. и др. Детали машин и основы конструирования.- Мн.: Выш. шк., 2000.- 584 с.
6. Эрдеди А.А., Эрдеди Н.А. Техническая механика. Детали машин.- М.: Высш. шк., 1992.- 272 с.
7. Устюгов И.И. Детали машин.- М.: Высш. шк., 1973.- 472 с.
8. Решетов Д.Н. Детали машин.- М.: Машиностроение, 1989.- 496 с.
9. Кудрявцев В.Н. Детали машин.- Л.: Машиностроение, 1980.- 464 с.
10. Додонов Б.П., Лифанов В.А. Грузоподъемные и транспортные устройства.- М.: Машиностроение, 1990.- 248 с.
11. Крайнев А.Ф. Детали машин: Словарь- справочник.- М.: Машиностроение, 1992.- 480 с.