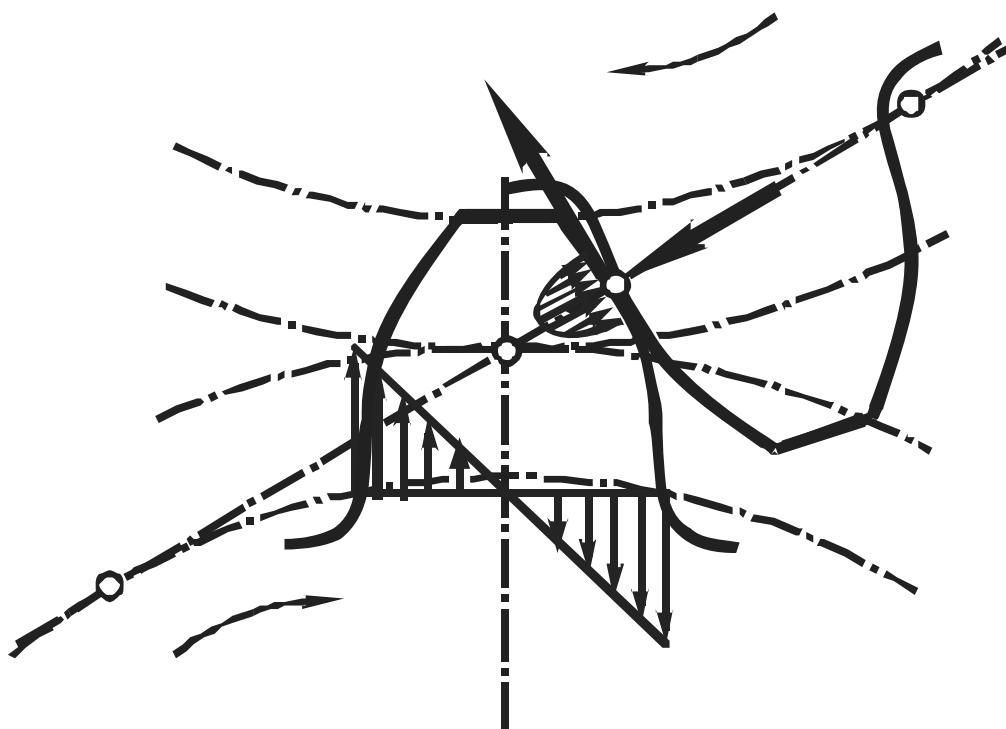


*М. М. МАТЛИН, А. И. МОЗГУНОВА, С. Л. ЛЕБСКИЙ,
И. М. ШАНДЫБИНА*

ОСНОВЫ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

(Лекции по дисциплине «ДМ и ОК»)



О Г Л А В Л Е Н И Е

ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ И ПОНЯТИЯ

Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин
Классификация нагрузок, действующих на детали машин
Методы расчета элементов трансмиссии и других узлов автомобилей и тракторов
Кривые распределения скорости и нагрузки
Методы определения допускаемых напряжений и коэффициента запаса прочности

1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Вопросы для самоподготовки

2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Обоснование необходимости использования передач
Основные и производные характеристики передач

2.1. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Достоинства и недостатки прямозубой цилиндрической передачи
Критерии работоспособности и расчета зубчатых передач
Расчет прямозубых цилиндрических передач по контактным напряжениям (ГОСТ 21354-87)
Расчет прямозубых цилиндрических передач на прочность по напряжениям изгиба

Вопросы для самоподготовки

2.2. КОСОЗУБЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Достоинства и недостатки косозубой цилиндрической передачи
Силы, действующие в косозубой цилиндрической передаче
Понятие об эквивалентном прямозубом цилиндрическом колесе
Расчет косозубых цилиндрических передач на контактную прочность
Расчет косозубых цилиндрических передач на прочность по напряжениям изгиба

Вопросы для самоподготовки

2.3. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Геометрические параметры прямозубой конической передачи
Передаточное число конической передачи
Силы, действующие в прямозубой конической передаче
Понятие о прямозубом цилиндрическом колесе эквивалентном коническому
Расчет прямозубой конической передачи по контактным напряжениям
Расчет прямозубой конической передачи по напряжениям изгиба

Вопросы для самоподготовки

2.4. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Материалы для изготовления зубчатых колес

Определение допускаемых напряжений

Вопросы для самоподготовки

3. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Достоинства и недостатки червячных передач

Классификация червячной передачи

Геометрические параметры червяков, колес

Критерии работоспособности червячных передач

Кинематика червячной передачи

Силы, действующие в червячной передаче

Расчеты на прочность червячных передач

Материалы, применяемые для изготовления червяка и червячного колеса

Тепловой расчет червячной передачи

Вопросы для самоподготовки

4. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Достоинства и недостатки ременных передач

Материалы ремней ременных передач

Геометрические параметры и силы, действующие в ременной передаче

Определение силы, действующей на вал ременной передачи

Напряжения, действующие в ременной передаче

Кривые скольжения и КПД ременной передачи

Оценка долговечности ременной передачи (обеспечение долговечности ременной передачи)

Порядок расчета плоскоремной передачи

Некоторые особенности клиноременных передач

Вопросы для самоподготовки

5. ВАЛЫ И ОСИ

Критерии работоспособности

Расчет вала на прочность

Расчет валов на жесткость

Расчет вала на виброустойчивость (на колебания)

Вопросы для самоподготовки

6. ПОДШИПНИКИ

6.1. Подшипники скольжения

Виды разрушений подшипника

Режимы трения

Расчет подшипника скольжения при полужидкостном трении

Расчет радиальных подшипников в режиме жидкостного трения

Порядок расчета подшипников скольжения

6.2. Подшипники качения

Критерии работоспособности и расчета подшипников качения

Подбор подшипников качения по статической грузоподъемности

Подбор подшипников качения по динамической

грузоподъемности

Порядок подбора подшипников качения

Определение расчетной осевой нагрузки на радиально-упорный подшипник качения

Вопросы для самоподготовки

7. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Достоинства и недостатки сварных соединений

Виды сварных соединений

Основные параметры угловых сварных швов

Расчет стыковых сварных швов на прочность

Расчет стыкового сварного шва на растяжение (сжатие)

Расчет стыкового сварного шва на изгиб

Расчет стыкового сварного шва при одновременном воздействии растягивающей нагрузки и изгибающего момента

Расчет стыкового сварного шва на кручение

Расчет стыкового сварного шва в условиях сложного напряженного состояния

Расчет угловых сварных швов на растяжение

Расчет угловых сварных швов на изгиб

Расчет угловых сварных швов на кручение

Определение допускаемых напряжений. Расчет сварных соединений при переменных по времени нагрузках

Вопросы для самоподготовки

8. РЕЗБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Достоинства и недостатки болтовых соединений

Классификация резьбовых соединений

Основные геометрические параметры резьбы

Обоснование преимуществ треугольной резьбы перед прямоугольной при использовании ее в качестве крепежной

ТЕОРИЯ ВИНТОВОЙ ПАРЫ

Зависимость между моментом завинчивания и осевой силой

Расчет на прочность винтов, нагруженных только осевой растягивающей силой (рис. 8.8)

Распределение нагрузки по виткам резьбы

Обеспечение равной прочности резьбы на срез, а стержня винта на разрыв

Расчет болтов, нагруженных осевой растягивающей силой и скручивающим моментом от сил трения в резьбе.

КПД резьбы

Расчет на прочность резьбовых соединений, нагруженных поперечными силами, действующими в плоскости стыка

Расчет предварительно затянутых резьбовых соединений (болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык)

Проектный расчет болтового соединения

Расчет предварительно затянутых болтовых соединений в условиях

воздействия переменных нагрузок

Расчет предварительно затянутых резьбовых соединений при повышенных температурах

Передача «Винт-гайка»

Критерии работоспособности передачи винт-гайка

Вопросы для самоподготовки

9. ШПОНОЧНЫЕ, ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

Соединения призматическими шпонками

Соединения сегментными шпонками

Соединения клиновыми шпонками

Соединения тангенциальными шпонками

Зубчатые (шлицевые) соединения

Основные критерии работоспособности и расчета

Упрощенный расчет по обобщенному критерию

Уточненный расчет зубчатых соединений (ГОСТ 21425–75)

Вопросы для самоподготовки

10. СОЕДИНЕНИЯ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ

Расчет на прочность (неподвижность) соединения

Расчет на прочность деталей соединения

Вопросы для самоподготовки

11. УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПОВЕРХНОСТНЫМ ПЛАСТИЧЕСКИМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ

Основные методы ППД

Упрочняющие факторы ППД

Основные параметры, характеризующие результаты ППД

Вопросы для самоподготовки

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение П. 1

Приложение П. 2

Приложение П. 3

Приложение П. 4

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ И ПОНЯТИЯ

Машина – механизм, предназначенный для преобразования энергии или для преодоления сил полезного сопротивления. Таким образом, есть машины-двигатели (преобразуют один вид энергии в другой) и машины-орудия.

Машины состоят из деталей, например, в автомобиле более 15 тысяч различных деталей. Транспортная машина (автомобиль, трактор, тягач), несмотря на разнообразие конструктивного исполнения, состоят из похожих по функциональному назначению основных узлов: двигателя, коробки передач, раздаточных коробок, сцепления, карданной передачи, ведущих мостов включающих главную передачу, дифференциал, механизм поворота, конечную передачу, тормоза, ходовую систему и др. В приложении к пособию приведены типичные конструкции различных узлов автомобилей и тракторов для пояснения методики их расчета.

Деталь – изделие, изготовленное без применения сборочных операций. Детали могут быть простыми: гайка, шпонка и т.д. или сложными: коленчатый вал, корпусные детали и т.д..

Узел – изделие, состоящее из ряда деталей соединенных сборочными операциями и имеющее общее функциональное назначение (подшипник качения, муфта, редуктор и т.п.). Сложные узлы могут включать несколько простых узлов (подузлов); например, коробка передач включает подшипники, валы с насаженными на них зубчатыми колесами и т.п.

По назначению детали машин условно могут быть разделены на следующие группы:

1. Крепежные детали: резьбовые, сварные, клеевые, паяные, шпоночные, шлицевые, профильные и т.п..
2. Детали, предназначенные для поддержания вращающихся деталей или передачи крутящего момента: оси, валы, муфты.
3. Опоры валов: подшипники качения, скольжения.
4. Передачи:
 - а) зацепления (зубчатые, червячные, цепные);

б) трения (ременные, фрикционные).

5. Корпусные детали, которые предназначены для размещения в них подшипников.

6. Пружины, рессоры, которые предназначены:

а) для смягчения ударных нагрузок;

б) для аккумулирования механической энергии.

7. Уплотнения (манжетные уплотнения, сальники, защитные шайбы и т.д.).

Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин

Работоспособность деталей машин оценивают определенными критериями. По одному или нескольким критериям ведут расчет, цель которого определение размеров детали. Основные критерии: прочность, жесткость, износостойкость, виброустойчивость и др.

Прочность характеризует сопротивление детали пластической деформации (для деталей из пластичных материалов) или разрушению (для деталей из хрупких материалов). Прочность – главный критерий работоспособности. Основные пути повышения прочности:

1. Правильный выбор формы поперечного сечения детали (например, при нагружении балки изгибом для увеличения момента сопротивления следует использовать деталь, имеющую сечение в форме двутавра, а не круга; при кручении – в форме круга, а не квадрата и т.п.).

2. Правильный выбор материала детали (например, для изготовления крюка подъемного крана следует использовать достаточно пластичные стали 3 или 20, а не более склонные к хрупкому разрушению, хотя и более прочные легированные стали).

3. Упрочнение поверхности детали, на которой, как правило, и зарождаются первые очаги разрушения (термическая обработка, химико-термическая обработка, поверхностное пластическое деформирование, электрохимическая обработка и др.).

4. Применение предварительно напряженных конструкций.

Отметим, что повышение прочности путем увеличения размера детали не является прогрессивным.

Жесткость – способность детали сопротивляться изменению формы под воздействием внешней нагрузки.

Расчет на жесткость предусматривает ограничение упругих перемещений деталей в пределах, допустимых для конкретных условий работы. К таким условиям можно отнести качество работы *сопряжений* деталей (например, качество зацепления зубчатых колес и условия работы ухудшаются при больших прогибах валов) и *технологические* условия (например, точность и производительность обработки ухудшается при низкой жесткости деталей металлорежущего станка).

В точных машинах при относительно небольших нагрузках существенное значение имеет контактная жесткость, которая во многом зависит от шероховатости и волнистости сопряженных поверхностей деталей.

Износостойкость – способность детали сопротивляться истиранию на поверхности силового контакта с соседней деталью.

Для снижения износа необходимо правильно подбирать материалы трущихся деталей (например, для червячных передач, передачи винт–гайка: червяк и винт изготавливают из стали, а колесо и гайку из антифрикционного материала – бронзы, чугуна и т.п.); обеспечить хорошие условия смазки; при малом скольжении в контакте (например, в зубчатых передачах) следует использовать материалы с высокой твердостью поверхности; понижение температуры трущихся деталей благодаря хорошему охлаждению; защиту от попадания в зону трения абразивных частиц; замену внешнего трения внутренним (резинометаллические шарниры); использовать эффект избирательного переноса.

Коррозионная стойкость – способность детали сохранять свои свойства в условиях химического воздействия агрессивной среды или электрохимического взаимодействия среды и материала.

Теплостойкость – способность детали сохранять свои расчетные параметры в условиях повышенных температур.

При нагреве из-за теплового расширения размеры деталей увеличиваются, что может привести к недопустимому снижению зазоров и заклиниванию механизма. Изменение физико-механических свойств материалов деталей также не должно выходить за допустимые пределы. При нагреве свыше 350 ... 400 °С для конструкционных сталей и 100 ... 150 °С для цветных металлов и сплавов и пластмасс значительно снижаются механические свойства. При длительном воздействии высоких температур может возникнуть явление ползучести, заключающееся в том, что при постоянной нагрузке в детали (например, в болте) происходит непрерывная пластическая деформация. Для улучшения теплостойкости следует выбирать материалы с малым коэффициентом линейного расширения, а так же жаропрочные материалы.

Виброустойчивость – способность детали работать в заданном режиме движения без недопустимых колебаний. Для повышения виброустойчивости необходимо снижать неуравновешенность вращающихся деталей, а также исключать ситуации, при которых частота собственных колебаний совпадет с частотой изменения внешней нагрузки (например, частотой вращения), так как при этом возникает явление резонанса, которое может привести к разрушению детали.

Надежность – это вероятность K_H безотказной работы в течение заданного времени.

Поскольку отказ и безотказная работа взаимно противоположные события, то

$$K_H + Q = 1, \quad (1)$$

где, K_H – вероятность безотказной работы (коэффициент надежности), Q – вероятность отказа.

Вероятность K_H безотказной работы машины $K_{H,м}$ равна по теореме умножения вероятностей произведению вероятностей безотказной работы отдельных деталей

$$K_{H,м} = K_{H,1} K_{H,2} \dots K_{H,n} = (1 - Q_1)(1 - Q_2) \dots (1 - Q_n). \quad (2)$$

Поскольку, как правило, вероятность безотказной работы деталей достаточно высокая, то последнее выражение, отбросив произведения малых величин, можно преобразовать к виду

$$K_{H,м} \approx 1 - (Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n) = 1 - \sum_1^n Q_i. \quad (3)$$

Отметим, что если надежность всех деталей в машине одинаковая ($Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n$), то коэффициент надежности машины

$$K_{H,м} = 1 - nQ. \quad (4)$$

Отсюда видно, что при данной величине вероятности отказа Q , надежность машины тем выше, чем меньше количество n деталей.

Экономичность – это не критерий работоспособности, а хозяйственная выгода изделия. В то же время при конструировании необходимо учитывать экономические факторы, однако дешевое изделие не должно стать самоцелью.

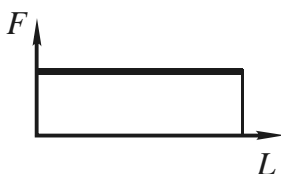
Классификация нагрузок, действующих на детали машин

Нагрузки, действующие в звеньях механизмов и машин и определяющие метод их расчета, разделяют на две группы:

1. *Статическая (постоянная) нагрузка* – нагрузка, вызываемая постоянной не изменяющейся по значению, направлению и закону силой (весовая нагрузка станин, фундаментов, корпусов и др.).

L – время

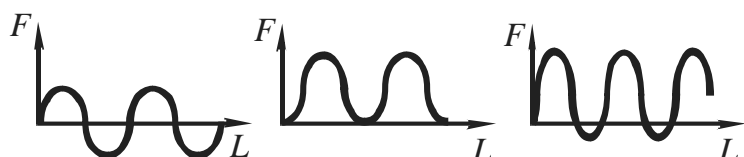
F – нагрузка



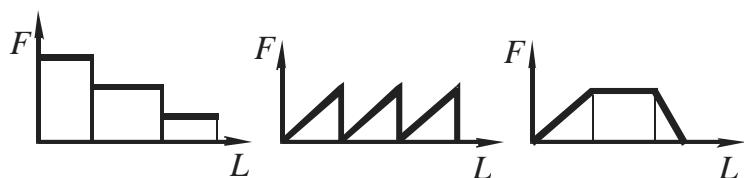
К статическим нагрузкам относят, также медленно изменяющиеся во времени нагрузки, когда силами инерции можно пренебречь.

2. *Динамическая (переменная) нагрузка* – нагрузка, вызываемая силой, изменяющейся по значению, направлению и (или) закону. В этом случае, как правило ускорения вызывают значительные силы инерции, которыми в расчетах пренебрегать нельзя. По характеру распределения по поверхности: а) сосредоточенные (силы, моменты); б) равномерно распределенные; в) распределенные по различным законам.

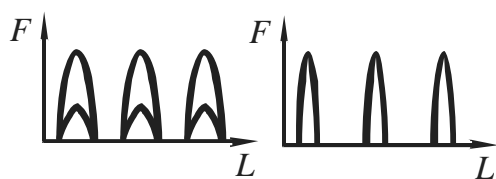
Например:



Симметричный, Отнулевой, Несимметричный,



Ступенчатый, Пилообразный, Трапецеидальный,



Ударная нагрузка, Импульсная нагрузка.

и т.д.

Методы расчета элементов трансмиссии и других узлов автомобилей и тракторов

При проектировании таких сложных систем применяются детерминированные и вероятностные методы оценки прочности и сроков службы [38]. Расчеты на сопротивление усталости валов, зубчатых колес и подшипников рекомендуется проводить одним методом по единому нагрузочному режиму в трансмиссии. Сначала выбирают расчетный предел выносливости, получают кривую распределения нагрузок, затем выбирают расчетную нагрузку. Эквивалентное число циклов ее действия определяют различными методами: по спектральным плотностям крутящих моментов и скоростям их изменения

для валов, по числу нагружений отдельных зубьев и соответственно числу перекачиваний шариков по одной точке наиболее нагруженной обоймы для зубчатых колес и подшипников.

По расчетной нагрузке и эквивалентному числу циклов определяют расчетное число часов работы элемента или пробег до выхода его из строя, а затем строят кривую распределения срока службы и оценивают его параметры.

Задание нагрузочного режима

Детерминированный расчет. Нагрузочный режим при детерминированном расчете узлов и деталей автотракторной техники задается несколькими кривыми распределения скорости движения и нагрузки (крутящего момента) по времени или пробегу [38]. При таком расчете можно рассматривать только кривую распределения скорости и кривую распределения нагрузки при средней скорости движения. Ряд деталей работает на отдельных передачах и под нагрузкой не постоянно. Поэтому необходимо задаваться кривой распределения нагрузки для отдельных передач. Так как колесная машина эксплуатируется в разнообразных дорожных условиях и при разном нагруженном состоянии (без груза, с прицепом, с полной нагрузкой и т. д.), то по кривым распределения нагрузки по пробегу для разных условий эксплуатации определяют относительную работу на различных режимах. Поэтому для каждого характерного режима движения следует задавать параметры, определяющие распределение крутящего момента и скорости. При расчете на усталостную долговечность деталей для каждого режима движения устанавливается относительная его продолжительность.

Вероятностный расчет [38]. Для большей преемственности с детерминированными расчетами вероятностные расчеты выполняют для семейства кривых распределения нагрузки, в которых кривая распределения, используемая при детерминированном расчете, является частным случаем. При этом выполняются действия, присущие детерминированному расчету, и дополнительные, со случайными величинами.

Этапы задания нагрузочного режима. Задание нагрузочного режима при проектировании транспортной машины включает ряд этапов. Вероятностные расчеты выполняются последовательно в пять этапов, на которых определяются:

- 1) относительный пробег колесной машины на разных передачах;
- 2) кривые распределения нагрузки на отдельных передачах и обобщенная кривая;
- 3) законы вариаций кривых распределения нагрузки;
- 4) расчетные параметры нагрузочного режима для узлов и деталей;
- 5) максимальные динамические нагрузки.

Кривые распределения скорости и нагрузки

Путь, проходимый колесной машиной на отдельных передачах, зависит от ее типа, числа передач, особенностей трансмиссии и условий эксплуатации.

Кривую распределения скорости для определения пробега на отдельных передачах необходимо построить для каждой машины. Обычно распределение скорости движения подчиняется нормальному закону распределения. Кривые распределения скорости движения в значительной степени зависят от тяговых качеств машины. Относительные пробеги на отдельных передачах определяют по принятым условно-расчетным кривым.

Кривые распределения нагрузки используются для расчета деталей, работающих под нагрузкой не на всех передачах (одной или нескольких). Для расчета деталей трансмиссии, работающих под нагрузкой на всех передачах, применяется обобщенная кривая распределения нагрузки.

Для общетранспортных машин эти кривые имеют вид нормального или логарифмически нормального распределения. Характер этих зависимостей определяется в основном дорожными условиями и числом прицепов, в некоторой степени на них влияет мощность двигателя.

При проектировании колесной машины всегда можно установить параметры распределения удельной силы тяги. Для определения параметров рас-

пределения необходимо приближенно рассчитать среднюю удельную силу тяги, выбрать вид кривой и среднее квадратическое отклонение, а затем найти условно-максимальную удельную силу тяги. Обобщенная нагрузочная кривая принимается как кривая логарифмически нормального распределения

При расчете зубчатых колес, подшипников и других деталей на сопротивление усталости при детерминированном расчете необходимы три параметра распределения удельной силы тяги: среднее значение, среднее квадратическое отклонение и расчетная удельная сила тяги. Нагрузки, превышающие расчетную силу тяги, учитывают, вводя эмпирические динамические коэффициенты, зависящие не только от амплитуд и числа циклов нагружения, но и от интенсивности изменения нагрузок.

Для различных условий эксплуатации (вероятностный расчет) каждой кривой распределения нагрузки соответствует определенный коэффициент пробега. Вариации условий эксплуатации и соответствующие им кривые распределения нагрузки при вероятностных расчетах описываются кривой распределения коэффициента пробега, которые подчинены логарифмически нормальному распределению.

По известному исходному распределению нагрузки можно определить частное ее распределение для любой детали и выполнить расчет. При наличии исходного распределения расчет деталей (в том числе зубчатых колес) на долговечность может быть осуществлен без определения параметров частного распределения. Для расчета накопленной усталости при расчете детали на долговечность необходимо определить уровень циклических напряжений, соответствующих движению колесной машины с расчетной силой тяги, и коэффициент пробега на данной передаче, а также число циклов перемены напряжений на этой передаче

Коэффициент пробега K_{Π} и относительный пробег γ_0 являются общими показателями нагрузочного режима для всех деталей. Для оценки уровня циклического напряжения необходимо определить частные показатели расчетного режима рассматриваемой детали: крутящий момент и частоту вра-

щения детали. Под уровнем циклического напряжения следует понимать максимальное отклонение его от нулевого значения в течение одного цикла.

Расчетный крутящий момент на рассматриваемом валу трансмиссии определяют исходя из расчетной силы тяги на ведущих колесах. Для деталей механической трансмиссии, работающих под нагрузкой на всех передачах, расчетный крутящий момент определяется только на низшей передаче, в остальных случаях – для передач, на которых данная деталь находится под нагрузкой [38]. Расчетная частота вращения вала зубчатого колеса для механической трансмиссии

$$n_p = n_t / u_{тз},$$

где n_t – расчетная частота вращения входного вала; $u_{тз}$ – передаточное число в трансмиссии до данного вала.

Динамическая нагрузка. Расчет трансмиссии на прочность проводят по максимальному динамическому крутящему моменту, возникающему в экстремальных условиях. Максимальные динамические нагрузки получают при решении систем дифференциальных уравнений на ЭВМ, предварительно исследовав на АВМ, какую динамическую систему данной колесной машины следует принимать в качестве расчетной [38]. Максимальные динамические нагрузки в трансмиссии возникают при интенсивном включении сцепления, наезде колес на препятствие, движении по синусоидальной неровности или с периодической пробуксовкой. При максимальной динамической нагрузке происходит пробуксовка либо сцепления, либо ведущих колес. По известным параметрам динамической системы и граничной угловой скорости можно найти максимальные динамические моменты на отдельных передачах.

В общем случае внешние нагрузки могут быть заданы в виде усилия F (Н), момента T (Н·м) или как мощность P (кВт) при определенной частоте вращения n (мин⁻¹).

Методы определения допускаемых напряжений и коэффициента запаса прочности

При расчетах на прочность, как правило, определяют действующие в детали напряжения и сравнивают их с допускаемыми $[\sigma]$ ($[\tau]$) в так называемом условии прочности:

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ или } \tau \leq [\tau]. \quad (5)$$

Однако возникает вопрос какое напряжение считать допускаемым с точки зрения отсутствия разрушения? Определение $[\sigma]$ (или $[\tau]$) при расчете по различным критериям прочности является одной из важнейших задач.

Завышенные значения $[\sigma]$ приводят к неоправданному перерасходу металла и утяжелению машины, *заниженные* – к разрушению деталей. Правильное определение $[\sigma]$ с учетом всех действующих силовых факторов и физико-механических особенностей материалов способствует обеспечению принципа *равной прочности* создаваемых машин.

Допускаемые напряжения определяются как предельные (опасные) напряжения, разделенные на расчетный коэффициент запаса прочности s

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{s} \text{ или } [\tau] = \frac{\tau_{\text{пред}}}{s}. \quad (6)$$

Например: для пластичных материалов допускаемые напряжения $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{s}$, для хрупких материалов – $[\sigma] = \frac{\sigma_B}{s}$, а при переменных (циклических) нагрузках – $[\sigma_{\max}] = \frac{\sigma_m + \sigma_a}{s} = \frac{\sigma_R}{s}$ (где σ_T – предел текучести, σ_B – временное сопротивление, σ_m и σ_a – среднее и амплитудное значение напряжений).

Существует два метода определения расчетного коэффициента запаса прочности

1. табличный метод;
2. дифференциальный метод.

Табличный метод наиболее удобен для использования в инженерной практике. Каждая отрасль машиностроения на основе опыта эксплуатации машин составляет таблицы коэффициентов запаса прочности для различных дета-

лей. Очевидно, что этот метод применим, если проектируемая деталь работает в аналогичных условиях и будет изготовлена из известного материала.

Дифференциальный метод применяют, когда указанные выше условия отсутствуют. В этом случае определение общего расчетного коэффициента запаса прочности происходит путем раздельного рассмотрения каждого фактора, влияющего на s , а коэффициент запаса прочности n_i определяют вначале для каждого фактора, а затем s вычисляют по формуле

$$s = s_1 \cdot s_2 \cdot s_3 \cdot s_4 \cdot \dots \cdot s_n, \quad (7)$$

в которой, например, s_1 – учитывает точность определения расчетных нагрузок и напряжений, то есть зависит от точности расчетных формул (это так называемый коэффициент «незнания»); s_2 – зависит от однородности механических свойств материала детали; s_3 – учитывает требования безопасности (например, подъемник для людей имеет большее значение s_3 , чем для подъема грузов) и т. п.

Действительный коэффициент запаса прочности

$$s_d = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{\sigma_d} \geq s, \quad (8)$$

где σ_d – действительные напряжения в детали, которые или определяют экспериментально, или в ряде простых случаев нагружения (например, при одноосном растяжении) вычисляют аналитически.

Очевидно, что действительный коэффициент запаса прочности s_d должен быть больше расчетного s .

Дополнительно отметим, что при проектировании детали, когда конструктор задает материал для ее изготовления, предельные (опасные) напряжения $\sigma_{\text{пред}}$ можно найти в справочной литературе. Однако в процессе эксплуатации и ремонта может оказаться, что физико-механические свойства материала детали точно не известны. Кроме того, в ходе эксплуатации эти свойства могут меняться. В таких случаях определять прочностные свойства материала детали стандартными испытаниями на растяжение нецелесообразно, поскольку при испытании из детали необходимо вырезать образец. После

этого деталь, как правило, становится непригодной к дальнейшей эксплуатации или требует ремонта, поэтому если необходим стопроцентный контроль или размеры детали малы, такие испытания практически неосуществимы.

В этих случаях целесообразно использовать методы оперативного контроля по результатам упругопластического внедрения сферического индентора в поверхность детали. Такие методы разработаны на кафедре «Детали машин и ПТУ» Волгоградского государственного технического университета. Они, в частности, позволяют определять следующие свойства металлов: предел текучести [23, 29], временное сопротивление (предел прочности) [21], предел контактной выносливости [18], а также модуль нормальной упругости [22]. Для практической реализации указанных методов можно использовать также предложенный на кафедре динамический метод [4, 24] измерения твердости, на базе которого разработаны ГОСТы 18661–73 и 28868–90 [25, 26] (соответственно для сталей и цветных металлов и сплавов) и сконструированы переносные портативные твердомеры [4, 27]. Для удобства использования в инженерной практике метода определения прочностных свойств сталей изготовлена специальная линейка [28].

1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Теория контактных напряжений является предметом курса «Теория упругости». Однако расчеты многих деталей машин выполняют по контактным напряжениям. В связи с этим приводим краткие сведения о контактных напряжениях.

Контактные напряжения – местные напряжения, которые возникают в зонах силового контакта сопрягаемых деталей при условии, что площадка контакта очень мала по сравнению с размерами этих деталей.

В технике различают два случая начального контакта тел:

- 1) в точке;
- 2) по линии.

Примеры приведены, соответственно, на рисунках 1.1 и 1.2.

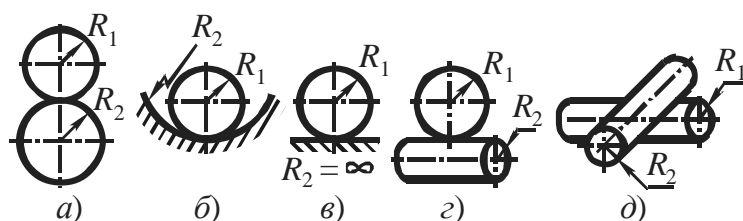


Рис. 1.1. Схемы контакта деталей в точке: а) два шара; б) шар с вогнутой поверхностью; в) шар с плоскостью; г) шар с цилиндром; д) два цилиндра со скрещенными осями

Например:

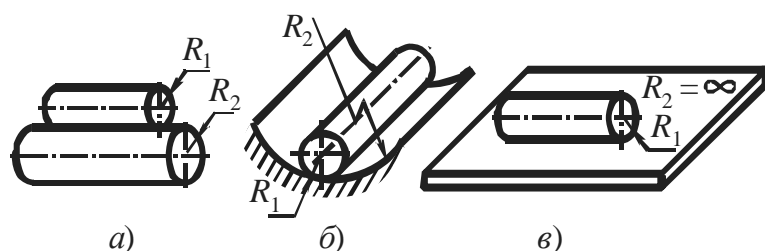


Рис. 1.2. Схемы контакта деталей по линии: а) два цилиндра с параллельными осями; б) цилиндр с вогнутой поверхностью; в) цилиндр с плоскостью

Рассмотрим случай чисто упругого контакта *в точке*.

На рис. 1.3 а изображен пример сжатия двух шаров. До приложения нагрузки F шары соприкасаются в точке. Под нагрузкой точечный контакт переходит в контакт по круговой площадке с радиусом a (рис. 1.3 б).

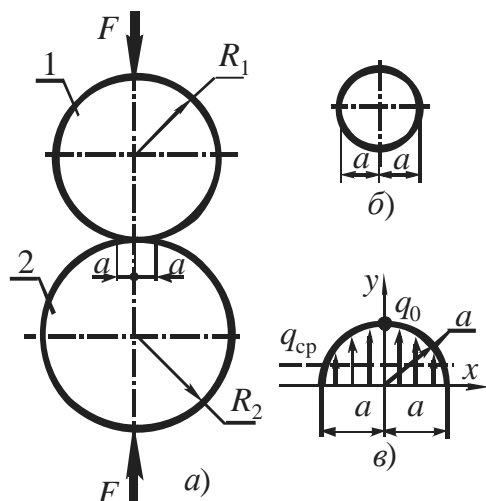


Рис. 1.3. Контакт в точке двух шаров: а) схема нагружения шаров; б) площадка (пятно) контакта; в) схема распределения давления по площадке контакта

Немецкий физик Генрих Герц показал, что давление q по площадке контакта распределяется пропорционально ординатам y полушара (рис. 1.4 в), построенного на этой площади как на основании

$$q = k \cdot y, \quad (1.1)$$

где k – коэффициент пропорциональности.

При таком законе распределения давления, величина максимального давления q_0 в центре контакта оказывается в 1,5 раза больше среднего давления $q_{\text{ср}}$.

$$q_0 = 1,5q_{\text{ср}} = 1,5 \frac{F}{\pi a^2} \quad (1.2)$$

В технике под термином контактное напряжение понимают наибольшее давление на площадке контакта, то есть $\sigma_H = q_0$

$$\sigma_H = 0,388 \cdot \sqrt[3]{\frac{F \cdot E_{\text{пр}}^2}{R_{\text{пр}}^2}}, \quad (1.3)$$

где $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости $E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$, $R_{\text{пр}}$ – приведенный радиус

кривизны контактирующих тел $R_{\text{пр}} = \frac{R_1R_2}{R_1 \pm R_2}$ или $\frac{1}{R_{\text{пр}}} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}$; индексы

1 и 2 относятся соответственно к первому и второму шару; знак « \pm » соответствует случаю контакта шара с вогнутой сферической поверхностью детали.

В общем случае начального контакта в точке, когда площадь контакта имеет не круглую, а эллиптическую форму изменяется только величина коэффициента m перед радикалом $\sigma_H = m \cdot \sqrt[3]{\frac{F \cdot E_{\text{пр}}^2}{R_{\text{пр}}^2}}$, эта формула была получена русским ученым Н.М. Беляевым. Коэффициент m – зависит от соотношения радиусов кривизны контактирующих деталей и приводится в справочных таблицах (см. например, [4]).

Рассмотрим теперь случай начального контакта деталей *по линии* (зубья зубчатых передач, роликовые подшипники качения и др.).

Изобразим в качестве примера контакт двух цилиндров с параллельными осями (рис. 1.4 а). До приложения нагрузки F цилиндры соприкасаются по линии. Под нагрузкой линейный контакт переходит в контакт по узкой прямоугольной площадке (рис. 1.4 б). При этом точки максимальных контактных напряжений располагаются на продольной оси симметрии контактной площадки. Величину этих напряжений вычисляют по формуле Герца (при $\mu = 0,3$)

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F}{b} \cdot \frac{E_{\text{пр}}}{R_{\text{пр}}}}. \quad (1.4)$$

где $-\frac{F}{b} = q$ удельная нагрузка на цилиндр, то есть нагрузка на единицу длины площадки контакта.

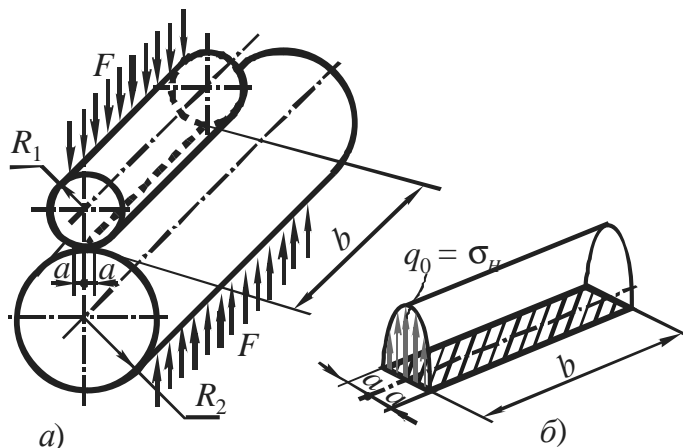


Рис. 1.4 контакт по линии двух цилиндров с параллельными осями: а) схема нагружения цилиндров; б) схема распределения давления в контакте

При вращении цилиндров под нагрузкой отдельные точки их поверхностей периодически нагружаются и разгружаются, а контактные напряжения в этих точках изменяются по прерывистому отнулевому циклу.

Вопросы для самоподготовки

1. По каким признакам классифицируются нагрузки, действующие на детали машин?
2. Как определяют допускаемые напряжения при расчетах деталей машин на прочность при действии статической нагрузки?
3. Как определяют допускаемые напряжения при расчетах деталей машин на прочность при переменных во времени нагрузках?
4. В чем отличие дифференциального метода для определения расчетного коэффициента запаса прочности от табличного метода?
5. Какие напряжения называются контактными напряжениями?
6. Как определяют приведенный модуль упругости и приведенный радиус кривизны?
7. Как определяют контактные напряжения при начальном контакте в точке, по линии?

2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

В машиностроении применяют механические, электрические, гидравлические, пневматические и другие передачи. Ниже подробно рассмотрены механические передачи.

Механические передачи – это механизмы, которые преобразует параметры движения двигателя (скорость движения, крутящий момент, закон движения) при передаче исполнительным органам машины.

Обоснование необходимости использования передач

1. Необходимая скорость исполнительного механизма не совпадает со скоростью двигателя.
2. Регулирование скорости движения двигателем не всегда экономично и возможно.
3. Условия компоновки и техники безопасности, как правило, не позволяют разместить двигатель рядом с исполнительным механизмом.
4. Необходимость изменения закона движения.

Все виды механических передач можно разделить на две большие группы: передачи с использованием трения и передачи зацеплением. К первой группе относят фрикционные и ременные передачи, ко второй – передачи зубчатые, червячные, цепные, зубчатым ремнем и передачи винт – гайка.

Для движения наземного транспортного средства (НТС) в различных дорожных и климатических условиях необходимо чтобы сила тяги на движителе и частота их вращения изменялась в значительных пределах. Современные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) не обеспечивают крутящие моменты и угловые скорости в требуемых диапазонах. При проектировании трансмиссии необходимо, прежде всего, установить ее минимальное и максимальное передаточные числа, диапазон передаточных чисел и число передач. Выбор числа передач и агрегатов трансмиссии (коробка передач, раздаточная коробка, главная передача, дифференциал, конечная передача) осуществляется

одновременно. Трансмиссии транспортных и тяговых машин можно подразделить на три типа в зависимости от распределения передаточного числа:

- 1) на всех передачах во всех агрегатах происходит уменьшение частоты вращения и повышение крутящего момента;
- 2) в коробке передач имеется одна или две повышающие передачи;
- 3) со специальными повышающими редукторами или с большинством повышающих передач в коробках передач. Возможность значительного увеличения рабочих скоростей зубчатых колес создает предпосылки для введения повышающих передач.

Основные и производные характеристики передач

Для любой передачи характерно наличие двух валов: входного (ведущего) и выходного (ведомого). Между этими валами в многоступенчатых передачах располагаются промежуточные валы. Основные характеристики передач: мощности P_1 и P_2 , а также частоты вращения n_1 и n_2 соответственно на входном и выходном валах. Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для проведения проектного расчета передачи. Однако в процессе проектирования при заданных характеристиках можно получить множество вариантов решений с различными размерами и массой данного вида передачи, варьируя материалы, их термообработку, конструктивные и другие факторы.

Производные характеристики передач определяют по основным характеристикам.

КПД передачи

$$\eta = P_2 / P_1 . \quad (2.1)$$

Если передача состоит из нескольких последовательно соединенных ступеней, то ее КПД равно произведению КПД ступеней

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_i . \quad (2.2)$$

Передаточное передаточным отношением i (в направлении потока мощности)

$$i = n_1 / n_2 = \omega_1 / \omega_2 , \quad (2.3)$$

где ω_1, ω_2 – угловые скорости, соответственно, ведущего и ведомого валов.

При $i > 1$ передача понижающая (редуктор), при $i < 1$ – передача повышающая (мультипликатор). Наибольшее распространение в технике имеют понижающие передачи (редукторы).

Предаточное число u – это характеристика механизма, которое всегда больше 1. Для редуктора численные значения u и i совпадают

$$u = n_1 / n_2 = \omega_1 / \omega_2 = d_2 / d_1 = z_2 / z_1 . \quad (2.4)$$

Линейные (окружные) скорости (м/с) в передачах при диаметре колес d (мм) и частоте вращения n

$$v = \frac{d\omega}{2 \cdot 10^3} = \frac{\pi d n}{60 \cdot 10^3} . \quad (2.5)$$

2.1. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Достоинства и недостатки прямозубой цилиндрической передачи

Зубчатые передачи составляют наиболее распространенную и важную группу механических передач, поскольку обладают рядом существенных достоинств:

- 1) малые габариты;
- 2) высокий КПД;
- 3) высокая надежность и долговечность;
- 4) постоянство передаточного отношения;
- 5) возможность изменения закона движения;
- 6) возможность использования в широком диапазоне скоростей и мощностей.

К недостаткам зубчатых передач можно отнести:

- 1) производство зубчатых колес требует высокой культуры производства, а это дорого;
- 2) отсутствие функции самопредохранения от перегрузки;
- 3) повышенный шум в работе;
- 4) невозможность безступенчатого регулирования передаточного отношения.

Примеры использования различных типов зубчатых передач в транспортных средствах приведены в приложении П. 1. Различные типы зубчатых передач, например прямозубые и косозубые цилиндрические используются в механических и гидромеханических коробках передач [37, 38] (см. рис. П. 1.2 – П. 1.4). В главных передачах применяют конические и гипоидные передачи (рис. П. 2.1 – П. 2.4). В ДВС зубчатые передачи установлены в приводах распределительного вала (рис. П. 3.7, П. 3.8), стартера (рис. П. 3.3).

Критерии работоспособности и расчета зубчатых передач

Для зубчатых передач основным критерием работоспособности является прочность зубьев.

Под действием нормальной силы и силы трения зуб находится в условиях сложного напряжения; на работоспособность зубчатого колеса основное влияние оказывают два напряжения (рис. 2.1): контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F (наибольшие из которых действуют в основании зуба).

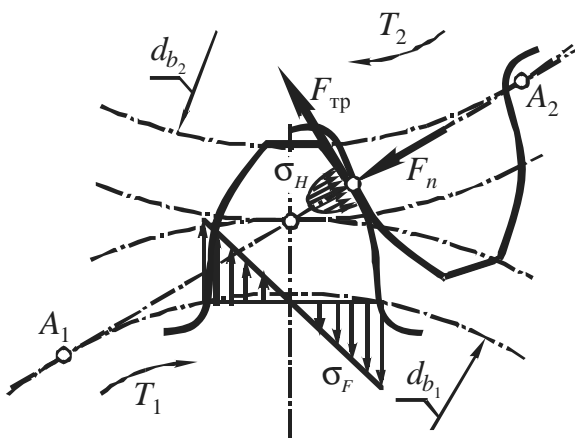


Рис. 2.1. Условия работы зуба в зацеплении

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка зубьев (излом) от напряжений σ_F (рис. 2. 2. 1) и контактное выкрашивание рабочей поверхности от контактных напряжений σ_H (рис. 2. 2. 2).

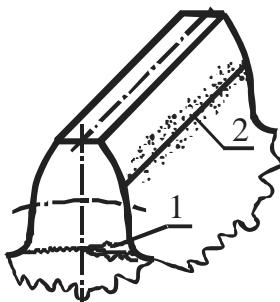


Рис. 2.2. Виды разрушений зубьев зубчатой передачи: 1 – поломка зуба, 2 – контактное выкрашивание поверхности зуба

Различают два вида поломки зубьев:

1. *Поломка от больших перегрузок* (ударных или статических) – предупреждают защитой привода от перегрузок или учетом перегрузок при расчете; *усталостная поломка* – предупреждают определением размеров передачи из расчета на усталость.

Основные меры предупреждения поломки зубьев – увеличение модуля, положительное смещение при нарезании зубьев, термообработка, наклеп, уменьшение концентрации нагрузки по краям зубьев.

2. Повреждение поверхности зубьев.

Усталостное выкрашивание – является основным видом разрушения при хорошей смазке передачи (зубья разделены тонким слоем масла). Передача может работать длительное время до появления следов усталости в поверхностных слоях зубьев. Выкрашивание обычно начинается вблизи полюсной линии на ножках зубьев там, где нагрузка передается одной парой зубьев, силы трения при скольжении и перекатывании зубьев направлены так, что масло запрессовывается в трещины и способствует выкрашиванию частиц металла.

В передачах, работающих со значительным износом, контактное выкрашивание не наблюдается, поскольку оно не успевает получить необходимого развития до удаления поверхностного слоя из-за износа.

Основные меры предупреждения выкрашивания зубьев – определение размеров из расчета на усталость по контактным напряжениям, повышение твердости материала, повышение степени точности.

Абразивный износ – является основной причиной разрушения при плохой смазке. У изношенной передачи увеличиваются зазоры в зацеплении, появляется шум, возрастают динамические нагрузки, а прочность зуба на изгиб понижается (уменьшение площади поперечного сечения).

Меры предупреждения износа – повышение твердости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение специальных видов масел.

Заедание – наблюдается в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В месте соприкосновения зубьев этих передач развивается высокая температура и происходит как бы сваривание в металлическом контакте, вследствие разрыва масляной пленки.

Меры предупреждения заедания – те же, что и против износа, а так же интенсивное охлаждение.

Пластические сдвиги наблюдаются у тяжело нагруженных тихоходных зубчатых колес, изготовленных из мягкой стали. При перегрузках на мягкой поверхности зубьев появляются пластические деформации с последующим сдвигом в направлении скольжения. В результате у полюсной линии зубьев ведомого колеса образуется хребет, а у ведущего – соответственно канавка, которые нарушают правильность зацепления и приводят к разрушению зубьев.

В [37, 38] показано, что основной вид разрушения это износ зубьев (более 70 %) (см. приложение П 2), затем идет контактное выкрашивание (более 20 %) и поломка ((менее 5 %)).

В зависимости от типа передачи меняется и порядок ее расчета на прочность.

Закрытые передачи (хорошая смазка, нет абразивных частиц):

1) выполняют проектный расчет передачи по контактным напряжениям $\sigma_H \leq [\sigma_H]$;

2) проверочный расчет – по напряжениям изгиба σ_F .

Открытые передачи или закрытые передачи, но недостаточно защищенные от загрязнения абразивными частицами:

1) выполняют проектный расчет передачи по напряжениям изгиба $\sigma_F \leq [\sigma_F]$;

2) проверочный расчет – по контактным напряжениям σ_H .

Расчет прямозубых цилиндрических передач по контактным напряжениям (ГОСТ 21354-87)

Расчет на прочность прямозубых и косозубых цилиндрических передач стандартизован ГОСТ 21354-87. При этом вводят допущения, мало влияющие на результаты расчетов практически для большинства используемых передач.

1. Установлено, что наименьшей контактной усталостью обладает околополюсная зона рабочей поверхности зубьев, где наблюдается однопарное зацепление. Поэтому расчет контактных напряжений принято выполнять для однопарного зацепления зубьев в полюсе (рис. 2.3).

2. Контакт зубьев можно рассматривать как контакт двух цилиндров с радиусами R_1 и R_2 (см. рис. 2.3); здесь R_1 и R_2 радиусы кривизны эвольвентной поверхности зуба (соответственно, 1 и 2 шестерни и колеса) в полюсе зацепления.

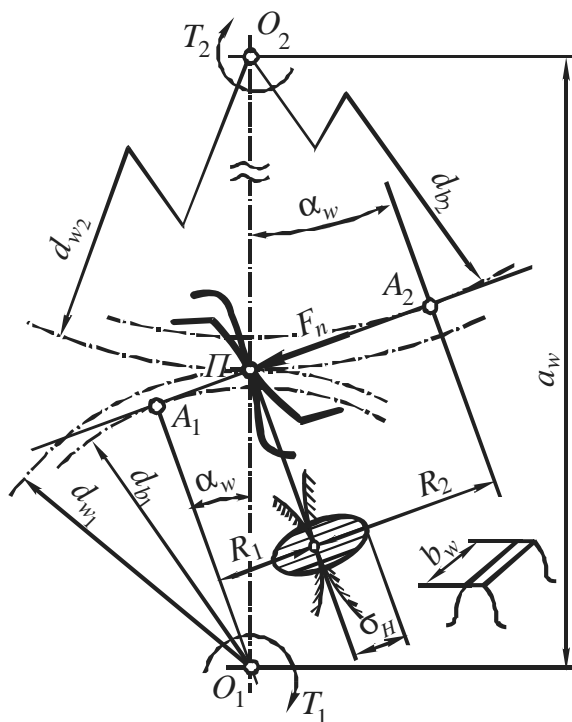


Рис. 2.3. Схема зацепления цилиндрической передачи. Индексы 1 и 2 – относятся к обозначению шестерни и колеса соответственно; d_w – начальный диаметр зубчатого колеса; d – делительный диаметр зубчатого колеса; d_b – диаметр основной окружности зубчатого колеса; α_w – угол зацепления; b_w – ширина зубчатого венца R_1 и R_2 – радиусы кривизны эвольвентной поверхности зуба в полюсе зацепления; P – полюс зацепления; A_1A_2 – линия зацепления; F_n – нормальная сила в зацеплении; T – крутящий момент

3. Контактные напряжения определяют по формуле Г. Герца

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n}{b} \frac{E_{np}}{R_{np}}} \leq [\sigma_H], \quad (2.8)$$

где F_n – нормальная сила в зацеплении (рис. 2.3)

$$F_n = \frac{F_t \cdot K_H}{\cos \alpha_w}, \quad (2.9)$$

где F_t – окружная сила; α_w – угол зацепления; K_H – коэффициент расчетной нагрузки, учитывающий реальные условия работы зубчатой передачи

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}, \quad (2.10)$$

здесь соответственно $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба, $K_{H\alpha}$ – коэффициент динамической нагрузки.

Из кинематических характеристик известно, что (без учета КПД)

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} \approx \frac{2T_1}{d_1}, \quad (2.11)$$

Отметим, что для зубчатой передачи, выполненной без смещения $d_{wi} \approx d_i$.

Из формул (2.9) и (2.11) получим

$$F_n = \frac{2T_2 K_H}{d_2 \cos \alpha_w}. \quad (2.12)$$

где d_1 и d_2 – делительные диаметры зубчатых колес.

Далее определим радиусы кривизны поверхности зубьев при зацеплении в полюсе в зависимости от параметров колеса и шестерни (рис. 2.3).

Из треугольника PA_2O_2 получим

$$R_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_w, \quad (2.13)$$

а из треугольника PA_1O_1

$$R_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha_w, \quad (2.14)$$

тогда

$$R_{np} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} = \frac{d_1 d_2 \sin^2 \alpha_w}{4 \frac{1}{2} \sin \alpha_w (d_1 + d_2)}. \quad (2.15)$$

Выразим d_1 через передаточное число u (ф. 2.4)

$$d_1 = \frac{d_2}{u}, \text{ тогда}$$

$$R_{\text{пр}} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} = \frac{d_2^2 \sin \alpha_w}{2ud_2 \left(\frac{1+u}{u} \right)} = \frac{d_2 \sin \alpha_w}{2(u+1)}. \quad (2.16)$$

Формулы (2.12) и (2.16) подставим в выражение (2.8) и получим

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{2T_2 K_H E_{\text{пр}} 2(u+1)}{bd_2 \cos \alpha_w d_2 \sin \alpha_w}}, \quad (2.17)$$

$$\text{где } \cos \alpha_w d_2 \sin \alpha_w = \frac{\sin 2\alpha_w}{2}.$$

В результате математических преобразований окончательно получим

$$\sigma_H = \frac{1,18}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_H E_{\text{пр}} (u+1)}{b \sin 2\alpha_w}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.18)$$

Формулу (2.18) используют в *проверочных расчетах*, когда все необходимые размеры и другие параметры передачи известны. При *проектном расчете* определяют геометрические параметры передачи по заданным основным характеристикам: крутящему моменту на ведомом валу T_2 и передаточному числу u передачи.

С этой целью из зависимости (2.18) выражают межосевое расстояние или диаметр колеса d_2 . Для этого выполним ряд преобразований:

1. При расчете считаем, что зубья колеса и шестерни нарезаны без смещения, то $d_w \approx d$, следовательно, $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$. Это значит, что $\sin 2\alpha_w = \sin(2 \cdot 20^\circ) \approx 0,64$.

2. Поскольку, что $d_1 + d_2 = 2a_w$, а $d_1 = \frac{d_2}{u}$, следовательно, $\frac{d_2}{u} + d_2 = d_2 \frac{u+1}{u} = a_w$, отсюда

$$d_2 = \frac{2ua_w}{u+1}. \quad (2.19)$$

3. Введем в расчет коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию $\psi_{ba} = b_2/a_w$, следовательно

$$b_2 = \psi_{ba} a_w. \quad (2.20)$$

4. Допустим (как это часто бывает), что колеса изготовлены из стали, тогда модуль упругости шестерни и колеса $E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5$ МПа, а $E_{пр} = 2 \cdot 10^5$ МПа.

5. Коэффициент динамической нагрузки в формуле (2.10) на этапе проектирования точно определить невозможно, так как он зависит от окружной скорости. Обычно $K_{H\alpha}$ находится в диапазоне $K_{H\alpha} = 1,05 \dots 1,5$.

Предварительно задаем значение коэффициента динамической нагрузки; обычно $K_{H\alpha} = 1,085$, то есть $K_H = 1,085 \cdot K_{H\alpha}$.

Подставим условия (1 – 5) в формулу (2.18) и, учитывая условие прочности, $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ (а в предельном случае $\sigma_H = [\sigma_H]$) получим

$$a_w \geq 49,5(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\alpha}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}, \quad (2.21)$$

где T_2 – подставляют в Н·мм, а $[\sigma_H]$ – в Н/мм².

Расчетное значение a_w округляем до ближайшего стандартного значения (по ГОСТ 2185). Отметим, что знак “+” в последней формуле соответствует рассмотренному внешнему зацеплению зубчатых колес; для внутреннего зацепления в указанной формуле следует использовать знак “–”.

Если при проектировании передачи известна ее мощность P_2 (кВт), а не крутящий момент T_2 , то выразим крутящий момент как

$$T_2 = \frac{P_2}{n_2} 9,55 \cdot 10^6,$$

следовательно

$$a_w \geq 10170(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{P_2 K_{H\alpha}}{[\sigma_H]^2 u^2 n_2 \psi_{ba}}}. \quad (2.22)$$

Порядок расчета прямозубых цилиндрических передач по контактным напряжениям

1. Выбираем материал шестерни и колеса и определяем допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_1$ – для шестерни и $[\sigma_H]_2$ – для колеса. В расчете ис-

пользуют наименьшее из указанных значений $[\sigma_H]$ (порядок определения $[\sigma_H]$ рассмотрен ниже).

2. Задаемся коэффициентом ширины колеса по межосевому расстоянию, который определяется нагруженностью зубчатой передачи

$\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,2$ – для легконагруженной передачи;

$\psi_{ba} = 0,3 \dots 0,4$ – для средненагруженной передачи,

$\psi_{ba} = 0,5 \dots 1,2$ – для тяжелонагруженной передачи.

3. Определяем по справочным таблицам значение коэффициента концентрации нагрузки по длине зуба $K_{H\beta}$. Его значение зависит от: точности изготовления зубчатого колеса, упругих деформаций валов (то есть от расположения зубчатых колес относительно опор: симметричное, несимметричное или консольное), твердости поверхности зубчатого колеса.

Зубчатые колеса могут прирабатываться или нет в зависимости от твердости. Поэтому на практике рассматривают коэффициенты концентрации нагрузки в начальный период работы $K_{H\beta}^\circ$ и после приработки $K_{H\beta}$.

Значение $K_{H\beta}^\circ$ принимают по справочным таблицам в зависимости от коэффициента относительной ширины $\psi_{bd} = b_2/d_1$, схемы передачи и твердости зубьев колеса. Но так как ширина колеса b_2 и диаметр шестерни d_1 еще неизвестны, значение ψ_{bd} определяют ориентировочно по формуле

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u \pm 1). \quad (2.23)$$

Таким образом, коэффициент $K_{H\beta}$ определится по формуле

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^\circ, \quad (2.24)$$

для $HB > 350$, то есть для неприрабатывающихся колес.

Для $HB \leq 350$, то есть для прирабатывающихся колес

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^\circ(1 - X') - X' \geq 1,05, \quad (2.25)$$

где $X' = \sum \frac{T_i}{T} \frac{L_{hi}}{L_h}$ – коэффициент приработки, определяемый в зависимости от графика загрузки передачи.

4. После вычисления по формуле (2.21) или (2.22) межосевого расстояния его значение округляют до ближайшего стандартного значения.

Пути уменьшения межосевого расстояния a_w (то есть габаритов передачи):

- а) увеличить ширину зубчатого колеса,
- б) увеличить допускаемые контактные напряжения,
- в) увеличить поверхностную твердость,
- г) уменьшить коэффициент нагрузки K_H ,
- д) увеличить точность изготовления колес.

5. Определяем модуль m зубчатого зацепления.

В формулу для межосевого расстояния a_w величина модуля m непосредственно не входит. Таким образом, величина a_w , определяемая из условия контактной прочности, не зависит от m . Существует два основных способа определения модуля.

I способ

Экспериментально установлено, что рациональные значения модуля лежат в пределах

$$\begin{aligned} m &= (0,01 \dots 0,02)a_w, HB_{1,2} \leq 350, \\ m &= (0,0125 \dots 0,025)a_w, HB_1 > 350, HB_2 \leq 350, \\ m &= (0,016 \dots 0,0315)a_w, HB_{1,2} > 350. \end{aligned} \quad (2.26)$$

II способ

Задаются числом зубьев на шестерни z_1 . Минимально число z_1 , при котором отсутствует подрезание зубьев: $z_1 > 17$. Для снижения шума в зацеплении обычно задают $z_1 = 20 \dots 25$ зубьев, соответственно $z_2 = z_1 \cdot u$.

Далее из зависимости $d_1 + d_2 = m \cdot z_1 + m \cdot z_2 = 2a_w$ получим

$$m = \frac{2a_w}{z_1 + z_2}. \quad (2.27)$$

Полученное значение m округляем до ближайшего стандартного значения.

6. Рассчитываем геометрические размеры зубчатых колес.

Суммарное число зубьев равно

$$z_c = z_1 + z_2 = \frac{2a_w}{m}.$$

Число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{z_c}{u+1}, \quad (2.28)$$
$$z_2 = z_1 u = z_c - z_1.$$

Затем уточняем u и a_w

$$u = \frac{z_2}{z_1} \text{ и } a_w = 0,5m(z_1 + z_2). \quad (2.29)$$

Ширина колеса и шестерни

$$b_2 = \psi_{ba} a_w \text{ и } b_1 \approx 1,12b_2. \quad (2.30)$$

Затем проверяем диаметры делительных окружностей

$$d_{1,2} = z_{1,2}m, \quad (2.31)$$

после чего следует убедиться, что принятое ранее a_w не изменилось.

Наружные и внутренние диаметры (вершин и впадин) колес определим соответственно как

$$d_{a_{1,2}} = d_{1,2} + 2m \text{ и } d_{f_{1,2}} = d_{1,2} - 2,5m. \quad (2.32)$$

7. Проверочный расчет по контактным напряжениям.

Из формулы (2.18)

$$\sigma_H = \frac{f_z}{a_w U} \sqrt{\frac{T_2 K_H (U+1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H], \quad (2.33)$$

где $f_z = 310$ – для прямозубых колес, $f_z = 270$ – для косозубых колес.

Предварительно уточняем коэффициент нагрузки K_H .

Для этого необходимо определить значение коэффициента динамической нагрузки K_{Hv} . Коэффициент K_{Hv} зависит от:

- 1) твердости зубчатых колес $HВ$,
- 2) степени точности их изготовления,
- 3) окружной скорости v

Определяют K_{Hv} по справочным таблицам. Для чего предварительно вычисляют окружную скорость $v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000}$.

Допускается недогрузка передачи до 20% и перегрузка до 4% – для прямо-зубых передач.

Если условие контактной прочности не соблюдается, то изменяют ширину зубчатого венца b_2 (не выходя за границы рекомендуемых значений ψ_{ba}). Если эта мера не эффективна, то либо изменяют (увеличивают) a_w , либо изменяют материал зубчатых колес. В этом случае расчет повторяют снова.

Особенности расчета прямозубых передач, устанавливаемых в коробках перемены передач (КПП), главных передачах изложены в [37, 38, 39] и в приложении П. 1 и П. 2.

Расчет прямозубых цилиндрических передач на прочность по напряжениям изгиба

Зуб находится в сложном напряженном состоянии (рис. 2.4). Наибольшие напряжения изгиба возникают у основания зуба в зоне перехода эвольвентной поверхности в галтель. Здесь же наблюдается концентрация напряжений. Для того чтобы получить расчетные зависимости и оценить влияние основных параметров на изгибную прочность зуба, введем следующие допущения (рис. 2.4):

1. в зацеплении находится одна пара зубьев;
2. сила приложена к вершине зуба;
3. силами трения на поверхности зуба пренебрегаем;
4. радиальной силой F_r в расчете пренебрегаем, но это увеличивает запас прочности зуба;
5. зуб рассматриваем как консольно закрепленную балку, для которой справедлива гипотеза плоских сечений.

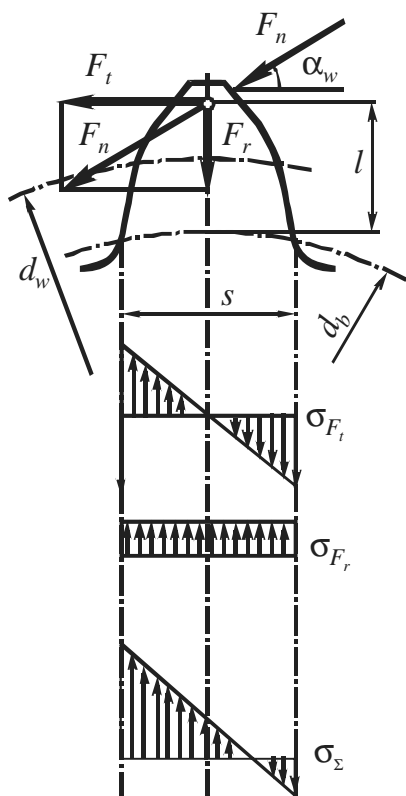


Рис. 2.4. Напряжения изгиба при нагружения зуба зубчатого колеса

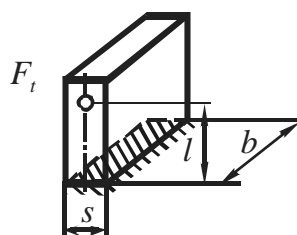


Рис. 2.5. Расчетная схема после принятия основных допущений

Нормальную силу F_n , по линии действия, переносим на ось симметрии зуба и раскладываем на две составляющие: окружную силу F_t и радиальную F_r . При этом радиус приложения окружной силы F_t будет несколько больше радиуса начальной окружности d_w . Пренебрегая этой разницей, для расчета сил F_t и F_r сохраняем ранее полученные формулы, то есть $F_t = \frac{2T_2}{d_2}$,

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}.$$

Напряжения изгиба в опасном сечении, расположенном вблизи хорды основной окружности d_b

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot l}{W_{oc}}, \quad (2.34)$$

где $W_{oc} = \frac{b \cdot s^2}{6}$ – осевой момент сопротивления сечения основания зуба при изгибе, b – ширина зубчатого венца, s – толщина основания зуба в опасном сечении, l – расстояние от опасного сечения до места приложения нагрузки (рис. 2.5).

Расчет зубьев на изгиб проводят по условию

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]. \quad (2.35)$$

Введем корректирующие коэффициенты:

K_T – теоретический коэффициент концентрации нагрузки, который компенсирует погрешность, вносимую допущением 5, поскольку гипотеза плоских сечений справедлива для балок достаточно большой длины по сравнению с размерами поперечного сечения; зуб зубчатого колеса этим условиям не со-

ответствует; K_F – коэффициент расчетной нагрузки (его определяют аналогично K_H , так как это описано в п. 3 при расчете по контактным напряжениям)

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (2.36)$$

тогда действительные напряжения изгиба в опасном сечении

$$\sigma_F = \frac{6F_t \cdot l}{b \cdot s^2} K_T K_F \leq [\sigma_F]. \quad (2.37)$$

Размеры b и l неудобно использовать в инженерных расчетах. Используя геометрическое подобие зубьев различного модуля, их выражают через безразмерные коэффициенты:

$$l' = l/m \quad \text{и} \quad b' = b/m. \quad (2.38)$$

После подстановки величин из формулы (2.38) в формулу (2.37) получим

$$\sigma_F = \frac{6F_t \cdot l' \cdot m}{b \cdot (s')^2 m^2} K_T K_F = \frac{F_t \cdot K_F Y_F}{bm} \leq [\sigma_F], \quad (2.39)$$

где Y_F – коэффициент формы зуба,

$$Y_F = \frac{6l'K_T}{(s')^2} \quad (2.40)$$

Формула (2.39) используется на практике для проверочного расчета зуба на изгиб.

Влияние числа зубьев на форму и прочность зубьев

На рисунке 2.6 покажем изменение формы зуба в зависимости от числа зубьев, нарезанных без смещения с постоянным модулем.

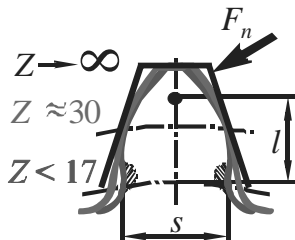


Рис. 2.6. Связь изменения формы зуба от числа зубьев зубчатого колеса

При $Z \rightarrow \infty$ колесо превращается в рейку, и зуб приобретает прямолинейное очертание. С уменьшением числа зубьев уменьшается толщина зуба s у основания, а так же увеличивается кривизна эвольвентного профиля. Такое изменение, в конечном итоге, приводит к уменьшению прочности зуба на изгиб. При дальнейшем

уменьшении числа зубьев (при $z < 17$) появляется подрезание ножки (заштрихованная зона на рис. 2.6), а прочность зуба на изгиб существенно снижается.

Для прямозубых передач число зубьев на границе подрезания $z_{\min} = 17$.

Из рис. 2.6 видно, что ширина s основания зуба в опасном сечении сильно зависит от числа зубьев колеса, а l меняется незначительно. В связи с этим из формулы (2.40) следует, что значение Y_F зависит от количества зубьев z . Кроме этого коэффициент формы зуба зависит от смещения инструмента при нарезании зубчатого колеса.

Проектный расчет прямозубых цилиндрических передач по напряжениям изгиба

Из формулы (2.39) получим зависимость пригодную для проектного расчета зуба на изгиб. Предварительно выразим окружную силу F_t (Н) через мощность P (кВт)

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 9.55 \cdot 10^6 P}{n \cdot m \cdot z}. \quad (2.41)$$

Подставим зависимость (2.41) в формулу (2.39) и введем коэффициент ширины зуба по модулю

$$\psi_m = \frac{b}{m}. \quad (2.42)$$

Получим

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 9.55 \cdot 10^6 \cdot P \cdot K_F \cdot Y_F}{n \cdot m \cdot z \cdot \psi_m \cdot m \cdot m} \leq [\sigma_F]. \quad (2.43)$$

Отсюда

$$m \geq 267 \sqrt[3]{\frac{P \cdot K_F \cdot Y_F}{n \cdot z \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}}. \quad (2.44)$$

Формулу (2.44) используют для проектного расчета зубчатой передачи по напряжениям изгиба.

Порядок расчета прямозубых передач по напряжениям изгиба:

1. Задаем коэффициент расчетной нагрузки:

$K_F = 1,3$ – для симметрично расположенных колес относительно опор,

$K_F = 1,5$ – для несимметрично и консольно расположенных колес относительно опор.

2. Задаемся количеством зубьев z из условия отсутствия подреза зубьев:

$$z_1 = 20 \dots 25, \quad z_2 = z_1 u. \quad (2.45)$$

3. Определяем коэффициент формы зуба Y_F по справочным таблицам (в зависимости от числа зубьев и коэффициента смещения инструмента).

4. Задаем коэффициент ширины зуба по модулю ψ_m

Например, $\psi_m = \frac{b}{m} = 10 \dots 15$ – открытая передача,

$\psi_m = 20 \dots 30$ – редуктор общего назначения,

$\psi_m = 35 \dots 45$ – компактная тяжело нагруженная передача.

5. Вычисляем модуль m по формуле (2.44) и округляем до большего стандартного значения.

В КПП и главных передачах автомобилей и тракторов используются высокопрочные стали (см. приложения П. 1 и П. 2), термообработанные на высокую твердость 57 – 64 HRC₃). проектный и проверочный расчеты таких передач проводится из условия прочности по напряжениям изгиба.

Условие равной прочности по напряжениям изгиба

При проектировании желательно обеспечить равную прочность зубьев по напряжениям изгиба.

Из формулы (2.44) определим модуль зацепления для шестерни

$$m_1 \geq 267 \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K_{F_1} \cdot Y_{F_1}}{n_1 \cdot z_1 \cdot \psi_{m_1} \cdot [\sigma_{F_1}]}} \quad (2.46)$$

и для колеса

$$m_2 \geq 267 \sqrt[3]{\frac{P_2 \cdot K_{F2} \cdot Y_{F2}}{n_2 \cdot z_2 \cdot \Psi_{m2} \cdot [\sigma_{F2}]}}. \quad (2.47)$$

Известно, что в условиях равной прочности геометрические размеры должны быть одинаковыми, то есть $m_1 = m_2$. Если для зубчатой передачи $P_1 \approx P_2$, $K_{F1} = K_{F2}$; $z_1 \cdot n_1 = z_2 \cdot n_2$; $\Psi_{m1} \approx \Psi_{m2}$, тогда при совместном решении зависимостей (2.46) и (2.47) получим условие, обеспечивающее равную прочность

$$\frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{Y_{F2}}{[\sigma_{F2}]}. \quad (2.48)$$

Известно, что допускаемые напряжения $[\sigma_{F1}]$ и $[\sigma_{F2}]$ для шестерни и колеса чаще всего различаются, как и коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2} (поскольку они зависят от числа зубьев и коэффициента смещения). Поэтому без использования условия (2.48) нельзя однозначно сказать, какой из зубьев передачи окажется менее прочным.

Тот из зубьев, у которого отношение $Y_F/[\sigma_F]$ окажется больше (а значит и при расчете по формуле (2.44) модуль m окажется больше) и есть менее прочный по напряжениям изгиба; его и следует взять за основу при расчете m .

Вопросы для самоподготовки

1. Для чего необходимо применять механические передачи?
2. Как определяются основные кинематические параметры зубчатой передачи?
3. Какие основные достоинства и недостатки присущи прямозубым зубчатым цилиндрическим передачам?
4. Каковы основные критерии работоспособности и расчета деталей машин?
5. Какие основные виды разрушения зубьев характерны для зубчатых передач?

6. Как определяют основные геометрические параметры прямозубой цилиндрической передачи?
7. Как определяют силы, действующие в прямозубой цилиндрической передаче?
8. Как рассчитывают прямозубые цилиндрические передачи по контактным напряжениям (ГОСТ 21354-87)?
9. Какие допущения вводят при расчете прямозубых цилиндрических передач по напряжениям изгиба?
10. Как рассчитывают прямозубые цилиндрические передачи по напряжениям изгиба?
11. Как влияет число зубьев на их форму и прочность?
12. В чем заключается условие равной прочности зубьев по напряжениям изгиба?

2.2. КОСОЗУБЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

В современных быстроходных передачах косозубые колеса получили преимущественное распространение. У косозубых колес зубья расположены не по образующей делительного цилиндра, а составляют с ней угол β (рис.2.7).

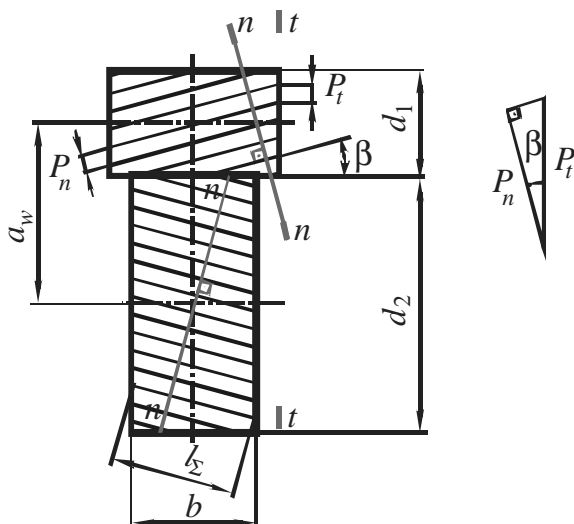


Рис. 2.7. Схема косозубой цилиндрической передачи. $n-n$ – сечение в нормальной плоскости; $t-t$ – торцевое сечение; p_n – нормальный шаг; p_t – торцевой шаг; β – угол наклона зубьев; b – ширина зубчатого венца; l_Σ – длина линии зацепления

Инструмент для нарезания используют с таким же исходным контуром, как и для прямозубых цилиндрических колес, но заготовку при этом поворачивают относительно инструмента на угол β . Поэтому профиль косоугольного зуба в нормальном сечении $n-n$ совпадает с профилем прямого зуба. Модуль m_n в нормальном сечении очевидно должен быть стандартным

$$m_n = m = \frac{p_n}{\pi}, \quad (2.49)$$

где p_n – нормальный шаг,

В торцевом сечении $t-t$ параметры зуба, изменяются в зависимости от угла β :

Окружной (торцевой) шаг

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}. \quad (2.50)$$

Окружной модуль

$$m_t = m_n / \cos \beta. \quad (2.51)$$

Делительный диаметр

$$d = m_t z = m_n z / \cos \beta. \quad (2.52)$$

Достоинства и недостатки косозубой цилиндрической передачи

Достоинства косозубых цилиндрических передач:

1) Зуб входит в зацепление не сразу по всей длине, как в прямозубых колесах, а постепенно, следовательно, меньше шумность передачи, а так же динамические нагрузки в зацеплении.

2) В отличие от прямозубых колес в зацепление всегда находится несколько зубьев, следовательно, выше прочность.

Косозубые колеса могут работать без нарушения зацепления даже при коэффициенте торцевого перекрытия $\epsilon_\beta < 1$.

Тогда выражение для коэффициента осевого перекрытия косозубого колеса

$$\epsilon_\beta = \frac{b_w \operatorname{tg} \beta}{p_{bt}} \approx b_w \sin \beta / (\pi \cdot m_n), \quad (2.53)$$

Коэффициент осевого перекрытия косозубого колеса обычно $\epsilon_\beta \geq 1,1$.

3) Ввиду наклона зуба, длина линии зацепления больше

$$l_\Sigma = \frac{b}{\cos \beta} \epsilon_\alpha. \quad (2.54)$$

Если $\epsilon_\alpha > 1$, то зуб имеет увеличенную линию контакта, следовательно, большую нагрузочную способность, или возможность для заданной нагрузки уменьшить габариты передачи.

Недостатки косозубых зубчатых передач:

1) Так как зуб наклонен на угол β , то в зацеплении возникает дополнительная осевая сила (дополнительная нагрузка на все узлы редуктора: под-

шипники, валы; и, как следствие, возникает возможность смещения колес).

Чем больше угол β , тем больше осевая сила F_a

Обычно на практике в косозубых колесах используется углы наклона зуба $\beta = 8^\circ \dots 20^\circ$, редко до 25° .

Углы наклона зуба $\beta < 8^\circ$ – нет смысла использовать, так как исчезают практически все преимущества передачи, а при $\beta > 20^\circ$ – существенно возрастает осевая сила.

Этот недостаток, возможно устранить, используя шевронное колесо или разнесенный шеврон (рис. 2.8), который подобен сдвоенной косозубой передаче с противоположным наклоном зубьев.

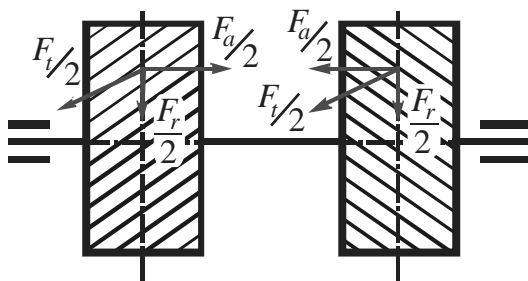


Рис. 2.8. Расположение зубчатых колес по схеме разнесенный шеврон

Осевые силы здесь уравниваются на самом зубчатом колесе или внутри вала (рис. 2.8) и не передаются на подшипники, поэтому в шевронной передаче можно увеличить угол β до $25^\circ \dots 40^\circ$.

Преимущества косозубых передач полностью используются в КПП и главных передачах автомобилей (см. приложения П. 1 и П. 2). Косозубые колеса с разными и противоположно направленными углами наклона (аналог шевронной передачи) устанавливаются на промежуточном валу КПП для разгрузки подшипников от осевых сил (см. рис. приложения П. 1.6).

Силы, действующие в косозубой цилиндрической передаче

В косозубой цилиндрической передаче нормальную силу F_n раскладывают на три составляющие

окружную силу (рис. 2.9)

$$F_t = \frac{2T}{d}, \quad (2.54)$$

осевую силу

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta, \quad (2.55)$$

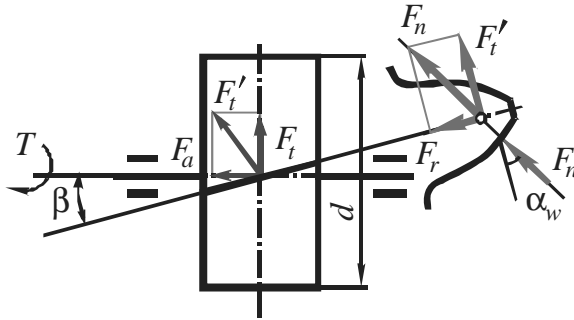


Рис. 2.9. Силы, действующие в косозубой передаче

радиальную силу

$$F_r = F'_t \operatorname{tg} \alpha_w = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta, \quad (2.56)$$

где F'_t – окружная сила в нормальном сечении $n-n$.

В свою очередь нормальная сила

$$F_n = F_t / (\cos \alpha_w \cos \beta). \quad (2.57)$$

В прямозубом цилиндрическом колесе линия контакта параллельна оси колеса. В косозубом цилиндрическом колесе линия контакта расположена наклонно, а нагрузка по линии контакта распределяется неравномерно (рис. 2.10). Наибольшая нагрузка наблюдается при зацеплении зубьев в средней части линии контакта в связи с тем, что в этом случае суммарная жесткость взаимодействующих зубьев наибольшая.

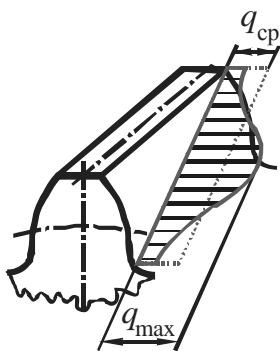


Рис. 2.10. Распределение давления по длине линии контакта в косозубой цилиндрической передаче

Отношение $\frac{q_{\max}}{q_{\text{ср}}} \approx 1,2$.

Понятие об эквивалентном прямозубом цилиндрическом колесе

Прочность зуба косозубого колеса определяется его размерами и формой в нормальном сечении. При расчете косозубых колес на прочность вместо реального косозубого колеса рассматривают так называемое эквивалентное ему по прочности прямозубое колесо.

Эквивалентным называется такое воображаемое прямозубое цилиндрическое колесо, форма и размеры зуба которого соответственно совпадают с формой и размерами зуба реального косозубого колеса в его нормальном сечении.

Нормальное сечение $n-n$ косозубого колеса имеет форму эллипса с полуосями a и b' (рис 2.11).

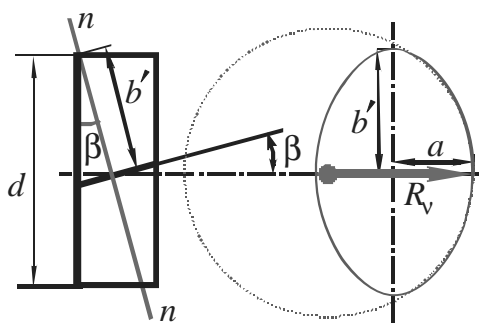


Рис. 2.11. Схема определения параметров эквивалентного прямозубого цилиндрического колеса в косозубой передаче

Из рисунка 2.11 видно, что полуоси эллипса соответственно равны

$$a = d/2; \quad b' = \frac{d}{2 \cos \beta} \quad (2.58)$$

В зацеплении участвуют зубья, расположенные на малой оси эллипса (рис. 2.11), т.к. второе колесо находится в зацеплении с первым на расстоянии $d/2$.

Радиус кривизны эллипса R_v на малой оси (радиус эквивалентного колеса)

$$R_v = \frac{(b')^2}{a} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta} \quad (2.59)$$

В соответствии с этим, диаметр эквивалентного колеса

$$d_v = 2R_v = \frac{d}{\cos^2 \beta} \quad (2.60)$$

а число зубьев z_v эквивалентного колеса

$$z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{m_t \cos^3 \beta} = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (2.61)$$

где z – число зубьев реального косозубого колеса

Увеличение эквивалентных параметров (d_v и z_v) с увеличением угла β является одной из причин повышения прочности косозубых передач.

Расчет косозубых цилиндрических передач на контактную прочность

Контактная прочность косозубых колес выше, чем у прямозубых колес по следующим причинам:

- 1) длина линии контакта зуба косозубого колеса больше чем у прямозубого колеса, и в зацеплении находится больше, чем одна пара зубьев;
- 2) диаметр эквивалентного прямозубого колеса больше, чем реального, а значит больше и радиус кривизны зуба у эквивалентного колеса, что снижает действующие контактные напряжения σ_H , следовательно, увеличивается его контактная прочность.

Коэффициент повышения прочности косозубых цилиндрических передач по контактным напряжениям

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\epsilon_\alpha}}, \quad (2.62)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зацепляющимися парами зубьев (определяется по справочным таблицам в зависимости от окружной скорости v и степени точности изготовления), ϵ_α – коэффициент торцевого перекрытия.

Контактные напряжения для косозубой передачи определяют как

$$\sigma_H^{\text{кос}} = \sigma_H^{\text{прям}} \cdot Z_{H\beta}, \quad (2.63)$$

следовательно,

$$\sigma_H = \frac{1,18}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_H E_{\text{пр}} (u+1) Z_{H\beta}^2}{b \cdot \sin 2\alpha_w}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.64)$$

При проектном расчете значения β , ϵ_α , v и степень точности еще неизвестны.

Поэтому значения $Z_{H\beta}$ в формуле (2.64) предварительно оценивают приближенно; при некоторых средних значениях: $\beta = 12^\circ$; $\epsilon_\alpha = 1,5$; $K_{H\alpha} = 1,1$, получим $Z_{H\beta} = 0,85$.

Формулы для проектного расчета косозубых цилиндрических передач можно получить путем умножения формулы (2.21) или (2.22) на $\sqrt[3]{Z_{H\beta}}$ для.

Тогда

$$\alpha_w \geq 49,5(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} Z_{H\beta}^2}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}$$

или

$$\alpha_w \geq 43(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}. \quad (2.65)$$

Расчет косозубых цилиндрических передач на прочность по напряжениям изгиба

Расчет выполняют по аналогии с прямозубыми цилиндрическими передачами с учетом увеличения прочности косозубых передач.

При этом формула (2.39) запишется в виде

1) для проверочного расчета

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Z_{F\beta}}{b m_n} \leq [\sigma_F], \quad (2.66)$$

где Y_F – коэффициент формы зуба (определяется по справочным таблицам); $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$ – коэффициент расчетной нагрузки; b – ширина косозубого колеса; m_n – модуль в нормальном сечении; $Z_{F\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубой передачи по напряжению изгиба

$$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} Y_\beta}{\varepsilon_\alpha}, \quad (2.67)$$

где Y_β – коэффициент учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба и неравномерного распределения нагрузки (см. рис. 2.10)

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} \quad (\text{при } \beta < 40^\circ), \quad (2.68)$$

при $\beta > 40^\circ$ принимают $Y_\beta = 0,7$;

ε_α – коэффициент торцевого перекрытия, учитывает уменьшение нагрузки ввиду многопарности зацепления

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta; \quad (2.69)$$

$K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности загрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев

$K_{F\alpha} = 1,07 \dots 1,4$ (большие значения соответствуют меньшей точности изготовления зубьев и большей окружной скорости).

2) для проектного расчета (см. формулу 2.44), принимая приближенно $K_{FV} = 1$, получим

$$m_n \geq 267 \sqrt[3]{\frac{PK_F Y_F Z_{F\beta}}{n z \psi_n [\sigma_F]}}. \quad (2.70)$$

Выбор нормального модуля зацепления для автомобильных КПП производится на основе опыта эксплуатации (см. П. 1).

Вопросы для самоподготовки

1. Как нарезают цилиндрические косозубые зубчатые колеса?
2. Какие основные достоинства и недостатки присущи цилиндрическим косозубым зубчатым передачам?
3. В чем причина плавности и относительной бесшумности работы цилиндрической косозубой передачи?
4. Как определяются силы в зацеплении цилиндрической косозубой передачи?
5. Какое прямозубое цилиндрическое колесо называют эквивалентным косозубому зубчатому колесу?
6. Для чего при расчете цилиндрической косозубой передачи вводится понятие об эквивалентном прямозубом цилиндрическом колесе?
7. В чем заключается особенность расчета цилиндрической косозубой передачи на контактную прочность?
8. Почему контактная прочность косозубого колеса выше, чем прямозубого?
9. Как рассчитываются на прочность зубья цилиндрической косозубой передачи по напряжениям изгиба?
10. Как учитывается многопарность зацепления и наклон линии контакта к основанию зуба при расчете цилиндрической косозубой передачи?

2.3. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, у которых оси валов пересекаются под некоторым углом Σ . Наиболее распространены передачи с углом $\Sigma = 90^\circ$.

Недостатки конических зубчатых передач:

1) Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже (специальные станки, специальный инструмент). Кроме допусков на размеры здесь необходимо выдерживать допуски на углы Σ , δ_1 и δ_2 , а при монтаже обеспечить совпадение вершин конусов.

2) Пересечение осей валов затрудняет размещение опор. Поэтому одно из конических колес, как правило, располагают консольно, при этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки.

3) В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор.

Все это приводит к тому, что нагрузочная способность (по опытным данным) конической прямозубой передачи составляет лишь около 0,85 цилиндрической.

По направлению зубьев различают колеса с прямым, косым или круговым зубом.

Несмотря на отмеченные недостатки, конические передачи имеют достаточно широкое применение, поскольку по условиям компоновки механизмов в ряде случаев необходимо располагать валы под углом (например, в газораспределительном механизме V-образного ДВС). Конические передачи используются в главных передачах, дифференциалах автомобилей (см. приложение П. 1, П. 2, рис. П. 1.1, П. 2.2 – П. 2.5)

Геометрические параметры прямозубой конической передачи

Рассмотрим основные геометрические параметры конических передач (рис. 2.12).

1. Воображаемые конусы, перекатывающиеся друг по другу без скольжения, называются начальными (основными) конусами. Начальные конусы являются аналогами начальных и делительных цилиндров (цилиндрические передачи).

2. Конус, образующие которого лежат на поверхности вершин зубьев, называется наружным (внешним) конусом.

3. Конус, образующие которого лежат во впадинах зубьев, называется внутренним конусом.

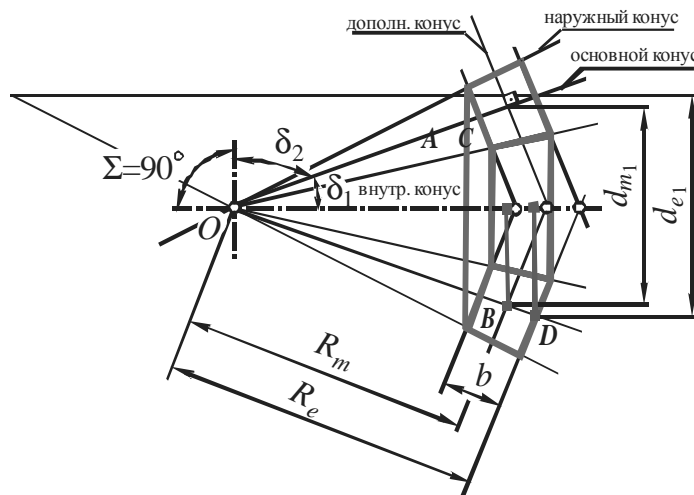


Рис. 2.12. Геометрические параметры конической передачи. d_m – средний делительный диаметр; d_e – внешний делительный диаметр; R_m – среднее конусное расстояние; R_e – внешнее конусное расстояние; b – ширина зубчатого венца; δ_1 и δ_2 – углы делительных конусов, соответственно шестерни и колеса

4. Конус, ось которого совпадает с осью начального конуса, а образующие которого перпендикулярны образующим начального конуса, называется дополнительным конусом.

Различают наружный, средний и внутренний дополнительные конусы.

Размеры, относящиеся к внешнему сечению дополнительным конусом, сопровождаются индексом e , размеры в среднем сечении – индексом m .

d_m – средний делительный диаметр.

d_e – внешний делительный диаметр.

R_m – среднее конусное расстояние.

R_e – внешнее конусное расстояние.

b – ширина зубчатого венца.

Размеры по внешнему торцу удобнее для измерения и контроля, поэтому их указывают на чертежах. Размеры в сечении средним дополнительным конусом используют для расчета на прочность.

Соотношение размеров в среднем и внешнем сечениях:

из $\triangle OAB$ и $\triangle OCD$ видно

$$\frac{\frac{d_m}{2}}{\frac{d_e}{2}} = \frac{R_m}{R_e} = \frac{R_e - 0,5b}{R_e} = 1 - 0,5 K_{be}. \quad (2.71)$$

Здесь обозначено отношение $\frac{b}{R_e}$ длины зуба к внешнему конусному расстоянию как

$$K_{be} = \frac{b}{R_e}. \quad (2.72)$$

Средний делительный диаметр

$$d_m = d_e \cdot (1 - 0,5 K_{be}), \quad (2.73)$$

здесь $d_m = m_{tm} \cdot z$ и $d_e = m_{te} \cdot z$,

где m_{tm} – средний окружной модуль, m_{te} – внешний окружной модуль.

Из (2.73) получим

$$m_{tm} = m_{te} \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be}). \quad (2.74)$$

При этом m_{te} можно для удобства размерного контроля округлять до *стандартного*.

Передаточное число конической передачи

Как и у цилиндрических передач

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.75)$$

Кроме того, выразив d_2 и d_1 через конусное расстояние R и углы делительных конусов δ_1 и δ_2 , получим

$$u = \frac{d_{e2}}{d_{e1}};$$

из ΔOCD

$$u = \frac{2 \cdot R_e \cdot \sin \delta_2}{2 \cdot R_e \cdot \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin(90^\circ - \delta_2)} = \frac{\sin \delta_2}{\cos \delta_2} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (2.76)$$

Силы, действующие в прямозубой конической передаче

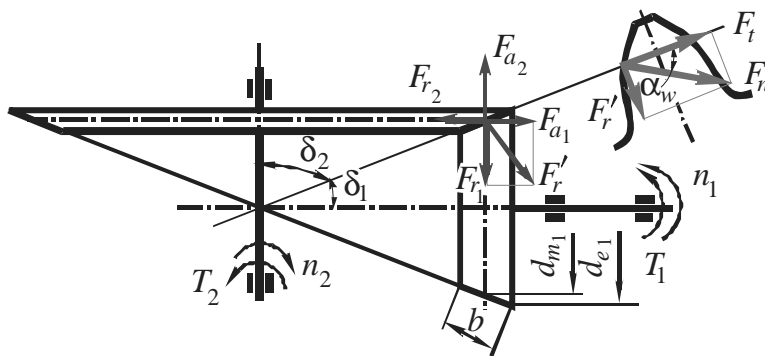


Рис. 2.13. Схема сил, действующих в конической передаче

По нормали к зубу действует сила

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}; \quad (2.77)$$

которую раскладывают на окружную силу

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} \quad (2.78)$$

и

$$F'_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w. \quad (2.79)$$

В свою очередь сила F'_r раскладывается на

$$F_{r1} = F_{a2} = F'_r \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1 \quad (2.80)$$

и

$$F_{a1} = F_{r2} = F'_r \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1 = F_{r2}. \quad (2.81)$$

Размеры поперечных сечений зуба конического колеса изменяются пропорционально расстоянию этих сечений от вершины конуса. Все поперечные сечения конуса геометрически подобны. При этом удельная нагрузка распределяется неравномерно и имеет форму трапеции.

Понятие о прямозубом цилиндрическом колесе эквивалентном коническому

Для расчета на прочность конические колеса заменяют эквивалентными прямозубыми цилиндрическими.

Эквивалентным называется такое воображаемое прямозубое цилиндрическое колесо, размеры и форма зуба которого соответственно совпадают с размерами и формой зуба реального конического колеса в его сечении средним дополнительным конусом.

Эквивалентное колесо получим как развертку среднего дополнительного конуса (рис. 2.14):

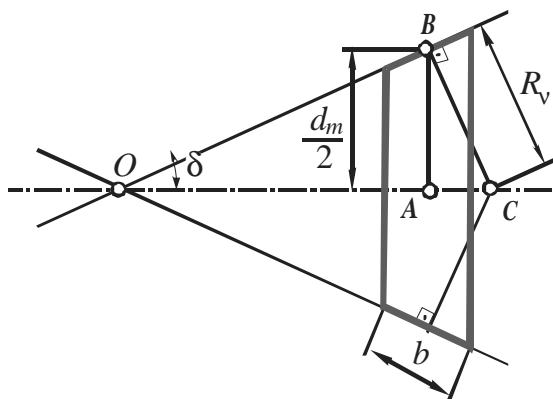


Рис. 2.14. Схема для определения размеров эквивалентного колеса

из $\triangle ABC$ радиус R_v эквивалентного цилиндрического колеса

$$R_v = \frac{d_m}{2 \cos \delta}, \quad (2.82)$$

а его диаметр

$$d_v = 2R_v = \frac{d_m}{\cos \delta}. \quad (2.83)$$

Число зубьев эквивалентного цилиндрического колеса

$$z_v = \frac{d_v}{m_{tm}} = \frac{d_m}{\cos \delta \cdot m_{tm}} = \frac{m_{tm} z}{\cos \delta \cdot m_{tm}} = \frac{z}{\cos \delta}. \quad (2.84)$$

Ширина эквивалентного цилиндрического колеса

$$b_v = b; \quad (2.85)$$

передаточное число эквивалентной передачи

$$u_v = \frac{d_{v2}}{d_{v1}} = \frac{d_{m2} \cos \delta_1}{\cos \delta_2 d_{m1}}, \quad (2.86)$$

поскольку при $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$

$$\cos \delta_1 = \sin \delta_2, \quad (2.87)$$

следовательно

$$u_v = u \cdot \operatorname{tg} \delta_2 = u^2. \quad (2.88)$$

Как установлено, прочность реальных конических колес составляет $\approx 85\%$ от прочности эквивалентных прямозубых цилиндрических.

Расчет прямозубой конической передачи по контактным напряжениям

Размеры поперечного сечения зуба прямозубого конического колеса (а, следовательно, и приведенный радиус $R_{пр}$) изменяются пропорционально расстоянию этих сечений от вершины начального конуса. То есть все поперечные сечения зуба геометрически подобны. Удельная нагрузка q также прямо пропорциональна указанному расстоянию

Поэтому в формуле (1.4) отношение $\frac{q}{R_{пр}} = \text{const}$.

Это значит, что в принципе можно проводить расчет на контактную прочность по любому сечению дополнительным конусом. Принято указанный

расчет проводить в сечении средним дополнительным конусом, отвечающем параметрам эквивалентного колеса.

Для конического зацепления $R_{\text{пр}}$ определяют по диаметрам эквивалентных колес (см. ф. 2.16 и 2.82)

$$\frac{1}{R_{\text{пр}}} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha_w} \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right), \quad (2.89)$$

а удельную нагрузку (контактное давление) в указанном выше сечении

$$q_m = \frac{q_{\max} + q_{\min}}{2} = \frac{F_t K_H}{b \cos \alpha_w}. \quad (2.90)$$

Подставим (2.89) и (2.90) в (1.4) и получим формулу, пригодную для проектного расчета среднего конусного расстояния

$$R_m = 10170 \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{P_2 K_H}{[\sigma_H]^2 u^2 n_2 K_{bm} \theta_H}}, \quad (2.91)$$

где K_H – коэффициент расчетной нагрузки (который определяют аналогично тому, как это описано выше для цилиндрических зубчатых передач),

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha}; \quad (2.92)$$

$K_{bm} = b/R_m$ – коэффициент ширины зубчатого венца относительно конусного расстояния; $\theta_H \approx 0,85$ – опытный коэффициент, характеризующий понижение прочности конической прямозубой передачи по сравнению с эквивалентной цилиндрической;

Далее находим остальные параметры.

Задаемся коэффициентом $K_{bm} = \frac{b}{R_m} \leq 0,35$ (рекомендуемое значение 0,35).

Отсюда

$$b = R_m K_{bm}; \quad (2.93)$$

$$R_e = R_m + 0,5b, \quad (2.94)$$

$$\delta_2 = \arctg u, \quad (2.95)$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2, \quad (2.96)$$

$$d_{e1} = 2R_e \sin \delta_1. \quad (2.97)$$

Предварительно задаем число зубьев шестерни $z_1 = 18 \dots 24$.

Определяем внешний окружной модуль

$$m_{te} = \frac{2R_e \sin \delta_1}{z_1}, \quad (2.98)$$

а затем средний окружной модуль (см. формулу 2.74)

$$m_{tm} = m_{te} (1 - 0,5K_{be}). \quad (2.99)$$

Если при проектировании передачи известен крутящий момент T_2 , то формула проектного расчета внешнего диаметра конического колеса имеет вид

$$d_{e2} = 97 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u_1}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5\Psi_{bR_e})^2 \Psi_{bR_e}}}. \quad (2.100)$$

Расчет прямозубой конической передачи по напряжениям изгиба

Расчет производят для эквивалентного прямозубого цилиндрического колеса по формуле, аналогичной (2.39)

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{m_{tm} b \cdot \theta_F} \leq [\sigma_F], \quad (2.101)$$

где K_F – коэффициент нагрузки, определяется по формуле

$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv}; \quad (2.102)$$

Y_F – коэффициент формы зуба определяется по таблицам для прямозубых цилиндрических колес, но для эквивалентного числа зубьев $z_v = \frac{z}{\cos \delta}$;

$\theta_F = \theta_H \approx 0,85$ – опытный коэффициент, характеризующий пониженную изгибную прочность конической прямозубой передачи по сравнению с эквивалентной цилиндрической.

Вопросы для самоподготовки

1. По каким признакам классифицируются конические передачи?
2. Какие достоинства и недостатки присущи коническим передачам?
3. Как определяются силы в зацеплении прямозубой конической передачи?

4. Как определяются основные геометрические параметры прямозубой конической передачи?
5. Как определяются основные кинематические параметры прямозубой конической передачи?
6. Как рассчитываются зубья прямозубых конических передач по контактным напряжениям?
7. Для чего при расчете конической передачи вводится понятие об эквивалентном прямозубом цилиндрическом колесе?
8. Как рассчитываются зубья прямозубых конических передач по напряжениям изгиба?

2.4. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Материалы для изготовления зубчатых колес

Как известно, основным критерием работоспособности для закрытых зубчатых передач является их прочность по контактным напряжениям. Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ прямо пропорционально твердости поверхности материала детали. Как следует из формулы Г. Герца (см. ф. 1.4) нагрузочная способность передачи, то есть нормальная сила F_n пропорциональна квадрату допускаемых напряжений, (то есть $\sim [\sigma_H]^2$). Это значит, что повышение твердости поверхности зубьев является мощным резервом повышения нагрузочной способности передачи, а следовательно, и резервом уменьшения габаритов и массы передачи.

Наибольшую твердость поверхности зубьев можно получить при изготовлении зубчатых колес из сталей, дополнительно подвергнутых различным методам упрочнения (объемная закалка, поверхностная закалка, цементация, азотирование, лазерное или механическое упрочнение).

Конструкционные стали разделяют на две группы, отличающиеся нагрузочной способностью и технологией изготовления:

- 1) $HB \leq 350$,
 - 2) $HB > 350$ (45 ... 65 HRC₉).
1. Материалы первой группы: $HB \leq 350$.

При изготовлении колес первой группы, как правило, используются качественные углеродистые стали (40, 45, 40X, 40XH) нормализованные или улучшенные.

Технология изготовления:

- производство заготовки;
- производится термическая обработка (ТО) (нормализация, улучшение);
- чистовое нарезание зубьев.

При этом можно получать высокую точность изготовления без применения дорогих дополнительных отделочных операций (шлифовки, притирки, обкатки)

Колеса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках.

Для лучшей приработки зубьев твердость шестерни рекомендуют назначать больше твердости колеса на 20 ... 30 HB.

Технологические преимущества материалов при $HB \leq 350$ обеспечили им широкое распространение в условиях единичного и мелкосерийного производства, в мало- и средненагруженных передачах, а так же передачах с большими по размерам колесами, термическая обработка которых затруднена.

2. Материалы второй группы: $HB > 350$.

Твердость обычно выражается в единицах Роквелла (HRC_{Δ}).

При изготовлении колес второй группы, используют малоуглеродистые стали (5, 6), конструкционные стали (40, 45, 40X), высоколегированные стали (30ХГСА, 12ХН3А, 25ХГМ, 25ХГТ). Специальные виды термообработки позволяют получить HRC_{Δ} до 50 ... 60 и более.

При этом $[\sigma_H]$ увеличивается до 2-х раз, а F_n соответственно до 4-х раз по сравнению с 1-й группой. Возрастают так же износостойкость и стойкость к заеданию.

Однако возникают дополнительные трудности:

1) плохая приработка, поэтому требуется повышенная точность изготовления, повышенная жесткость валов и т.д.

2) при высокой твердости нарезание зубьев затруднено, поэтому термическую или химико-термическую обработку выполняют после нарезания. Но

многие виды упрочняющих обработок вызывают коробление зубьев. Поэтому необходимо введение дополнительной технологической операции для исправления формы зуба (шлифование, притирка, обкатка и т.д.)

Технология изготовления:

- изготовление заготовки;
- нарезание зубьев;
- упрочнение (объемная закалка, закалка ТВЧ, химико-термическая обработка);
- исправление формы зуба.

Все это вызывает дополнительные затраты на изготовление, поэтому эту группу материалов лучше применять для изготовления зубчатых колес в условиях крупносерийного или массового производства, когда окупаются затраты на специализированное оборудование, инструмент, приспособления.

Следует обратить внимание, что в изделиях крупносерийного и массового производства применяют, как правило, зубчатого колеса с высокотвердыми зубьями. В зависимости от способа получения заготовки различают:

- литые (пониженная прочность, используются для колес $D_3 > 500$ мм в паре с кованной шестерней),
- кованные ($D_3 = 200 \dots 500$ мм),
- штампованные ($D_3 = 200 \dots 500$ мм).
- из круглого проката $D_3 < 200$ мм.

Чугун – применяют для крупногабаритных, тихоходных зубчатых колес и колес открытых зубчатых передач.

Достоинства зубчатых колес, изготовленных из чугуна:

- 1) хорошо противостоят контактному выкрашиванию и заеданию в условиях скудной смазки;
- 2) материал относительно не дорогой, имеет хорошие литейные свойства;
- 3) чугун хорошо обрабатывается.

К недостаткам зубчатых колес из чугуна относится пониженная прочность по напряжениям изгиба σ_F .

Современные сорта модифицированного чугуна позволяют чугунному литью конкурировать со стальным литьем так же и в закрытых передачах.

Пластмассы (текстолит $E = 6000 \dots 8000$ МПа, лигнофоль $E = 10000 \dots 12000$ МПа, полиамиды типа капрон). Из пластмассы изготавливают одно из зубчатых колес. Такие передачи обеспечивают бесшумную работу высокоскоростных передач, они менее чувствительны к неточностям сборки и изготовления, благодаря малой жесткости материала. Однако такие колеса имеют низкую нагрузочную способность и большие габариты.

Определение допускаемых напряжений

1. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$

Расчет на усталость при циклических контактных напряжениях базируется на кривых усталости. Допускаемые контактные напряжения определяют по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} K_{HL}, \quad (2.103)$$

где S_H – коэффициент безопасности (коэффициент запаса прочности) для сталей с твердостью $HB \leq 350$, $S_H \geq 1,1$; при $HB > 350$ $S_H \geq 1,2$; K_{HL} – коэффициент долговечности, который учитывает длительность работы передачи и характер изменения нагрузки; σ_{H0} – базовый предел контактной выносливости материала зубчатого колеса.

Как известно, на уровень контактной выносливости оказывают влияние многочисленные факторы (химический состав и структура материала, тепловые процессы и т.п.), однако, как показали экспериментальные исследования, выполненные отечественными и зарубежными учеными, контактная выносливость в основном зависит от твердости материала. Установлено, что величина σ_{H0} однозначно определяется уровнем пластической твердости НД

(ГОСТ 18835–73). Для деталей, изготовленных из сталей, и для схемы нагружения рабочих поверхностей «качение с проскальзыванием», которое соответствует режиму работы зубьев зубчатых колес, базовый предел контактной выносливости можно вычислить по формуле [17, 18]

$$\sigma_{H0} = 0,22HД - 8 \cdot 10^{-6} HД^2, \text{ МПа.} \quad (2.104)$$

Отметим, что значение пластической твердости $HД$ не зависит от условий испытания и, таким образом, является константой для данного материала. По своему физическому смыслу $HД$ представляет собой не условное давление в контакте (как, например, твердость по Бринеллю $HВ$), а модуль упрочнения материала при внедрении в него индентора – контактный модуль упрочнения. Взаимосвязь с другими числами твердости показана в работах [4, 12].

Изобразим кривую усталости (рис. 2.15) в обычных, а также двойных логарифмических координатах.

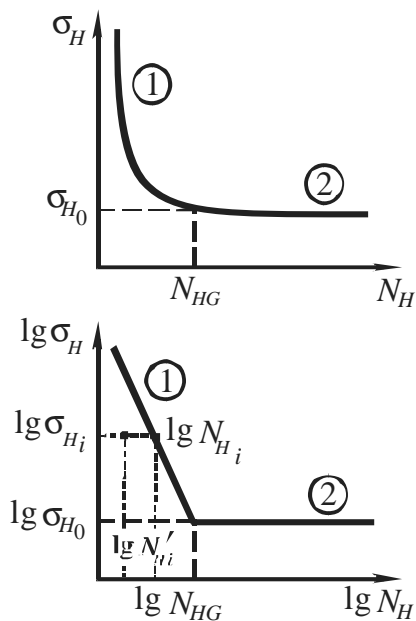


Рис. 2.15. Кривая усталости (кривая Веллера). N_H – количество циклов контактного нагружения, N_{HG} – базовое количество циклов, σ_H – контактные напряжения, N_{Hi} – количество циклов до разрушения, σ_{H0} – базовый предел контактной выносливости

Рассмотрим первый участок кривой усталости (рис. 2.15).

Для этого участка справедлива зависимость

$$N_{Hi} \sigma_{Hi}^m = N_{HG} \sigma_{H0} = \text{const}, \quad (2.105)$$

где m – степенной показатель функции (экспериментальное значение показателя для стали $m = 6$).

Из соотношения (2.105) определяем ограниченный предел контактной выносливости

$$\sigma_{Hi} = \sigma_{H0} \sqrt[m]{\frac{N_{HG}}{N_{Hi}}}. \quad (2.106)$$

Коэффициент долговечности определяется в зависимости от числа циклов нагружения

$$K_{HL} = \sqrt[m]{\frac{N_{HG}}{N_{Hi}}}, \quad (2.107)$$

где N_{HG} – базовое число циклов нагружения определяется в зависимости от твердости поверхности,

если $N_{HG} > N_{Hi}$, то $K_{HL} > 1$, но коэффициент долговечности не может превышать $K_{HL} \leq 2,4$, чтобы не возникла пластическая деформация на поверхности зубьев.

Рассмотрим второй участок кривой усталости (рис. 2.15).

$N_{HG} < N_{Hi}$ (длительно работающие передачи). Кривая усталости на этом участке параллельно оси абсцисс.

При этом по формуле (2.107) получим $K_{HL} \leq 1$. Таким образом, следуя формальной логике формулы (2.104) окажется, что опасное напряжение $\sigma_{Hi} = \sigma_{H0} K_{HL}$ окажется меньше базового предела контактной выносливости σ_{H0} . Поскольку даже при напряжении равном σ_{H0} передача может работать практически бесконечно долго, то брать в расчет напряжение $\sigma_{Hi} < \sigma_{H0}$ не имеет смысла. В связи с этим принимают коэффициент $K_{HL} = 1$.

Таким образом, окончательно можем записать

$$1 \leq K_{HL} \leq 2,4.$$

Коэффициент K_{HL} учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач и тем самым существенно повысить нагрузочную способность или уменьшить габариты передачи.

При переменном графике загрузки расчет коэффициента долговечности K_{HL} ведется по эквивалентному числу циклов

$$N_{HE} = \sum \left(\frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H \max}} \right)^m N_{Hi}, \quad (2.109)$$

где $N_{Hi} = 60n_iL_i$ – действительное число циклов нагружения при воздействии напряжения σ_{Hi} ; L_i – число часов работы при действии напряжения σ_{Hi} .

При проектном расчете формулой (2.109) пользоваться неудобно, поэтому преобразуем ее следующим образом. Контактные напряжения σ_H согласно формуле Г. Герца пропорциональны $\sqrt{F_n}$, а нормальная сила F_n прямо пропорциональна крутящему моменту T . Таким образом, последняя формула для эквивалентного числа циклов нагружения принимает вид

$$N_{HE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{m/2} 60n_iL_i. \quad (2.110)$$

2. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$

Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{FL} K_{FC}. \quad (2.109)$$

где σ_{F0} – базовый предел выносливости зуба на изгиб; S_F – коэффициент безопасности (коэффициент запаса прочности); K_{FC} – коэффициент учитывающий эффект двухстороннего приложения нагрузки к зубу (для реверсивных передач $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$; для нереверсивных $K_{FC} = 1$); K_{FL} – коэффициент долговечности.

Формула для расчета K_{FL} аналогична формуле для определения K_{HL} , т.е.

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}}, \quad (2.111)$$

где N_{FG} – базовое число циклов нагружения, которое равно $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ для всех сталей; $m = 6$ при $\text{HB} \leq 350$, а так же для колес со шлифованной переходной поверхностью; $m = 9$ при $\text{HB} > 350$ и для колес с не шлифованной переходной поверхностью

$$1 \leq K_{FL} \leq 2 \text{ при } \text{HB} \leq 350;$$

$$1 \leq K_{FL} \leq 1,6 \text{ при } \text{НВ} > 350.$$

Эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{FE} = 60 \sum \left(\frac{\sigma_{Fi}}{\sigma_{F\max}} \right)^m n_i L_i, \quad (2.112)$$

при этом поскольку σ_F пропорционально F_t и T получим

$$N_{FE} = 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^m n_i L_i. \quad (2.113)$$

В приложении П 1 ??????????????????????????????где же текст ?

Вопросы для самоподготовки

1. Какие материалы и виды термической обработки применяются для повышения прочности и долговечности зубчатых передач?
2. От каких характеристик материала преимущественно зависят сопротивление усталости и допускаемые контактные напряжения?
3. Как учитывают переменность режима загрузки для определения допускаемых контактных напряжений и допускаемых напряжений изгиба?
4. Как выбирают расчетный коэффициент запаса прочности для колес из материалов первой и второй группы?

3. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Червячные передачи – это передачи *зацеплением* витков червяка и зубьев червячного колеса (рис. 3.1). Червяк 1 – это винт с трапецеидальной или близкой к ней по форме резьбой. Червячное колесо является косозубым зубчатым колесом с зубьями особой дуговой формы. Такая форма зубьев обеспечивает увеличение их прочности на изгиб.

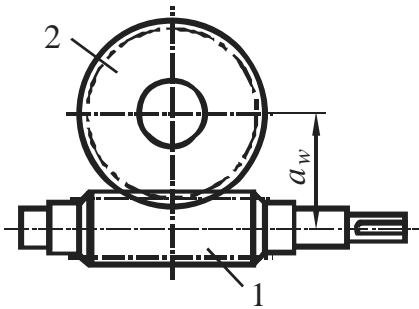


Рис. 3.1. Схема червячного зацепления. 1 – червяк, 2 – червячное колесо

Червячные передачи применяют при необходимости передачи движения между перекрещивающимися (как правило, взаимно перпендикулярными) валами. При вращении червяка его витки плавно входят в зацепление с зубьями колеса и приводят его во вращение. Передачи используют в станках, автомобилях, подъемно-транспортных и других машинах.

Достоинства и недостатки червячных передач

Достоинства:

- 1) возможность получения большого передаточного числа в одной ступени (в редукторе до 80, а в отдельных случаях до 300 и более);
- 2) плавность и малозумность работы;
- 3) повышенная кинематическая точность.

Недостатки:

- 1) низкий КПД;

- 2) необходимость изготовления зубьев колеса из дорогих антифрикционных материалов;
- 3) повышенные требования к точности сборки, необходимость регулировки взаимного расположения червяка и колеса;
- 4) необходимость специальных мер по интенсификации теплоотвода.

Классификация червячной передачи

- 1) по форме поверхности витков червяка:
 - а) цилиндрические,
 - б) глобоидные;
 - в) тороидные;
- 2) по направлению линии витков:
 - а) левое,
 - б) правое;
- 3) по числу заходов винтовой линии:
 - а) однозаходные,
 - б) многозаходные;
- 4) по расположению червяка относительно колес:
 - а) с нижним,
 - б) с верхним,
 - в) с боковым;
- 5) по профилю витка в сечении перпендикулярном к оси червяка:
 - а) прямолинейный профиль,
 - б) криволинейный профиль;

Наибольшее распространение получили цилиндрические червяки, витки которых очерчены прямыми линиями, такие червяки называют архимедовыми червяками.

Типы червяков

По форме тела червяки разделяют на *цилиндрические, глобоидные и торoidalные*. Наибольшее применение находят цилиндрические червяки как более простые в изготовлении и обеспечивающие достаточно высокую нагрузочную способность.

Профиль витков червяка можно варьировать, так как червячные колеса изготавливают инструментом, являющимся аналогом червяка. *По форме боковой поверхности витка* червяки разделяют на *архимедовы* (обозначение *ZA*), *конволютные* (*ZN*), *эвольвентные* (*Z1*), *нелинейчатые с поверхностью, образованной конусом* (*ZK*) и *с вогнутым профилем витка* (*ZT*).

При невысоких требованиях к нагрузочной способности и ресурсу в условиях мелкосерийного производства применяют архимедовы и конволютные червяки. Витки архимедовых червяков имеют прямолинейный профиль в осевом сечении, в торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью (рис. 3.2, *а, г*). Витки конволютных червяков имеют прямолинейный профиль в сечении, нормальном к направлению витка, в торцовом сечении витки очерчены удлиненной эвольвентой (рис.3.2, *б, д*). Нарезание архимедовых и конволютных червяков выполняют на универсальных токарно-винторезных станках. Для шлифования архимедовых червяков требуется круг, очерченный сложной кривой в осевом сечении, что ограничивает их применение. Шлифование конволютных червяков конусными кругами с прямолинейными образующими на обычных резьбошлифовальных станках приводит к небольшому искривлению прямолинейного профиля витка, поэтому такие червяки называют “нелинейчатыми”. Червячные фрезы для нарезания червячных колес шлифуют тем же способом, поэтому получают правильное зацепление.

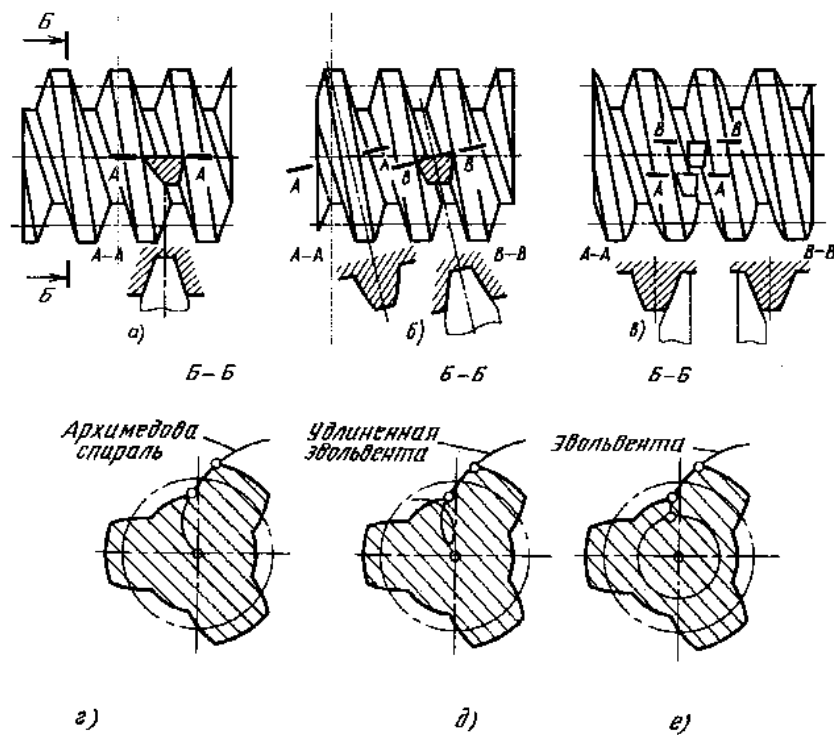


Рис. 3.2. Виды цилиндрических червяков: *а* – прямолинейный архимедов червяк, *б* – прямолинейный конволютный червяк, *в* – прямолинейный эвольвентный червяк

Геометрические параметры червяков, колес

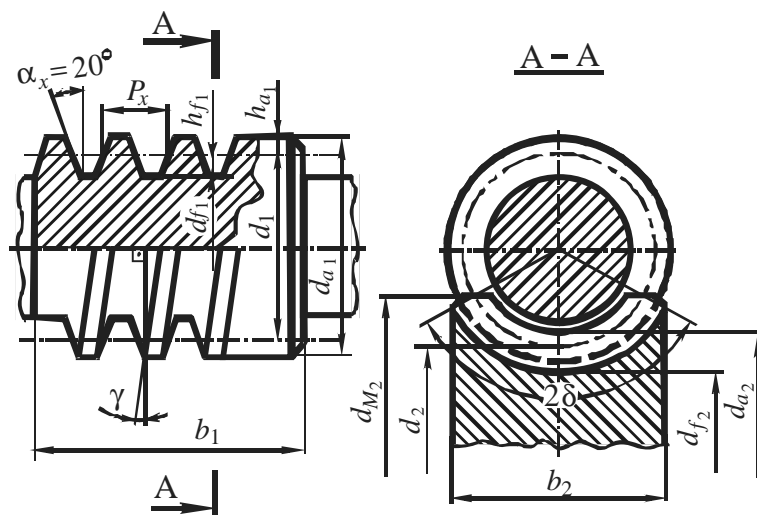


Рис. 3.3. Геометрические параметры червячной передачи

При нарезании без смещения:

Червяк:

диаметр делительной окружности червяка

$$d_1 = qm ; \quad (3.1)$$

d_{f1} – диаметр окружности впадин червяка;

d_{a1} – диаметр окружности выступов червяка;

P_x – осевой шаг;

z_1 – число заходов червяка (1, 2, 3, 4);

$\alpha = 20^\circ$ – угол профиля;

γ – угол подъема винтовой линии;

δ – угол обхвата червяка колесом, $2\delta \approx 90^\circ \dots 100^\circ$;

осевой модуль червяка (является основным расчетным параметром)

$$m = \frac{P_x}{\pi} ; \quad (3.2)$$

коэффициент диаметра червяка

$$q = \frac{d_1}{m} , \quad (3.3)$$

следует отметить, что m и q – величины стандартные.

Колесо:

диаметр делительной окружности колеса

$$d_2 = mz_2 ; \quad (3.4)$$

где z_2 – число зубьев колеса;

диаметр вершин колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m ; \quad (3.5)$$

диаметр впадин колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m ; \quad (3.6)$$

наибольший диаметр d_{aM2} колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} ; \quad (3.7)$$

ширина венца b_2

$$\begin{aligned} \text{при } z_1 = 4 \quad b_2 &\leq 0,67d_{a1}, \\ \text{при } z_1 \leq 3 \quad b_2 &\leq 0,75d_{a1}. \end{aligned} \quad (3.8)$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{q \cdot m + z_2 m}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2}. \quad (3.9)$$

Передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.10)$$

Критерии работоспособности червячных передач

Причины выхода из строя червячных передач (в порядке убывания частоты проявления отказов):

1. *Износ* зубьев колеса ограничивает срок службы большинства передач. Интенсивность износа увеличивается при загрязненном смазочном материале, при неточном монтаже зацепления, при повышенной шероховатости рабочей поверхности червяка.

2. *Заедание* при твердых материалах колес происходит в ярко выраженной форме со значительными повреждениями поверхностей и последующим быстрым изнашиванием зубьев частицами колеса, приварившимися к червяку. При мягких материалах колес заедание проявляется в менее опасной форме, возникает перенос ("намазывание") материала колеса на рабочую поверхность червяка.

3. *Усталостное выкрашивание* наблюдается только на поверхности зубьев колес, изготовленных из материалов, стойких к заеданию.

4. *Пластическая деформация* рабочих поверхностей зубьев колеса возникает при действии больших перегрузок.

5. *Усталостная поломка* зубьев колеса имеет место после значительного их износа.

Усталостная поломка витков или тела червяка и усталостный разрыв венца колеса по впадине зуба возникают редко.

Кинематика червячной передачи

Скольжение в зацеплении

В червячной передаче в отличие от зубчатой окружные скорости v_1 и v_2 не совпадают по величине и направлению, поэтому передаточное отношение не может быть выражено отношением d_2/d_1 .

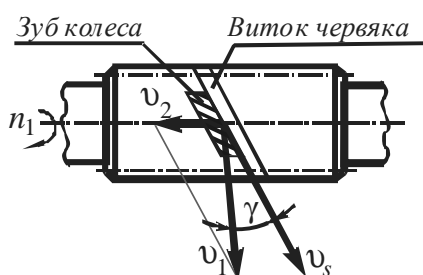


Рис. 3.4. Кинематическая схема червячной передачи

В относительном движении начальные цилиндры не обкатываются, а скользят. При одном обороте червяка колесо повернется на угол, охватывающий число зубьев колеса, равное – числу заходов червяка. Для полного оборота колеса необходимо z_2/z_1 оборотов червяка.

В червячном зацеплении витки червяка скользят по зубьям колеса подобно скольжению винта в гайке.

Вектор скорости скольжения v_s направлен по касательной к винтовой линии червяка на делительной окружности.

Из рисунка 3.4 следует, что

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma}. \quad (3.11)$$

В червячных передачах направление скорости скольжения не перпендикулярно линии контакта элементов червячного зацепления. Это значительно ухудшает условия образования масляной пленки в контакте трущихся дета-

лей, приводит к повышенному нагреву, следовательно, уменьшается КПД, увеличивается склонность к заеданию.

Из приведенной зависимости следует, что с увеличением γ возрастает v_s ; это одна из причин ограничения γ . Обычно $\gamma < 30^\circ$.

Поскольку червячная передача является зубчато-винтовой, то КПД червячного зацепления определяют аналогично КПД для винтовой пары при ведущем червяке

$$\eta_{з\text{ чер}} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} ; \quad (3.12)$$

при ведущем червячном колесе

$$\eta_{з\text{ кол}} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \rho')}{\operatorname{tg} \gamma} . \quad (3.13)$$

где γ – угол подъема винтовой линии червяка; ρ' – приведенный угол трения, зависящий от материалов червяка и венца колеса, сорта смазочного материала, параметров шероховатости рабочих поверхностей, скорости скольжения v_s .

При $\gamma \leq \rho'$ из формулы (3.13) следует, что $\eta_{з\text{ кол}} \leq 0$ – передача момента от колеса к червяку окажется невозможной, произойдет самоторможение (т.е. если $\gamma \leq \rho'$ – самотормозящаяся передача).

При соблюдении условия самоторможения, т.е. при $\gamma = \rho'$ получим

$$\eta_{з\text{ чер}} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(2\gamma)} . \quad (3.14)$$

Следовательно, КПД самотормозящих червячных передач всегда $< 0,5$.

Силы, действующие в червячной передаче

С достаточной для практических расчетов точностью силами трения в зацеплении можно пренебречь, а результирующую силу F_n принять направленной по нормали к рабочим поверхностям витка и зуба колеса и приложенной в полюсе зацепления.

Окружная сила червяка и осевая сила червячного колеса (рис. 3.5.)

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (3.15)$$

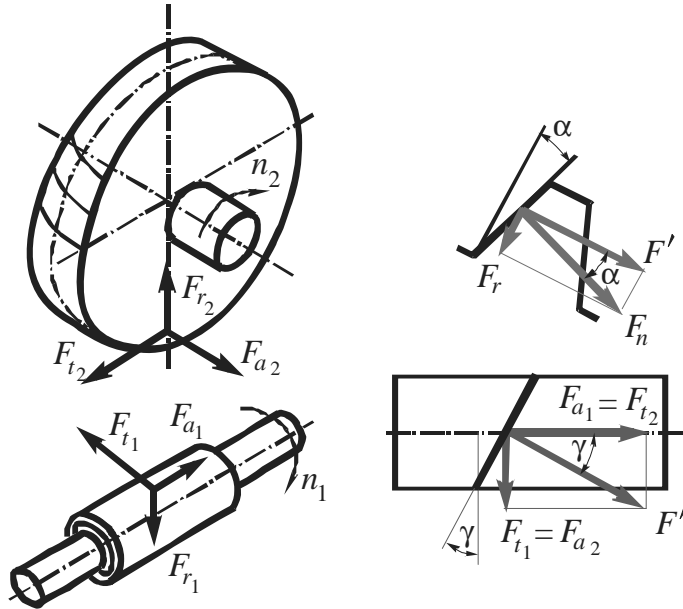


Рис. 3.5. Силы в зацеплении червячной передачи

Окружная сила колеса и осевая сила червяка

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}. \quad (3.16)$$

Радиальные силы червяка и червячного колеса

$$F_{r1} = F_{r2} = F' \operatorname{tg} \alpha = \frac{F_{a1}}{\cos \gamma} \operatorname{tg} \alpha. \quad (3.17)$$

При $\gamma = 5^\circ \dots 20^\circ$ $\cos \gamma = 0,996 \dots 0,94$, тогда $F_{r1} \approx F_{r2} \approx F_{a1} \operatorname{tg} \alpha$.

Нормальная (суммарная) сила

$$F_n = \frac{F'}{\cos \alpha} = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma \cdot \cos \alpha}. \quad (3.18)$$

Расчеты на прочность червячных передач

1. Расчет на прочность по контактным напряжениям

Основным критерием работоспособности червячных передач является износостойкость, а так же сопротивление задиру и заеданию.

Известно, что чем меньше давление в контакте, тем меньше износ и склонность к заеданию, поэтому ограничивая контактные напряжения в червячной передаче мы косвенно учитываем названные выше критерии работоспособности.

Расчет по контактным напряжениям проводится для зубьев червячного колеса, как менее прочного (бронза). В качестве исходной принимают формулу Герца (ф. 1.4) для начального линейного контакта двух цилиндров по их образующим

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_n}{b} \cdot \frac{E_{np}}{R_{np}}} \leq [\sigma_H]. \quad (3.19)$$

Определим значение величин, входящих в это уравнение

E_{np} – приведенный модуль упругости $E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$, например, стальной червяк $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, бронзовы венец колеса $E_2 = 1,1 \cdot 10^5$ МПа;

R_{np} – приведенный радиус кривизны контактирующих тел $R_{np} = \frac{R_1R_2}{R_1 + R_2}$;

$\frac{F_n}{b} = \frac{F_n K_H}{l_\Sigma}$ – аналогично косозубой передаче,

где l_Σ – суммарная длина линии контакта, K_H – коэффициент расчетной нагрузки, учитывающий реальные условия работы червячной передачи.

Радиус кривизны для витка архомедова червяка $R_1 \rightarrow \infty$, радиус кривизны-зубьев колеса равен углу подъема винтовой линии червяка (см. расчет косозубой передачи ф. 2.13 и 2.60), поэтому

$$R_{np} = R_2 = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos^2 \gamma} \quad (3.20)$$

При расчете на прочность по контактным напряжениям определяют a_w , формула выводится аналогично тому, как была получена для косозубых цилиндрических колес

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left(\frac{5400}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2 } T_2 K_H . \quad (3.21)$$

По числу заходов z_1 определяют $z_2 = u z_1$ и задаются предварительно коэффициентом диаметра червяка q ($q = 8, 10, 12$).

После вычисления a_w определяют осевой модуль $m = \frac{2a_w}{z_2 + q}$, который округляют до ближайшего стандартного значения.

Вычисляют фактическое $a_{w\phi}$

$$a_{w\phi} = \frac{m(z_2 + q)}{2} . \quad (3.22)$$

2. Расчет на прочность по напряжениям изгиба

Расчет на изгиб в основном является проверочным, но в некоторых случаях расчет на изгиб проводят как проектный:

- 1) для передач с ручным приводом;
- 2) для колес, у которых большое количество зубьев $z_2 \geq 100$.

Расчет на изгиб выполняется для зуба червячного колеса, т.к. виток червяка прочнее на изгиб, поскольку изготовлен из более прочного материала и имеет большие размеры основания.

Ряд допущений, принятых при расчете цилиндрических зубчатых передач, распространяется и на расчет зубьев червячных колес. Кроме того, сечение зуба по ширине колеса переменное, основание зуба расположено по дуге окружности, контактные линии наклонены относительно основания зуба. Все это затрудняет определение истинных напряжений изгиба. Расчет зубьев червячных колес аналогичен расчету косозубых цилиндрических колес, при этом учитывается, что прочность на изгиб зуба червячного колеса на

30 ... 40 % выше прочности зуба косоугольного колеса по следующим причинам:

- 1) зуб червячного колеса имеет круговую форму;
- 2) зуб червячного колеса нарезан во всех сечениях, кроме среднего, как бы с положительным смещением.

Напряжения изгиба вычислим по формуле

$$\sigma_F = 0,7 \frac{F_{t2} \cdot K_F \cdot Y_{F2}}{m_n \cdot b_2} \leq [\sigma_F], \quad (3.23)$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба червячного колеса, определяемый по справочным таблицам в зависимости от эквивалентного числа зубьев червячного колеса z_{2v}

$$z_{2v} = \frac{z_2}{(\cos \gamma)^3}; \quad (3.24)$$

m_n – нормальный модуль

$$m_n = m \cdot \cos \gamma. \quad (3.25)$$

Материалы, применяемые для изготовления червяка и червячного колеса

Для червяков применяются те же стали, что и для зубчатых колес. С целью повышения КПД передачи и ее нагрузочной способности червяки термообработываются до твердости, большей 45 HRC_э, с последующим шлифованием и полированием витков.

Для тяжело нагруженных передач целесообразно применять цементируемые стали 20X, 15X, 12ХН3А, 18ХГТ и др. с твердостью после закалки 56...65HRC.

Стальные червяки с HB < 350 применяются только в легко нагруженных передачах при мощности $P \leq 1$ кВт.

Венцы червячных колес чаще всего изготавливают из бронз различных марок в зависимости от скорости скольжения и продолжительности работы:

- 1) $v_s = 10 \dots 30$ м/с – передача работает постоянно; оловянистые, оловянисто-никелевые бронзы, типа БрО10Ф1, БрО10НР;
- 2) $v_s < 10$ м/с – алюминиево-железистые бронзы, типа БрА9Ж4, БрА9ЖЗЛ;
- 3) $v_s < 2$ м/с – серый чугун.

Поскольку v_s в начале проектного расчета неизвестна, ее ориентировочное значение можно определить по формуле

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1^3 \sqrt{T_2} . \quad (3.26)$$

Тепловой расчет червячной передачи

Сравнительно большие потери механической энергии в червячном зацеплении являются причиной нагревания смазочного материала и деталей передачи.

Для предупреждений заедания производится тепловой расчет, носящий условный характер, поскольку определяется температура смазочного материала в картере редуктора, а не в месте контакта.

При установившемся режиме работы тепловой расчет производится на основе теплового баланса, т.е. количество выделившейся теплоты должно равняться количеству отведенной теплоты за то же время.

Количество тепла, которое выделится в результате работы редуктора

$$Q_1 = (1 - \eta) P_1 . \quad (3.27)$$

Отводимое количество тепла

$$Q_2 = k_t A (t_m - t_{o_{cp}}) . \quad (3.28)$$

То есть при тепловом балансе $Q_1 = Q_2$ или

$$(1 - \eta) P_1 = k_t A (t_m - t_{o_{cp}}) , \quad (3.29)$$

где k_t – коэффициент теплоотдачи $\left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$, A – площадь поверхности редуктора, с которой происходит теплоотдача (учитывается та поверхность, которая омывается изнутри маслом или его брызгами, а снаружи обдувается воз-

духом (если есть оребрение, то в расчет принимается половина площади ребра), t_m – температура масла, $t_{o\text{ ср}}$ – средняя температура окружающей среды (вне корпуса), η – КПД редуктора.

Коэффициент теплоотдачи k_t зависит от материала корпуса редуктора и интенсивности вентиляции помещения:

$$k_t = 7 \dots 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}} - \text{непроевтриваемое помещение,}$$

$$k_t = 12 \dots 15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}} - \text{проевтриваемое помещение,}$$

$$k_t = 18 \dots 24 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}} - \text{охлаждение корпуса вентилятором,}$$

$$k_t = \text{до } 80 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}} - \text{водяное охлаждение,}$$

$$k_t = 80 \dots 180 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}} - \text{масло охлаждается с помощью радиатора или холо-}$$

дильника.

Смазку зацепления осуществляют: а) погружением червяка или червячного колеса, б) разбрызгиванием масла и масляным туманом, в) циркуляционной смазкой.

а) погружение червяка или колеса в масло – наиболее простой и надежный способ – червяк или колесо погружается в смазочный материал. Для уменьшения потерь на разбрызгивание и размешивание смазочного материала и предохранения масла от интенсивного окисления глубина погружения не должна превышать высоты зуба или витка червяка для быстроходных колес и $1/3$ радиуса для тихоходных колес. При этом желательно, что бы уровень масла для подшипника качения проходил не выше центра нижнего тела качения подшипника.

б) смазывание передачи разбрызгиванием или масляным туманом – червяк или колесо не погружают в масло. На вал червяка устанавливают брызговики, которые, погружаясь в масло, разбрызгивают его, создавая туман и тем самым обеспечивая смазывание зацепления и подшипников.

в) при скорости $v_s > 10 \dots 15$ м/с применяют циркуляционное смазывание под давлением $0,05 \dots 0,3$ МПа.

Марка смазочного материала выбирается в зависимости от v_s и режима работы по справочным таблицам.

Вопросы для самоподготовки

1. Какие достоинства и недостатки присущи червячной передаче?
2. По каким признакам классифицируются червячные передачи?
3. В каких случаях и почему целесообразно применять червячную передачу?
4. Как определяются основные геометрические параметры червячной передачи?
5. По каким критериям оценивается работоспособность и проводится расчет червячной передачи?
6. В чем отличие кинематики червячной передачи от зубчатой?
7. В чем заключается причина и каковы последствия большого скольжения в червячной передаче?
8. Почему КПД червячной передачи меньше, чем зубчатой?
9. Какие существуют способы повышения КПД червячной передачи?
10. Как определяются силы в зацеплении червячной передачи?
11. Какие материалы применяют для изготовления червяка и червячного колеса?
12. В чем отличие расчета червячной передачи по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба по сравнению с зубчатой передачей?
13. Зачем и как проводится тепловой расчет червячной передачи?
14. Как осуществляются охлаждение и смазка червячной передачи?

4. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Ременные передачи являются одним из старейших типов механических передач сохранивших свое значение до последнего времени.

Ременная передача состоит, как правило, из 2-х шкивов (рис. 4.1), закрепленных на валах, и ремня, охватывающего шкивы.

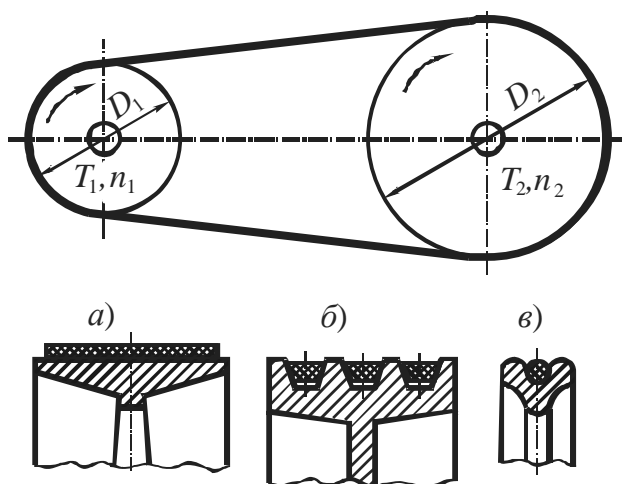


Рис.4.1. Схема ременной передачи. а) плоскоремная передача, б) клиноременная передача, в) круглоременная передача

Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего.

В зависимости от формы сечения ремня различают:

- 1) плоскоремные (рис. 4.1. а) (используются в высокоскоростных передачах);
- 2) клиноременные (рис. 4.1. б) (наибольшее применение в промышленности);
- 3) круглоременные (рис. 4.1. в) (используются в бытовой технике; только для малых мощностей);
- 4) поликлиновые;
- 5) зубчатые.

Достоинства и недостатки ременных передач

Достоинства: 1) возможность передачи движения на большие расстояния (до 15 ... 20 м);

2) плавность и бесшумность работы;

3) наличие функции самопредохранения от колебаний нагрузки и перегрузки;

4) простота конструкции и обслуживания.

Недостатки: 1) малая долговечность ремня;

2) большие габариты (для одинаковых условий работы – диаметры шкивов \approx в 5 раз больше диаметров зубчатых колес)

3) непостоянство передаточного отношения;

4) большие нагрузки на валы и подшипники.

Материалы ремней ременных передач

В машиностроении применяют следующие типы ремней:

Кожаные ремни:

Достоинства: - хорошая тяговая способность;

- высокая долговечность;

- хорошо переносят переменные нагрузки.

Недостатки: высокая стоимость.

Прорезиненные ремни: несколько слоев хлопчатобумажной ткани, связанных между собой вулканизированной резиной. Ткань, имеющая больший модуль упругости передает основную часть нагрузки. Резина обеспечивает работу ремня как единого целого, защищает ткань от повреждений и повышает коэффициент трения.

Достоинства: - прочные, эластичные;

- малочувствительные к влаге.

Недостатки: чувствительны к маслу, бензину, щелочи.

Хлопчатобумажные ремни: несколько слоев ткани пропитаны специальным составом (битум, озокерит).

Достоинства: - легкие, гибкие;

- могут работать на шкивах малых диаметров с большими скоростями.

Недостатки: меньшая тяговая способность и долговечность.

Шерстяные ремни: ткань с многослойной шерстяной основой и хлопчатобумажным утком, пропитанные специальным составом (сурик на олифе).

Достоинства: - обладают значительной упругостью;

- могут работать при резких колебаниях нагрузки;

- работают при малых диаметрах шкивов;

- менее чувствительны к температуре, влажности, кислотам и т.п.

Недостатки: ниже тяговая способность, чем у других типов ремней.

Пленочные ремни: пластмассы на основе полиамидных смол, армированных кордом из капрона или лавсана

Достоинства: - обладают высокой статической прочностью и сопротивлением усталости;

- при малой толщине (0,4 ... 1,2 мм) передают значительные нагрузки (до 15 кВт);

- могут работать на малых диаметрах шкивов и с высокой быстроходностью (до 60 м/с).

Недостатки: для повышения тяговой способности применяют специальные фрикционные покрытия.

Геометрические параметры и силы, действующие в ременной передаче (рис. 4.2)

Теоретические основы расчета являются общими для всех типов ремней. Основным критерием работоспособности ременных передач являются:

тяговая способность, определяемая силами трения между ремнем и шкивом,

долговечность ремня, обусловленная разрушением ремня от усталости в процессе нормальной работы.

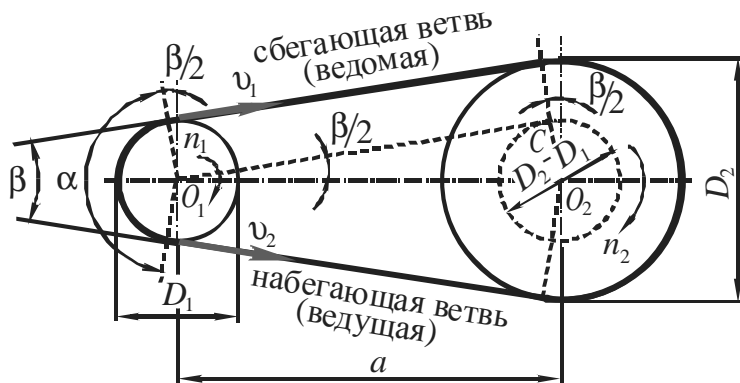


Рис.4.2. Геометрические параметры ременной передачи. a – межосевое расстояние; α_1 – угол обхвата ремнем малого шкива; β – угол между ветвями ремня; D_1, D_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов

Окружные скорости на шкивах:

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60}, \quad v_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60}. \quad (4.1)$$

Учитывая упругое скольжение ремня, можно записать $v_2 < v_1$ или

$$v_2 = v_1 (1 - \varepsilon), \quad (4.2)$$

где ε – коэффициент скольжения.

При этом передаточное отношение

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 D_2}{D_1 v_2} = \frac{D_2}{D_1 (1 - \varepsilon)}. \quad (4.3)$$

Величина ε зависит от нагрузки, поэтому в ременной передаче передаточное число так же не постоянно. При нормальных рабочих нагрузках $\varepsilon \approx 0,01 \dots 0,02$.

Небольшая величина ε позволяет приближенно принимать

$$i \cong \frac{D_2}{D_1}. \quad (4.4)$$

Для определения сил в ременной передаче рассмотрим два случая $T_1 = 0$ и $T_1 > 0$ (рис. 4.3).

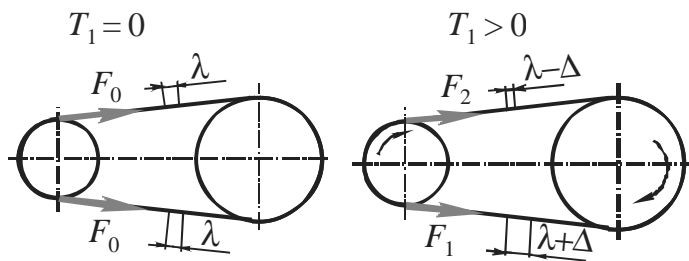


Рис. 4.3. Нагружение ремней. F_1 и F_2 – соответственно натяжение ведущей и ведомой ветвей в нагруженной передаче; F_0 – сила начального натяжения ремня

Окружная сила передачи F_t

$$F_t = 2T_1 / D_1 . \quad (4.5)$$

На холостом ходу $F_t \cong F_0$.

При равномерном вращении шкива, из условия равновесия шкива имеем

$$T_1 = F_1 \frac{D_1}{2} - F_2 \frac{D_1}{2} = \frac{D_1}{2} (F_1 - F_2) = \frac{D_1}{2} F_t . \quad (4.6)$$

или

$$F_t = F_1 - F_2 . \quad (4.7)$$

Связь между F_0 , F_1 и F_2 можно установить на основе следующих рассуждений. В процессе работы ременной передачи общая длина не изменяется. Это значит, что дополнительное удлинение ремня, которое возникает при переходе от холостого хода к рабочему режиму (дополнительное удлинение ведущей (набегающей) ветви ремня) компенсируется упругим укорочением ведомой (сбегающей) ветви ремня.

В соответствии с законом Гука удлинение набегающей ветви равно укорочению сбегающей ветви ремня $\frac{\Delta F_1 l_{\text{наб}}}{EA} = \frac{\Delta F_2 l_{\text{сб}}}{EA}$ следовательно $\Delta F_1 = \Delta F_2 = \Delta F$.

Тогда запишем

$$\Delta F_1 = F_0 + \Delta F , \quad \Delta F_2 = F_0 - \Delta F$$

или

$$F_1 + F_2 = 2F_0 . \quad (4.8)$$

Из равенств (4.8) и (4.9) следует, что $\Delta F = F_t/2$, тогда

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}, \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (4.9)$$

Таким образом, мы определили взаимосвязь между F_0 , F_1 и F_2 , но получили систему 2-х уравнений с тремя неизвестными (F_0 , F_1 и F_2). Эти уравнения устанавливают изменение напряжений ведущей и ведомой ветвей в зависимости от нагрузки F_t , но не вскрывают способность передачи передавать эту нагрузку (тяговую способность передачи). Тяговая способность передачи связана со значением силы трения между шкивом и ремнем. Такая связь установлена Эйлером.

Уравнение Эйлера устанавливает взаимосвязь между силами в ведущей и ведомой ветвях ремня и параметрами трения: f – коэффициент трения, α – угол охвата ремнем меньшего шкива

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}. \quad (4.10)$$

Решая совместно уравнения (4.9) и (4.10) с учетом (4.7), получим

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}. \quad (4.11)$$

Аналогично

$$F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}. \quad (4.12)$$

Тогда

$$F_0 = \frac{F_t}{2} \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}. \quad (4.13)$$

Эти формулы устанавливают связь сил натяжения ветвей работающей передачи с нагрузкой F_t и параметрами трения f (коэффициент трения) и α (угол охвата ремнем меньшего шкива).

Нетрудно установить, что увеличение значений f и α благоприятно отражаются на работе передачи.

Пути повышения тяговой способности передачи:

1) повысить коэффициент трения f : - выбрать соответствующий материал ремня;

-изменить тип ремня (например, заменить плоскоремennую передачу на клиноремennую).

2) повысить угол обхвата меньшего шкива α : - поставить натяжной ролик;

- увеличить межосевое расстояние a ;

- уменьшить передаточное число u ;

- использовать перекрестную плоскоремennую передачу (но тогда нельзя будет использовать клиноремennую передачу).

При круговом движении ремня на шкиве со скоростью v в нем возникает центробежная сила F_v

$$F_v = qv^2 / g = \rho A v^2, \quad (4.14)$$

где q – вес единицы длины ремня: $q = \gamma A$; γ – удельный вес ремня; A – площадь поперечного сечения; ρ – плотность материала ремня $\rho = \gamma/g$, g – ускорение силы тяжести.

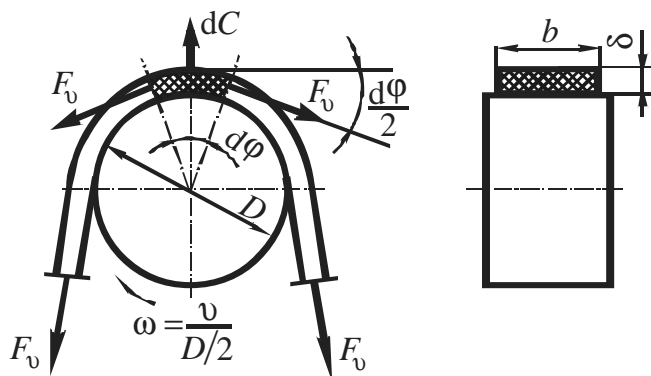


Рис. 4.4. Схема определения центробежной силы, действующей в ременной передаче

Сила F_v ослабляет полезное действие силы предварительного натяжения F_0 (см. рис. 4.4). Она снижает силу трения и тем самым уменьшает нагрузочную способность ременной передачи. Следует отметить, что влияние этой силы существенно только при больших скоростях $v > 20$ м/с.

Определение силы, действующей на вал ременной передачи

Силы натяжения ветвей ремня (за исключением F_v) передаются на вал и опоры (рис. 4.5).

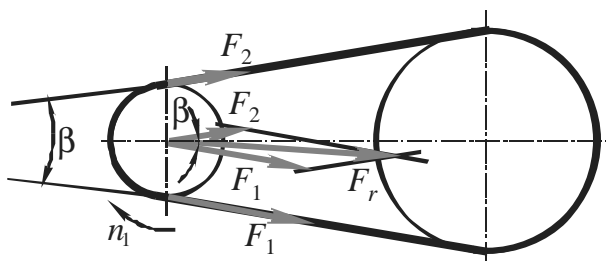


Рис. 4.5. Схема определения силы, действующей на вал ременной передачи

Сила, действующая на вал:

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \beta} \approx 2F_0 \cos \frac{\beta}{2}. \quad (4.15)$$

Обычно $F_r > F_t$ в 2 ... 3 раза (то есть вал нагружен сильно), и это относится к недостаткам ременной передачи (в зубчатой передаче $F_r \approx F_t$).

Напряжения, действующие в ременной передаче

Напряжения в ветвях ремня складываются из следующих напряжений:

$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}$ – напряжение от предварительного натяжения;

$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$ – напряжение ведущей ветви;

$\sigma_2 = \frac{F_2}{A}$ – напряжение ведомой ветви;

$\sigma_v = \frac{F_v}{A}$ – напряжение от центробежной силы;

$\sigma_t = \frac{F_t}{A}$ – полезное напряжение (напряжение от окружной силы F_t).

Учитывая формулу (4.9) для F_1 , напряжение σ_1 можно представить в виде:

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + 0,5 \frac{F_t}{A} = \sigma_0 + 0,5 \sigma_t, \quad (4.16)$$

или в соответствии с формулой Эйлера

$$\sigma_t = 2\sigma_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}. \quad (4.17)$$

Напряжения изгиба $\sigma_{и}$ возникают в той части ремня, которая огибает шкив (рис. 4.6).

Согласно закону Гука:

$$\sigma_{и} = \varepsilon E, \quad (4.18)$$

где ε – относительное удлинение наружных волокон ремня, E – модуль упругости материала ремня.

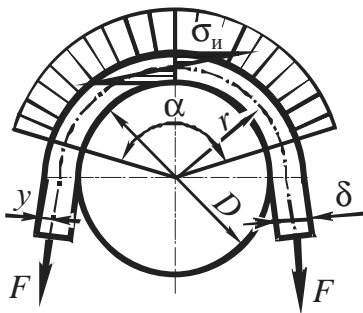


Рис. 4.6. Расчетная схема, для определения напряжений изгиба ременной передачи

При этом в ремне возникают нормальные напряжения изгиба. Относительное удлинение наружных волокон ремня

$$\varepsilon = \frac{y}{r}, \quad (4.19)$$

где y – расстояние от нейтральной оси до растянутых волокон, r – радиус нейтральной оси.

Из рисунка 4.6 следует

$$\varepsilon = \frac{y}{r} = \frac{\delta/2}{D/2 + \delta/2} \approx \frac{\delta}{D} \approx \frac{1}{30} \dots \frac{1}{40}, \quad (4.20)$$

поскольку в ременных передачах толщина ремня δ обычно в 30 ... 40 раз меньше диаметра шкива D .

Тогда максимальный изгибающий момент

$$\sigma_{и \max} = \varepsilon E = \frac{\delta}{D} E. \quad (4.21)$$

Эпюра распределений напряжений в ремне ременной передачи изображена на рис. 4.7.

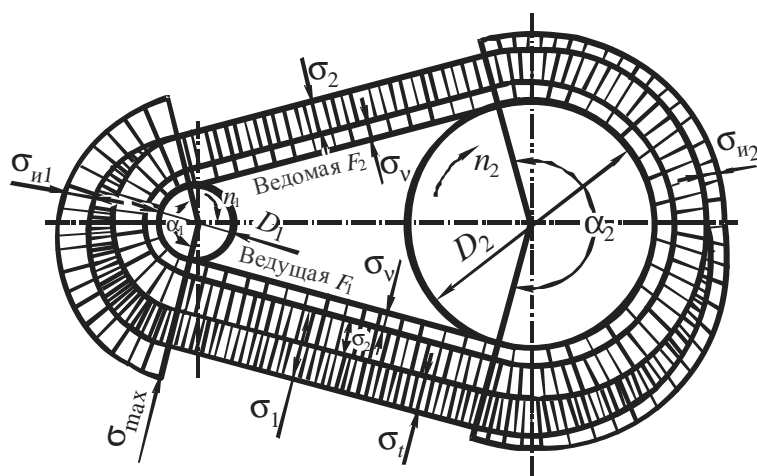


Рис. 4.7. Эпюра напряжений в ремне ременной передачи

Таким образом, наибольшие напряжения действуют в точке набегания ремня на меньший ведущий шкив

$$\sigma_{\max} = \sigma_v + \sigma_1 + \sigma_{и1} . \quad (4.22)$$

Кривые скольжения и КПД ременной передачи

В ременных передачах следует различать два вида скольжения ремня по шкиву:

- упругое скольжение (при любой нагрузке),
- буксование (только при перегрузках).

Работоспособность ременной передачи принято характеризовать кривыми скольжения и КПД.

Такие кривые являются результатом испытаний ремней различных типов и материалов.

Кривые скольжения строят экспериментально для эталонной передачи (рис 4.8).

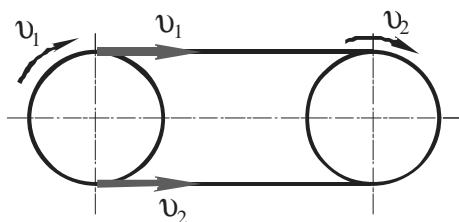


Рис. 4.8. Схема эталонной передачи

Тип и материал ремня у эталонной и реальной передач одни и те же, но эталонная передача имеет следующие параметры (рис 4.8):

- 1) расположена горизонтально;
- 2) $u = 1$;
- 3) $\alpha = 180^\circ$;
- 4) $v = 10$ м/с;
- 5) нагрузка спокойная и постоянная $T = \text{const}$.

Коэффициент проскальзывания ε вычисляют

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} 100 \text{ \%}. \quad (4.22)$$

Нагрузку передачи выражают через коэффициент тяги

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \quad (4.23)$$

Коэффициент тяги позволяет судить о том, какая часть предварительного натяжения ремня F_0 используется для передачи полезной нагрузки F_t , т.е. характеризует степень загруженности передачи.

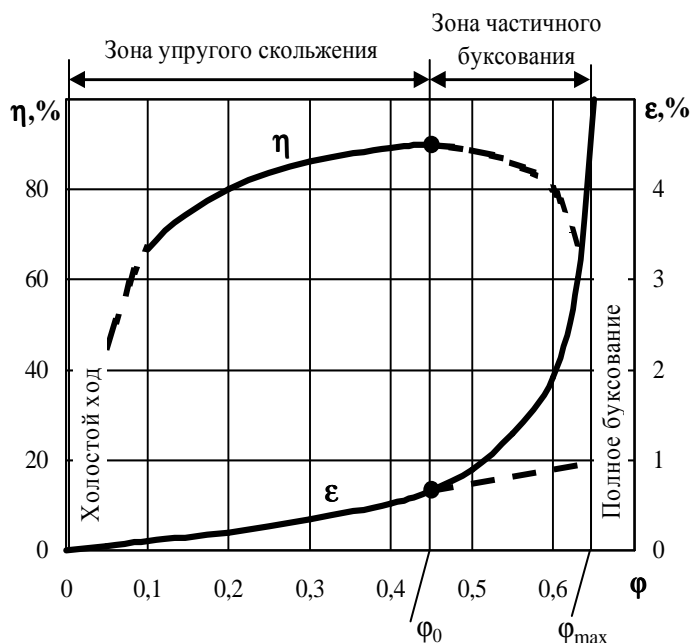


Рис. 4.9. Кривые скольжения и КПД ременной передачи

Как видно из рисунка 4.9: на участке от 0 до ϕ_0 наблюдается только упругое скольжение (где ϕ_0 – оптимальный режим работы ременной передачи), на участке ϕ_0 и ϕ_{\max} – как упругое скольжение, так и буксование, а при $\phi_0 > \phi_{\max}$ – полное буксование.

Рабочую нагрузку рекомендуют выбирать вблизи оптимального значения ϕ_0 и слева от нее. Этому значению соответствует также и максимальный КПД.

Работу в зоне буксования допускают только при кратковременных перегрузках, например при пуске, т.к. в этой зоне КПД резко снижается вследствие потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается.

Определив по кривым скольжения ϕ_0 , находят полезное допустимое напряжение для используемой передачи (см. ф. 4.23)

$$[\sigma_t]_0 = \frac{\phi_0 2\sigma_0}{n}, \quad (4.24)$$

где n – коэффициент запаса по тяговой способности, $n = 1,2 \dots 1,4$ – для эталонной передачи.

Переход от значений $[\sigma_t]_0$ для эталонной передачи к допускаемым полезным напряжениям проектируемой реальной передачи $[\sigma_t]$ производят с помощью корректирующих коэффициентов

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 C_\alpha C_v C_p C_o. \quad (4.25)$$

C_α – коэффициент угла обхвата; корректирует тяговую способность в зависимости от угла обхвата α меньшего шкива;

C_v – скоростной коэффициент; учитывает уменьшение прижатия ремня к шкиву под действием центробежных сил, то есть учитывает окружную скорость ремня.;

C_p – коэффициент режима нагрузки; учитывает изменение нагрузки и ее влияние на долговечность ремня;

C_o – коэффициент, учитывающий ориентирование передачи в пространстве, а также тип натяжного устройства.

Данная формула является общей для всех типов передач.

Оценка долговечности ременной передачи (обеспечение долговечности ременной передачи)

Косвенно долговечность ремня оценивается по числу пробегов ремня в единицу времени:

$$\vartheta = \frac{v}{l}, \quad (4.26)$$

где ϑ – число пробегов ремня; l – длина ремня; v – окружная скорость.

Пример: $\vartheta = 1 \text{ с}^{-1}$ – в 1 секунду число пробегов равно 1, т.е. ремень изогнется на шкивах 2 раза; $\vartheta = 5 \text{ с}^{-1}$ – в 1 секунду ремень изогнется 10 раз, т.е. чем больше значение ϑ , тем меньше долговечность ремня. Поэтому вводятся ограничения на число пробегов ремня:

$$\vartheta \leq [\vartheta]. \quad (4.27)$$

$[\vartheta] = 3 \dots 5$ – для плоских ремней;

$[\vartheta] = 10 \dots 20$ – для клиновых ремней.

Допускаемые значения ϑ косвенно ограничивают минимальную длину ремня или межосевое расстояние. Снижение долговечности при увеличении частоты пробегов связано не только с усталостью при изгибе, но и с термостойкостью ремня, т.к. перегрев ремня приводит к снижению прочности.

Порядок расчета плоскоременной передачи

Расчет базируется на рассмотренной выше общей теории ременных передач.

1. Выбирается тип ремня и материал ремня.
2. Определяется диаметр ведущего шкива по формуле М.А. Саверина

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}},$$

где P_1 – мощность передачи, кВт, а n_1 – частота вращения ведущего вала передачи, об/мин.

Диаметр ведомого шкива:

$$D_2 = D_1 u (1 - \varepsilon),$$

где $\varepsilon = 0,01$ – задают для нормального режима работы.

3. Определяют действительное число оборотов ведомого вала

$$n_2 = \frac{D_1 n_1}{D_2} (1 - \varepsilon).$$

4. Определяют окружную скорость ремня, м/с

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000}.$$

5. Определяют минимальное межосевое расстояние, мм

$$a_{\min} = (1,5 \dots 2)(D_1 + D_2).$$

6. Вычисляют геометрическую длину ремня (полная длина ремня)

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

7. Оценивают долговечность работы передачи по числу пробегов по ф. (4.26) и ф. (4.27)

8. Вычисляют угол обхвата на малом шкиве

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ,$$

где α_1 – регламентируется, т.е. $\alpha_1 \geq [\alpha_1] = 150^\circ$.

9. Для выбранного материала ремня определяют отношение δ/D_1 (для прорезиненных ремней $\frac{\delta}{D_1} = \frac{1}{40}$). Определяют допускаемое полезное напряжение эталонной передачи $[\sigma_t]_0$ (по справочной литературе). А затем по ф. (4.25) вычисляют допускаемое полезное напряжение передачи $[\sigma_t]$.

10. Определяют окружную силу, Н

$$F_t = \frac{1000P_1}{v_1}.$$

11. Определяют геометрические размеры поперечного сечения ремня

$$A = \frac{F_t}{[\sigma_t]}; \delta = \frac{d_1}{40}; A = b \cdot \delta \text{ следовательно } b = \frac{A}{\delta}.$$

12. Определяют силу, действующую на вал по ф. (4.15).

Некоторые особенности клиноременных передач

В этой передаче ремень имеет клиновую форму поперечного сечения и располагается в соответствующих канавках шкива.

При этом рабочими являются боковые поверхности ремня. Расчетным диаметром шкива D_p является диаметр окружности расположения центров тяжести поперечных сечений ремня (или нейтрального слоя при изгибе).

Применение клинового ремня позволяет увеличить тяговую способность путем повышения трения.

Пусть под действием натяжения элемент ремня длиной dl прижимается к шкиву с силой dR . Тогда на боковых гранях ремня возникает нормальное усилие $dF_n/2$. Из условия равновесия сил на вертикальную ось

$$dR = 2 \frac{dF_n}{2} \sin \frac{\varphi}{2} \text{ отсюда } dF_n = \frac{dR}{\sin \frac{\varphi}{2}}.$$

При этом сила трения в клиноременной передаче (рис. 4.10)

$$dF_{\text{тр кл}} = dF_n \cdot f = dR \cdot \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}} = dR \cdot f', \quad (4.28)$$

где dR – элементарная сила прижатия; $dF_{\text{тр}}$ – элементарная сила трения; f' – приведенный к данной схеме коэффициент трения.

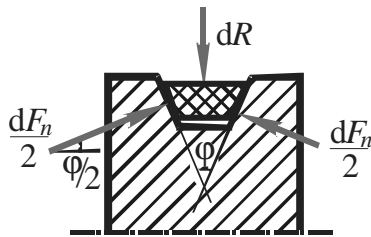


Рис. 4.10. Схема расположения клинового ремня на шкив

В тоже время для плоскоременной передачи $dR = dF_n$ (рис. 4.11), следовательно, сила трения для плоскоременной передачи $dF_{\text{тр пл}} = dF_n \cdot f = dR \cdot f$.

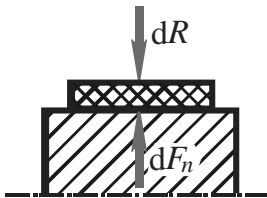


Рис. 4.11. Схема расположения плоского ремня на шкив

Для стандартных ремней угол клина φ принимают порядка 40° , поэтому

$$f' = \frac{f}{\sin 20^\circ} \approx 3f, \quad (4.29)$$

таким образом, клиновая форма ремня увеличивает сцепление со шкивом примерно в 3 раза.

Значительное увеличение трения позволяет сохранить нагрузочную способность клиноременной передачи при значительно меньших углах обхвата α_1 (то есть меньшем межосевом расстоянии a) по сравнению с плоскоременной передачей.

В соответствии с формулой Эйлера

$$F_t = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}.$$

При одной и той же силе начального натяжения F_0 тяговая способность клиноременной и плоскоременной передач будет одинакова при условии

$$f_{\text{кл}} \alpha_{\text{кл}} = f_{\text{пл}} \alpha_{\text{пл}}.$$

Имея ввиду, что $f_{\text{кл}} = 3f_{\text{пл}}$, то $\alpha_{\text{кл}} = \frac{f_{\text{пл}} \alpha_{\text{пл}}}{f_{\text{кл}}} \approx \frac{\alpha_{\text{пл}}}{3}$.

Если для плоскоременной передачи минимальный допускаемый угол охвата $[\alpha_{\text{пл}}]_{\min} = 150^\circ$, то для клиноременной – $[\alpha_{\text{кл}}]_{\min} = 50^\circ$.

Для эффективного использования клиноременной передачи рекомендуется $\alpha_{\text{кл}} \geq 120^\circ$, следовательно, клиноременные передачи компактнее при той же тяговой способности. В клиноременных передачах можно устанавливать несколько ремней на шкиве. С точки зрения долговечности ремня лучше увеличивать число ремней меньшей толщины (поскольку для ремня с большей толщиной δ возрастают и напряжения изгиба). Однако, чем больше число ремней на шкиве, тем они нагружены более неравномерно (из-за отклонения в пределах поля допуска длин ремней и размеров клиновых канавок). Поэтому рекомендуется использовать не более 8 ремней. Полностью это противоречие устраняют, применяя поликлиновые ремни.

Вопросы для самоподготовки

1. В чем заключается принцип действия ременной передачи?
2. Какие достоинства и недостатки присущи ременной передаче?
3. По каким признакам классифицируются ременные передачи?
4. Какие материалы рекомендуется использовать для изготовления ремней?
5. Как определяются основные геометрические параметры ременной передачи?
6. Какие силы действуют в ветвях ремня?

7. Как теоретически и экспериментально определяется сила предварительного натяжения ремня?
8. Какие существуют способы натяжения ремня?
9. Как выглядит зависимость Эйлера для ременной передачи?
10. Какие существуют пути повышения тяговой способности ременной передачи?
11. Какие напряжения и как влияют на работоспособность передачи и долговечность ремня?
12. Какие виды скольжения наблюдаются в ременной передаче?
13. Что такое относительное скольжение в ременной передаче и как оно зависит от величины окружного усилия F_t ?
14. Как изменяется КПД ременной передачи с изменением величины окружного усилия при постоянном предварительном натяжении ремня F_0 ?
15. Как влияет буксование на КПД передачи?
16. Как получают кривые скольжения и КПД ременной передачи?
17. Как используются кривые скольжения и КПД при расчете ременной передачи?
18. Как проводится оценка долговечности ременной передачи?
19. Каков порядок расчета плоскоремной передачи?
20. Почему клиновые ремни способны передавать бóльшие нагрузки, чем плоские?

5. ВАЛЫ И ОСИ

Валы и оси служат для поддержания вращающихся деталей машин.

Различают валы: 1) – прямые (гладкие, ступенчатые - получили наибольшее распространение);

- коленчатые (поршневые машины);
- гибкие (бормашины, трос спидометра).

2) сплошные и полые.

Критерии работоспособности

Основной расчетной нагрузкой являются моменты T и $M_{из}$, вызывающие напряжения кручения и изгиба в сечениях вала. При этом влияние сжимающих или растягивающих сил мало и не учитывается. В связи, с чем валы рассчитывают на:

- 1) усталостную прочность (для длительно работающих валов), или статическую прочность (для тихоходных тяжелонагруженных валов);
- 2) жесткость;
- 3) виброустойчивость.

Расчет вала на прочность

Расчет проводится в 2 этапа. Между этими этапами выполняют эскизную компоновку конструкции вала.

I этап: проектный (ориентировочный) расчет, позволяет определить основные размеры (диаметры) вала.

Цель ориентировочного расчета – это предварительное определение материала и диаметров ступеней вала, с учетом только напряжений от кручения T и переход к конструктивному оформлению всех ступеней вала (рис. 5.1.).

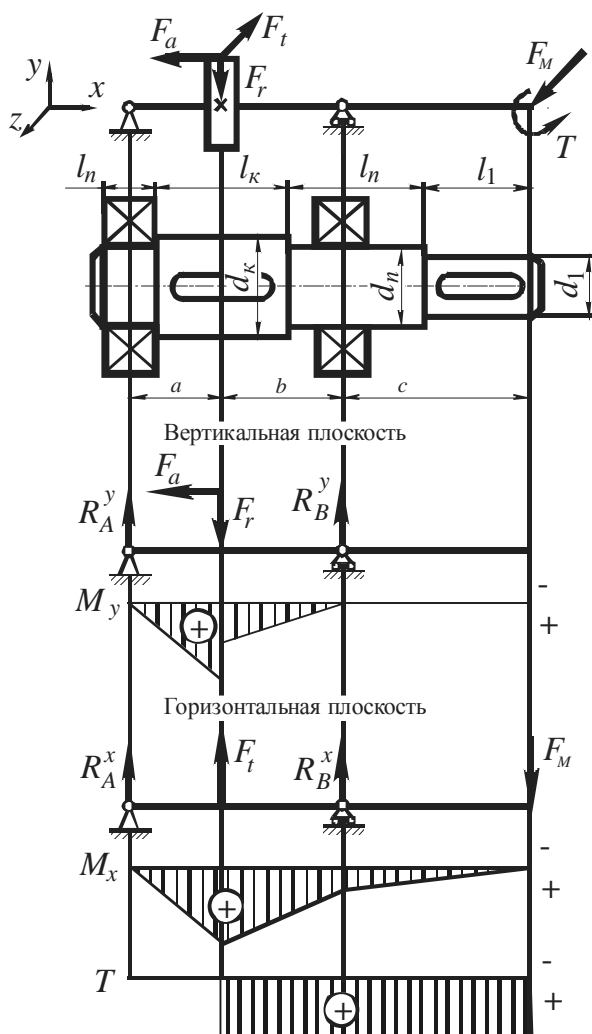


Рис 5.1. Схема нагружения быстроходного вала и эпюры изгибающих M_x и M_y и крутящего момента T

Учет реально действующих напряжений изгиба в сечениях вала осуществляется косвенным образом, путем заметного уменьшения допускаемых касательных напряжений. Из условия прочности вала при кручении

$$\tau_{\max} \leq [\tau], \quad (5.1)$$

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau], \quad (5.2)$$

где W_p – полярный момент сопротивления кручению сечения вала.

Расчетный диаметр вала

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}. \quad (5.3)$$

В качестве расчетного, подсчитанного по формуле (5.3), диаметра вала принимают для входного и выходного валов передачи, ступень под муфту d_1 . Для промежуточных валов – диаметр вала под d_k колесом.

Диаметр вала под подшипником (должен быть кратен 5)

$$d_{\pi} = d + 2t . \quad (5.4)$$

где t – величина ступеньки на валу.

Диаметр вала под колесом

$$d_k = d_{\pi} + 3,5r . \quad (5.5)$$

где r – радиус галтели при выходе инструмента.

Длина хвостовика, уточняется по длине полумуфты

$$l \approx (1,0 \dots 1,5)d . \quad (5.6)$$

Длина ступени под колесо, например, для цилиндрического колеса

$$l_k = l_{\text{ст}} . \quad (5.7)$$

Длина ступени под подшипниковый узел (подшипник + уплотнение)

$$l_{\pi} = 1,5d_{\pi} . \quad (5.8)$$

Длина ступени под подшипником

$$l_{\pi} = B , \quad (5.9)$$

где $B(T)$ – ширина кольца подшипника.

Величину допускаемых напряжений обычно задают в следующих пределах:

$[\tau] = 20 \dots 25 \text{ Н/мм}^2$ – для быстоходного и тихоходного валов,

$[\tau] = 12 \dots 20 \text{ Н/мм}^2$ – для промежуточных валов.

Все диаметры округляют до ближайшего большего стандартного диаметра.

Эскизная компоновка (рис 5.1.) предполагает:

- 1) окончательно конструктивно оформить вал.
- 2) определить реакции в опорах вала и точного приложения сил в зацеплении.

II этап: проверочный (уточненный) расчет вала (расчет на выносливость).

Цель: определение действительных коэффициентов запаса прочности в опасных сечениях вала.

1. Вал нагружаем силами F_t , F_a и F_r , действующими в зацеплении, а также T_m – моментом на полумуфте.

Крутящий момент на полумуфте

$$T_m = F'_m \cdot r,$$

где F'_m – окружная сила муфты; r – радиус, на котором приложена указанная сила.

Рассчитываем силу, действующую на вал от муфты F_m . Ориентировочно

$$F_m = (0,2 \dots 0,5) F'_m, \quad (5.10)$$

Для стандартных редукторов общего назначения применяют следующие рекомендации. Консольная сила на концы валов

$$F_m \approx (50 \dots 125) \sqrt{T}, \quad (5.11)$$

где 50 – соответствует меньшим моментам, 125 –большим моментам T .

Направление F_m в отношении силы F_t может быть любым и зависит от случайных неточностей монтажа. В расчетной схеме силу F_m направляют так, чтобы она увеличивала прогиб вала (увеличиваются напряжения и деформации – это худший случай) – в противоположную сторону относительно F_t .

2. Прикладываем все силы: F_t , F_r , F_a и F_m и определяем реакции в опорах.

3. Рисуем расчетную схему вала, на основании которой строим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной M_x и вертикальной M_y плоскостях и крутящего момента T на валу.

4. Определяем опасные сечения на валу (наибольшие нагрузки, наличие концентраторов напряжений), в которых будем определяем действительный коэффициент запаса прочности.

5. Для каждого из опасных сечений определяется коэффициент запаса прочности по изгибу s_σ и по кручению s_τ .

Результирующий действительный коэффициент запаса прочности (сопротивления усталости):

$$\frac{1}{s^2} = \frac{1}{s_\sigma^2} + \frac{1}{s_\tau^2}, \quad (5.12)$$

$$s = \frac{s_\sigma^2 s_\tau^2}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}, \quad (5.13)$$

Условие прочности вала на выносливость

$$s \geq [s], \quad (5.14)$$

$[s] = 1,5 \dots 1,7$ – редукторы, коробки передач.

Если коэффициент запаса прочности $[s] = 2,5 \dots 3,0$ – то вал, как правило, не нуждается в проверке на жесткость.

Коэффициент запаса прочности по изгибу

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{k_F k_d} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (5.15)$$

коэффициент запаса прочности по кручению

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{k_F k_d} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (5.16)$$

здесь σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости по нормальным и касательным напряжениям при симметричном цикле (определяют по справочнику для выбранного материала вала); k_σ , k_τ – коэффициенты концентрации напряжений (определяют по справочнику в зависимости от типа концентратора напряжений); k_F – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности; k_d – масштабный коэффициент, учитывает уменьшение усталостной прочности вала с увеличением его диаметра; ψ_σ , ψ_τ – коэффициенты, учитывающие чувствительность материала к асимметрии цикла изменения напряжений; σ_a , τ_a – амплитудное значение напряжений; σ_m , τ_m – среднее напряжение цикла.

Вследствие вращения вала напряжения изгиба $\sigma_{\text{и}}$ в различных точках его поперечного сечения изменяются по симметричному циклу даже при постоянной нагрузке.

Проиллюстрируем это

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{oc}}}, \quad (5.17)$$

Результирующий изгибающий момент

$$M_{\text{и}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}. \quad (5.18)$$

Окончательно

$$\sigma_a = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{oc}}}; \sigma_m = 0. \quad (5.19)$$

Напряжения кручения принимают изменяющимися по отнулевому циклу, для нереверсивных передач

$$\tau_{\text{max}} = \frac{T}{W_p}, \quad (5.20)$$

где T – крутящий момент; W_p – полярный момент сопротивления сечения кручению.

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\text{max}}}{2}. \quad (5.21)$$

Окончательно

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_p}. \quad (5.22)$$

Для передач с частым реверсом полагают, что касательные напряжения изменяются по симметричному закону.

В заключение, отметим, что сопротивление усталости валов можно значительно повысить, применив тот или иной метод поверхностного упрочнения (например, дробенаклеп, обкатка роликами), при этом можно получить увеличение предела выносливости (σ_{-1}) до 50% и более.

Расчет валов на жесткость

Упругие перемещения вала отрицательно влияют на работу связанных с ним деталей: подшипников, зубчатых колес, катков, фрикционных передач и т.п.

От прогиба вала в зубчатом зацеплении возникает дополнительная концентрация нагрузки по длине зуба. При больших углах поворота θ в подшипнике может произойти защемление вала (рис. 5.2). В металлорежущих станках прогиб валов ведет к снижению точности обработки и качества поверхности детали и т.д.

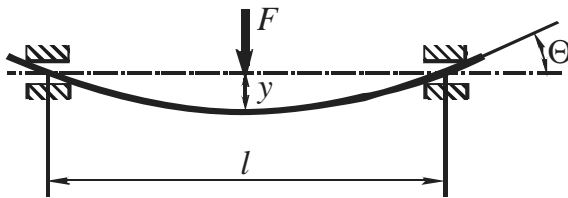


Рис. 5.2. Схема к определению прогиба вала

Таким образом, ограничивают упругое перемещение или углы поворота

$$y \leq [y], \quad (5.23)$$

$$\theta \leq [\theta]. \quad (5.24)$$

Допускаемые значения зависят от конкретных требований к конструкции.

Например: для редукторов под цилиндрическим зубчатым колесом допускаемая стрела прогиба составляет

$$[y] = (0,01 \dots 0,03)m, \quad (5.25)$$

где m – модуль зацепления;

под коническим колесом

$$[y] = 0,05m_{te}, \quad (5.26)$$

где m_{te} – внешний окружной модуль зацепления.

Угол поворота сечения вала:

– под цилиндрическим колесом: $[\theta] = 0,001$ рад (0,057 град.),

- в подшипнике скольжения: $[\theta] = 0,001$ рад (0,057 град.),
- в радиальном шарикоподшипнике: $[\theta] = 0,01$ рад (0,57 град.),
- в сферическом шарикоподшипнике: $[\theta] = 0,05$ рад (≈ 3 град.).

Расчет вала на виброустойчивость (на колебания)

Крутильные (угловые) колебания имеют существенное значение только для некоторых специальных деталей (коленчатых валов, роторов турбин и т.п.). Для валов общего назначения рассматривают только поперечные (изгибные) колебания. Поперечные колебания валов связаны с неуравновешенностью вращающихся масс.

При совпадении частоты возмущающих сил (частоты вращения вала) и частоты собственных колебаний вала наступает явление резонанса: амплитуда колебаний вала резко возрастает и это может привести к разрушению вала. Соответствующие резонансу угловую скорость ω и частоту вращения n вала называют критическими. Таким образом, основное практическое значение для валов имеет определение критической частоты вращения $n_{кр}$.

Пусть на валу расположено колесо с массой m (см. рис. 5.3). Центр тяжести колеса смещен относительно оси вращения на величину e , поэтому при равномерном вращении возникает центробежная сила

$$F_{ц} = m\omega^2(y + e), \quad (5.27)$$

где m – масса колеса, ω – угловая скорость вала, $(y + e)$ – радиус вращения центра тяжести колеса.

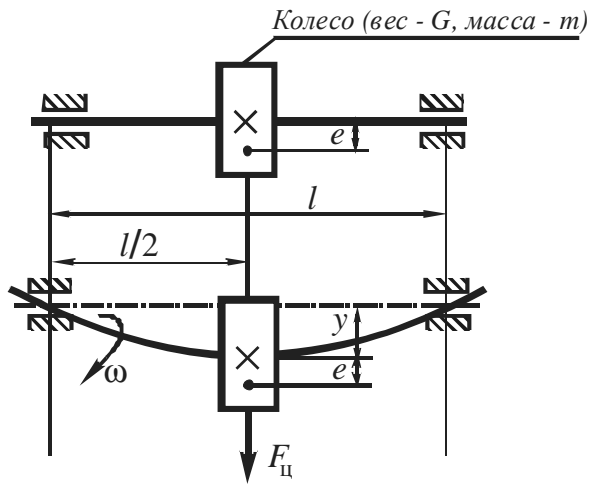


Рис. 5.3. Схема к расчету вала на колебания

Под действием центробежной силы $F_{ц}$ вал изогнется на величину y .

Отсюда

$$y = \frac{F_{ц} l^3}{48EI}, \quad (5.28)$$

где I – осевой момент инерции, E – модуль нормальной упругости материала вала.

$$F_{ц} = \frac{48EI}{l^3} y = ky, \quad (5.29)$$

Решая совместно уравнения (5.27) и (5.29) получим

$$ky = m\omega^2(y + e). \quad (5.30)$$

Отсюда

$$y = \frac{e}{\frac{k}{m\omega^2} - 1}. \quad (5.31)$$

Из последней формулы следует, что с ростом угловой скорости ω увеличивается и прогиб вала. При $\frac{k}{m\omega^2} = 1$ величина прогиба $y \rightarrow \infty$, т.е. наступает резонанс.

Угловая скорость вала, соответствующая этому состоянию, является критической

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (5.32)$$

Так как $\omega_{кр} = \frac{\pi n_{кр}}{30}$, то

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5.33)$$

массу можно выразить как

$$m = \frac{G}{g}, \quad (5.34)$$

где G – вес колеса, g – ускорение силы тяжести.

При критической частоте вращения вал изгибается на величину прогиба от статической силы тяжести

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{kg}{G}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{y_{ст}}}. \quad (5.35)$$

где $y_{ст}$ – статической прогиб вала под действием веса G колеса

$$y_{ст} = \frac{G}{k} = \frac{Gl^3}{48EI}. \quad (5.36)$$

При частоте вращения вала, близкой к критической, возникают вибрации, поэтому частоты вращения от $0,7 n_{кр}$ до $1,3 n_{кр}$ не должны использоваться.

Из формулы (5.31) видно, что при ω , стремящейся к ∞ , прогиб y уменьшается и стремится к величине e , то есть $y \rightarrow e$. Это значит, что в закритической области центр тяжести колеса стремится совпасть с осью вращения вала. Это явление получило название динамическое уравнивание в закритической области.

Критическая частота вращения $n_{кр}$ возрастает с увеличением жесткости вала (то есть с ростом его диаметра и уменьшением расстояния l между опорами). Однако, если вал должен работать при больших оборотах, а жесткий вал (большого диаметра) использовать нельзя, то наоборот делают вал менее жестким и работают в закритической области. При этом необходимо при разгоне и торможении как можно быстрее проходить область резонанса; при этом, благодаря инерционности системы, значительная амплитуда колебаний не успевает возникнуть.

Вопросы для самоподготовки

1. По каким критериям работоспособности рассчитываются валы и оси?
2. В чем отличие проектного (ориентировочного) расчета вала от проверочного (уточненного)?
3. Каков порядок проектного расчета вала?
4. Каков порядок проверочного расчета вала?
5. Какое сечение вала называется опасным?
6. Какие факторы учитываются при определении запаса сопротивления усталости вала?
7. Зачем нужна проверка жесткости вала?
8. Какие параметры определяют при расчете вала на жесткость?
9. Что является причиной колебаний вала?
10. Какую частоту колебаний вала называют собственной?
11. Какую частоту колебаний вала называют вынужденной?
12. Зачем определяется критическая частота вращения вала $n_{кр}$?

6. ПОДШИПНИКИ

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 КПД механизма, потери в подшипниках должны быть минимальны. Поэтому от качества подшипника в значительной степени зависят работоспособность и долговечность машины.

Подшипники классифицируют по виду трения и воспринимаемой нагрузке.

По виду трения:

- 1) подшипники скольжения, у которых опорный участок вала скользит по поверхности подшипника;
- 2) подшипники качения, у которых трение скольжения заменяют трением качения путем установки шариков или роликов между опорными поверхностями подшипника и вала.

По характеру воспринимаемой нагрузки:

- 1) радиальные;
- 2) упорные;
- 3) радиально-упорные;
- 4) упорно-радиальные.

6.1. Подшипники скольжения

Область применения подшипников скольжения в современном машиностроении сократилась в связи с широким распространением подшипников качения. Но значение их не снизилось. Они по-прежнему незаменимы в целом ряде конструкций: а) разъемные подшипники по условию сборки, например коленчатые валы; б) высокоскоростные подшипники при $v > 30$ м/с; в) подшипники прецизионных машин, где необходимо особо точное направ-

ление валов; г) подшипники, работающие в особых условиях (вода, агрессивные среды и т. п.); д) подшипники дешевых тихоходных механизмов.

Вращению цапфы в подшипниках скольжения противодействует момент сил трения. Работа трения нагревает подшипник и цапфу. Тепло отводится через корпус подшипника и вал, а также частично уносится смазывающей жидкостью. При установившемся режиме работы существует тепловое равновесие: количество тепла выделяемого при трении равно количеству тепла отводимого от подшипника.

Чем выше тепловыделение, и чем хуже условия теплоотдачи, тем выше температура теплового равновесия.

С повышением температуры уменьшается вязкость масла и увеличивается вероятность заедания цапфы в подшипнике. В конечном результате заедание приводит к выплавлению вкладыша.

Виды разрушений подшипника

- 1) выплавление вкладыша при перегреве (основная причина выхода подшипника скольжения из строя);
- 2) износ вкладыша и цапфы;
- 3) хрупкое разрушение (при кратковременных нагрузках – ударе);
- 4) усталостное выкрашивание (редко).

Режимы трения

Трение вызывает износ и нагрев подшипников скольжения.

В зависимости от режима работы в подшипниках скольжения может быть:

- полужидкостное трение (граничное трение);
- жидкостное трение.

При жидкостном трении рабочие поверхности вала и вкладыша разделены слоем масла, толщина h которого больше суммы высот шероховатостей поверхностей (рис. 6.1)

$$h > R_{Z1} + R_{Z2} . \quad (6.1)$$

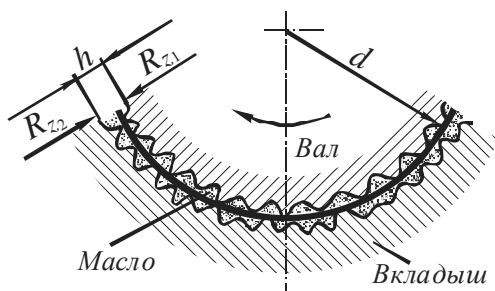


Рис. 6.1. Схема подшипника скольжения при жидкостном трении

При этом масло воспринимает внешнюю нагрузку, предотвращая непосредственное соприкосновение рабочих поверхностей, то есть их износ. Сопротивление движению (момент трения) в этом случае определяется только внутренним трением в слое масла $f_{ж} = 0,001 \dots 0,005$ (что меньше $f_{кач}$).

При полужидкостном трении условие (6.1) не соблюдается.

Такой режим трения сопровождается износом трущихся поверхностей. Коэффициент трения в этих условиях зависит не только от качества масла, но и от материала трущихся поверхностей $f_{п/ж} = 0,008 \dots 0,1$.

Самый благоприятный режим – жидкостной. Поэтому, обеспечение режима жидкостного трения является основным критерием расчета большинства подшипников скольжения.

Достоинства подшипников скольжения:

- 1) малые диаметральные размеры;
- 2) возможность работы в воде и в агрессивных средах;
- 3) более точное направление валов и возможность регулировки зазоров;
- 4) возможность конструктивного разъема подшипников скольжения;

5) хорошая сопротивляемость ударным нагрузкам, благодаря демпфирующему действию масляного слоя;

6) при использовании на валах, вращающихся с большим числом оборотов, имеют бóльшую долговечность, чем подшипники качения;

7) возможность использования в тяжело нагруженных тихоходных валах уникальных машин, при использовании подшипников (в режиме жидкостного трения) с гидростатической смазкой.

Недостатки подшипников скольжения:

- 1) значительный износ вала и вкладыша подшипника скольжения;
- 2) большие потери на трение, и, следовательно, перегрев, большие пусковые мощности;
- 3) низкая долговечность из-за износа;
- 4) высокая стоимость антифрикционных материалов вкладышей;
- 5) сложность смазочных устройств и большой расход масла;
- 6) большие размеры в осевом направлении.

Расчет подшипника скольжения при полужидкостном трении

В режиме полужидкостного трения работают подшипники:

- тихоходных механизмов;
- машин с частыми пусками и остановками;
- при неустановившемся режиме нагрузки;
- с плохими условиями подвода смазки.

В инженерной практике нашли применение условные расчеты подшипников скольжения (рис. 6.2), которые позволяют в простой расчетной форме использовать опыт конструирования и эксплуатации подшипников. Причем, для подшипников жидкостного трения, условные расчеты используют в качестве предварительных, а для полужидкостного трения – как основные.

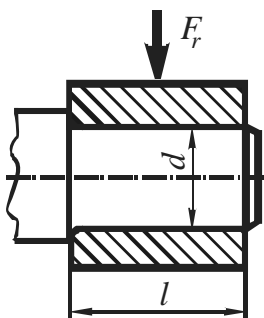


Рис. 6.2. Схема подшипника скольжения

1. Расчет по допускаемому среднему давлению $[p]$ в подшипнике

$$p = \frac{F_r}{l \cdot d} \leq [p]. \quad (6.2)$$

Для большинства подшипников стационарных машин $[p] = 1 \dots 4$ МПа; в коренных и шатунных подшипниках двигателей внутреннего сгорания $[p] = 4 \dots 20$ МПа. Давление характеризует несущую способность подшипника.

2. Расчет производится по произведению давления p на скорость скольжения v

$$pv \leq [pv]. \quad (6.3)$$

В подшипниках стационарных машин $[pv] = 2 \dots 10$ МПа·м/с, в подшипниках автомобильных двигателей $[pv] = 25 \dots 35$ МПа·м/с. Произведение pv характеризует износ подшипника, тепловыделение в нем и степень опасности заедания.

3. При высоких скоростях скольжения и малых давлениях p работоспособность подшипника ограничена из-за повышения температуры. В этом случае работоспособность подшипника ограничена предельно допускаемой скоростью скольжения $[v]$.

Параметры $[p]$, $[pv]$ и $[v]$ являются по существу критериями подобия, обобщающими опыт эксплуатации подшипников скольжения.

Расчет радиальных подшипников в режиме жидкостного трения

Для образования жидкостного трения в гидродинамическом режиме необходимо обеспечить следующие основные условия:

- 1) между скользящими поверхностями должен быть зазор клиновой формы;
- 2) масло соответствующей вязкости должно непрерывно заполнять зазор;
- 3) скорость относительного движения должна быть достаточной для того, чтобы в масляном слое создавалось давление ($p_{\text{н}}$), способное уравновесить внешнюю нагрузку.

Нагрузка на подшипник скольжения:

$$F_r = \frac{\mu \cdot \omega}{\psi^2} \cdot l \cdot d \cdot C_F, \quad (6.4)$$

где ω – угловая скорость цапфы; μ – динамическая вязкость смазки; $\psi = s/d$ – относительный зазор в подшипнике (рис. 6.3); C_F – безразмерный коэффициент нагруженности подшипника.

Из формулы (6.4)

$$C_F = \frac{F_r \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega \cdot l \cdot d} = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega}. \quad (6.5)$$

Безразмерный коэффициент нагруженности подшипника C_F зависит от эксцентриситета χ и от относительной длины подшипника l/d и определяет положение цапфы в подшипнике в режиме жидкостного трения

$$\chi = e / (0,5 \cdot s). \quad (6.6)$$

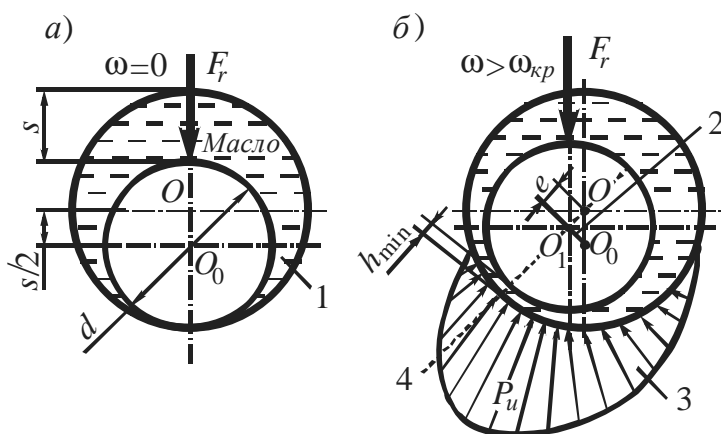


Рис.6.3. Схема образования масляного клина. а) в состоянии покоя, б) при вращении вала. s – масляный зазор; 1 – клиновидный зазор; 2 – перемещение оси цапфы от центра вращения цапфы при возрастании скорости вращения; 3 – эпюра давления в клиновом зазоре; 4 – линия центров OO_1

При достаточно высокой скорости вала цапфа всплывает в масле и несколько смещается в сторону вращения. Можно показать, что толщина масляного слоя связана с относительным эксцентриситетом зависимостью

$$h_{\min} = (0,5 \cdot s - e) = 0,5 \cdot s(1 - \chi). \quad (6.7)$$

Порядок расчета подшипников скольжения

При расчете подшипника скольжения обычно известны диаметр цапфы d , нагрузка F_r и частота вращения n (или ω). Определяют длину подшипника l , зазор s и сорт масла (μ).

Большинством неизвестных параметров задаются, основываясь на рекомендациях, выработанных практикой, и затем проверяют запас надежности подшипника скольжения по режиму жидкостного трения. В этом случае, можно предложить следующий порядок расчета:

1. Задаются отношением $l/d = 0,5 \dots 1,0$:

- короткие подшипники ($l/d < 0,4$) – обладают малой грузоподъемностью;
- длинные подшипники ($l/d > 1,0$) – требуют повышенной точности подшипников и жестких валов.

После выбора l/d подшипник проверяют по условиям (6.2) и (6.3). Эта проверка предупреждает возможность заедания и повышенного износа в случае кратковременного нарушения режима жидкостного трения (пуск, перебои в нагрузке или подаче масла и т.д.).

2. Выбирают относительный зазор (например: для валов относительно небольших диаметров до 250 мм зазор ψ желательно согласовать с одной из стандартных посадок – H7/f7; H9/e8; H9/d9). Можно также использовать эмпирическую формулу

$$\psi \approx 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot v^{0,25}, \quad (6.8)$$

где v – окружная скорость цапфы.

3. Выбирают сорт масла и его среднюю рабочую температуру (вязкость масел и области применения устанавливаются ГОСТом). Вязкость масла $\mu(t^\circ)$ выбирают из справочных таблиц или графиков. Среднюю рабочую температуру обычно выбирают в пределах: $t_{cp} = 45 \dots 75^\circ\text{C}$. По t_{cp} и графику определяют среднюю вязкость μ масла.

4. Подсчитывают коэффициент нагруженности подшипника C_F (ф.6.5) и по справочникам или графикам определяют относительный эксцентриситет χ . Далее определяют h_{min} (толщина масляного слоя) по (6.7).

5. Определяют критическую толщину масляного слоя, при которой нарушается режим жидкостного трения

$$h_{кр} = R_{Z_1} + R_{Z_2}, \quad (6.9)$$

где R_{Z_1} , R_{Z_2} принимают 6,3 ... 0,2 мкм.

6. Определяют коэффициент запаса надежности подшипников по толщине масляного слоя:

$$S_h = h_{min} / h_{кр} \geq [S_h] \approx 2, \quad (6.10)$$

Коэффициент запаса надежности S_h учитывает возможные отклонения от расчетных эксплуатационных условий.

Это приближенный расчет. При этом фактическая температура может быть иной, другой будет и вязкость масла, следовательно, и грузоподъемность подшипника или толщина масляного слоя h_{\min} .

Неточность приближенного расчета компенсируется увеличением коэффициента запаса надежности (6.10) и выбором способа смазки на основе следующих опытных рекомендаций:

при $\sqrt{pv^3} < 16 \cdot 10^3$ – достаточна кольцевая смазка без охлаждения подшипника;

при $\sqrt{pv^3} \approx (16 \dots 32) \cdot 10^3$ – кольцевая смазка, но с охлаждением корпуса или масла в корпусе;

при $\sqrt{pv^3} > 32 \cdot 10^3$ – циркуляционная смазка под давлением.

6.2. Подшипники качения

Применение подшипников качения позволило заменить трение скольжения трением качения (рис.6.4).

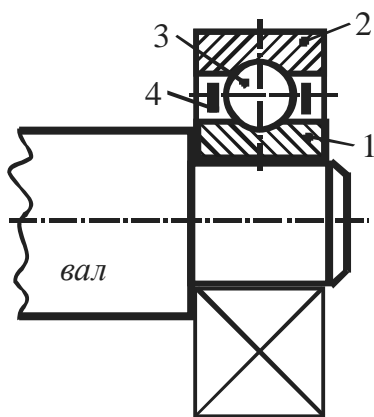


Рис. 6.4. Схема подшипника качения. 1 – внутреннее кольцо; 2 – наружное кольцо; 3 – тело качения (шарик, ролик); 4 – сепаратор

Достоинства подшипников качения:

- 1) малый коэффициент трения ($f = 0,001 \dots 0,006$);
- 2) полное отсутствие износа вала (кроме игольчатых);

- 3) простота обслуживания и малый расход смазки;
- 4) малые осевые размеры;
- 5) невысокая стоимость (следствие массового производства на специализированных заводах).

Недостатки подшипников качения:

- 1) малая долговечность при больших нагрузках из-за высоких контактных напряжений;
- 2) плохая работа при вибрационных и ударных нагрузках;
- 3) большие диаметральные размеры (кроме игольчатых и специальных);
- 4) высокая стоимость при мелкосерийном производстве уникальных подшипников.

Критерии работоспособности и расчета подшипников качения

Можно отметить следующие основные причины потери работоспособности подшипников качения.

Виды разрушения подшипников качения.

1. *Усталостное контактное выкрашивание* поверхности тел качения и беговых дорожек наблюдается после длительного времени их работы при нормальных условиях.
2. *Износ* наблюдается при недостаточной защите от пыли, грязи (является основным критерием разрушения для подшипников автомобильных, тракторных, горных, строительных и прочих машин).
3. *Разрушение сепараторов* происходит от вибраций и ударных нагрузок.
4. *Раскол колец и тел качения* связан с ударными и вибрационными перегрузками; неправильным монтажом, вызывающим перекося колец; заклинивания и т.п.
5. *Остаточные деформации на беговых дорожках и телах качения* наблюдаются у тяжело нагруженных тихоходных подшипников.

Современный подбор подшипников качения (из числа стандартных) учитывает только одну из двух причин выхода из строя:

- 1) подбор подшипников по статической грузоподъемности (по остаточным деформациям);
- 2) подбор подшипников по динамической грузоподъемности (по усталостному контактному выкрашиванию).

Подбор подшипников качения по статической грузоподъемности

Применяют при малых частотах вращения $n < 1 \text{ мин}^{-1}$, когда число циклов нагружений мало и не вызывает усталостных разрушений, а так же как проверочный расчет после подбора подшипника по динамической грузоподъемности по условию

$$F_0 \leq C_0, \quad (6.11)$$

где F_0 – эквивалентная статическая нагрузка, C_0 – статическая грузоподъемность (внесена в справочные таблицы для каждого стандартного подшипника).

Эквивалентная статическая нагрузка

$$F_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (6.12)$$

где X_0, Y_0 – коэффициенты радиальной F_r и осевой F_a нагрузки.

Статическая грузоподъемность C_0 подшипника качения – это статическая радиальная нагрузка, которой соответствует общая остаточная деформация тела качения и колец в наиболее нагруженной зоне контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения.

Следует отметить, что описанная методика подбора подшипников по статической грузоподъемности справедлива, как указано в ГОСТ 18854–94 («Подшипники качения. Статическая грузоподъемность»), только в диапазоне размеров стандартных подшипников, которые изготовлены из высококачественной, закаленной стали в условиях хорошо налаженного производства, имеют обычную конструкцию и формы контактирующих поверхностей.

Для подшипников, отличающихся от стандартных (с иной твердостью материала деталей подшипника, если тела качения контактируют с поверхностью вала или шестерни, с иными геометрическими размерами и т.п.), можно использовать методику (которая справедлива как для нестандартных, так и для стандартных подшипников), приведенную в работах [19], [20].

Подбор подшипников качения по динамической грузоподъемности

(подбор по долговечности или по заданному ресурсу)

Выполняют при частоте вращения $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$. (Если $1 \leq n \leq 10$, то считают $n = 10 \text{ мин}^{-1}$).

Номинальная (расчетная) долговечность подшипника качения L_h в часах должна быть больше заданной долговечности

$$L_h \geq [L_h]$$

или

(6.13)

$$C_{\text{треб}} \leq C_{\text{пасп}} \cdot$$

Под *Динамической грузоподъемностью* C радиальных и радиально-упорных подшипников понимается постоянная радиальная нагрузка, которую группа идентичных подшипников с неподвижным наружным кольцом сможет выдержать в течение расчетного срока службы, исчисляемого в 1 млн. оборотов внутреннего кольца. В однорядных радиально-упорных подшипниках Динамическая грузоподъемность относится к радиальной составляющей нагрузки, вызывающей радиальное смещение колец подшипника относительно друг друга.

Под *Динамической грузоподъемностью* C упорных и упорно-радиальных подшипников понимается постоянная центральная осевая нагрузка, которую группа идентичных подшипников может выдержать в течение расчетного срока службы, исчисляемого в 1 млн. оборотов одного из колец подшипника.

Динамическая грузоподъемность и ресурс связаны эмпирической зависимостью

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^p, \quad (6.14)$$

где L – долговечность подшипника качения, которая измеряется количеством миллионов оборотов (например, 3 или 6) до контактного выкрашивания, F – эквивалентная динамическая нагрузка; C – динамическая грузоподъемность, p – показатель степени, значение которого зависит от формы тела качения:

$p = 3$ – для шарика,

$p = \frac{10}{3} = 3,33$ – для ролика.

Эквивалентная динамическая нагрузка для радиальных шариковых и радиально-упорных подшипников называется постоянной радиальной нагрузкой, которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным наружным обеспечивает такой же расчетный срок службы, как и при действительных условиях нагружения и вращения. Для подшипников этих типов эквивалентная нагрузка

$$F = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) k_6 \cdot k_t, \quad (6.15)$$

где X , Y – коэффициенты радиальной F_r и осевой F_a нагрузок; V – коэффициент вращения, зависит от того, какое кольцо вращается ($V = 1$ – вращается внутреннее кольцо, $V = 1,2$ – наружное); k_6 – коэффициент безопасности, зависит от характера нагрузки (спокойная $k_6 = 1$; умеренные толчки $k_6 = 1,3 \dots 1,5$; ударные $k_6 = 2,5 \dots 3$); k_t – температурный коэффициент, зависит от температуры подшипника (до 100°C – $k_t = 1$, от 125 ; до 250°C – $k_t = 1,05 \dots 1,4$ соответственно).

Коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок определяют в зависимости от отношения

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e \text{ или } \frac{F_a}{V \cdot F_r} > e, \quad (6.16)$$

где e – коэффициент осевого нагружения подшипника качения (для каждого подшипника величина e указана в каталоге).

Долговечность подшипника в часах L_h определяют по формуле

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{C}{F} \right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right). \quad (6.17)$$

Для учета переменности режима нагрузки дополнительно определяют (согласно графику изменения нагрузки на подшипник) эквивалентную нагрузку $F_{\text{экв}}$

$$F_{\text{экв}} = F_{\text{max}} \sqrt[p]{\sum \left(\frac{F_i}{F_{\text{max}}} \right)^p \cdot \frac{L_i}{\sum L_i}}, \quad (6.18)$$

где $F_{\text{max}} = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) k_{\sigma} \cdot k_t$, F_i – радиальная или осевая сила соответственно, действующая на подшипник при i -том режиме нагрузки; L_i – число млн. оборотов на i -том режиме нагрузки;

тогда долговечность подшипника качения с учетом переменности режима на-

грузки $L = \left(\frac{C}{F_{\text{экв}}} \right)^p$.

Порядок подбора подшипников качения

1. Выбирают тип и класс точности подшипников качения (в зависимости от соотношения осевой и радиальной силы).

2. По каталогу предварительно выбирают подшипник качения (зная диаметр вала и тип подшипника качения) легкой или средней серии и определяют C_0 , C . По отношению $\frac{F_a}{C_0}$ определяют коэффициент осевого нагружения e .

3. Вычисляют F_{max} , $F_{\text{экв}}$, L и L_h и сравнивают с заданной $[L_h]$.

Определение расчетной осевой нагрузки на радиально-упорный подшипник качения

Изобразим схему установки радиально-упорных подшипников качения, например, установку «в распор».

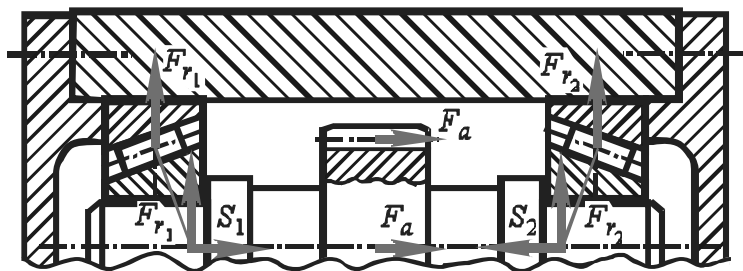


Рис. 6.5. Схема установки радиально-упорных подшипников качения «в распор». S_1, S_2 – собственные осевые силы в подшипниках

1. Радиальные нагрузки подшипников F_{r1}, F_{r2} (реакции в опорах вала) определяют обычным способом. Здесь следует обратить внимание, что точка приложения этих сил находится в точках пересечения контактных нормалей с осью вала (расстояние это зависит от схемы расположения подшипника качения и значения угла контакта α).

Для определения расчетной осевой силы на радиально-упорный подшипник необходимо:

1) Найти алгебраическую сумму всех осевых сил, действующих на каждый подшипник. (Правило знаков: если сила нагружает подшипник, эта сила берется со знаком «+»).

$$\text{Например: } \sum F_{a1} = -F_a - S_1 + S_2$$

$$\sum F_{a2} = F_a + S_1 - S_2$$

2) Если $\sum F_{a_i} < 0$, то принимают $F_{a1p} = S_1$.

3) Если $\sum F_{a_i} > 0$, то в качестве расчетной осевой силы принимают алгебраическую сумму всех осевых сил, кроме собственной осевой силы этого подшипника качения.

$$\text{Таким образом, } F_{a2p} = S_1 + F_a.$$

Дальнейший расчет производят по наибольшей нагрузке.

Величины сил S зависят от типа подшипника, угла α и условий сборки или регулировки подшипников.

При зазорах, близких к нулю, для шариковых радиально-упорных подшипников собственную осевую силу определяют по формуле

$$S_{\text{шар}} = e \cdot F_r, \quad (6.19)$$

для роликовых радиально-упорных конических подшипников

$$S_{\text{рол}} = 0,83 \cdot e \cdot F_r. \quad (6.20)$$

Вопросы для самоподготовки

1. По каким признакам классифицируют подшипники?
2. Какие достоинства и недостатки присущи подшипникам скольжения?
3. Какие виды разрушения наблюдаются в подшипниках скольжения?
4. Что такое жидкостное и полужидкостное трение в подшипниках скольжения?
5. Как рассчитывают подшипники скольжения в режиме полужидкостного трения?
6. Какие основные условия необходимы для образования жидкостного трения?
7. Как рассчитывают подшипники скольжения в режиме жидкостного трения?
8. Какие материалы применяют для подшипников скольжения?
9. Какие достоинства и недостатки присущи подшипникам качения?
10. Каковы причины потери работоспособности подшипников качения?
11. По каким критериям работоспособности рассчитывают подшипники качения?
12. Что такое статическая грузоподъемность?
13. Как осуществляет подбор подшипников качения по статической грузоподъемности?
14. Что такое динамическая грузоподъемность?
15. Как осуществляет подбор подшипников качения по динамической грузоподъемности?

16. Что такое приведенная нагрузка на подшипник? Как ее определяют для различных типов подшипников качения?
17. Как учитывают надежность, качество материала и условия эксплуатации при определении ресурса L подшипников качения?
18. Как повлияет на ресурс увеличение температуры в подшипнике качения со 100° до 150° ?
19. Как повлияет на ресурс подшипника качения замена шарикового радиального подшипника качения на радиально-упорный?
20. Как учитывают переменность нагрузки при расчетах подшипников качения?

СОЕДИНЕНИЯ

Для выполнения своих функций все детали должны быть связаны между собой. Различные виды механических связей (используемых в машиностроении), подразделяют на подвижные и неподвижные.

Подвижные связи образуют кинематические пары. Реализуются такие связи с помощью, например, различных шарниров, подшипников, зацеплений, опор, тросов, ремней и т.д. С их помощью детали осуществляют относительные перемещения в соответствии с заданным законом движения машины.

Неподвижные связи служат для предотвращения относительного перемещения деталей. Необходимость таких связей обусловлена конструктивными особенностями машины и технологическими возможностями их изготовления, а также требованиями транспортировки, контроля в процессе эксплуатации и обеспечения ремонтпригодности.

Неподвижные связи называют *соединениями*. Соединения подразделяют на *разъемные* и *неразъемные*.

Разъемные соединения – позволяют разъединять детали без разрушения или повреждения как основных (соединяемых), так и дополнительных деталей (например, резьбовые, шпоночные, штифтовые и т.д.).

Неразъемные соединения не могут быть разъединены в процессе их эксплуатации, так как разъединение деталей такого соединения приводит, как правило, к повреждению (или полному разрушению) соединяемых деталей (сварные, заклепочные, соединения с натягом, клеевые, паяные и т.д.).

Основными критериями работоспособности соединений являются *прочность* и *жесткость*. Кроме этого, все типы соединений должны удовлетворять требованиям:

- *равнопрочности* – соединения не должны иметь деталей прочность которых ниже прочности соединения в целом;

- *технологичности* – детали соединения должны соответствовать прогрессивным технологиям изготовления в соответствии с масштабом производства;

- *удобства обслуживания и ремонта.*

Кроме того, в соединениях не должна существенно искажаться форма соединяемых деталей, а также нарушаться устойчивость (равновесие) конструкции.

7. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Среди неразъемных соединений (сварные, паяные, клеевые) сварные являются *наиболее распространенными*. Они широко используются в автотракторной промышленности и сельхозмашиностроении, при строительстве мостов, домов, вагонов и др. Это объясняется прежде всего высокой прочностью сварных соединений, которая практически равна прочности материала свариваемых деталей.

В настоящее время разработаны методы сварки практически всех материалов, используемых в машиностроении, в том числе высоколегированных сталей, цветных сплавов, пластмасс и др.

При этом, кроме традиционных методов сварки под действием электрического тока или открытого пламени, разработано много альтернативных способов сварки (холодная, ультразвуковая, лазерная, сварка трением, взрывом и др.).

Достоинства и недостатки сварных соединений

Достоинства сварных соединений:

- 1) основным преимуществом сварных соединений является их прочность по сравнению с другими видами неразъемных соединений;
- 2) значительная экономия материала;

Например: а) применение сварки вместо литья позволяет снизить их массу, благодаря уменьшению толщин стенок, припусков на обработку и рациональному распределению массы свариваемых деталей (экономия 30...50%);

б) при использовании сварки появляется возможность более ответственные детали изготавливать из более прочных материалов, а менее ответственные – из дешевых материалов, что снижает их стоимость.

в) по сравнению с клепанными деталями экономия материала при сваривании составляет 10...20%;

- 3) создание герметичных соединений деталей, работающих под давлением (емкости, котлы, сосуды, трубопроводы и др.), так как герметичность сварных соединений значительно выше заклепочных;
- 4) возможность автоматизации технологических процессов;
- 5) возможность не только соединять детали, но и изготавливать различные конструкции.

Недостатки сварных соединений:

- 1) возникновение остаточных напряжений (причины возникновения: нестабильность шва, зависящая от квалификации сварщика; местный нагрев металла и последующее его охлаждение, которые приводят к изменению структуры и механических свойств металла):
 - а) коробление свариваемых деталей,
 - б) остаточные напряжения от сварки, складываясь с рабочими напряжениями, вызывают более быстрое разрушение,
 - в) трещины в швах, вследствие технологических дефектов;
- 2) уменьшение прочности при переменных, особенно вибрационных нагрузках;
- 3) сложность контроля качества сварного шва.
- 4) зависимость качества сварного шва от квалификации сварщика (этот недостаток ликвидируется при использовании автоматической сварки).

Пути снижения остаточных напряжений в сварных соединениях:

1. стремиться к симметричному и равномерному расположению швов;
2. производить предварительный нагрев свариваемых деталей;
3. наложение компенсационных швов;
4. тренировочное предварительное нагружение (предварительное деформирование в направлениях противоположных предполагаемой деформации при сварке) или расположение швов так, что бы в деталях возникали напряжения сжатия, а не растяжения.

Виды сварных соединений

В зависимости от расположения деталей сварку выполняют с помощью *стыковых и угловых швов*.

В зависимости от расположения относительно линии действия сил различают лобовые, фланговые, косые, прорезные и точечные швы. Обычно применяют комбинированное соединение лобовыми и фланговыми швами.

По расположению деталей относительно друг друга: стыковое соединение, тавровое соединение, соединение внахлест, крестовое соединение, угловое соединение и т.п.

Основные параметры угловых сварных швов

Основные параметры поперечного сечения нормального углового шва (рис.7.1) – катет k и расчетная высота – βk . Величина последней есть глубина проплавления соединяемых деталей, зависящая от технологического процесса сварки.

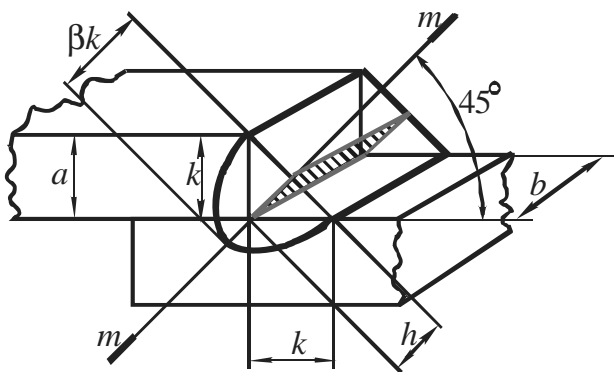


Рис. 7.1. Основные параметры углового шва

Высота нормального шва

$$h = k \cdot \sin 45^\circ \approx 0,7k . \quad (7.1)$$

Для других видов швов (выпуклый, вогнутый)

$$h = \beta k . \quad (7.2)$$

Например, коэффициент проплавления β для ручной или многопроходной автоматической сварки $\beta = 0,7$; при двух- и трех проходной автоматической

$\beta = 0,8$; при однопроводной механизированной $\beta = 0,9$; для однопроводной автоматической сварки $\beta = 1,1$.

В большинстве случаев $k = a_{\min}$, где a_{\min} – меньшая из толщин свариваемых деталей. По условиям технологии $k \geq 3$ мм, если $a_{\min} \geq 3$ мм. Максимальная величина катета не ограничивается, однако на практике швы с $k \geq 20$ мм используется редко.

Разрушение углового шва происходит по сечению $m - m$ (рис. 7.1), которое для нормального углового шва совпадает с биссекторной плоскостью поперечного сечения шва.

Расчет стыковых сварных швов на прочность

Стыковые соединения могут разрушаться по шву или, как правило, в зоне термического влияния. Поэтому расчет на прочность стыкового соединения выполняется по размерам детали в этой зоне (см. рис.7.2), а снижение прочности металла учитывается при назначении допускаемых напряжений.

Стыковые сварные швы независимо от того какую нагрузку несет соединение рассчитывают на прочность так же и по тем же формулам, что и соединяемые детали.

Расчет стыкового сварного шва на растяжение (сжатие)

Расчет на растяжение (сжатие) рассмотрим на примере стыковой сварки двух листов прямоугольного сечения (рис. 7.2).

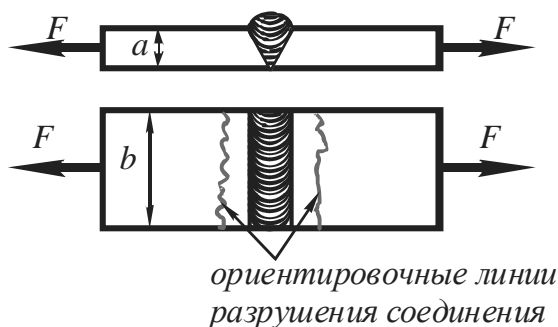


Рис. 7.2. Схема стыкового сварного шва, нагруженного растягивающей (сжимающей) силой

Напряжение растяжения (сжатия) для сварного соединения

$$\sigma_{p(сж)} = \frac{F}{A} = \frac{F}{a \cdot b} \leq [\sigma]' . \quad (7.3)$$

где $[\sigma]'$ – допускаемое напряжение на растяжение для сварного соединения, МПа; a – толщина более тонкой из свариваемых деталей, мм; b – длина шва, мм; F – сила, растягивающая соединяемые детали, Н.

Отношение $[\sigma]'$ к допускаемому напряжению на растяжение $[\sigma]_p$ для основного материала детали называют коэффициентом прочности сварного соединения

$$\varphi = \frac{[\sigma]'}{[\sigma]_p} , \quad (7.4)$$

Величина φ при доброкачественной сварке колеблется в пределах 0,9...1,0, т. е. стыковое соединение почти равнопрочно с соединенными деталями.

В тех случаях, когда требуется повысить прочность соединения, применяют косые швы (рис. 7.3). Расчет косого шва выполняют по формуле (7.3), в которой $\varphi = 1,0$, то есть принимают, что $[\sigma]' = [\sigma]_p$.

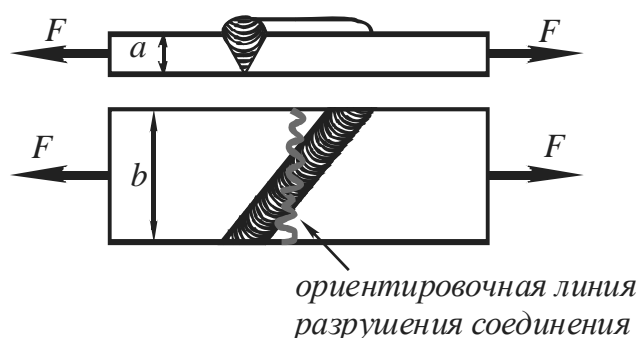


Рис. 7.3. Соединение косым стыковым сварным швом

Расчет стыкового сварного шва на изгиб

Рассмотрим случай, когда к опоре стыковым швом приварена балка с прямоугольным сечением (рис. 7.4).

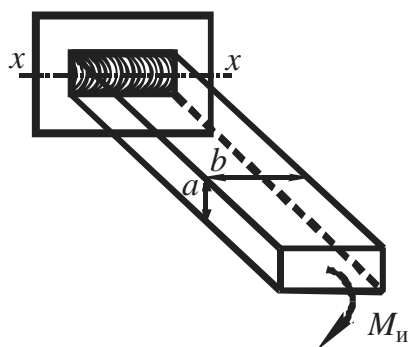


Рис. 7.4. Схема стыкового сварного шва, нагруженного изгибающим моментом

Условие прочности на изгиб

$$\sigma_{и \max} \leq [\sigma]'. \quad (7.5)$$

$$\sigma_{и \max} = \frac{M_{и}}{W_{ос}} = \frac{6M_{и}}{ba^2} \leq [\sigma]', \quad (7.6)$$

где $W_{ос}$ – осевой момент сопротивления изгибу, $\sigma_{и \max}$ – максимальные изгибающие напряжения, $[\sigma]'$ – допускаемое напряжение на изгиб соединения.

Расчет стыкового сварного шва при одновременном воздействии растягивающей нагрузки и изгибающего момента

Условие прочности сварного соединения (рис. 7.5)

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]'. \quad (7.7)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{a \cdot b} + \frac{M_{и}}{W_{ос}}. \quad (7.8)$$

где дополнительно σ_{\max} – наибольшее нормальное напряжение.

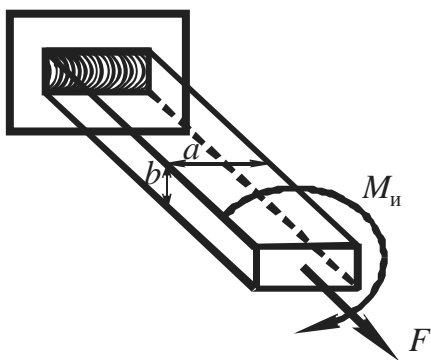


Рис. 7.5. Схема стыкового сварного шва, нагруженного растягивающей силой F и изгибающим моментом $M_{и}$

Расчет стыкового сварного шва на кручение

Условие прочности сварного соединения (рис. 7.6)

$$\tau_{\max} \leq [\tau]'. \quad (7.9)$$

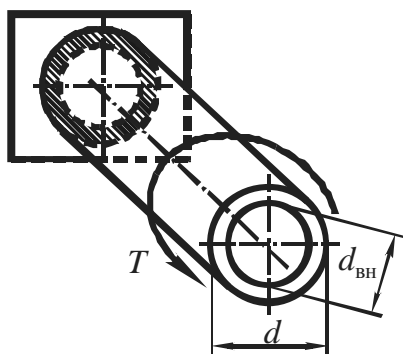


Рис. 7.6. Схема стыкового сварного шва, нагруженного крутящим моментом

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]', \quad (7.10)$$

где W_p – полярный момент сопротивления сварного шва.

Для трубы (рис.7.6) $W_p = \frac{\pi d^3}{16} (1 - \alpha^4)$, где $\alpha = d_{\text{вн}}/d$. Тогда

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{\frac{\pi d^3}{16} (1 - \alpha^4)} \leq [\tau]'. \quad (7.11)$$

Расчет стыкового сварного шва в условиях сложного напряженного состояния

Рассмотрим сосуд с внешним диаметром D , толщиной стенки δ , находящийся под внутренним давлением q (рис. 7.7). На прямоугольный элемент, вырезанный из цилиндрической стенки сосуда действуют: окружное напряжение

$$\sigma_t = \frac{qD}{2\delta}, \quad (7.12)$$

осевое напряжение

$$\sigma_x = \frac{qD}{4\delta}, \quad (7.13)$$

а также радиальное напряжение σ_r , которое для относительно тонкого сосуда ($\delta \ll D$) можно принять $\sigma_r = 0$.

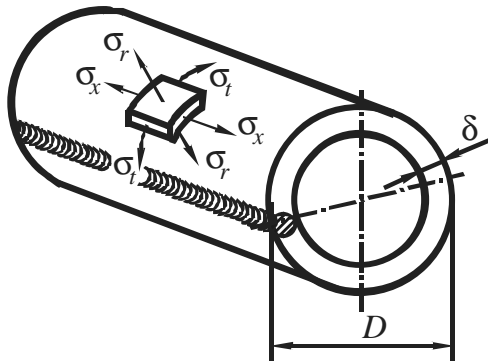


Рис. 7.7. Схема стыкового сварного шва в условиях сложного напряженного состояния

Условие прочности стенки сосуда по теории наибольших касательных напряжений имеет вид

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_t - \sigma_r \leq [\sigma], \quad (7.14)$$

где дополнительно $\sigma_{\text{экв}}$ – эквивалентное напряжение.

Таким образом, для расчета стыкового сварного шва получим аналогичное условие прочности

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_t - \sigma_r = \frac{qD}{2\delta} \leq [\sigma], \quad (7.15)$$

Расчет на прочность угловых сварных швов

Как показывает опыт эксплуатации сварных соединений с угловыми швами, их разрушение при любом виде нагружения всегда происходит вблизи биссекторной плоскости сварного шва от напряжений среза τ . В связи с этим, при расчете на прочность угловых швов используют общий принцип: *независимо от характера прикладываемой нагрузки расчет угловых сварных швов следует проводить на срез по касательным напряжениям, действующим в опасном сечении сварного шва, который, как правило, совпадает с биссекторной плоскостью, пересекающей сварной шов.*

Расчет угловых сварных швов на растяжение

1. Фланговый шов (рис.7.8) (расположен параллельно линии действия нагружающей силы).

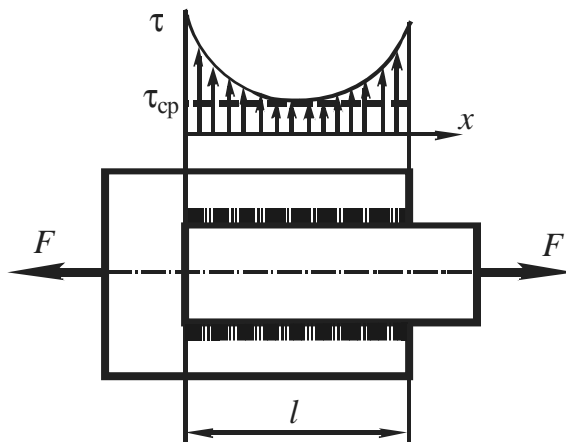


Рис. 7.8. Фланговый сварной шов, нагруженный растягивающей силой

На практике, чтобы уменьшить неравномерность распределения касательных напряжений τ по длине шва l , длину шва обычно ограничивают условием $l \leq (50 \dots 60) k$. Расчет таких швов приближенно выполняют по среднему значению действующих напряжений, а условие прочности имеет вид $\tau \leq [\tau]'$.

Касательные напряжения во фланговых сварных швах

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{2hl} = \frac{F}{2 \cdot 0,7k \cdot l} \leq [\tau]. \quad (7.16)$$

2. Лобовой шов (рис.7.9) (расположен перпендикулярно линии действия нагружающей силы).

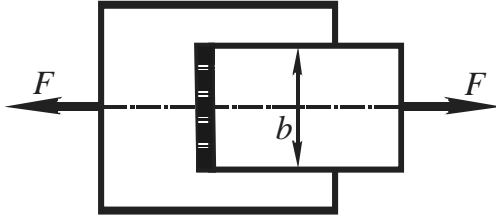


Рис. 7.9. Лобовой сварной шов, нагруженный растягивающей силой

Касательные напряжения в сварном шве

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,7k \cdot b} \leq [\tau]'. \quad (7.17)$$

3. Косой шов (рис.7.10)

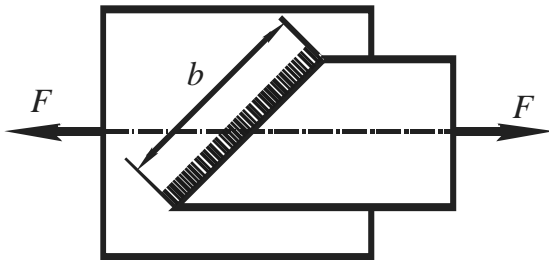


Рис. 7.10. Косой сварной шов, нагруженный растягивающей силой

Касательные напряжения в сварном шве будет рассчитываться по (7.17).

4. Комбинированные швы (рис.7.11) (лобовой и фланговые) рассчитывают на основе принципа распределения нагрузки пропорционально несущей способности отдельных швов. При этом

$$\tau = \frac{F}{0,7 \cdot k(b + 2l)} \leq [\tau]', \quad (7.18)$$

где b, l – соответственно длины лобового и флангового швов.

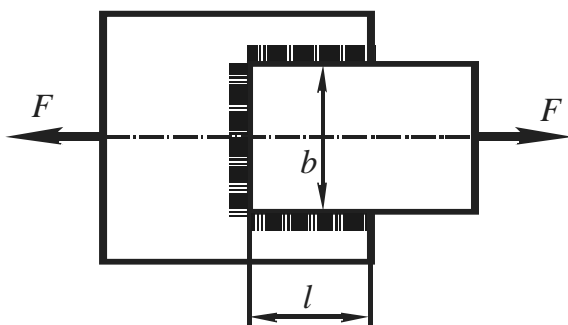


Рис. 7.11. Комбинированный шов, нагруженный растягивающей силой

Если одна из соединяемых деталей несимметрична, то расчет прочности проводят с учетом нагрузки, действующей на каждый шов. Например, к листу приварен уголок (рис. 7.12), равнодействующая нагрузка проходит через центр тяжести уголка и распределяется по швам обратно пропорционально плечам a и b . Соблюдая условие равнопрочности, швы выполняют с различной длиной так, чтобы $l_1/l_2 = b/a$.

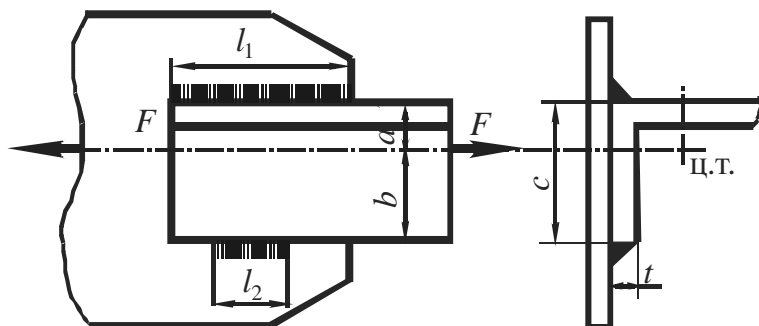


Рис. 7.12. Несимметричные фланговые швы, нагруженные растягивающей силой

При этом напряжение в обоих швах

$$\tau = \frac{F}{0,7 \cdot k(l_1 + l_2)} \leq [\tau]' \quad (7.19)$$

Расчет угловых сварных швов на изгиб

1. Фланговый шов

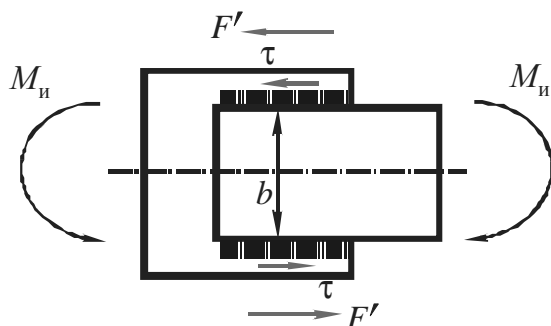


Рис. 7.13. Фланговые швы, нагруженные изгибающим моментом

Приведем приближенный расчет на изгиб, который справедлив только для коротких швов, когда $l \leq b$.

В этом случае принимают, что внешний изгибающий момент ($M_{и}$) уравнивается моментом от пары двух внутренних усилий (F'), возникающих как реакция от $M_{и}$, в опасных сечениях сварных швов.

$$F' = \tau \cdot 0,7k \cdot l, \quad M_{и} = 2F' \frac{b}{2} = \tau \cdot 0,7k \cdot l \cdot b. \quad (7.20)$$

$$\tau_{\phi} = \frac{M_{и}}{0,7 \cdot k \cdot l \cdot b} \leq [\tau]. \quad (7.21)$$

2. Лобовой шов

В этом расчете принимают допущение о том, что касательные напряжения τ действуют в опасном сечении сварного шва и распределены по длине шва b по тому же закону, что и нормальные напряжения от изгиба $\sigma_{и}$ в сечении привариваемой детали.

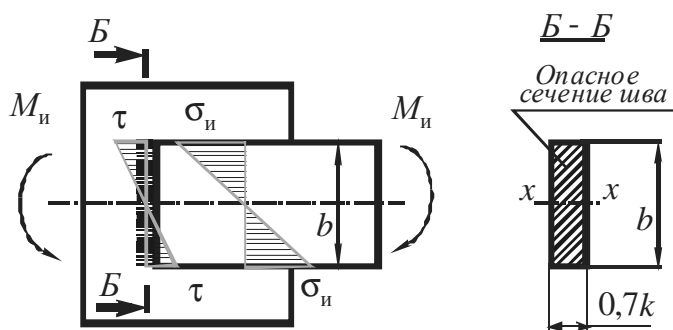


Рис. 7.14. Лобовой шов, нагруженный изгибающим моментом

При этом

$$\tau_{\text{л}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{ос}}} = \frac{M_{\text{и}}}{(0,7 \cdot k \cdot b^2)/6} = \frac{6M_{\text{и}}}{0,7 \cdot k \cdot b^2} \leq [\tau]'. \quad (7.22)$$

3. Комбинированный шов

Здесь возможно использовать один из двух вариантов расчета:

3.1. Приближенный расчет, который справедлив только для коротких фланговых швов ($l \leq b$).

Этот расчет основан на принципе распределения нагрузки пропорционально несущей способности отдельных швов. При этом принимаем допущение о том, что сварные швы воспринимают внешнюю нагрузку пропорционально своей нагрузочной способности.

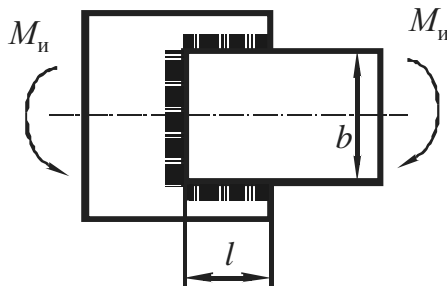


Рис. 7.15. Комбинированный шов, нагруженный изгибающим моментом

Для соединения, нагруженного только изгибающим моментом $M_{\text{и}}$, условие прочности примет вид

$$M_{\text{и}} = M_{\text{ф}} + M_{\text{л}} = 0,7klb\tau + \frac{0,7kb^2}{6}\tau. \quad (7.23)$$

Отсюда

$$\tau_{\text{л}} = \frac{M_{\text{и}}}{0,7 \cdot k \cdot l \cdot b + (0,7 \cdot k \cdot b^2)/6} \leq [\tau]'. \quad (7.24)$$

3.2. Уточненный расчет, который можно использовать как для коротких так и для длинных фланговых швов. Этот расчет учитывает совместную работу различных элементов шва.

Принимаем, что приваренный элемент под действием внешней нагрузки ($M_{и}$) стремится повернуться вокруг центра тяжести (ц.т.) площади опасных сечений сварных швов (рис. 7.16). При этом касательные напряжения τ в каждой точке опасного сечения сварного шва направлены по нормали к радиус-вектору проведенного из ц.т. к рассматриваемой точки сварного шва. Величина τ пропорциональна длине ρ этого радиус-вектора, то есть

$$\frac{\tau}{\rho} = \frac{\tau_{\max}}{\rho_{\max}}, \text{ отсюда } \tau = \rho \frac{\tau_{\max}}{\rho_{\max}}. \quad (7.25)$$

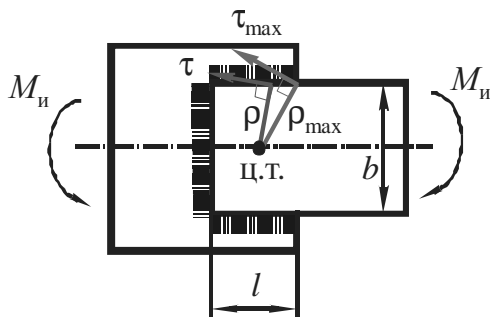


Рис. 7.16. Уточненный расчет комбинированного шва, нагруженного только изгибающим моментом

Элементарный изгибающий момент $dM_{и}$, создаваемый касательными напряжениями τ , распределенными по бесконечно малой площадке с площадью dA

$$dM_{и} = \tau dA \cdot \rho = \frac{\tau_{\max}}{\rho_{\max}} \rho^2 dA. \quad (7.26)$$

Полный изгибающий момент $M_{и}$ от касательных усилий, распределенных по площади опасных сечений сварного шва равен

$$M_{и} = \int_A \frac{\tau_{\max}}{\rho_{\max}} \rho^2 dA = \frac{\tau_{\max}}{\rho_{\max}} \int_A \rho^2 dA = \frac{\tau_{\max}}{\rho_{\max}} J_p, \quad (7.27)$$

где дополнительно $J_p = \rho^2 dA$ – полярный момент инерции опасных сечений сварных швов [1].

Из последнего выражения получим зависимость для расчета максимальных касательных напряжений в опасном сечении сварного шва

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{и}}}{J_p} \rho_{\max} \leq [\tau]'. \quad (7.28)$$

4. Случай сложного нагружения сварного соединения (на примере таврового), в котором соединяемые детали расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях (рис.7.17 а). Отметим, что сила F_2 нагружает сварной шов как изгибающим моментом, равным $F_2 \cdot l$ (напряжения $\tau_{\text{м}}$), так и срезающей силой F_2 (напряжения τ_2),

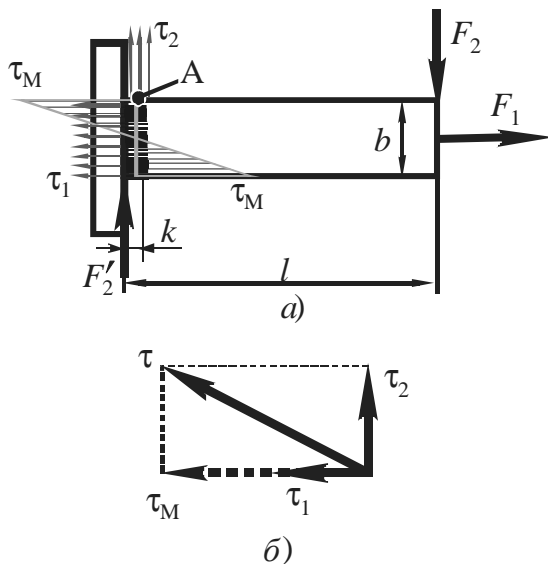


Рис. 7.17. Тавровое соединение, в котором детали расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях. F_1 – растягивающая сила, F_2 – изгибающая сила, F_2' – реакция от срезающей силы, τ_1 и τ_2 – касательные напряжения от сил F_1 и F_2 , $\tau_{\text{м}}$ – касательное напряжение от силы F_2

Касательные напряжения от растягивающей силы F_1 и срезающей силы F_2

$$\begin{aligned} \tau_1 &= \frac{F_1}{0,7k \cdot b \cdot 2}, \\ \tau_2 &= \frac{F_2}{0,7k \cdot b \cdot 2}. \end{aligned} \quad (7.29)$$

Изгибающий момент $M_{\text{и}} = F_2 \cdot l$, обуславливает возникновение касательных напряжений, максимальные значения которых определяют по формуле

$$\tau_{\text{м}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{ос}}} = \frac{F_2 l}{\frac{0,7kb^2}{2}} = \frac{3F_2 l}{0,7kb^2}. \quad (7.30)$$

Суммарные касательные напряжения, действующие в опасном сечении сварного шва (точка А) (рис 7.17 б)

$$\tau = \sqrt{(\tau_{\text{м}} + \tau_1)^2 + \tau_2^2} \leq [\tau]'. \quad (7.31)$$

Расчет угловых сварных швов на кручение

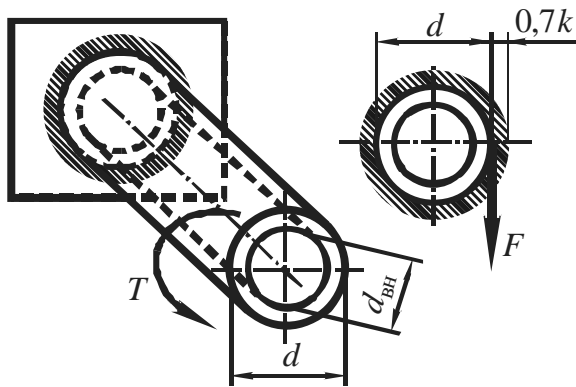


Рис. 7.18. Схема углового сварного шва (тавровое соединение), нагруженного крутящим моментом

Поскольку обычно катет k шва мал по сравнению с диаметром d трубы, то можно считать, что касательные напряжения τ равномерно распределены по кольцевой площадке опасного сечения шва, шириной $0,7k$. Поэтому расчет на срез можно вести с использованием срезающей силы равной $F = \frac{T}{d/2}$, а

$\tau = \frac{F}{A}$, где $A = \pi d \cdot 0,7k$ — площадь опасного сечения сварного шва.

Тогда касательные напряжения в опасном сечении сварного шва

$$\tau = \frac{2T}{0,7k \cdot \pi d^2} \leq [\tau]'. \quad (7.32)$$

Определение допускаемых напряжений. Расчет сварных соединений при переменных по времени нагрузках

Допускаемые напряжения для сварных швов определяются по справочным таблицам [2] в зависимости допускаемых напряжений для материала свариваемых деталей, от вида сварки и типа электрода.

Расчет сварных швов при переменных во времени нагрузках проводится по тем же формулам, что и при постоянной нагрузке. Однако при этом допускаемые напряжения уменьшают путем умножения на коэффициент $\gamma \leq 1$. Таким образом, условие прочности сварного шва при действии переменной нагрузки запишется как

$$\sigma \leq [\sigma]' \gamma$$

или

$$(7.33)$$

$$\tau \leq [\tau]' \gamma.$$

Коэффициент γ вычисляют по эмпирической формуле

$$\gamma = \frac{1}{(aK_{\sigma} \pm b) - (aK_{\sigma} \mp b)R} \leq 1. \quad (7.34)$$

где K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений для сварных швов, a, b – экспериментально определенные коэффициенты (например, для углеродистых сталей: $a = 0,6$ $b = 0,2$), R – коэффициент асимметрии цикла изменения напряжений: $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ или $R = \tau_{\min} / \tau_{\max}$.

Если в формуле (7.33) получают $\gamma > 1$, то в расчете принимают $\gamma = 1$. Это обычно получается при большой асимметрии цикла ($R > 0$) и указывает на то, что для данного цикла решающее значение имеет не сопротивление усталости, а статическая прочность.

Правило знаков в формуле (7.33):

- 1) верхние знаки принимаются – если наибольшая нагрузка растягивающая,
- 2) нижние – если наибольшая нагрузка сжимающая,

3) при симметричном цикле ($R = -1$) расчет проводят для обоих вариантов и принимают наименьшее значение γ .

Вопросы для самоподготовки

1. Какие достоинства и недостатки присущи сварным соединениям?
2. Какие факторы влияют на прочность сварных соединений?
3. Каковы пути снижения остаточных напряжений в сварных соединениях?
4. По каким признакам классифицируют сварные соединения?
5. Как рассчитывают стыковые сварные швы при различных случаях нагружения?
6. Как определяют основные параметры угловых сварных швов?
7. Как рассчитывают угловые сварные швы при различных случаях нагружения?
8. Почему не рекомендуют применять длинные фланговые швы?
9. Как распределяют касательные напряжения по длине флангового шва?
10. Как определяют допускаемые напряжения при расчете сварных швов?
11. Как учитывают переменность нагрузки при расчете сварных швов?

8. РЕЗБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Резбовые соединения являются одними из старейших и наиболее распространенных видов разъемных соединений (до 60% деталей в машине содержат резьбу). К ним относятся соединения с помощью болтов, винтов, винтовых стяжек, резьбы на валах, резбовые отверстия в корпусных деталях и т.п.

Достоинства и недостатки болтовых соединений

Достоинства:

- 1) простота сборки и разборки соединения;
- 2) малые габариты (при этом можно обеспечить большие усилия затяжки);
- 3) наличие широкой номенклатуры стандартных резбовых изделий;
- 4) высокая экономичность.

Основной **недостаток** – резьба – концентратор напряжения на поверхности детали.

Методы изготовления

- 1) ручную метчиком, плашкой;
- 2) на токарно-винторезном станке;
- 3) на резбозрезных станках (резьбы большого диаметра);
- 4) накатка;
- 5) литьем (стекло, пластмассы);
- 6) выдавливание (тонколистовые резбовые детали).

Классификация резбовых соединений

I. По форме поверхности, на которой образована резьба:

- 1) цилиндрические;
- 2) конические.

II. По форме профиля резьбы:

- 1) треугольная:

-метрическая (основная крепежная резьба) с треугольным профилем (рис. 8.1 а);

- треугольная со скругленными вершинами и впадинами (трубная – крепежно-уплотнительная резьба) (рис. 8.1 б);

2) трапециевидальные резьбы (ходовые):

- трапециевидальная симметричная (рис. 8.1 в);

- трапециевидальная не симметричная (достоинство: потери на трение при движении различные (рис. 8.1 г);

3) прямоугольная (частный случай трапециевидальной; достоинство: самый высокий КПД) (рис. 8.1 д);

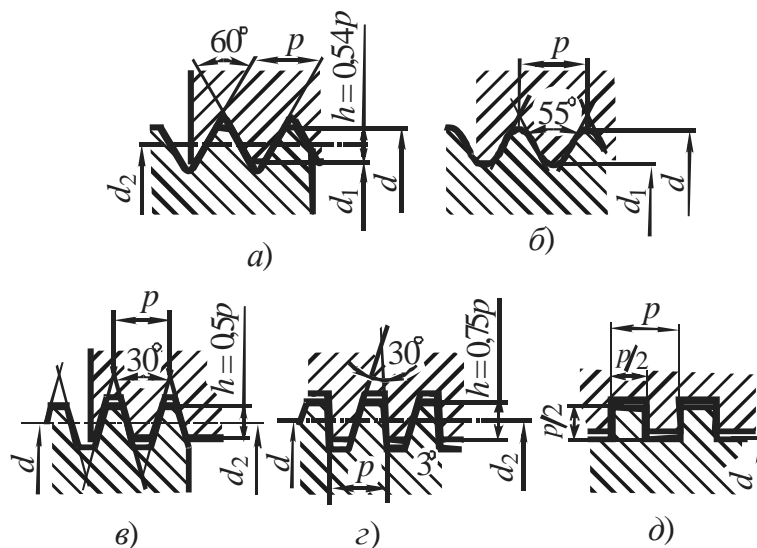


Рис. 8.1. Виды резьб. а – метрическая; б – треугольная со скругленными вершинами и впадинами; в – трапециевидальная симметричная; г – трапециевидальная не симметричная; д – прямоугольная

4) круглая резьба (удобна для выдавливания, для тонкостенных деталей, хорошо работает в загрязненной среде).

III. По направлению винтовой линии:

1) правая (слева направо и вверх) – наиболее распространена;

2) левая (справа налево и вверх) – специальная.

IV. По назначению:

- 1) крепежная (метрическая, трубная, круглая);
- 2) крепежно-уплотнительная (треугольная со скругленными вершинами и впадинами);
- 3) ходовая (все виды трапецеидальных резьб, в том числе прямоугольная).

Приведенная классификация не является строгой, т.к. на практике встречаются случаи применения метрической резьбы с мелким шагом в точных измерительных механизмах.

Основные геометрические параметры резьбы

На рисунке 8.2 изображена метрическая резьба:

d – наружный диаметр;

d_1 – внутренний диаметр.

Номинальные значения d и d_1 одинаковы для винта и гайки, а зазоры во впадинах образуются за счет предельных отклонений размеров диаметров.

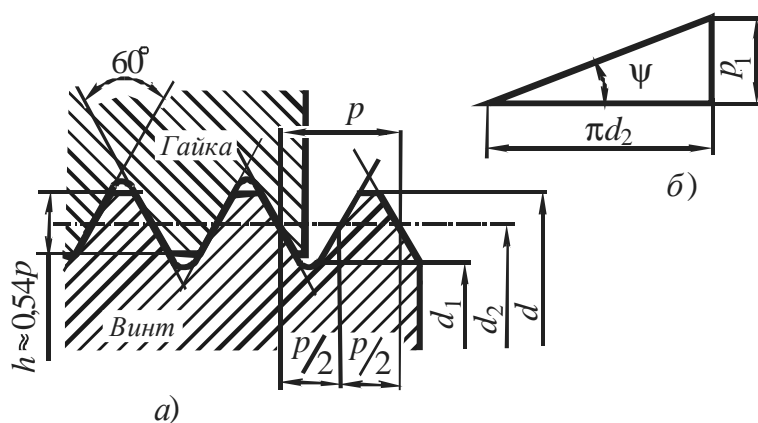


Рис. 8. 2. Геометрические параметры резьбы. d – наружный диаметр; d_1 – внутренний диаметр; d_2 – средний диаметр; h – рабочая высота профиля; p – шаг резьбы; p_1 – ход резьбы; α – угол профиля; ψ – угол подъема резьбы

d_2 – средний диаметр (диаметр воображаемого цилиндра, образующая которого пересекает резьбу в таком месте, где ширина выступа (витка) равна ширине впадины);

h – рабочая высота профиля, по которой соприкасаются боковые стороны резьб винта и гайки;

p – шаг резьбы (расстояние между одноименными сторонами соседних профилей);

p_1 – ход (поступательное перемещение образующего профиля за один оборот или относительное перемещение гайки за один оборот): для однозаходной резьбы $p_1 = p$, для многозаходной $p_1 = n \cdot p$, где n – число заходов;

α – угол профиля, в метрической резьбе $\alpha = 60^\circ$;

ψ – угол подъема (угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру)

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p_1}{\pi d_2} = \frac{np}{\pi d_2}. \quad (8.1)$$

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

Обоснование преимуществ треугольной резьбы перед прямоугольной при использовании ее в качестве крепежной

Выбор профиля резьбы определяется многими факторами, важнейшие из которых *прочность, технологичность и сила трения* в резьбе. Так, например, крепежная резьба должна обладать высокой прочностью и относительно большими силами трения, предохраняющими крепежные детали от самоотвинчивания, а также быть технологичной в изготовлении. Резьбы винтовых механизмов, напротив, должны быть с малыми силами трения, чтобы повысить КПД и уменьшить износ; прочность для них во многих случаях не является основным критерием, определяющим размер винтовой пары.

Основной тип крепежной резьбы – это треугольная резьба. Рассмотрим ее преимущества по сравнению с резьбой прямоугольного профиля.

Сравнение выполним, рассматривая нагружение одного витка каждой из резьб (рис. 8.3). Внешняя сила F уравнивается нормальными силами ($N_{тр}$ и $N_{пр}$) на соответствующих поверхностях витков. Из условия равновесия одного витка треугольной резьбы (сумма всех сил, направленных вдоль оси Y равна нулю) $2 \frac{N_{тр}}{2} \cos \frac{\alpha}{2} = F$, откуда $N_{тр} = \frac{F}{\cos \frac{\alpha}{2}}$;

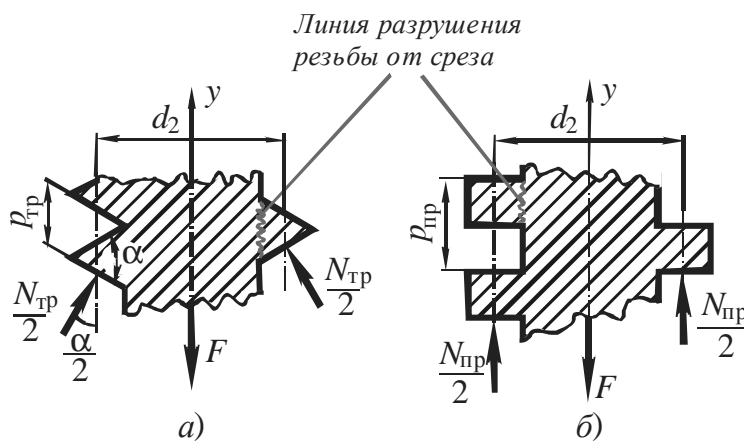


Рис. 8.3. Схема нагружения силой F одного витка треугольной (а) и прямоугольной (б) резьбы

Сила трения в треугольной резьбе

$$F_{f_{тр}} = N_{тр} \cdot f = F \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = F \cdot f', \quad (8.2)$$

где f и $f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ – соответственно действительный и приведенный коэффициенты трения.

Аналогично для прямоугольной резьбы получим $2 \frac{N_{пр}}{2} = F$, откуда $N_{пр} = F$,

а сила трения в прямоугольной резьбе

$$F_{f_{пр}} = N_{пр} \cdot f = F \cdot f. \quad (8.3)$$

Отношение сил трения в треугольной и прямоугольной резьбах при стандартном угле профиля резьбы, $\alpha = 60^\circ$

$$\frac{F_{f\text{ тр}}}{F_{f\text{ пр}}} = \frac{1}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{1}{\cos 30^\circ} = 1,15. \quad (8.4)$$

Из формулы (7.38) следует, что трение в треугольной резьбе на 15% выше, чем в прямоугольной. Это значит, что треугольная резьба обладает меньшей склонностью к самоотвинчиванию. Кроме того, при одинаковых шагах) резьбы $p_{\text{тр}} = p_{\text{пр}}$, треугольная резьба имеет большую прочность на срез (а, поскольку резьба, как правило, изготавливается равнопрочной, то и на другие виды разрушения) приблизительно в 2 раза выше, чем прямоугольная (см. ф. 7.49). Отметим, также, что треугольная резьба более технологична, и может изготавливаться накаткой, а не только нарезанием.

ТЕОРИЯ ВИНТОВОЙ ПАРЫ

Зависимость между моментом завинчивания и осевой силой

Если винт нагружен осевой силой F , то для завинчивания гайки к ключу необходимо приложить момент завинчивания $T_{\text{зав}}$, а к стержню винта – реактивный момент, который удерживает стержень от вращения, при этом можно записать

$$T_{\text{зав}} = T_{\text{р}} + T_{\text{т}}, \quad (8.5)$$

где $T_{\text{т}}$ – момент силы трения на опорном торце гайки, $T_{\text{р}}$ – момент силы трения в резьбе.

Момент силы трения в резьбе определим, рассматривая гайку как ползун, поднимающийся по виткам резьбы, как по наклонной плоскости (рис. 8.4. а).

По известной теореме механики, учитывающей силы трения, ползун (гайка) находится в равновесии, если равнодействующая F_n системы внешних сил отклонена от нормали $n - n$ на угол трения φ .

В нашем случае внешними являются осевая сила F и окружная сила $F_t = \frac{2T_p}{d_2}$. При завинчивании как видно из рис. 8.4, а получим

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'),$$

или

(8.6)

$$T_p = \frac{F \cdot d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi'),$$

где d_2 – средний диаметр резьбы, ψ – угол подъема винтовой линии, φ' – приведенный угол трения $\varphi' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha}$.

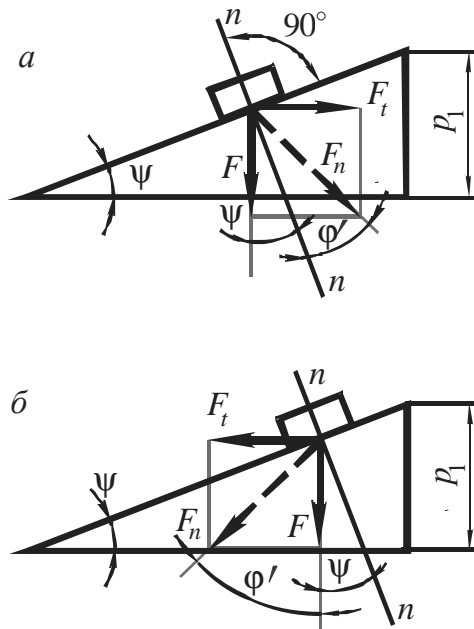


Рис. 8.4. Схема поясняющая определение момента трения в резьбе T_p при завинчивании (а) и отвинчивании (б)

Момент отвинчивания

При отвинчивании (рис. 8.4 б) окружная сила F_t и сила трения $F_{тр}$ меняют направление.

При этом получим $F_t = F \operatorname{tg}(\varphi' - \psi)$. Момент отвинчивания

$$T_{отв} = \frac{F d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi' - \psi). \quad (8.7)$$

Условие самоторможения можно записать в виде $T_{отв} > 0$.

Если рассматривать самоторможение только в резьбе без учета трения на торце гайки, получим

$$T_{\text{отв}} \frac{F d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi' - \psi) > 0, \text{ т.е. для самоторможения необходимо чтобы } \varphi' > \psi.$$

Для крепежных резьб $\psi \approx 2^\circ 30'$, а такому же приведенному углу трения φ' соответствует коэффициент трения $f \approx 0,045$.

Реальный коэффициент трения в резьбе при использовании стальных болта и гайки $f \approx 0,1 \dots 0,15$, то есть условие самоторможения надежно выполняется. Но это справедливо при статически приложенных внешних нагрузках.

При переменных нагрузках и особенно при вибрациях вследствие взаимных микросмещений поверхностей трения и коэффициент трения существенно снижается (до 0,02 и ниже). Условие самоторможения нарушается и происходит самоотвинчивание. В связи с этим в таких условиях применяют дополнительные детали, предотвращающие самоотвинчивание (пружинные или отжимные шайбы, шплинты, контргайки, специальные гайки со вставкой из пластмассы и др. [???]).

Существует два пути определения момента сил трения на торце гайки (T_T):

1. Определение уточненного значения момента сил трения на торце гайки (рис. 8.5)

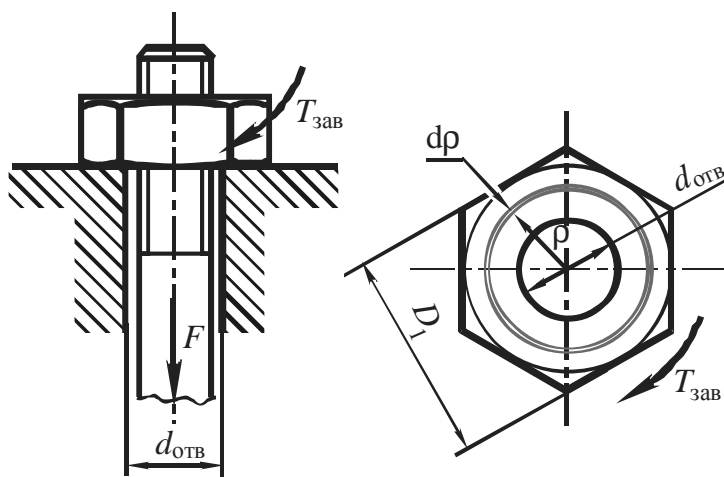


Рис. 8.5. Схема к определению уточненного значения момента трения на торце гайки

Принимая естественное допущение о том, что давление q на кольцевой площадке контакта гайки с поверхностью детали распределяется равномерно, получим

$$q = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(D_1^2 - d_{\text{отв}}^2)}. \quad (8.8)$$

Рассмотрим элементарную кольцевую площадку на расстоянии ρ от оси гайки и шириной $d\rho$. Тогда элементарная сила трения dF на кольцевой опорной поверхности гайки

$$dF_f = dN \cdot f = q \cdot dA \cdot f = q2\pi \cdot \rho d\rho \cdot f, \quad (8.9)$$

где dN – элементарная нормальная сила от давления гайки; dA – элементарная площадь кольца шириной $d\rho$.

Элементарный момент сил трения

$$dT_{\tau} = dF_{\text{тр}} \cdot \rho = q2\pi f \cdot \rho^2 d\rho, \quad (8.10)$$

тогда

$$T_{\tau} = \int_{d_{\text{отв}}/2}^{D_1/2} q2\pi f \cdot \rho^2 d\rho = q2\pi f \int_{d_{\text{отв}}/2}^{D_1/2} \rho^2 d\rho = q2\pi f \frac{\rho^3}{3} \Big|_{d_{\text{отв}}/2}^{D_1/2} = 2\pi f \frac{4F(D_1^3 - d_{\text{отв}}^3)}{\pi \cdot 8 \cdot 3(D_1^2 - d_{\text{отв}}^2)},$$

Окончательно получим

$$T_{\tau} = \frac{Ff}{3} \frac{(D_1^3 - d_{\text{отв}}^3)}{(D_1^2 - d_{\text{отв}}^2)}. \quad (8.11)$$

2. Определение приближенного значения T_{τ} на торце гайки

Если ширина кольца, по которой проходит трение невелика, то можно воспользоваться приближенным расчетом момента трения на торце T_{τ} . В этом расчете принимается упрощенное допущение о том, что результирующая сил трения приложена на среднем диаметре опорной поверхности гайки (рис. 8.6)

$$d_{\text{ср}} = \frac{D_1 + d_{\text{отв}}}{2}. \quad (8.12)$$

Тогда момент трения на торце гайки

$$T_{\tau} = F_{\text{тр}} \frac{d_{\text{ср}}}{2} = Ff \frac{d_{\text{ср}}}{2}. \quad (8.13)$$

Суммарный момент $T_{\text{зав}}$, который необходимо приложить к гайке для ее равномерного вращения при наличии трения в резьбе T_p и на торце T_t гайки называется моментом завинчивания

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_t = \frac{F \cdot d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \phi') + Ff \frac{d_{\text{ср}}}{2} = \frac{F \cdot d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\psi + \phi') + f \frac{d_{\text{ср}}}{d_2} \right]. \quad (8.14)$$

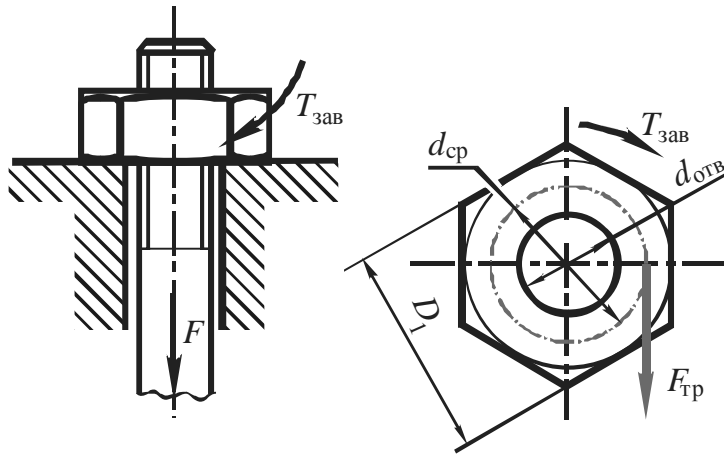


Рис. 8.6. Схема к определению приближенного значения момента сил трения на торце гайки

Последняя формула (8.14) позволяет оценить отношение осевой силы винта F к силе R , приложенной к ручке гаечного ключа (отношение F/R – выигрыш в силе) (рис 8.7).

Для стандартных метрических резьб можно принять: $\beta = 2^\circ 30'$; $d_2 = 0,9d$; $d_{\text{ср}} = 1,4d_2$; для резьб без специальных покрытий коэффициент трения $f = 0,15$; при этом $\operatorname{tg}(\beta + \phi') \approx 0,2$.

При этих условиях получим

$$T_{\text{зав}} = \frac{F \cdot 0,9d}{2} (0,2 + 0,15 \cdot 1,4) \approx 0,2Fd. \quad (8.15)$$

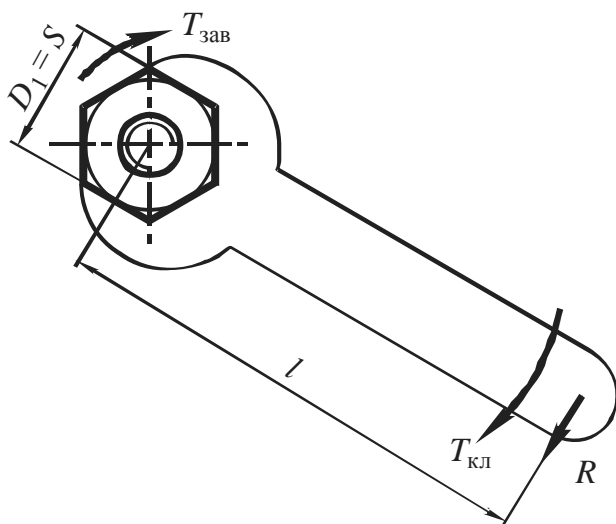


Рис. 8.7. Схема, позволяющая определить соотношение осевой силы болта F и силы на гаечном ключе R при завинчивании гайки. S –размер под ключ

Обычно длина l гаечного ключа $l \approx 14 \cdot d$. Тогда момент на ключе $T_{\text{кл}} = Rl = R14d$.

Из условия равновесия при равномерном вращении гайки ключом

$$T_{\text{зав}} = 0,2Fd = T_{\text{кл}} = 14Rd, \quad (8.16)$$

Отсюда осевая сила F на винте: $F \approx 70 \cdot R$, то есть при использовании стандартной метрической резьбы можно получить выигрыш в силе примерно в 70 раз.

Расчет на прочность винтов, нагруженных только осевой растягивающей силой (рис. 8.8)

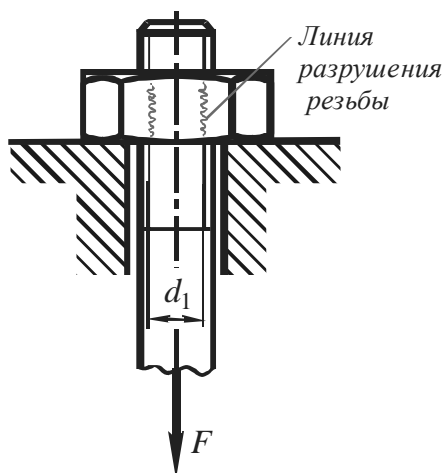


Рис. 8.8. Резьбовое соединение, нагруженное только осевой силой

Основные виды возможного разрушения:

- 1) разрыв стержня винта по наименьшему сечению d_1 ,
- 2) срез витков резьбы на участке сопряжения резьбы винта и гайки,
- 3) смятие витков резьбы на участке сопряжения резьбы винта и гайки,
- 4) изгиб витков резьбы на участке сопряжения резьбы винта и гайки.

1. Условие прочности по напряжениям растяжения в стержне винта

$$\sigma_p \leq [\sigma_p],$$

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]. \quad (8.17)$$

Эта формула не учитывает концентрацию напряжений во впадинах резьбы; последнее обстоятельство учитывают при выборе допускаемых напряжений $[\sigma_p]$.

2. Условия прочности резьбы по напряжениям среза (рис. 8.9)

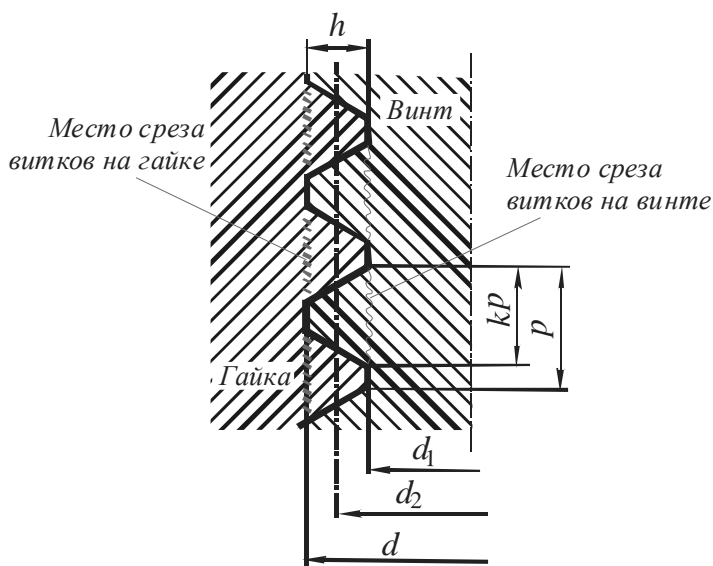


Рис. 8.9. Схема для расчета резьбы на срез и смятие

а) в винте

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 k p Z K_m} \leq [\tau], \quad (8.18)$$

где $\pi d_1 k p$ – площадь среза одного витка; d_1 – внутренний диаметр винта; Z – число витков; p – шаг резьбы; k – коэффициент полноты резьбы ($k = 0,87$ – для метрической резьбы, $k = 0,65$ – для трапецеидальной, $k = 0,5$ – для прямоугольной); $K_m < 1$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между витками резьбы, обычно находится в диапазоне $K_m \approx 0,6 \dots 0,7$.

б) на гайке

$$\tau_2 = \frac{F}{\pi d k p Z K_m} \leq [\tau]. \quad (8.19)$$

На витки винта и гайки действуют разные касательные напряжения τ , т.к. $d \neq d_1$ (если материалы винта и гайки одинаковы, то по τ рассчитывают только резьбу винта, т.к. $d_1 < d$ и витки на гайке имеют большую прочность на срез).

3. Условие прочности на смятие (см. рис. 8.9)

$$\sigma \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{d_2 \pi h Z K_m} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (8.20)$$

где дополнительно h – рабочая высота профиля, по которой соприкасаются витки винта и гайки.

4. Условие прочности на изгиб

При расчете резьбы на изгиб рассматривают развертку витка резьбы (рис. 8.10). Эту развертку считают консольной балкой с заделкой, которой соответствует поверхность сопряжения витка резьбы с гладкой поверхностью стержня винта. Считают, что на каждый виток действует сила

$$F' = \frac{F}{zK_m}, \quad (8.21)$$

которая равномерно распределена по окружности витка с диаметром d_2 , то есть на расстоянии $h/2$ от заделки.

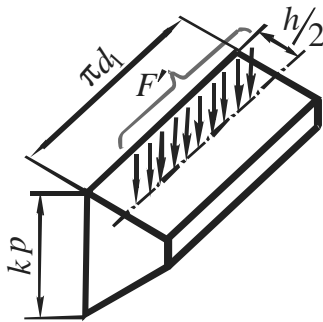


Рис. 8.10. Схема для расчета витков резьбы на изгиб

$$\sigma_{и\max} \leq [\sigma_{и}],$$

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{ос}} \quad M_{и} = F' \frac{h}{2} = \frac{F}{zK_m} \frac{h}{2}, \quad (8.22)$$

здесь $W_{ос} = \frac{\pi d_1 (k \cdot p)^2}{6}.$

Окончательно

$$\sigma_{и\max} = \frac{3Fh}{zK_m \pi d_1 (k \cdot p)^2} \leq [\sigma_{см}]. \quad (8.23)$$

Распределение нагрузки по виткам резьбы

Изобразим схему винтовой пары (рис. 8.11).

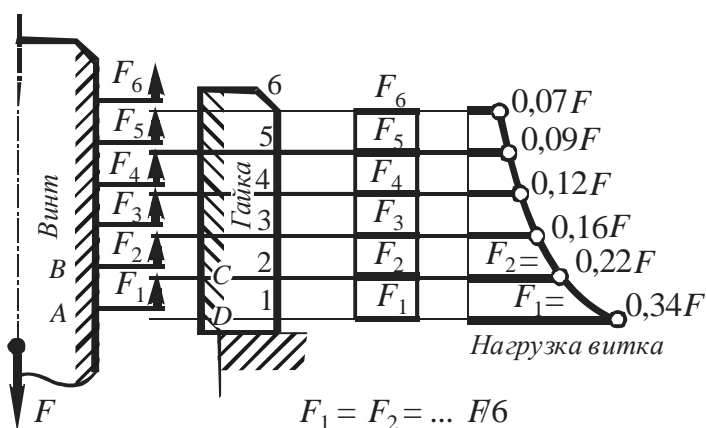


Рис. 8.11. Схема распределения нагрузки по виткам резьбы

Осевая нагрузка винта передается через резьбу гайке и уравнивается реакцией ее опоры. Каждый виток резьбы нагружается соответственно силами F_1, F_2, \dots, F_Z , где Z – число витков резьбы. В нашем случае витков $Z = 6$ и соответствует количеству витков в стандартной гайке.

Сумма сил, действующих на каждый виток резьбы, численно равна осевой силе

$$\sum F_i = F. \quad (8.24)$$

В общем случае F_i не равны между собой. Задача о распределении нагрузки по виткам статически неопределима. Для ее решения уравнения равновесия дополняют уравнениями совместности деформаций. Впервые эта задача была решена Н. Е. Жуковским в 1902 г.

Изобразим график распределения нагрузки по виткам, полученный на основе решения системы уравнений для стандартной шестивитковой гайки высотой $H = 0,8d$, где d – внутренний диаметр гайки.

График свидетельствует о значительной перегрузке нижних витков и нецелесообразности увеличения числа витков гайки, так как последние витки мало нагружены.

Отметим, что при использовании стандартных резьб нет необходимости их расчета на прочность на все четыре указанные выше виды возможного

разрушения стержня винта и резьбы. Дело в том, что размеры таких резьбовых соединений спроектированы из условия равной прочности всех ее элементов: из условия равной прочности назначают высоту стандартных гаек.

Проиллюстрируем практическую реализацию условий равной прочности на примере резьбовых соединений. Отметим также, что описанный ниже подход можно использовать и для других деталей.

Обеспечение равной прочности резьбы на срез, а стержня винта на разрыв

Если условия равной прочности соблюдаются, то при одной и той же осевой силе F нормальные напряжения в поперечном сечении винта достигнут опасных значений равных пределу текучести σ_T , а напряжения среза в резьбе винта также достигнут опасных значений равных пределу текучести на срез τ_T тогда

$$\sigma_p = \sigma_T = \frac{4F}{\pi d_1^2}, \quad \tau = \tau_T = \frac{F}{\pi d_1 k p Z K_m}. \quad (8.25)$$

Отсюда

$$F = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_T = \pi d_1 k p Z K_m \tau_T, \quad (8.26)$$

где $H = pZ$ – высота гайки.

$$\frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_T = \pi d_1 k p Z K_m \tau_T. \quad (8.27)$$

Из последнего выражения определяем высоту гайки, необходимую для обеспечения равной прочности резьбы на срез и стержня винта на разрыв

$$H = \frac{d_1}{4 k K_m} \frac{\sigma_T}{\tau_T}. \quad (8.28)$$

Для метрических резьб можно принять $k = 0,87$, $K_m = 0,65$; с учетом того, что $\frac{\sigma_T}{\tau_T} = 0,6$; то необходимая высота гайки $H = \frac{d_1}{4 \cdot 0,87 \cdot 0,65 \cdot 0,6} = 0,74 d_1$. Учитывая

сложность напряженного состояния резьбы, а также возможность ослабления резьбы вследствие износа высоту H стандартных крепежных гаек принимают

$$H = 0,8d . \quad (8.29)$$

Расчет болтов, нагруженных осевой растягивающей силой и скручивающим моментом от сил трения в резьбе

Пример: ненагруженные внешней силой болты герметичных крышек и люков корпусов машин. Для большинства болтов момент, скручивающий стержень болта, равен моменту сил трения в резьбе T_r , так как момент трения T_t на торце гайки на стержень винта не передается.

Таким образом, кроме нормальных напряжений растяжения σ_p в опасном сечении болта возникают так же касательные напряжения τ от момента сил трения в резьбе, т.е. стержень болта находится в плоском напряженном состоянии, и расчет на прочность следует проводить по 3 или 6 теориям прочности.

В соответствии с 3 теорией прочности эквивалентные напряжения определяют

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_p] ; \quad (8.30)$$

$$\sigma_3 = \sigma_p \sqrt{1 + 4 \left(\frac{\tau}{\sigma_p} \right)^2} ; \quad (8.31)$$

$$\tau = \frac{T_r}{W_{\text{пол}}} = \frac{Fd_2 \operatorname{tg}(\psi + \phi')}{2\pi d_1^3 / 16} ; \quad (8.32)$$

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} . \quad (8.33)$$

Отношение касательных и нормальных напряжений определяется выражением

$$\frac{\tau}{\sigma_p} = \frac{16Fd_2 \operatorname{tg}(\psi + \phi')}{2\pi d_1^3} \frac{\pi d_1^2}{4F} = \frac{2d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\psi + \phi') . \quad (8.34)$$

Для стандартной метрической резьбы

$$\frac{d_2}{d_1} = 1,1 \quad \psi = 2^\circ 30'; \quad f = 0,15; \quad \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 0,2, \quad (8.35)$$

следовательно $\frac{\tau}{\sigma_p} = 2 \cdot 1,1 \cdot 0,2 = 0,44$.

Тогда

$$\sigma_3 = \sigma_p \sqrt{1 + 4(0,44)^2} \approx 1,3\sigma_p \leq [\sigma_p], \quad (8.36)$$

Таким образом, расчет на прочность болтов, нагруженных осевой растягивающей силой F и скручивающим моментом, равным моменту сил трения в резьбе T_p , можно вести только на растяжение, но при этом необходимо уменьшить допускаемое напряжение $[\sigma_p]$ в 1,3 раза: $\sigma_p \leq \frac{[\sigma_p]}{1,3}$; из ф. (8.33)

$$\frac{4F}{\pi d_1} \leq \frac{[\sigma_p]}{1,3},$$

следовательно, внутренний диаметр резьбы болта в данном случае нагружения следует определять по формуле

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F}{\pi [\sigma_p]}}. \quad (8.37)$$

КПД резьбы

Представляет интерес главным образом для винтовых механизмов. Его можно вычислить по отношению работы (момента в резьбе), затраченной на завинчивание гайки без учета сил трения, к той же работе (моменту в резьбе) с учетом сил трения

$$\eta = \frac{T'_p}{T_p}, \quad (8.38)$$

где $T'_p = \frac{Fd_2}{2} \operatorname{tg} \psi$, $T_p = \frac{Fd_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$.

Следовательно,

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}. \quad (8.39)$$

Расчет на прочность резьбовых соединений, нагруженных поперечными силами, действующими в плоскости стыка

Условием работоспособности такого соединения является отсутствие относительного сдвига деталей. Конструкция может выполняться в двух вариантах:

- 1) болт установлен в отверстие детали с зазором;
- 2) болт установлен в отверстие детали без зазора.

1. Болт установлен в отверстии детали с зазором (рис. 8.12)

При такой конструкции внешняя сдвигающая сила F уравнивается силами трения $F_{тр}$ в стыке, которые образуются от затяжки болта.

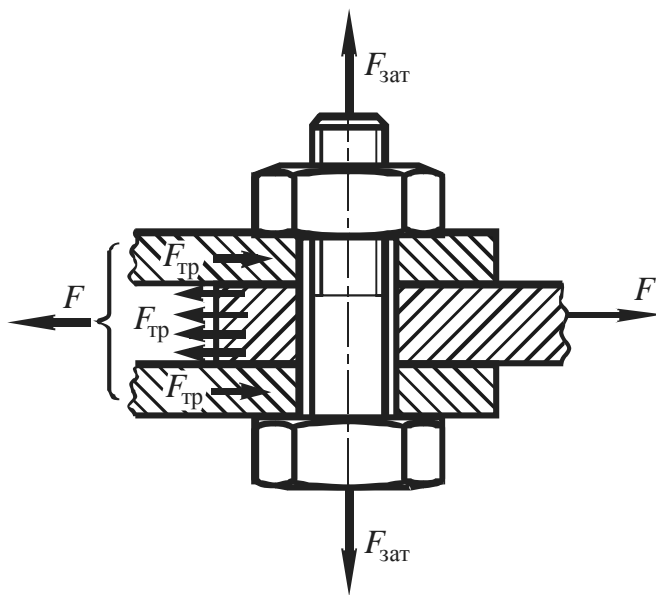


Рис. 8.12. Схема болтового соединения установленного в отверстие деталей с зазором

Условием работоспособности соединения является $F \leq F_{тр}$.

Суммарную силу трения определяют по формуле

$$F_{тр} = F_{зат} \cdot f \cdot i, \quad (8.40)$$

где i – число поверхностей трения (число стыков); $F_{зат}$ – сила затяжки болта; f – коэффициент трения.

Отсюда необходимая сила затяжки

$$F_{\text{зат}} > \frac{F}{fi}$$

или, переходя к равенству,

$$F_{\text{зат}} = \frac{KF}{fi}, \quad (8.41)$$

где K – коэффициент запаса затяжки.

Коэффициент запаса затяжки выбирают в пределах:

$K = 1,3 \dots 1,5$ – для внешней статической нагрузки,

$K = 1,8 \dots 2,0$ – для внешней переменной нагрузки.

Например: Пусть $f = 0,15$, $K = 1,5$; $i = 2$.

$$\text{Тогда } F_{\text{зат}} = \frac{1,5F}{0,15 \cdot 2} = 5F. \quad (8.42)$$

Из примера видно, что необходимая сила затяжки $F_{\text{зат}}$ значительно превышает сдвигающую силу F . Причем, чем меньше коэффициент трения f , тем необходима большая сила затяжки болта.

Проектный расчет болта на прочность проводят с учетом момента сил трения в резьбе (см. ф. (8.37) для этого учитывают коэффициент 1,3)

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1} \leq \frac{[\sigma_p]}{1,3}. \quad (8.43)$$

Необходимый диаметр резьбы болта (см. формулы (8.41) и (8.43))

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_{\text{зат}}}{\pi [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot kF}{\pi [\sigma_p] fi}}. \quad (8.44)$$

2. Болт установлен в отверстие детали без зазора (рис. 8.13)

В этом случае отверстие калибруют разверткой, а стержень болта шлифуют с допуском, обеспечивающим посадку с зазором (при этом конструктивный зазор, как в первом случае отсутствует). При расчете можно не учитывать силы трения, т.к. затяжка болта не обязательна; в общем случае, болт можно заменить штифтом. Отсутствие относительного сдвига деталей обес-

печивается при уравнивании внешней силы F внутренними срезающими или сминающими стержень болта усилиями.

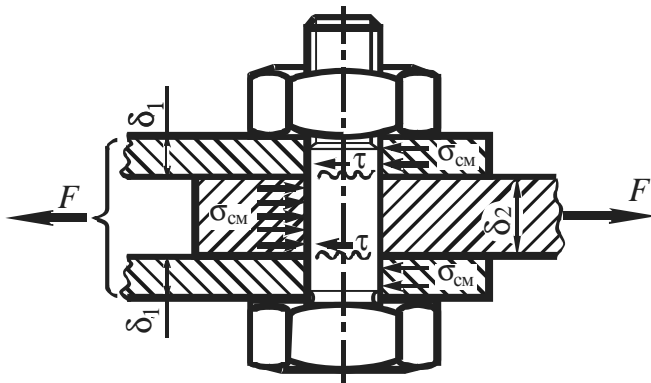


Рис. 8.13. Схема болта установленного в отверстие деталей без зазора

Таким образом, расчет на прочность данного соединения сводится к расчету болта на срез и смятие (поверхности болта или деталей).

Расчет болта на срез.

$$\tau = \frac{4F}{id^2\pi} \leq [\tau], \quad (8.45)$$

$$F \leq \frac{\pi d^2}{4} [\tau] \cdot i, \quad (8.46)$$

где i – число плоскостей среза,

а необходимый наружный диаметр болта

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{i[\tau]\pi}}. \quad (8.47)$$

Расчет болта (или деталей) на смятие.

Закон распределения напряжений смятия по цилиндрической поверхности контакта болта и отверстия детали трудно установить точно (т. к. он зависит от точности размеров и погрешностей формы деталей соединения). Поэтому расчет на смятие проводят, принимая допущение о том, что напряжения смятия равномерно распределены по поверхности полуцилиндра.

Для внутренней детали

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{d\delta_2} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (8.48)$$

для наружной детали

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{2d\delta_1} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (8.49)$$

Из двух $\sigma_{\text{см}}$ выбирают наибольшее значение, которое сравнивают с наименьшим значением допускаемого напряжения $[\sigma_{\text{см}}]$ (для материала деталей или болта).

Сравнивая варианты установки болтов с зазором и без зазора, следует отметить:

1. Первый вариант дешевле второго, т.к. не требует обеспечения точных размеров болта и отверстия.
2. Соединение без зазора более надежно и имеет меньшие габариты.

Расчет предварительно затянутых резьбовых соединений

(болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык)

Пример: в сосудах под давлением крепление крышек (жидкость, газ), в том числе крепление головки блока цилиндров двигателя к блоку цилиндров.

Затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения (рис. 8.14), то есть нераскрытие стыка под нагрузкой. Задача о распределении нагрузки между деталями такого соединения статически неопределима и решается с учетом не только уравнения равновесия, но и уравнения совместности деформаций этих деталей.

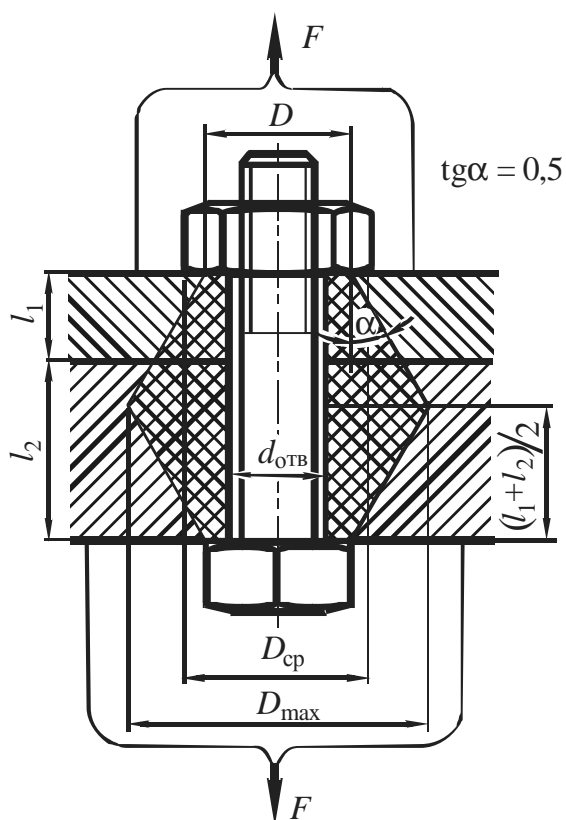


Рис. 8.14. Схема болтового соединения: болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей. $d_{отв}$ – внутренний диаметр отверстия опорной поверхности гайки, D_{max} – наибольший диаметр конуса давления, $D_{ср}$ – средний диаметр конуса давления, угол конуса давления $\alpha = 26^\circ \dots 28^\circ$, D – наружный диаметр опорной поверхности гайки (размер под ключ)

Предварительно затягиваем болт с силой затяжки $F_{зат}$. При этом стержень болта растянут силой затяжки $F_{зат}$, а детали сжаты этой же силой.

Если к предварительно затянутому болтовому соединению приложить внешнюю силу F , стремящуюся раскрыть стык деталей, то эта сила вызовет дополнительное удлинение болта на величину $\Delta l_б$, а так же упругое восстановление упруго сжатых деталей на величину $\Delta l_д$.

Поскольку до раскрытия стыка деталей справедливо условие совместности деформаций, то величины $\Delta l_б$ и $\Delta l_д$ равны $\Delta l_б = \Delta l_д$.

В соответствие с законом Гука

$$\Delta l_б = \frac{\Delta F_б \cdot l_б}{E_б \cdot A_б} = \Delta F_б \lambda_б, \quad (8.50)$$

где A_6 – площадь поперечного сечения болта; E_6 – модуль упругости материала болта, l_6 – длина болта, λ_6 – податливость болта.

Аналогично для деталей

$$\Delta l_d = \frac{\Delta F_d \cdot l_d}{E_d \cdot A_d} = \Delta F_d \lambda_d. \quad (8.51)$$

Тогда с учетом равенства деформаций

$$\Delta F_6 \cdot \lambda_6 = \Delta F_d \cdot \lambda_d. \quad (8.52)$$

Составим уравнение равновесия

$$\Delta F_6 + \Delta F_d = F. \quad (8.53)$$

из ф. (8.53) выразим $\Delta F_d = F - \Delta F_6$ и подставим в (8.52)

$$\Delta F_6 \cdot \lambda_6 = (F - \Delta F_6) \cdot \lambda_d. \quad (8.54)$$

Следовательно, дополнительная нагрузка на болт равна

$$\Delta F_6 = \left(\frac{\lambda_d}{\lambda_d + \lambda_6} \right) \cdot F = \chi \cdot F, \quad (8.55)$$

где $\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_d + \lambda_6}$ – коэффициент внешней нагрузки, который учитывает приращение нагрузки болта в долях от силы F , т.е. показывает какая часть внешней нагрузки F дополнительно растягивает болт. Снижение нагрузки в деталях определим из уравнения равновесия (8.53)

$$\Delta F_d = F - \Delta F_6 = F - \chi \cdot F = (1 - \chi) \cdot F, \quad (8.56)$$

т.е. $(1 - \chi)F$ показывает уменьшение затяжки стыка.

Определим результирующие силы, возникающие в болте и деталях после приложения внешней силы F

$$F_6 = F_{\text{зат}} + \Delta F_6 = F_{\text{зат}} + \chi \cdot F, \quad (8.57)$$

$$F_d = -F_{\text{зат}} + \Delta F_d = -F_{\text{зат}} + (1 - \chi) \cdot F. \quad (8.58)$$

Проиллюстрируем это графически (рис. 8.15)

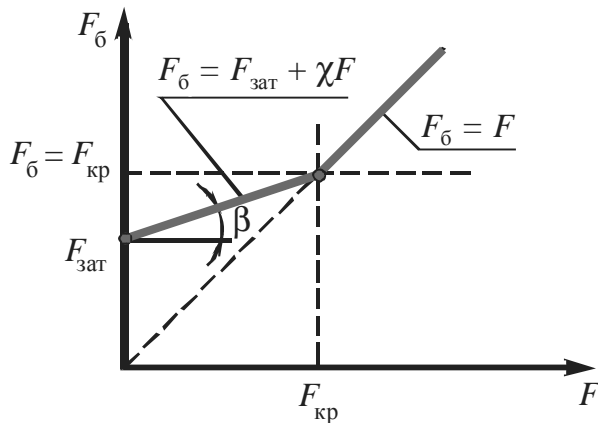


Рис. 8.15. График изменения усилия $F_{\text{б}}$ в болте при действии внешней силы F

Внешняя сила F , при которой раскрывается стык деталей называется *критической силой* $F_{\text{кр}}$.

В момент раскрытия стыка усилие в деталях отсутствует, равно «нулю»

$$F_{\text{д}} = 0 = -F_{\text{зат}} + (1 - \chi) \cdot F_{\text{кр}}, \quad (8.59)$$

следовательно

$$F_{\text{зат}} = (1 - \chi) \cdot F_{\text{кр}}, \quad (8.60)$$

Поскольку суммарная сила, растягивающая болт, равна

$$F_{\text{б}} = F_{\text{зат}} + \chi \cdot F, \quad (8.61)$$

то

$$F_{\text{б}} = (1 - \chi) \cdot F_{\text{кр}} + \chi \cdot F = F_{\text{кр}}. \quad (8.62)$$

из уравнения (8.89) определим значение критической силы

$$F_{\text{кр}} = \frac{F_{\text{зат}}}{1 - \chi}, \quad (8.63)$$

или с учетом выражения для коэффициента внешней нагрузки $\chi = \frac{\lambda_{\text{д}}}{\lambda_{\text{б}} + \lambda_{\text{д}}}$

$$F_{\text{кр}} = \left(1 + \frac{\lambda_{\text{д}}}{\lambda_{\text{б}}}\right) \cdot F_{\text{зат}}. \quad (8.64)$$

Одной из основных является задача обеспечения нераскрытия стыка; и для этого $F_{\text{кр}}$ должна быть возможно бóльшей.

Пути повышения критической силы видны из последней формулы

1) увеличить силу затяжки $F_{\text{зат}}$;

2) увеличить податливость деталей $\lambda_d = \frac{l_d}{E_d \cdot A_d}$;

то есть можно увеличить толщину детали (но эта мера малопродуктивна), или уменьшить модуль упругости деталей (использование мягких прокладок из меди, сплавов алюминия, резины и т.д.).

При наличии прокладки

$$\lambda_d = \lambda_{d1} + \lambda_{d2} + \lambda_{\text{пр}}. \quad (8.65)$$

3) уменьшить податливость болта $\lambda_b = \frac{l_b}{E_b \cdot A_b}$;

например, можно увеличить площадь A_b поперечного сечения болта, то есть увеличить диаметр болта или увеличить количество болтов.

Определение податливости болта

Податливость болта определяется по суммарной податливости отдельных участков болта

$$\lambda_b = \frac{l_{b1}}{E_{b1} \cdot A_{b1}} + \frac{l_{b2}}{E_{b1} \cdot A_{b2}}, \quad (8.66)$$

где l_{b2} – длина гладкой ненарезанной части; A_{b2} – площадь поперечного сечения гладкой ненарезанной части; l_{b1} – свободная длина резьбы, плюс половина высоты гайки; A_{b1} – площадь поперечного сечения по внутреннему диаметру d_1 резьбы.

Определение податливости деталей

Податливость λ_d определяется как суммарная податливость отдельных деталей и прокладки

$$\lambda_d = \frac{l_{d1}}{E_{d1} \cdot A_d} + \frac{l_{\text{пр}}}{E_{\text{пр}} \cdot A_d} + \frac{l_{d2}}{E_{d2} \cdot A_d}. \quad (8.67)$$

Определим расчетную площадь A_d деталей. Установлено, что деформация от затяжки болта распространяется вглубь детали внутри так называемых конусов давления (рис. 8.14). Для упрощения расчетов часто конусы давления заменяют условным полым цилиндром высота и объем, которого соответствуют высоте и объему конусов давления. Площадь поперечного сечения условного полого цилиндра и принимают в качестве расчетной площади деталей (см. рис. 8.14)

$\alpha = 26^\circ \dots 28^\circ$, следовательно $\operatorname{tg} \alpha \approx 0,5$, $D_{\max} = D_{\text{cp}} + 2 \frac{l_d}{4}$, а

$$D_{\text{cp}} = \frac{D + D_{\max}}{2} = \frac{D + 2 \cdot 0,25 \cdot l_d + D}{2} = D + 0,25 l_d. \quad (8.68)$$

Тогда площадь условного полого цилиндра

$$A_d = \frac{\pi \cdot D_{\text{cp}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{отв}}^2}{4} = \frac{\pi}{4} \left[(D + 0,25 \cdot l_d)^2 - d_{\text{отв}}^2 \right]. \quad (8.69)$$

Определение необходимой силы затяжки. Расчет болта на прочность

Под прочностью предварительно затянутого болтового соединения понимают сохранение давления в стыке соединяемых деталей, то есть отсутствие раскрытия стыка деталей: $F_d < 0$. На этой основе и находят необходимую силу затяжки $F_{\text{зат}}$ следующим образом

$$F_d = -F_{\text{зат}} + (1 - \chi) \cdot F < 0,$$

$$F_{\text{зат}} > (1 - \chi) \cdot F,$$

или

$$F_{\text{зат}} = k(1 - \chi) \cdot F, \quad (8.70)$$

где k – коэффициент запаса затяжки.

Обычно $k = 1,3 \dots 1,5$ – при статической нагрузке, $k = 2,5 \dots 4$ – при динамической нагрузке.

Рассмотрим теперь расчет болта на прочность. Сила, действующая на болт,

$$F_6 = F_{\text{зат}} + \chi \cdot F = k(1 - \chi)F + \chi F = F[k(1 - \chi) + \chi]. \quad (8.71)$$

Для последующего расчета необходимо определить расчетную силу $F_{б\text{ расч}}$, которая, кроме осевой силы F_6 , учитывает и момент сил трения в резьбе.

Условие прочности болта может быть записано в одном из двух вариантов, выбор которого зависит от условий, в которых затягивается или подтягивается резьбовое соединение.

Возможно два варианта таких условий:

1. Затягивание резьбового соединения или его подтягивание в процессе работы происходит в условиях воздействия внешней силы F . В этом случае расчетная сила на болт

$$F_{б\text{ расч}} = 1,3 \cdot (F_{\text{зат}} + \chi \cdot F) \leq \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma_p], \quad (8.72)$$

здесь коэффициент 1,3 учитывает напряжение кручения от момента сил трения в резьбе.

2. Затягивание резьбового соединения или его подтягивание в процессе работы всегда происходит в условиях отсутствия внешней силы F . Расчетную силу на болт определяют по формуле

$$F_{б\text{ расч}} = 1,3 \cdot F_{\text{зат}} + \chi \cdot F \leq \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma_p], \quad (8.73)$$

где силу затяжки $F_{\text{зат}}$ вычисляют по ф. (8.70).

Формулы (8.72) и (8.73) пригодны только для проверочного расчета болта на прочность, поскольку при проектном расчете (в котором определяют d_1) эти формулы содержат по две неизвестные: d_1 и χ , который также зависит от диаметра болта.

Проектный расчет болтового соединения

Для проектного расчета болта в этом случае рекомендуется следующий алгоритм (порядок расчета).

1. Предварительно задают значение коэффициента внешней нагрузки χ

$\chi = 0,2 \dots 0,3$ – если нет мягкой прокладки в стыке деталей,

$\chi = 0,4 \dots 0,5$ – если есть мягкая прокладка.

2. Вычисляют силу затяжки $F_{\text{зат}}$ по ф. 8.70.

3. Из формулы

$$F_{\text{б}} = 1,3 \cdot F_{\text{зат}} + \chi \cdot F \leq \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma_p]$$

или

$$F_{\text{брасч}} = 1,3 \cdot (F_{\text{зат}} + \chi \cdot F) \leq \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma_p]$$

вычисляют внутренний диаметр резьбы болта d_1 .

4. По известному d_1 (а следовательно, и по диаметру $d_{\text{отв}}$ в детали) определяют податливости болта $\lambda_{\text{б}}$ и детали $\lambda_{\text{д}}$.

5. Вычисляют χ' – коэффициент внешней нагрузки, который соответствует найденным значениям податливости

$$\chi' = \frac{\lambda_{\text{д}}}{\lambda_{\text{б}} + \lambda_{\text{д}}}.$$

Если $\chi' \neq \chi$, тогда в расчет принимают χ' и проводят расчет снова до заданной разницы между χ' и χ (например, меньше 0,01) и находят соответствующее значение d_1 .

Расчет предварительно затянутых болтовых соединений в условиях воздействия переменных нагрузок

Если внешняя нагрузка F на болтовое соединение изменяется во времени, то и напряжения в затянутом болте так же изменяются. Рассмотрим случай, когда внешняя сила F меняется от 0 до F .

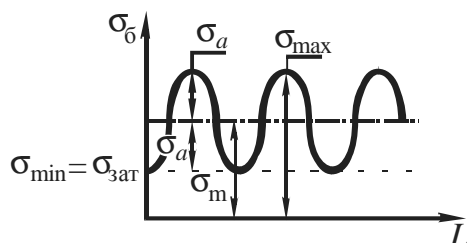


Рис. 8.16. Схема переменного нагружения болтового соединения

После затяжки соединения в болте возникает напряжение $\sigma_{\text{зат}}$ от силы затяжки, которое является наименьшим σ_{min} (рис. 8.16)

$$\sigma_{\text{min}} = \sigma_{\text{зат}} = \frac{F_{\text{зат}}}{A_{\text{б}}} . \quad (8.74)$$

Максимальное напряжение

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{F_{\text{зат}}}{A_{\text{б}}} + \frac{\chi F}{A_{\text{б}}} = \sigma_{\text{зат}} + \frac{\chi \cdot F}{A_{\text{б}}} , \quad (8.75)$$

амплитудное напряжение

$$\sigma_a = \frac{\chi \cdot F}{2A_{\text{б}}} , \quad (8.76)$$

среднее напряжение

$$\sigma_m = \sigma_{\text{зат}} + \frac{\chi \cdot F}{2A_{\text{б}}} .$$

Поскольку резьба на болте является сильным концентратором напряжений, то расчет болтов на выносливость очень важен. Этот расчет выполняют как проверочный и сводят к определению двух действительных коэффициентов запаса прочности:

1) действительный коэффициент запаса прочности n_a по амплитуде напряжений

$$n_a \geq [n_a] = 2,5 \dots 4 .$$

2) действительный коэффициент запаса прочности n по максимальному напряжению в болте (запас статической прочности)

$$n \geq [n] = 1,25 .$$

Действительный коэффициент запаса прочности по амплитуде напряжений вычисляют как отношение предельной амплитуды $\sigma_{a\text{пр}}$ напряжений к реально действующей амплитуде напряжений

$$n_a = \frac{\sigma_{a\text{пр}}}{\sigma_a} .$$

Экспериментально установлено, что для резьбовых соединений величина предельной амплитуды напряжений $\sigma_{a\text{пр}}$ мало зависит от среднего напряже-

ния σ_m цикла. Это значит, что для различных циклов изменения напряжений (симметричный, отнулевой, несимметричный) величина предельной амплитуды болта может быть принята равной предельной амплитуде при симметричном цикле изменения напряжений, т.е. равна пределу выносливости болта при симметричном цикле

$$\sigma_{aпр} = (\sigma_{-1})_6. \quad (8.77)$$

Тогда

$$n_a = \frac{(\sigma_{-1})_6}{\sigma_a}. \quad (8.78)$$

Предел выносливости болта при симметричном цикле изменения напряжений

$$(\sigma_{-1})_6 = \frac{\sigma_{-1} K_d}{K_\sigma}, \quad (8.79)$$

где σ_{-1} – предел выносливости гладкого образца диаметром 10 мм, K_d – масштабный коэффициент, K_σ – коэффициент концентрации напряжений (для болтов из углеродистой стали с метрической резьбой $K_\sigma = 4 \dots 6$).

Запас прочности по максимальным напряжениям определяют как отношение предельных напряжений $\sigma_{пр}$ к максимальным напряжениям σ_{max}

$$\frac{\sigma_{пр}}{\sigma_{max}} = n, \quad (8.80)$$

где $\sigma_{пр} = \sigma_T$, а $\sigma_{max} = \sigma_{зат} + 2\sigma_a$.

Тогда запас прочности по максимальным напряжениям

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{зат} + 2\sigma_a} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{зат} + \frac{\chi \cdot F}{A_6}} \geq [n]. \quad (8.81)$$

Пути увеличения усталостной прочности болтов (пути увеличения n_a)

1. Увеличить предельную амплитуду напряжений

2. Уменьшить действующую амплитуду напряжений $\sigma_a = \frac{\sigma_{-1} K_d}{K_\sigma}$:

а) выбрать материал с бóльшим пределом выносливости σ_{-1} ;

б) снизить концентрацию напряжений;

- резьбу не нарезать, а накатывать,
- обкатка роликом резьбы по впадине (при больших шагах),
- поменять профиль резьбы (круглая);

в) повысить масштабный коэффициент K_d : использовать не один большой по диаметру болт, а несколько меньшего диаметра.

3. Уменьшить действующую амплитуду напряжений $\sigma_a = \frac{\chi \cdot F}{2A_b}$

а) увеличить площадь сечения болта A_b ;

б) уменьшить $\chi' = \frac{\lambda_d}{\lambda_b + \lambda_d}$:

- уменьшить λ_d ,
- увеличить λ_b .

Расчет предварительно затянутых резьбовых соединений при повышенных температурах

Если затяжку болта проводили при температуре t_1 , а последующая работа соединения происходит при температуре $t_2 > t_1$, то разность температур $\Delta t = t_2 - t_1$ вызовет изменение размеров болта и деталей.

Найдем температурную деформацию болта $\Delta l'_b$ при увеличении температуры

$$\Delta l'_b = l_b \cdot \Delta t \cdot \alpha_b, \quad (8.82)$$

где α_b – коэффициент линейного расширения материала болта, l_b – длина болта.

Аналогично температурная деформация детали

$$\Delta l'_d = l_d \cdot \Delta t \cdot \alpha_d. \quad (8.83)$$

Если болт и детали из одного и того же материала, то $\alpha_b = \alpha_d$, $l_b \approx l_d$. При этом $\Delta l'_b = \Delta l'_d$, а следовательно никакие дополнительные нагрузки в соединении не возникают.

Если $\alpha_{\text{б}} > \alpha_{\text{д}}$ – затяжка ослабляется, и возникает опасность раскрытия стыка;

Если $\alpha_{\text{б}} < \alpha_{\text{д}}$ – затяжка увеличивается. В болте и деталях появляются дополнительные температурные напряжения. Возникающая при этом температурная сила F_t будет дополнительно нагружать и болт и детали.

Деформацию болта и деталей от силы F_t определим по закону Гука

$$\Delta l_{\text{б}}'' = \frac{F_t \cdot l_{\text{б}}}{E_{\text{б}} \cdot A_{\text{б}}}; \quad \Delta l_{\text{д}}'' = \frac{F_t \cdot l_{\text{д}}}{E_{\text{д}} \cdot A_{\text{д}}}. \quad (8.84)$$

Тогда суммарная деформация:

$$\text{болта } \Delta l_{\text{б}} = \Delta l_{\text{б}}' + \Delta l_{\text{б}}'', \quad (8.85)$$

$$\text{деталей } \Delta l_{\text{д}} = \Delta l_{\text{д}}' - \Delta l_{\text{д}}''. \quad (8.86)$$

Принимая во внимание равенство деформаций $\Delta l_{\text{б}} = \Delta l_{\text{д}}$ получим

$$\Delta l_{\text{б}}' + \Delta l_{\text{б}}'' = \Delta l_{\text{д}}' - \Delta l_{\text{д}}''. \quad (8.87)$$

Тогда $l_{\text{б}} \cdot \Delta t \cdot \alpha_{\text{б}} + \frac{F_t \cdot l_{\text{б}}}{E_{\text{б}} \cdot A_{\text{б}}} = l_{\text{д}} \cdot \Delta t \cdot \alpha_{\text{д}} - \frac{F_t \cdot l_{\text{д}}}{E_{\text{д}} \cdot A_{\text{д}}}$, учитывая что $l_{\text{б}} \approx l_{\text{д}}$

$$F_t = \frac{\Delta t(\alpha_{\text{д}} - \alpha_{\text{б}})}{\frac{1}{E_{\text{б}} \cdot A_{\text{б}}} + \frac{1}{E_{\text{д}} \cdot A_{\text{д}}}}. \quad (8.88)$$

Полное усилие, действующее на болт, в рассматриваемом случае

$$F_{\text{б}} = F_{\text{зат}} + \chi \cdot F + F_t. \quad (8.89)$$

Расчетная сила, действующая на болт

$$F_{\text{б расч}} = 1,3 \cdot (F_{\text{зат}} + \chi \cdot F + F_t) \leq \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma]. \quad (8.90)$$

При проектировании соединений, работающих при повышенных температурах, необходимо предусматривать минимизацию величины температурной силы F_t . С этой целью желательно предусматривать, чтобы разность температур Δt была как можно меньше; можно также увеличить податливость деталей $\lambda_{\text{д}}$, устанавливая прокладки с меньшим модулем нормальной упругости.

Передача «Винт-гайка»

Передача винт-гайка используется в автомобильных домкратах, металло-режущих станках, винтовых прессах, в измерительных приборах и инструментах.

Она служит для преобразования вращательного движения в поступательное, а также для преобразования крутящего момента в осевое усилие.

Широкое распространение этих передач обусловлено простотой конструкции. Передача винт-гайка при небольших габаритах может иметь большие передаточные числа до 600 ... 700; кроме того, ее можно изготовить самотормозящейся, что важно, например, для домкратов.

К недостаткам передачи относятся низкий КПД (т.к. велики потери на трение) и высокая чувствительность к износу.

Критерии работоспособности передачи винт-гайка

Основной критерий работоспособности передачи винт-гайка – износостойкость.

В целях уменьшения износа применяют специальные конструкции винтовых пар, позволяющих компенсировать износ, ошибки изготовления, зазоры, а также используют антифрикционные пары материалов (сталь-чугун, сталь-бронза и др.), смазку трущихся поверхностей, задают малые допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$.

Величина действующих напряжений смятия $\sigma_{см}$ в резьбе винтовых механизмов определяется по той же формуле, что и в крепежной резьбе (при этом коэффициент K_m неравномерности нагрузки между витками резьбы не учитывают, так как указанная неравномерность существенно снижается из-за износа и, как следствие, приработки резьбы)

$$\sigma_{см} = \frac{F_a}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z} \leq [\sigma_{см}] . \quad (8.91)$$

Для проектного расчета эту формулу необходимо преобразовать. Для этого заменим $z = \frac{H}{p}$, где z – число витков; H – высота гайки; p – шаг резьбы;

и обозначим

$$\frac{H}{d_2} = \psi_n - \text{коэффициент высоты гайки;}$$

$$\frac{h}{p} = \psi_h - \text{коэффициент высоты резьбы.}$$

Тогда получим

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_n \cdot \psi_h \cdot [\sigma_{\text{см}}]}}. \quad (8.92)$$

Обычно $\psi_h = 0,5$ – для прямоугольной и трапецеидальной резьб,

$\psi_h = 0,75$ – для упорной резьбы.

Коэффициент высоты гайки выбирают в пределах $\psi_n = 1,2 \dots 2,5$.

$[\sigma_{\text{см}}] = 11 \dots 13$ МПа – для пары закаленная сталь-бронза,

$[\sigma_{\text{см}}] = 8 \dots 10$ МПа – для пары незакаленная сталь-бронза,

$[\sigma_{\text{см}}] = 4 \dots 6$ МПа – для пары незакаленная сталь-чугун.

После расчета величину среднего диаметра резьбы d_2 округляют до стандартного значения.

В винтовых механизмах вследствие более равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы, можно использовать более высокие гайки по сравнению с крепежными:

$$H = \psi_n \cdot d_2 - \text{округляем по стандартному ряду линейных размеров.}$$

После расчета резьбы винты, работающие на сжатие (например, в домкратах), проверяют на прочность и устойчивость.

Вопросы для самоподготовки

1. Какие достоинства и недостатки присущи резьбовым соединениям?
2. По каким признакам классифицируются резьбовые соединения?

3. Как можно обосновать преимущества треугольной резьбы перед прямоугольной при использовании ее в качестве крепежной?
4. От каких факторов зависит момент трения в резьбе и на торце гайки?
5. Как влияет изменение шага резьбы на величины момента затяжки и момента отвинчивания?
6. Как рассчитывается угол подъема и угол трения в резьбовом соединении?
7. Как определяется момент отвинчивания гайки?
8. Как распределяется нагрузка по виткам резьбы?
9. Каким образом можно повысить равномерность распределения нагрузки по виткам резьбы гайки?
10. Как рассчитываются болты, нагруженные осевой растягивающей силой и скручивающим моментом от сил трения в резьбе?
11. Какие факторы определяют нагрузочную способность болтовых соединений, работающих на сдвиг?
12. Каким образом можно разгрузить болты, поставленные в отверстия соединяемых деталей с зазором, от восприятия ими поперечных сил?
13. От каких факторов зависит податливость болта и деталей?
14. Как определить необходимую величину предварительной затяжки болта?
15. Как рассчитывают на прочность болты, если они испытывают только усилия, вызванные предварительной затяжкой?
16. Как рассчитывают предварительно затянутые болты, дополнительно нагружаемые внешней осевой растягивающей силой?
17. Как определить величину внешней силы, при которой произойдет раскрытие стыка деталей?
18. Какие факторы влияют на коэффициент внешней нагрузки?
19. Каковы пути повышения надежности (критической силы) предварительно затянутого соединения?
20. Как влияет величина коэффициента внешней нагрузки на величину критической силы, при которой начинается раскрытие стыка деталей?

21. Как влияют условия затяжки болта на величину допускаемой внешней силы?
22. Как рассчитываются предварительно затянутые болтовые соединения в условиях воздействия переменных нагрузок?
23. Как рассчитываются предварительно затянутые болтовые соединения в условиях повышенных температур?
24. Каковы пути увеличения усталостной прочности болтов?
25. Как повысить КПД винтовой пары?
26. По каким критериям работоспособности рассчитывают передачу винт-гайка?

9. ШПОНОЧНЫЕ, ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные и зубчатые соединения служат для закрепления деталей (зубчатые колеса, шкивы, муфты, маховики, кулачки и т. д.) на осях и валах. Соединения нагружаются в основном крутящим моментом.

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. Шпонки выбирают по таблицам ГОСТов в зависимости от диаметра вала, а затем соединение проверяют на прочность. Материал шпонки – сталь (Ст. 6, Ст. 45, Ст. 50) с пределом прочности не ниже 590 МПа.

Соединения призматическими шпонками (рис. 9.1)

Расчет производят по напряжениям смятия боковых граней шпонок (основной вид разрушения шпонок со стандартными размерами), выступающих из вала

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dl_p(h-t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (9.1)$$

где T – вращающий момент, Н·мм; d – диаметр вала, мм; l_p – расчетная (рабочая) длина шпонки, мм; $l_p = l$ – для шпонки с плоскими торцами; $l_p = l - b$ – для шпонки со скругленными торцами; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия; h – высота шпонки.

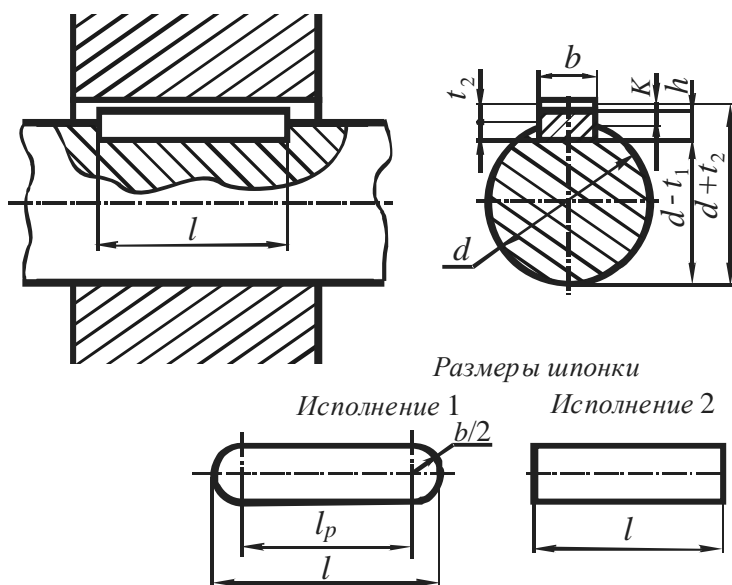


Рис. 9.1. Соединение призматической шпонкой

$[\sigma_{\text{см}}] = 80 \dots 120 \text{ МПа}$ – для неподвижных соединений; меньшие значения принимают для чугунных ступиц и при резких изменениях нагрузки.

В подвижных (в осевом направлении) соединениях $[\sigma_{\text{см}}] = 20 \dots 30 \text{ МПа}$.

Длину шпонки l выбирают из ряда

6 8 10 12 14 16 18 20 25 28 32 36 40 45 50 56 63 70
80 90 100 110 125 140 160 180 200 ... до 500 мм.

на 5 ... 10 мм меньше длины ступицы. Размеры поперечного сечения шпонки b и h также стандартизованы в зависимости от диаметра d вала. При необходимости можно установить 2 или даже 3 шпонки под углами соответственно 180° и 120° , но это сильно ослабляет вал. В таких случаях лучше использовать шлицевое соединение.

Соединения сегментными шпонками (рис. 9.2)

Сегментные шпонки, также как и призматические работают боковыми гранями. Применяются при передаче небольших вращающих моментов обычно на малонагруженных участках вала (например, на хвостовиках валов).

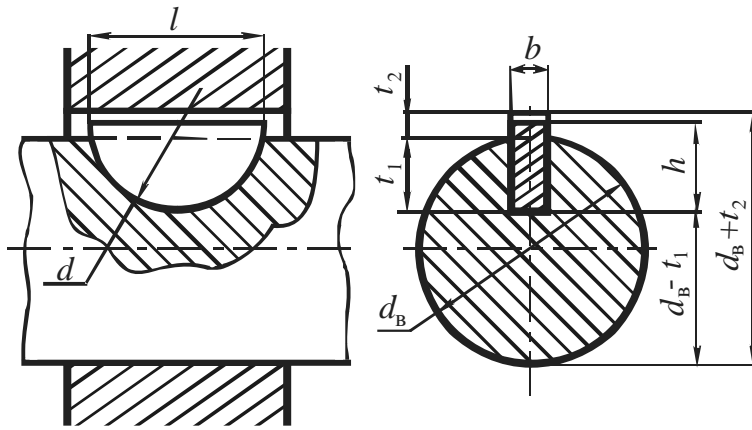


Рис. 9.2. Соединение сегментной шпонкой

Проверяют на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d_B l (h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (9.2)$$

где l – длина шпонки, мм; $(h - t_1)$ – рабочая глубина в ступице, мм

и на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{d_B b l} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (9.3)$$

где b – ширина шпонки, мм.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{\text{см}}]$ назначают, как и для призматических шпонок;

$[\tau_{\text{ср}}] = 70 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$, бóльшие значения соответствуют постоянной нагрузке, при неравномерной или ударной нагрузке допускаемые напряжения снижают на 30...40%.

Соединения клиновыми шпонками (рис 9.3)

Клиновые шпонки имеют форму односкосных самотормозящих клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют пазы в ступицах. Клиновые шпонки изготавливают с головками (рис 9.3 б) и без головок (рис 9.3 а). Эти шпонки не требуют стопорения ступицы от продольного перемещения вдоль вала.

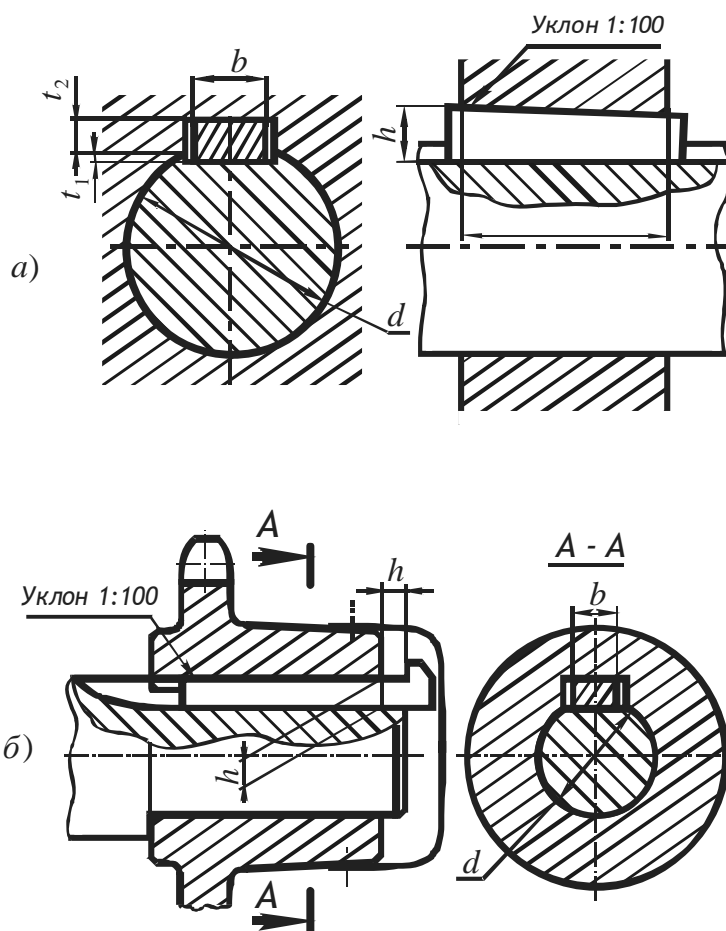


Рис. 9.3. Соединение клиновой шпонкой

Рабочими являются верхняя и нижняя грани шпонки. Вращающий момент от вала к ступице передается силами трения, которые образуются в соединении от запрессовки шпонки.

Соединения клиновыми шпонками применяют только в тихоходных передачах из-за нарушения центровки детали на валу. Они хорошо воспринимают ударные и знакопеременные нагрузки.

В тоже время клиновые шпонки требуют индивидуальной подгонки, что совершенно недопустимо в условиях массового производства.

Соединения тангенциальными шпонками (рис. 9.4)

Тангенциальные шпонки являются разновидностью клиновых, и отличаются от них тем, что натяг между валом и ступицей создается не в радиальном, а в касательном направлении, в связи с чем необходима установка двух

шпонок. Каждую шпонку составляют из 2-х односкосных клиньев, обращенных вершинами в разные стороны с параллельными внешними рабочими гранями. Натяг осуществляется осевым смещением клиньев. Применяются в тяжелом машиностроении при больших динамических нагрузках.

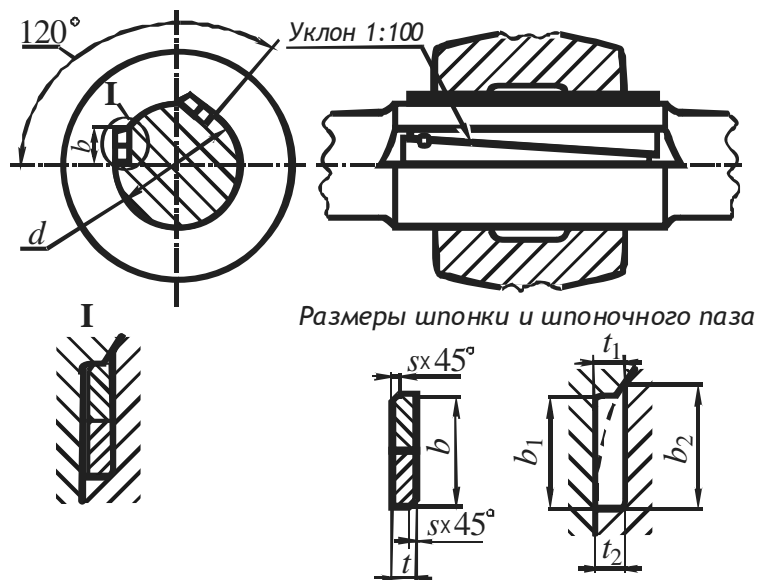


Рис. 9.4. Соединение тангенциальной шпонкой

Расчет производится на смятие рабочей грани

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T}{[(0,45 + 0,64f)dl(t_1 - S)]} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (9.4)$$

где $f = 0,15$ – Коэффициент трения; t_1 – толщина шпонки, мм; S – фаска, мм; l – длина шпонки, мм: выбирается на 10 ... 15% больше длины ступицы.

$[\sigma_{\text{см}}]$ – определяется как для клиновых шпонок, МПа.

Зубчатые (шлицевые) соединения (рис. 9.5, рис. 9.6)

Шлицевые соединения различают:

- по характеру соединения – неподвижные для закрепления детали на валу и подвижные, допускающие перемещение детали вдоль вала (например блок шестерен коробки передач автомобилей станков);
- по форме зубьев – прямобоочные (рис. 9.5), эвольвентные (рис. 9.6 а) и треугольные (рис. 9.6 б) (последние применяют в неподвижных соединениях

тонкостенных втулок или пустотелых валов, передающих небольшие моменты);

- по способу центрирования ступицы относительно вала: – с центрированием по наружному диаметру D (рис. 9.5 *a*), внутреннему диаметру d (рис. 9.5 *б*) или по боковым поверхностям зубьев (рис. 9.5 *в* и 9.6).

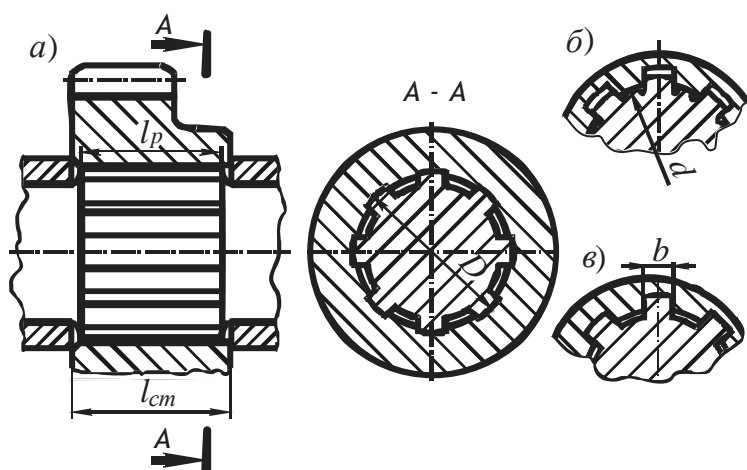


Рис. 9.5. Прямоугольные зубчатые (шлицевые) соединения. *a* – центрирование по наружному диаметру D ; *б* – центрирование по внутреннему диаметру d ; *в* – центрирование по боковым поверхностям зубьев

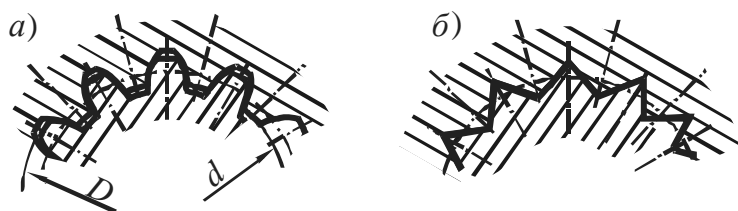


Рис. 9.6. Эвольвентные (*a*) и треугольные (*б*) шлицевые соединения

Центрирование по наружному диаметру рекомендуется при твердости внутренней поверхности ступицы $HВ < 350$. Центрирование по внутреннему диаметру рекомендуется при высокой твердости материала ступицы. Центрирование по боковой поверхности обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Рекомендуется для передачи больших переменных ударных нагрузках при пониженной точности центрирования (карданные валы и др.) Соединения с эвольвентными зубьями выполняют в ос-

новном с центрированием по боковым граням (рис. 9.6 а) или по наружному диаметру D . Стандарт предусматривает три серии соединений с прямобочным профилем зубьев: легкую, в основном для неподвижных и малонагруженных соединений; среднюю, главным образом для подвижных средненагруженных соединений, причем втулка перемещается по шлицам без нагрузки (коробки передач); тяжелую для передачи больших моментов и передвижения втулки под нагрузкой. Серии отличаются высотой и числом зубьев z .

Расчет зубчатых соединений ведут на смятие и износ.

Основные критерии работоспособности и расчета

Основными критериями работоспособности и расчета зубчатых соединений являются:

1. Сопротивление рабочих поверхностей смятию.
2. Сопротивление изнашиванию от фреттинг-коррозии (фреттинг-коррозия – изнашивание при малых относительных колебательных перемещениях соприкасающихся поверхностей).

Если соединение нагружено поперечной силой F (рис. 9.7), не изменяющей своего положения при вращении вала (например, силы в зацеплении зубчатой передачи), то зазоры в соединении выбираются то в одну, то в другую сторону, т.е. возникают колебательные перемещения. Кроме того, сила $F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$, смещенная от середины ступицы, образует опрокидывающий момент

$$M_{\text{опр}1} = F \cdot e, \quad (9.5)$$

который сопровождается концентрацией нагрузки у ближнего края ступицы.

Опрокидывающий момент вызывает и осевая сила F_a , от которой

$$M_{\text{опр}2} = F_a \cdot d_w, \quad (9.6)$$

где d_w – диаметр начальной окружности колеса.

Общий опрокидывающий момент

$$M_{\text{опр}} = M_{\text{опр}1} \pm M_{\text{опр}2} \cdot \quad (9.7)$$

С $M_{\text{опр}}$ связана не только концентрация нагрузки, но и циклические перемещения в соединении.

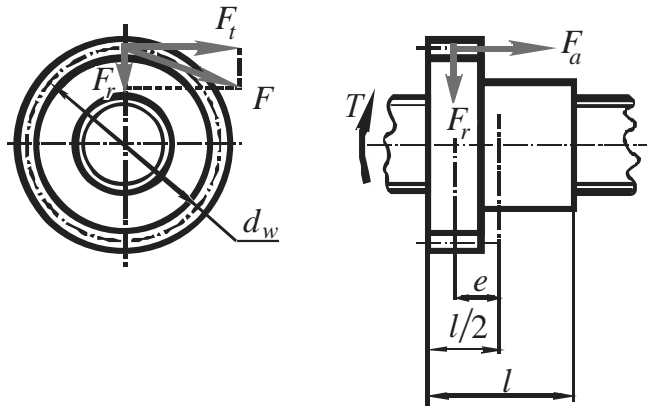


Рис. 9.7. Силы, действующие в зубчатом (шлицевом) соединении

Упрощенный расчет по обобщенному критерию

В упрощенной расчетной модели (рис. 9.8) принято равномерное распределение нагрузки подлине зубьев. При этом получают

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{K_3 z h d_{\text{ср}} l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (9.8)$$

где T – номинальный крутящий момент, Н·мм (наибольший из длительно действующих); $K_3 = 0,7 \dots 0,8$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по зубьям; z – число зубьев; h – рабочая высота зубьев, мм; $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр соединения, мм; l_p – рабочая длина зубьев (согласуется с длиной ступицы).

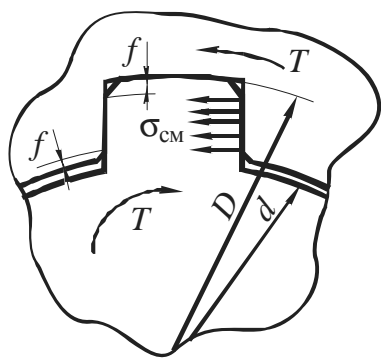


Рис. 9.8. Схема распределения напряжений в зубчатом (шлицевом) соединении

Для прямобочных зубьев

$$h = 0,5(D - d) - 2f, \quad (9.9)$$

где f – размер фаски равный 0,3 ... 0,5 мм;

$$d_{cp} = 0,5(D + d). \quad (9.10)$$

Для эвольвентных зубьев с центрированием по боковой поверхности

$$h = m, \quad (9.11)$$

$$d_{cp} = zm. \quad (9.12)$$

где m – модуль зубьев.

Для шлицев эвольвентного профиля с центрированием по наружному диаметру

$$h = 0,9m, \quad (9.13)$$

$$d_{cp} = zm. \quad (9.14)$$

Для шлицев треугольного профиля

$$h = 0,5(D - d), \quad (9.15)$$

$$d_{cp} = zm. \quad (9.16)$$

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ для изделий общего машиностроения и подъемно-транспортных устройств, рассчитанных на длительный срок службы определяют по справочным таблицам.

Уточненный расчет зубчатых соединений (ГОСТ 21425–75)

Уточненный расчет разработан только для прямобочных зубчатых соединений, в котором учитывают неравномерность распределения нагрузки по зубьям и длине зубьев, приработку рабочих поверхностей, срок службы и пр.

Нагрузочная способность соединения определяется как меньшее из двух значений, полученных по расчету на смятие и износ.

Расчет на смятие предупреждает пластические деформации рабочих поверхностей зубьев при перегрузках. При записи расчетных формул принято все корректирующие коэффициенты учитывать при расчете допускаемых напряжений. При этом

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{zhd_{\text{ср}}l} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (9.17)$$

а допускаемые напряжения

$$[\sigma_{\text{см}}] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{sK_3K_{\text{пр}}K_{\text{п}}K_{\text{д}}}, \quad (9.18)$$

где $\sigma_{\text{т}}$ – предел текучести материала рабочей поверхности зубьев детали меньшей твердости, МПа;

$s = 1,25 \dots 1,4$ – коэффициент запаса прочности: меньшие значения – для незакаленных рабочих поверхностей, большие – для закаленных;

K_3 – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями (по табл. 9.1) в зависимости от параметра $\psi = Fd_{\text{ср}}/(2T)$, для соединения зубчатого колеса с валом $\psi = d_{\text{ср}}/(d_{\text{в}} \cos \alpha_{\text{в}})$, где $\alpha_{\text{в}}$ – угол зацепления;

$K_{\text{пр}}$ – коэффициент продольной концентрации нагрузки; $K_{\text{пр}} = K_{\text{кр}} + K_{\text{е}} - 1$ при расположении венца со стороны крутящего момента (рис. 9.9 а); если крутящий момент вала будет справа от венца (рис. 9.9 б), то $K_{\text{пр}}$ принимают равным большему из $K_{\text{кр}}$ и $K_{\text{е}}$;

$K_{\text{кр}}$ – коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала (по табл. 9.2);

K_e – коэффициент концентрации нагрузки от несимметричного расположения зубчатого венца относительно ступицы в зависимости от параметров ψ и $\varepsilon = |M_{\text{опр}}|/(Fl)$ (см. рис. 9.10), где $M_{\text{опр}}$ – опрокидывающий момент (по ф. 9.7);

$K_{\text{п}}$ – коэффициент концентрации нагрузки от погрешностей изготовления: $K_{\text{п}} = 1,1 \dots 1,2$ – при высокой точности изготовления; $K_{\text{п}} = 1,3 \dots 1,6$ – при более низкой точности изготовления; $K_{\text{п}} = 1$ – после приработки (приработка возможна при твердости материала ≤ 350 НВ хотя бы у одной из деталей соединения).

Табл. 9.1

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями

ψ	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
K_3	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4	2,7	3,0
K'_3	1,1	1,2	1,4	1,6	1,9	2,2	2,5	3,0	3,7	4,5

Примечание. Для соединений, нагруженных только крутящим моментом, $K_3 = K'_3 = 1$

Табл. 9.2

Коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала

Серия соединения	Диаметр D , мм	Значение $K_{\text{кр}}$ при l/D				
		1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Легкая	До 26	1,3/1,1	1,7/1,2	2,2/1,4	2,5/1,5	3,2/1,7
	30...50	1,5/1,2	2,0/1,3	2,6/1,5	3,3/1,8	3,9/1,9
	58...120	1,8/1,3	2,6/1,4	3,4/1,7	4,2/2,0	5,1/2,2
Средняя	До 19	1,6/1,2	2,1/1,3	2,8/1,5	3,5/1,7	4,1/1,9
	20...30	1,7/1,2	2,3/1,4	3,0/1,6	3,8/1,9	4,5/2,1
	32...50	1,9/1,3	2,8/1,5	3,7/1,8	4,6/2,1	5,5/2,3
	54...112	2,4/1,4	3,5/1,7	4,8/2,1	5,8/2,4	7,0/2,8
	св. 112	2,8/1,5	4,1/1,9	5,5/2,5	6,8/2,7	8,2/3,1
Тяжелая	До 23	2,0/1,3	3,0/1,6	4,0/1,9	5,0/2,2	6,0/2,5
	23...32	2,4/1,4	3,5/1,8	4,7/2,1	5,7/2,4	7,0/2,8
	35...65	2,7/1,5	4,1/1,9	5,3/2,2	6,8/2,7	8,0/3,1
	72...102	2,9/1,6	3,4/2,0	5,5/2,4	7,0/2,8	8,5/3,3
	св. 102	3,1/1,7	4,7/2,1	6,2/2,5	7,8/3,0	9,3/3,6

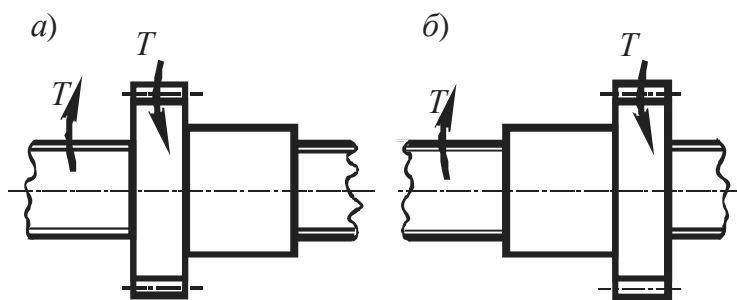


Рис. 9.9. К определению коэффициента K_e

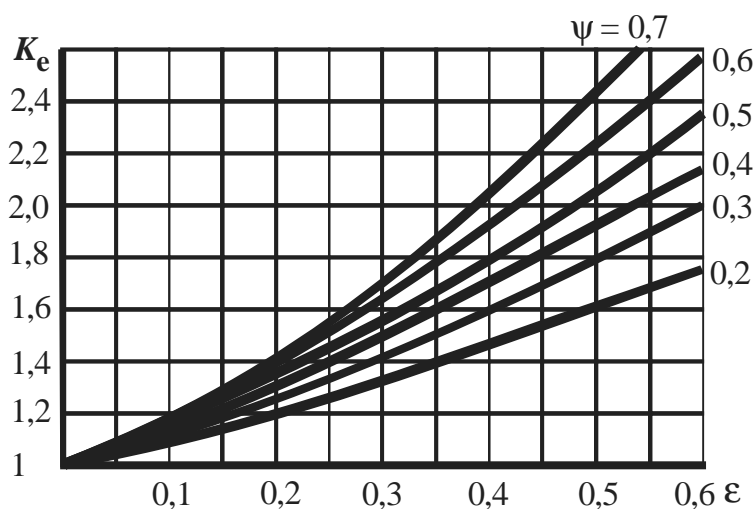


Рис. 9.10. Коэффициент концентрации нагрузки от несимметричного расположения зубчатого венца относительно ступицы

K_d – коэффициент динамичности нагрузки: $K_d \approx 2$ – при реверсировании без ударов; $K_d \approx 2,5$ – если поверхности смятия не закалены; $K_d = 1,4 \dots 1,6$ – при действии только пусковых перегрузок.

Расчет на износ. Различают расчеты, когда износ допускается при некотором ограниченном сроке службы и когда износ не допустим или он практически мал при неограниченно большом сроке службы (расчет на безыносную работу). Следует отметить, что соединения, нагруженные только вращающим моментом (например, муфты с валами), на износ не рассчитываются.

Расчет на износ выполняют по условию

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{zhd_{\text{ср}}l} \leq [\sigma_{\text{см}}]_{\text{изн}}, \quad (9.17)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{изн}}$ – допускаемое напряжение по износу.

$$[\sigma_{\text{см}}]_{\text{изн}} = \frac{[\sigma_{\text{см}}]_{\text{усл}}}{K'_3 \cdot K_{\text{пр}} \cdot K_{\text{н}} \cdot K_{\text{ц}} \cdot K_{\text{с}} \cdot K_{\text{ос}}}, \quad (9.18)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{усл}}$ – допускаемое условное напряжение при числе циклов $N = 10^8$ и постоянном режиме нагружения;

K'_3 – коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на износ;

$K_{\text{пр}}$ – коэффициент продольной концентрации нагрузки, такой же, как при расчете на смятие;

$K_{\text{н}}$ – коэффициент переменности нагрузки;

$K_{\text{ц}}$ – коэффициент числа циклов микросдвигов в соединении за полный срок службы

$$K_{\text{ц}} = \sqrt[3]{\frac{N}{10^8}}, \quad (9.19)$$

где $N = 60tn$, t – срок службы, час; n – частота вращения, мин⁻¹;

$K_{\text{с}}$ – коэффициент условий смазки подвижных соединений: $K_{\text{с}} = 0,7$ – без загрязнений, $K_{\text{с}} = 1$ – средняя смазка, $K_{\text{с}} = 1,4$ – с загрязнением;

$K_{\text{ос}}$ – коэффициент осевой подвижности в соединении: $K_{\text{ос}} = 1$ – неподвижное, $K_{\text{ос}} = 1,25$ – подвижное без нагрузки, $K_{\text{ос}} = 3$ – подвижное под нагрузкой.

Расчет на безыносную работу при неограниченно большом сроке службы соединения выполняют по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{zhd_{\text{ср}}l} \leq [\sigma_{\text{см}}]_{\text{би}}, \quad (9.20)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{би}}$ – допускаемое давление на рабочих поверхностях по условию безыносной работы: $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{би}} = 0,028 \text{ HB}$ – без термообработки зубьев;

$[\sigma_{см}]_{би} = 0,032 \text{ HB}$ – термообработка улучшение ($\leq 350 \text{ HB}$); $[\sigma_{см}]_{би} = 0,3 \text{ HRC}$ – закалка; $[\sigma_{см}]_{би} = 0,4 \text{ HRC}$ – цементация.

Вопросы для самоподготовки

1. Как рассчитываются соединения призматическими шпонками?
2. Как рассчитываются соединения сегментами шпонками?
3. Как рассчитываются соединения клиновыми шпонками?
4. Как рассчитываются соединения тангенциальными шпонками?
5. От чего зависит выбор допускаемых напряжений при расчете шпоночных соединений?
6. Почему шпонки рассчитывают по напряжениям смятия, а не среза?
7. В чем преимущество зубчатых (шлицевых) соединений по сравнению со шпоночными?
8. По каким признакам классифицируют зубчатые (шлицевые) соединения?
9. По каким критериям работоспособности рассчитываются зубчатые (шлицевые) соединения?
10. Почему изнашиваются зубчатые (шлицевые) соединения и как это учитывается при расчете?
11. В чем заключается упрощенный расчет зубчатых (шлицевых) соединений по обобщенному критерию?
12. В чем суть уточненного расчета зубчатых (шлицевых) прямобоковых соединений?
13. Как определяются допускаемые напряжения при расчете зубчатых (шлицевых) соединений?

10. СОЕДИНЕНИЯ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ

Соединения с натягом представляют собой напряженные посадки. При посадке охватывающей детали (втулка, ступица и др.) с меньшим диаметром отверстия на охватываемую деталь (вал или ось) благодаря силам упругости на поверхностях сопряжения, возникает сила сцепления, препятствующая взаимному смещению деталей. Сопрягаемые поверхности могут быть цилиндрическими или коническими (рис. 10.1), иногда эллиптическими.

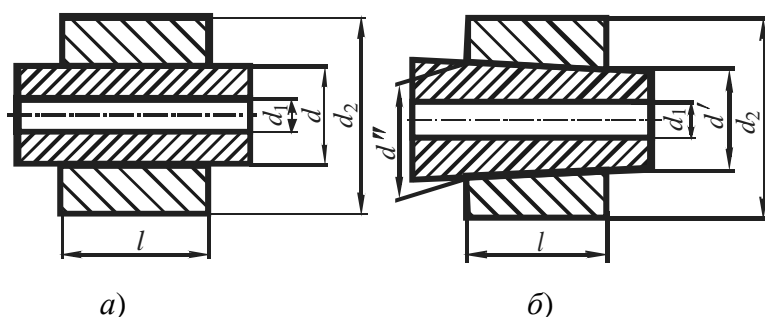


Рис.10.1. Схема соединения с натягом с цилиндрической (а) и конической (б) сопрягаемыми поверхностями

Соединения с натягом получают механической запрессовкой, с помощью нагрева охватывающей или охлаждения охватываемой детали, а также путем гидрораспора. Эти высоконадежные соединения позволяют передавать значительные осевые усилия и крутящие моменты. Они просты по конструкции и технологии изготовления (нет промежуточных деталей, хорошее базирование в процессе сборки), а также обеспечивают хорошее центрирование.

Основные недостатки соединений: сложность демонтажа; возможность повреждения посадочных поверхностей при разборке или перегрузках; ограниченность несущей способности, особенно при наличии вибраций; возникновение фреттинг-коррозии, связанной с взаимными микросмещениями деталей; концентрация напряжений.

Наибольшую прочность имеют соединения, собранные тепловым способом (нагрев втулки до $200 \dots 400^{\circ}\text{C}$ или охлаждение вала: в твердой углекис-

слоте до -79°C , в жидком воздухе до -196°C). Необходимую разность температур Δt нагрева втулки или охлаждения вала, обеспечивающую свободную сборку, вычисляют по формуле

$$\Delta t = (\delta_{\max} + S) / (\alpha \cdot d), \quad (10.1)$$

где δ_{\max} – наибольший натяг посадки; S – минимальный необходимый зазор, обеспечивающий свободную сборку (рекомендуется принимать его равным минимальному зазору посадки H7/g6); α – температурный коэффициент линейного расширения (для стали и чугуна $\alpha = 10 \cdot 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$, для бронзы и латуни $\alpha = 19 \cdot 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$, для алюминия $\alpha = 25,5 \cdot 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$); d – номинальный диаметр посадки деталей (см. рис. 10.1).

Взаимное смещение деталей в соединениях с натягом предотвращается благодаря силам трения на поверхности контакта. В свою очередь, силы трения пропорциональны давлению между сопрягаемыми поверхностями и коэффициенту трения. Давление зависит от натяга, поэтому и нагрузочная способность соединений определяется натягом, который назначают в соответствии посадками, установленными ГОСТ 25346. Однако возможны случаи, когда посадка не может быть реализована в конструкции по условиям прочности деталей. Поэтому при проектировании соединения должны быть удовлетворены как условие прочности (неподвижности) соединения, так и условия прочности деталей.

Расчет на прочность (неподвижность) соединения

Условие прочности при нагружении осевой силой F_a

$$F_a \leq f p \pi d l / K, \quad (10.2)$$

где f – коэффициент трения; p – давление на поверхности контакта; l и d – длина и диаметр сопряжения; $K \approx 1,5 \dots 2,0$ – коэффициент запаса сцепления.

Условие прочности при нагружении крутящим моментом

$$T \leq 0,5 f p \pi d^2 l / K, \quad (10.3)$$

Условие прочности при совместном действии крутящего момента осевой силы

$$\sqrt{F_t^2 + F_a^2} \leq f p \pi d l / K, \quad (10.4)$$

где $F_t = 2T/d$ – окружная сила.

Следует отметить, что в выше приведенные формулы, определяющие нагрузочную способность соединений с натягом, входит величина f , которую обычно считают постоянной для заданного сочетания материалов деталей и способа сборки соединения.

В действительности, как показывают экспериментальные исследования, величина f существенно зависит еще и от целого ряда факторов: давление p , шероховатости контактирующих поверхностей, способа их обработки, твердости материала деталей.

В результате сочетания различного уровня указанных факторов величина f может меняться в 3 ... 6 раз. В работах [3, 4], приведена зависимость для коэффициента трения, учитывающая влияние различных факторов

$$f = \upsilon \eta^{1/\nu} \left(\frac{HД}{p} \right)^\omega, \quad (10.5)$$

где υ и ω – коэффициенты удельной прочности, учитывающие взаимное расположение следов механической обработки сопряженных поверхностей деталей и направление их относительного сдвига; η – относительная фактическая площадь контакта [5] деталей соединения, собранных с натягом; ν – параметр опорной кривой шероховатой поверхности; $HД$ – пластическая твердость (ГОСТ 18835) менее твердого материала детали.

Такой подход к расчету соединений с натягом позволяет выявить и использовать резервы нагрузочной способности соединений, что дает возможность уменьшить металлоемкость деталей, а также уже на этапе проектирования обеспечить получение соединения с требуемыми техническими характеристиками.

Давление на поверхности контакта вычисляют согласно решению Ляме

$$p = \frac{\delta_{\text{расч}}}{d \cdot C}, \quad (10.6)$$

где $\delta_{\text{расч}}$ – расчетный натяг; C , C_1 , C_2 – коэффициенты определяемые по формулам

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1, \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \quad (10.7)$$

$$C = \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}; \quad (10.8)$$

$E_{1,2}$ и $\mu_{1,2}$ – модуль нормальной упругости и коэффициент Пуассона материалов вала и втулки соответственно.

Расчетный натяг определяется по минимальному табличному δ_{\min} или вероятностному $\delta_{p_{\max}}^*$ натягу с поправкой u на срезание, сглаживание или смятие шероховатости поверхности при запрессовке

$$\delta_{\text{расч}} = \delta - u, \quad u = 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad (10.9)$$

где $\delta = \delta_{\min}$ или $\delta = \delta_{p_{\max}}^*$, R_{z1} и R_{z2} – высоты шероховатостей посадочных поверхностей вала и втулки соответственно.

Значение вероятностного натяга вычисляют по формуле

$$\delta_{p_{\max}}^* = \bar{\delta} \mp C^* \sqrt{T_D^2 + T_d^2}, \quad (10.10)$$

полученной с учетом того, что отклонения диаметров отверстий D и валов d подчиняются нормальному закону распределения (закону Гаусса). В этой формуле «–» и «+» относятся соответственно к минимальному и максимальному натягу; допуски $T_D = ES - EI$, $T_d = es - ei$; ES , es – верхние, а EI , ei – нижние предельные отклонения размеров; $\bar{\delta} = 0,5(\delta_{\min} + \delta_{\max})$.

Коэффициент C^* зависит от принятой вероятности P^* того, что фактическое значение натяга располагается в пределах $\delta_{p_{\min}}^* \dots \delta_{p_{\max}}^*$ (табл. 10.1).

Таблица 10.1

Вероятность P^*	0,999	0,99	0,98	0,97	0,95	0,89
Коэффициент C^*	0,5	0,39	0,34	0,31	0,27	0,21

Применение вероятностных расчетов позволяет существенно повысить допускаемые нагрузки при малой вероятности отказов.

Расчет на прочность деталей соединения

Условие прочности деталей соединения

$$p \leq [p], \quad (10.11)$$

где p – давление на поверхности контакта, вычисляемое по формуле (10.6).

Допускаемое давление $[p]$ на сопрягаемых поверхностях, при котором в деталях не возникают пластические деформации (по теории наибольших касательных напряжений):

на наружной поверхности вала

$$[p]_1 = 0,5\sigma_{0,21} (d^2 - d_1^2) / d^2, \quad (10.12)$$

на внутренней поверхности втулки

$$[p]_2 = 0,5\sigma_{0,22} (d_2^2 - d^2) / d_2^2, \quad (10.13)$$

где $\sigma_{0,21}$, $\sigma_{0,22}$ – предел текучести материала вала и втулки при растяжении.

Допускаемое давление $[p]$ в контакте принимают равным меньшему из значений

$$[p] = \min ([p]_1, [p]_2). \quad (10.14)$$

Вопросы для самоподготовки

1. Как образуется соединение с натягом?
2. За счет, каких сил соединение с натягом передает нагрузку?
3. Какие достоинства и недостатки присущи соединениям с натягом?
4. По каким натягам рассчитывают прочность соединения и прочность деталей?

5. Почему в соединении с натягом наблюдается коррозионно-механическое изнашивание?
6. Каковы способы уменьшения коррозионно-механического изнашивания?
7. Как определяется допускаемое давление $[p]$ на сопрягаемых поверхностях, при котором в деталях не возникают пластические деформации?
8. Чему принимают равным допускаемое давление $[p]$ в контакте?

11. УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПОВЕРХНОСТНЫМ ПЛАСТИЧЕСКИМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ (ППД)

В условиях эксплуатации поверхностный слой детали подвергается наиболее сильному физико-химическому воздействию: механическому, тепловому, химическому и др. Причиной поломки при эксплуатации служат, как правило, явления, протекающие именно в поверхностном слое: концентрация напряжений, развитие микротрещин, выгорание легирующих элементов, разупрочнение, изнашивание, окисление, перераспределение остаточных напряжений и т.п. Таким образом, упрочняющая обработка, изменяющая в широких пределах свойства поверхностного слоя, занимает важное место среди технологических способов, повышающих надежность деталей. В настоящее время используют различные способы упрочнения деталей машин: 1) создание пленки на поверхности (напыление, электролитическое или химическое осаждение); 2) химико-термическая обработка (цементация, нитроцементация, азотирование и др.); 3) термическая обработка (объемная закалка и т.п.); 4) изменение структуры поверхностного слоя (лазерная или плазменная закалка, электромеханическая обработка и др.); 5) поверхностное пластическое деформирование (обкатка роликами или шариками, дробеобработка, чеканка, алмазное выглаживание, дорнование, обработка ротационными упрочнителями, металлическими вращающимися щетками и др.)

Следует подчеркнуть, что из большого количества деталей в машине упрочнению подвергают лишь те, которые определяют надежность и долговечность машины в целом. К таким деталям относятся, например, детали, для которых возможно усталостное разрушение (валы, торсионы, балансиры, коленчатые и кулачковые валы, шатуны, пружины и др.); детали, работающие в условиях высоких скоростей относительного перемещения при недостаточной смазке (поршни, поршневые кольца, плунжеры и др.); детали, работающие в условиях абразивного изнашивания (пальцы трака, опорные ролики);

детали, работающие в условиях окислительного изнашивания (цилиндры двигателя, подшипники скольжения).

Упрочнение деталей поверхностным пластическим деформированием (ППД), которое получило значительное развитие во второй половине 20 века и в настоящее время широко используется в промышленности, благодаря следующим основным достоинствам:

- простота практической реализации;
- относительно низкая стоимость;
- доступность, как в заводских условиях, так и в ремонтных мастерских;
- высокая эффективность.

В результате упрочнения ППД удастся повысить запасы прочности деталей, работающих при переменных нагрузках в 1,5 ... 3,0 раза, а срок службы увеличить в десятки раз.

В сравнении со способами механической обработки, предусматривающими снятие стружки (точение, шлифование и т.п.), обработка ППД увеличивает плотность дислокаций в упрочненном поверхностном слое, повышает твердость поверхностного слоя, создает в нем благоприятные сжимающие напряжения, образует мелкозернистую структуру, исключает термическое повреждение поверхности (прижоги и т.п.), обеспечивает большую опорную поверхность микронеровностей.

Основные методы ППД

1. Обкатка роликами или шариками применяется для обработки цилиндрических и реже плоских поверхностей. Обычно применяют трехроликовое приспособление (рис. 11.1), которое позволяет разгрузить от усилий обкатки механизмы токарного станка. В качестве упрочняющего инструмента используют шарики, тороидальные ролики [4], а также цилиндрические ролики [30].

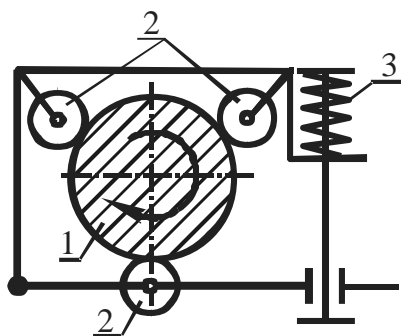


Рис. 11.1. Схема обкатки деталей роликами: 1 – деталь, 2 – ролики, 3 – рабочая пружина

Достоинства метода: простота оборудования, высокая производительность, возможность «проработки» поверхностного слоя детали на большую (до 20 мм) глубину, высокая чистота поверхности.

Недостатки метода: высокая производительность обработки лишь деталей круглой формы – валов и осей.

2. Дробеструйная обработка [13]. Осуществляется при помощи дробеструйных аппаратов, пневматических или ротационных. В работе [31] предложено портативное пневматическое устройство (рис. 11.2) для обработки дробью крупногабаритных деталей. Поток дроби при скорости 50 ... 60 м/с ударяется об обрабатываемую поверхность детали. При этом каждая дроби́нка оставляет на поверхности остаточный отпечаток. При достаточной экспозиции вся поверхность детали оказывается сплошь покрытой следами ударов (многократно перекрывающимися).

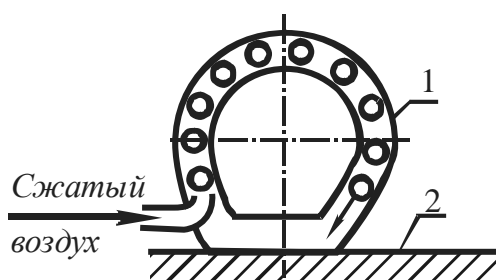


Рис. 11.2. Схема портативного пневматического устройства: 1 – портативное пневматическое устройство, 2 – деталь

Достоинства метода: позволяет упрочнять детали сложной формы.

Недостаток метода: небольшая глубина наклепа, которая, как правило, равна 0,3 ... 0,6 мм. Для повышения эффективности дробеобработки предложен [32] метод двойной дробеобработки (вначале крупной, а затем мелкой дробью с промежуточной пластической деформацией детали), предназначенный, в частности, для повышения долговечности автомобильных рессор [33].

3. Чеканка. Представляет собой процесс, при котором инструмент (установленный в специальном приспособлении) своим закругленным (например, сферическим) бойком наносит последовательные удары по обрабатываемой поверхности. При этом боек совершает возвратно-поступательное движение, подобно ударнику пневматического молотка, а деталь движется в направлении подачи (рис. 11.3)

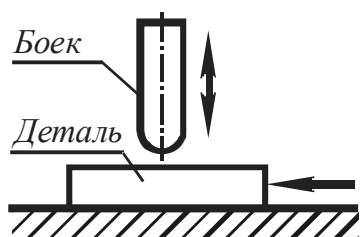


Рис. 11.3. Схема ударной чеканки

Достоинства метода: большая глубина «проработки» (упрочненного поверхностного слоя), которая может превышать глубину, достигаемую при обкатке.

Недостатки: метод можно использовать в основном для упрочнения плоских деталей, а также галтелей осей и валов; сравнительно низкая производительность.

Для повышения производительности упрочнения часто используют так называемый «пучковый» инструмент, то есть связку стальных стержней, каждый из которых служит бойком. В работах [12, 34] разработана методика

статической чеканки элементов корпуса шестеренной гидромашины, установленной в механизм рулевого управления тракторов семейства МТЗ.

Упрочняющие факторы ППД

Повышение усталостной прочности деталей, достигаемое в результате ППД обусловлено следующими основными факторами.

1. Деформационное упрочнение материала пластически деформированного слоя детали, обусловленное увеличением дислокаций в структуре металла (то есть затрудняется последующее протекание деформации от рабочих нагрузок).

2. Фазовые превращения в материале, которыми в ряде случаев сопровождается ППД. Так, при обработке закаленных сталей в процессе ППД наблюдается распад мартенсита закалки с образованием мелкодисперсных карбидов. При наличии остаточного аустенита происходит его распад с образованием мартенсита, обладающего более высокой твердостью.

3. Измельчение кристаллических зерен, повышение однородности структуры материала поверхностного слоя.

4. Возникновение в поверхностном слое системы остаточных сжимающих напряжений. Благодаря этому уменьшаются растягивающие рабочие напряжения.

Одновременное благоприятное влияние всех указанных факторов и приводит к существенному повышению усталостной прочности и долговечности деталей машин при их обработке ППД.

Основные параметры, характеризующие результаты ППД

Таковыми параметрами являются:

- глубина упрочненного (наклепанного) слоя;
- интенсивность пластической деформации в наклепанном слое металла;
- величина и распределение остаточных напряжений в детали, обработанной ППД.

Физическое состояние поверхностного слоя детали, формируемое в процессе ППД, определяется конкурирующим влиянием двух одновременно протекающих процессов: физического упрочнения (наклепа), и разупрочнения, обусловленного образованием и развитием микродефектов в деформируемом металле [4].

Для усиления благоприятных факторов ППД (то есть остаточных напряжений сжатия и степени физического упрочнения материала) необходимо, чтобы интенсивность пластической деформации поверхностного слоя была бы возможно большей. В то же время с ростом интенсивности пластической деформации процесс разупрочнения также усугубляется. Таким образом, существует оптимальное значение интенсивности пластической деформации, равное предельной равномерной деформации [4]. При этом упрочнение материала близко к предельному, сжимающие остаточные напряжения близки к максимальным, а дефекты не получают еще опасной степени развития.

Что же касается глубины пластически деформированного слоя, то как показано в работе [35], существует также оптимальная глубина слоя, при которой предел выносливости детали оказывается наибольшим.

Подробная информация о выборе режимов упрочняющей обработки при различных способах ППД содержится в работах [4, 12, 13].

Вопросы для самоподготовки

1. Какими основными достоинствами обладает упрочнение деталей поверхностным пластическим деформированием (ППД)?
2. Какие существуют основные методы ППД?
3. Какие основные упрочняющие факторы способствуют повышению усталостной прочности деталей, достигаемой в результате ППД?
4. Какие основные параметры характеризуют результаты ППД?

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение П. 1

Коробки перемены передач

К коробке передач предъявляются следующие требования:

- обеспечение оптимальных тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля при заданной внешней характеристике двигателя;
- бесшумность при работе и переключении передач;
- легкость управления;
- высокий КПД;

На большинстве легковых и грузовых автомобилей устанавливают ступенчатые коробки передач.

Двухвальные коробки передач [37, 38, 39] с числом передач 4 ... 5 применяют для переднеприводных автомобилей малого класса. Высшая передача часто повышающая. Как правило, большинство передач синхронизировано. Трехвальные коробки передач используют для легковых автомобилей, выполненных по классической схеме, грузовых автомобилей малой и средней грузоподъемности и автобусов.

В современных легковых автомобилях применяются коробки с числом передач (ступеней) не менее четырех. В грузовых автомобилях малой грузоподъемности применяются четырехступенчатые коробки (автомобили УАЗ). В грузовых автомобилях средней грузоподъемности иногда применяются четырехступенчатые коробки (ГАЗ-53), но в большинстве случаев – пяти или шестиступенчатые коробки, синхронизированные на высших передачах. Многовальные коробки передач используют на автомобилях большой грузоподъемности для увеличения числа передач с целью улучшения тяговых и экономических свойств. В основе конструкций многовальных коробок передач лежит четырех-, пяти трехвальная коробка передач, в общем картере с

которой размещен повышающий редуктор (делитель) или понижающий редуктор (демультипликатор). При применении многовальных коробок число передач может быть от 8 до 24. Многоступенчатые коробки передач чаще всего используют для автомобилей-тягачей, работающих с прицепным составом. В большинстве конструкций ступенчатых коробок передач переключение передач выполняет водитель. Используются конструкции ступенчатых коробок передач с автоматическим переключением.

Бесступенчатые передачи фрикционного типа (вариаторы с гибкой связью) получили некоторое распространение на автомобилях малого класса («Фиат Уно» и др.).

Для анализа и оценки конструкций коробок передач используются следующие характеристики:

– Диапазон передаточных чисел (диапазон коробки передач) – отношение передаточного числа низшей и высшей передач

$$D = u_{\text{КПmax}}/u_{\text{КПmin}}$$

В легковых автомобилях и автобусах малой вместимости на их базе $D = 3 \dots 4$; в грузовых автомобилях в зависимости от грузоподъемности и назначения $D = 5 \dots 8$. Такой же диапазон имеют автобусы средней и большой вместимости с механической коробкой передач; автомобили-тягачи и автомобили высокой проходимости имеют $D = 9 \dots 13$.

Число передач и плотность ряда передаточных чисел. Чем больше число передач, тем выше плотность ряда, тем в большей степени выполняется требование обеспечения высоких тяговых и экономических свойств автомобиля. Помимо повышения тяговых и экономических свойств, большая плотность ряда позволяет синхронизаторам работать в более благоприятных условиях, так как для выравнивания угловых скоростей требуется меньшая работа трения.

Уровень шума, создаваемого при работе. Этот параметр зависит от качества, точности изготовления и типа зубчатых пар, жесткости валов и картера

коробки. Меньший уровень шума обеспечивают косозубые и шевронные зубчатые колеса. При недостаточной жесткости валов нарушается зацепление, что сопровождается повышением уровня шума.

Основные достоинства двухвальных коробок передач: простота конструкции, малая масса, высокий КПД на промежуточных передачах. В двухвальных коробках (рис. П. 1.1) передач крутящий момент передается двумя зубчатыми колесами. Передаточное число зубчатой пары не должно превышать некоторого предела, близкого 4, так как дальнейшее увеличение передаточного числа приводит к увеличению размеров коробки и повышению уровня шума.

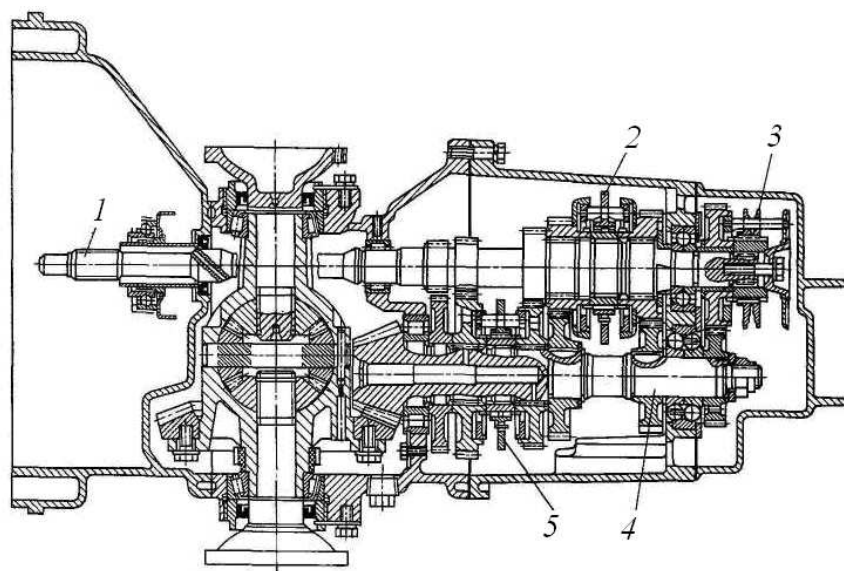


Рис. П. 1.1. Двухвальная коробка передач (продольное расположение): 1 – ведущий вал; 2 – синхронизатор третьей и четвертой передач; 3 – синхронизатор пятой передачи; 4 – ведомый вал; 5 – синхронизатор первой и второй передач

Передаточное число высшей передачи в таких коробках, как правило, не делают равным единице, число зубьев сопрягаемых зубчатых колес отличается на 1 ... 2, что позволяет обеспечить хорошую прирабатываемость. В некоторых конструкциях высшая передача – повышающая.

Трехвальные коробки передач. На прямой передаче трехвальная коробка имеет более высокий КПД, чем двухвальная, работает менее шумно, так как в

этом случае имеют место только гидравлические потери. На остальных передачах трехвальной коробки в зацеплении находятся две пары зубчатых колес, в то время как у двухвальных – одна. Это определяет более низкий КПД, но позволяет иметь на низшей передаче передаточное число $u = 9$. Для дальнейшего увеличения передаточного числа требуется применение многовальных коробок.

Конструкция трехвальной четырехступенчатой коробки передач легкового автомобиля ГАЗ-3102 [37] показана на рис. П. 1.2.

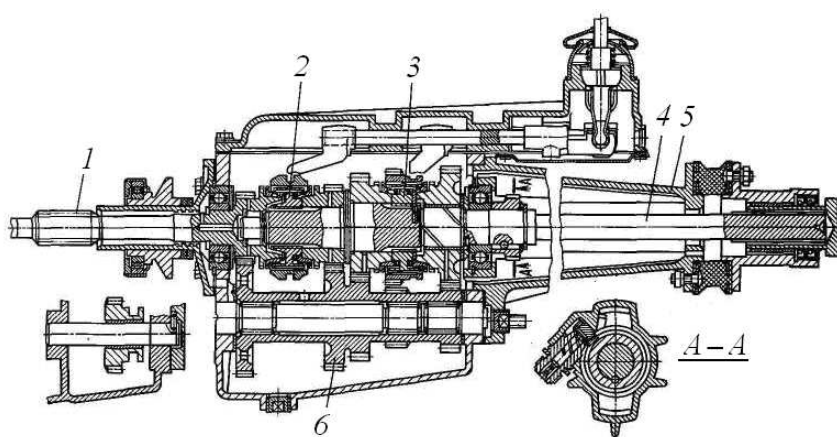


Рис. П. 1.2. Трехвальная коробка передач автомобиля ГАЗ-3102 [37]: 1 – ведущий вал; 2 – синхронизатор третьей и четвертой передач; 3 – синхронизатор первой и второй передач; 4 – ведомый вал; 5 – удлинитель; 6 – блок зубчатых колес промежуточного вала

Все зубчатые колеса передач переднего хода – косозубые и находятся в постоянном зацеплении. Включение передач происходит при помощи двух синхронизаторов. Зубчатые колеса передачи заднего хода прямозубые. Все зубчатые колеса промежуточного вала выполнены в одном блоке. Блок вращается на роликовых подшипниках, установленных на закрепленной в картере оси. Ведомый вал размещен в картере удлинителя и опирается на сталебабитовый подшипник скольжения.

При применении косозубых зубчатых пар наряду с увеличением прочности и бесшумности коробки передач возникают значительные осевые силы и могут вызвать перекос зубчатых колес. При перекосе нарушается зацепление,

что приводит к ускоренному изнашиванию зубьев. Ступицы зубчатых колес на ведомом валу по возможности выполняют удлиненными, что позволяет уменьшить их перекос. На промежуточном валу осевые силы могут быть уравновешены за счет обеспечения подбора углов наклона зубьев различных передач (см. рис. П. 1.6). На ведущем и ведомом валах осевые силы не могут быть уравновешены.

На рис. П. 1.3 представлена трехвальная пятиступенчатая коробка передач грузового автомобиля МАЗ-5335. Здесь первая передача и передача заднего хода имеют прямозубые зубчатые колеса.

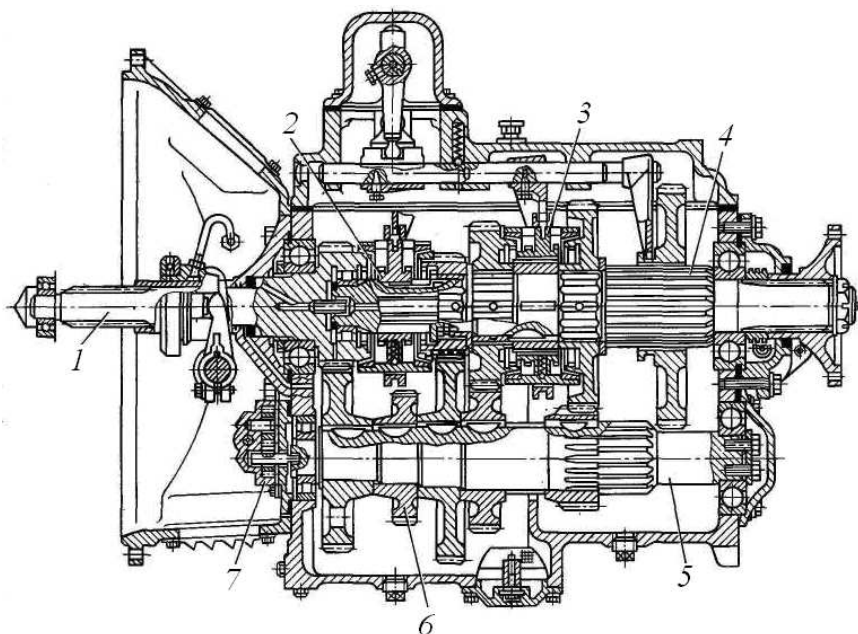


Рис. П. 1.3. Пятиступенчатая трехвальная коробка передач автомобиля МАЗ-5335 [38]: 1 – ведущий вал; 2 – синхронизатор четвертой и пятой передач; 3 – синхронизатор второй и третьей передач; 4 – ведомый вал; 5 – промежуточный вал; 6 – шестерня отбора мощности; 7 – масляный насос

Зубчатые колеса остальных передач – косозубые, находятся в постоянном зацеплении и включаются при помощи двух синхронизаторов. В этой коробке прямая передача – четвертая. Высшая, пятая передача – повышающая (передаточное число меньше единицы). Высшая передача должна использоваться для движения по хорошим дорогам и при движении автомобиля с не полностью загруженным кузовом. Это позволяет обеспечить работу двигателя с

меньшей частотой вращения, увеличивая его ресурс. Ведущий вал коробки – вал-шестерня. Промежуточный вал установлен на цилиндрическом роликовом и шариковом подшипниках, шариковый подшипник может воспринимать осевые силы, возникающие на первой передаче и передаче заднего хода. Зубчатое колесо первой передачи нарезано непосредственно на промежуточном валу, остальные – закреплены при помощи сегментных шпонок. На этом же валу закреплена шестерня отбора мощности 6. Ведомый вал ступенчатый (наибольшее сечение на шлицевом участке, на которой установлена каретка первой передачи и заднего хода). Внутри ведомого вала выполнен осевой канал, куда подается масло для смазывания втулок свободно сидящих колес пятой, третьей и второй передач.

На рис. П. 1.4 показана трехвальная шестиступенчатая коробка передач с зубчатыми колесами постоянного зацепления на всех передачах. Подобная коробка передач установлена на эксплуатируемом в нашей стране автомобиле «Магирус-290».

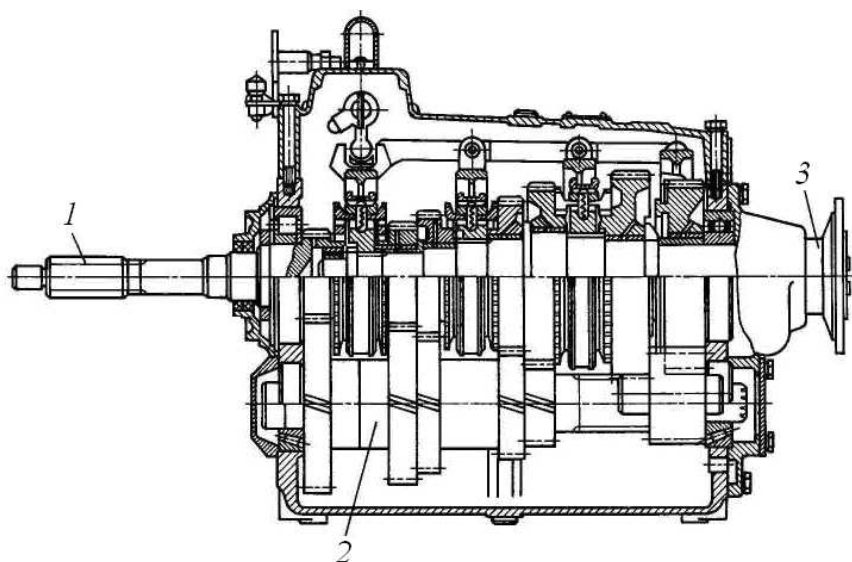


Рис. П. 1.4. Коробка передач автомобиля «Магирус-290»: 1–3 – валы соответственно ведущий, промежуточный и ведомый

Подшипники. В коробках передач применяются подшипники качения различных типов: шариковые радиальные, шариковые радиально-упорные,

роликовые радиальные с цилиндрическими роликами, роликовые радиально-упорные с коническими роликами, игольчатые. Подшипники, устанавливаемые на валу коробки передач, в большинстве конструкций воспринимают радиальные и осевые нагрузки. При установке шариковых подшипников осевую нагрузку воспринимает один из подшипников, поэтому наружное кольцо этого подшипника закрепляется в картере, а наружное кольцо другого подшипника имеет такую посадку в картере, которая позволяет ему перемещаться при тепловом удлинении вала. Одновременно такая установка подшипников позволяет упростить их монтаж. С этой же целью один из подшипников применяют роликовый с цилиндрическими роликами. Роликовые радиально-упорные подшипники иногда применяют в коробках передач грузовых автомобилей. Они устанавливаются в паре и требуют периодического регулирования.

Иногда один конец вала устанавливают на двухрядный радиально-упорный роликовый подшипник, а второй конец вала имеет «плавающую» опору. Если блок зубчатых колес с косым зубом устанавливается на роликовых подшипниках с цилиндрическими роликами, то осевые силы воспринимаются торцовыми шайбами (ГАЗ–3102, «Москвич–2140») [37]. Косозубые колеса постоянного зацепления, установленные на валу на игольчатых подшипниках, бронзовых втулках, фиксируются в осевом направлении выступами вала, шайбами и замковыми кольцами или гайками.

Нагрузки в коробке передач

На рис. П. 1.5 представлена схема трехвальной коробки передач [37] при включении одной передачи и схемы сил, действующих на зубчатые колеса и валы. На зубья пары постоянного зацепления привода промежуточного вала действуют окружная, радиальная и осевая силы (см. главу 2). При вычислении сил, действующих на зубья дополнительной коробки (мультипликатор

или демультипликатор), следует учитывать передаточные числа этих коробок.

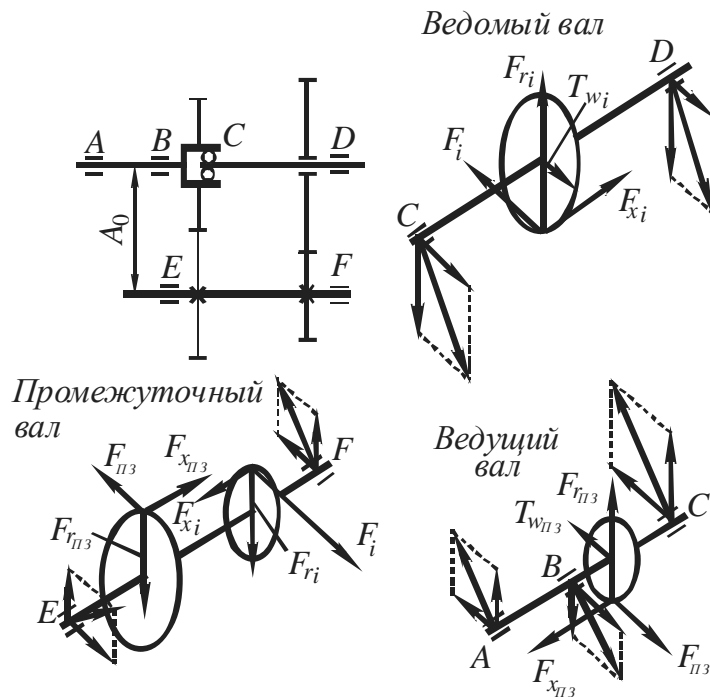


Рис. П. 1.5. Схема сил, действующих в трехвальной коробке передач [37]

Зубчатые колеса. Ширина зубчатого колеса коробки зависит от передаваемого момента и от расстояния между осями валов. Приближенно ширина зубчатого колеса может быть определена по формуле:

$$b = (5 \dots 8)m_n.$$

При применении зубчатых колес большой ширины повышаются требования к жесткости валов. При недостаточной жесткости валов изгиб последних вызывает концентрацию напряжений на краях зубьев. Расстояние между осями валов коробки передач, связано с передаваемым крутящим моментом следующей зависимостью:

$$a_w = a \sqrt[3]{T_{\max}},$$

где $a = 14,5 \dots 16$ для легковых автомобилей; и $a = 17,0 \dots 21,5$ для грузовых автомобилей.

В автомобильных коробках передач, как правило, применяются колеса с корригированными зубьями, что позволяет увеличить прочность зуба. Угол профиля зуба обычно $\alpha_w = 20^\circ$. Нормальный модуль m_n (см. главу 2) зависит от передаваемого крутящего момента (см. табл. П. 1.1).

Таблица П. 1.1

$T, \text{ Н}\cdot\text{мм}$	100...200	201...400	401...600	601.. 800	800...1000
$m, \text{ мм}$	2,25...2,5	2,6...3,75	3,76...4,25	4,26... 4,5	4,6...6

Во многих коробках передач нормальный модуль зубчатых колес не одинаков на всех передачах; на низших передачах нормальный модуль имеет более высокое значение, угол наклона зубьев $\beta = 25 \dots 40^\circ$ для легковых автомобилей и $\beta = 20 \dots 25^\circ$ для грузовых автомобилей.

Косозубые колеса имеют большую степень перекрытия, что обеспечивает большую прочность и бесшумность работы по сравнению с прямозубыми (см. раздел 2.2). Однако на косозубых колесах возникают осевые силы, пропорциональные углу наклона зубьев. В двухвальных коробках уравновесить осевые силы невозможно и они должны целиком восприниматься подшипниками. В трехвальных коробках осевые силы могут уравновешиваться на промежуточном валу на всех передачах, кроме первой передачи и заднего хода, если они выполнены на прямозубых колесах. Схема сил, действующих на зубчатые колеса промежуточного вала на одной передаче, показана на рис. П. 1. 6.

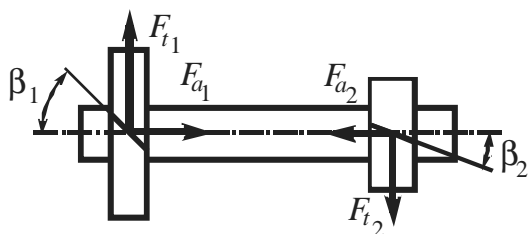


Рис. П. 1.6. Схема сил, действующих на зубчатые колеса промежуточного вала коробки передач

Из равенства осевых сил находим, если модули обоих зубчатых колес одинаковы $\operatorname{tg}\beta_1 / \operatorname{tg}\beta_2 = z_1/z_2$.

Полностью уравновесить осевые силы удастся практически не всегда, так как угол наклона зубьев зависит от нормального модуля и расстояния между осями валов. В этом случае подшипники должны быть рассчитаны на восприятие неуравновешенной осевой силы.

На прочность зубчатые передачи рассчитывают в соответствии с ГОСТ 21354–87. Для изготовления зубчатых колес КПП используются легированные стали:

цементуемые – 12ХНЗА, 20ХНЗА, 18ХГТ, 30ХГТ, 20ХГР и др. (глубина цементуемого слоя 0,8 ... 1,5 мм);

цианируемые – 35Х, 40Х, 40ХА и др. (глубина цианируемого слоя 0,2 ... 0,4 мм);

закаливаемые ТВЧ – 45, 55Л.

Твердость поверхности зуба (57 ... 64) HRC_Э, сердцевины (30 ... 46) HRC_Э. Для этих материалов допускаемое напряжение изгиба $\sigma_{F0} = 700 \dots 800$ МПа; допускаемое контактное напряжение $\sigma_{H0} = 1000 \dots 1200$ МПа (см. раздел 2.4) (большие напряжения соответствуют парам низших передач).

Валы. Валы коробок передач воспринимают крутящие и изгибающие моменты [37]. Кроме того, они должны быть достаточно жесткими, чтобы их прогиб не вызывал перекоса зубчатых колес, находящихся в зацеплении. Последовательность определения напряжений в валах: трехвальных коробках передач – ведомый, промежуточный вал, ведущий вал; в двухвальных коробках передач расчет можно начинать с любого из валов. Пользуясь схемой (например, приведенной на рис. П. 1.5), определяют силы, действующие на зубчатые колеса на всех передачах, по формулам, приведенным выше. Затем для каждой передачи находят реакции в опорах. После этого строят эпюры моментов и определяют наибольший изгибающий и крутящий моменты.

Расчет на усталость проводят в соответствии с главой 5.

Шлицевой участок вала рассчитывают по внутреннему диаметру.

Жесткость валов определяется по их прогибу. Силы F_x (рис. П. 1.5) дают прогиб валов в вертикальной плоскости, сила F_r дает прогиб в перпендикулярной плоскости. Прогиб вала в каждой плоскости должен лежать в пределах 0,05 ... 0,1 мм. Полный прогиб

$$f_{\Pi} = \sqrt{f_B^2 + f_r^2}, \quad f_{\Pi} \leq 0,2 \text{ мм.}$$

Валы должны обладать достаточной жесткостью, поэтому напряжения в них невысокие (200 ... 400 МПа).

Шлицы валов проверяют на смятие $[\sigma_{см}] = 200 \text{ МПа}$.

Для изготовления валов применяют обычно те же материалы, что и для зубчатых колес.

Долговечность подшипников. Критерием оценки эксплуатационных свойств подшипников является базовая долговечность, соответствующая 90 %-ной надежности (см. раздел 6.2).

Для определения долговечности подшипника необходимо иметь следующие данные: радиальные и осевые силы, действующие на подшипник на каждой передаче; ресурс коробки передач до капитального ремонта (в километрах пробега автомобиля или часах); среднюю техническую скорость движения; распределение пробега на передачах.

Радиальные и осевые силы, действующие на подшипник на каждой передаче представляют собой реакции опор валов коробки передач. Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник определяется для условий работы на каждой передаче. Для вычисления эквивалентной динамической нагрузки на подшипник коробки передач необходимо вначале определить долю работы подшипника на каждой передаче, учитывая нагрузку и соответствующее число оборотов за время работы на данной передаче. Суммируя по всей передачам, можно вычислить эквивалентную динамическую нагрузку. При

расчете подшипника на долговечность приведенная эквивалентная нагрузка на подшипник (ф. 6.18) учитывает максимальное значения крутящего момента двигателя $M_{к\max}$ за которое следует принимать расчетную величину его крутящего момента. Примерное распределение пробега автомобиля на передачах (в %) представлено в [39]. Базовая долговечность подшипника определяется в соответствии с ГОСТ 18865–82 по ресурсу (в млн. оборотов) или в тыс. км пробега. Ниже приведены значения ресурса (в тыс. км) коробки передач, которые определяют ее срок работы до капитального ремонта (см. табл. П. 1.2).

Таблица П. 1.2

Легковые автомобили: особо малого класса	100 ... 125
малого класса	125 ... 150
среднего класса	200 ... 250
Грузовые автомобили и автобусы	250 ... 500

Главные передачи

Главная передача – механизм трансмиссии колесных машин, преобразующий крутящий момент двигателя, она расположена перед ведущими колесами машины. Главные передачи можно классифицировать по следующим признакам:

- по числу пар зубчатых колес – одинарные, двойные;
- по числу передач – одноступенчатые, двухступенчатые, многоступенчатые;
- по месту расположения зубчатых колес – с центральной передачей, центральной и бортовыми передачами, центральной и колесными передачами.

Схема и конструкция главной передачи обусловлены [38] прежде всего передаточным числом передачи

$$u_n = 0,377 r_K (n_{a \max} / v_{\max}),$$

где $n_{a \max}$ – максимальная частота вращения ведущего вала, мин^{-1} ; v_{\max} – максимальная расчетная скорость машины, км/ч .

С увеличением грузоподъемности машин передаточные числа главной передачи возрастают. Условия применения типа главной передачи следующие:

при $u_n < 6 \dots 7$ – одинарная главная передача (передача с одной парой конических или гипоидных колес);

при $6 \dots 7 < u_n < 9 \dots 11$ – центральная двойная главная передача с двумя парами зубчатых колес или разнесенная главная передача с центральной передачей в сочетании с колесными или бортовыми передачами;

при $u_n > 11$ – разнесенная главная передача с парой конических колес в центральной передаче и колесными или бортовыми передачами.

Схема главной передачи зависит не только от передаточного числа, но и от требований к колесной машине (дорожного просвета, типа подвески, размещения передачи).

Мосты подразделяют на классы, принимая во внимание мощность двигателя, а также схему главных передач и размеры деталей [38].

Конструкции главных передач

Одинарные главные передачи [37].

Одинарная главная передача выполняется с парой конических или гипоидных колес. Гипоидные передачи по сравнению с коническими, имеющими криволинейные зубья, обладают следующими преимуществами:

- гипоидная шестерня имеет больший диаметр, чем обычная, что значительно повышает ее надежность;
- контактные напряжения на зубьях гипоидных передач ниже, чем у конических колес, что повышает усталостную долговечность;
- гипоидная передача работает более бесшумно.

В то же время у гипоидных передач наблюдается повышенное скольжение зубьев не только вдоль профиля зуба, но и по его длине, что обуславливает применение специального смазочного материала.

Червячная передача. При применении червячной передачи с верхним расположением червяка (рис. П 2.1, а) для многоосных автомобилей достаточно легко удастся организовать передачу крутящего момента к последовательно расположенным ведущим мостам и обеспечить благоприятные условия для работы карданной передачи. При нижнем расположении червяка (рис. П 2.1, б) возможно снижение уровня пола, создание благоприятных условий смазки червячной пары при обеспечении надежного уплотнения вала червяка. Однако условия работы карданной передачи в этом случае не благоприятны, так как увеличивается угол наклона карданного вала. Сравнительно с главными передачами других типов червячная главная передача имеет наименьшие размеры; наиболее бесшумна; обеспечивает большую плавность зацепления и, как следствие, минимальные динамические нагрузки.

Цилиндрическая передача. Применяется при поперечном расположении двигателя в переднеприводных автомобилях, цилиндрическая главная передача размещается в общем картере с коробкой передач и сцеплением (см. рис. П. 1.1). Шестерня главной передачи закрепляется на ведомом валу коробки передач, а иногда выполняется за одно целое с этим валом и устанавливается консольно. В существующих конструкциях зубья цилиндрической передачи выполняются прямыми («Форд Фиеста»), косыми (ВАЗ–2108, «Фиат Уно»), шевронными (Хонда). Передаточное число цилиндрической пары обычно принимают 3,5 ... 4,2.

Коническая передача (рис. П. 2.2). Из всех типов конических главных передач наиболее распространена передача со спиральным, в большинстве случаев круговым зубом, выполненным по дуге окружности, диаметр которой определяется диаметром резцовой головки.

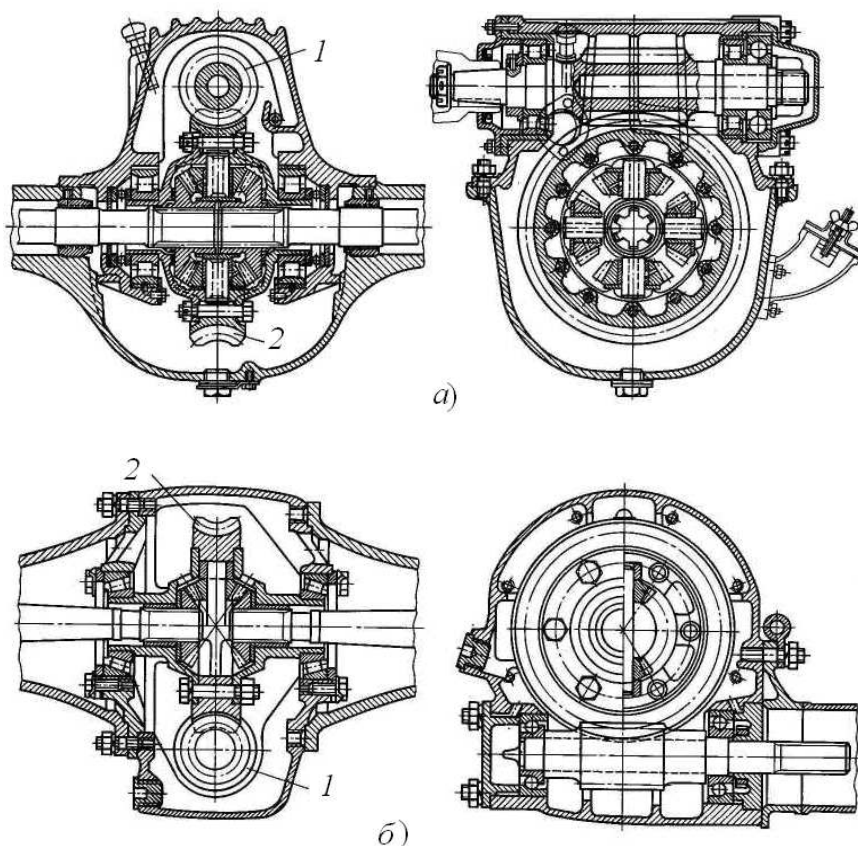


Рис. П. 2.1. Червячная главная передача: *а* – с верхним расположением червяка; *б* – с нижним расположением червяка; 1 – червяк; 2 – червячное колесо

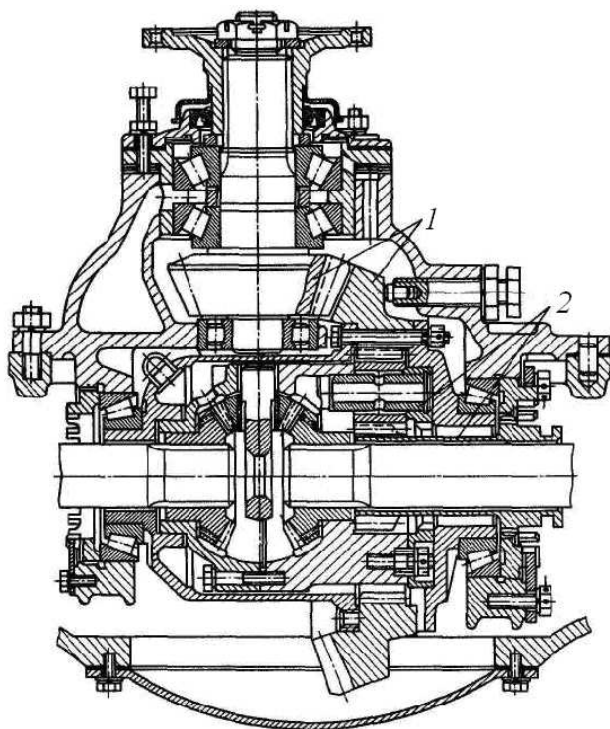


Рис. П. 2.2. Двухступенчатая планетарная главная передача: 1 – коническая пара; 2 – планетарный ряд

Размеры главной передачи с круговыми зубьями меньше, так как меньше диаметр шестерни. Число ее зубьев может быть доведено до $z = 5 \dots 6$. Применяемый в этих передачах угол наклона $\beta = 30 \dots 40^\circ$ позволят повысить число зубьев, одновременно находящихся в зацеплении, по сравнению с этим параметром прямозубых передач. Это обеспечивает снижение давления и динамических нагрузок на зуб, а также повышение износостойкости. Для улучшения приработки зубьев число зубьев колеса и шестерни не кратно, поэтому передаточное число всех типов главных передач выражается не целым числом.

Гипоидная главная передача (рис. П. 2.3). Стремление снизить центр масс легковых автомобилей привело к созданию гипоидной главной передачи. В отличие от конической передачи в гипоидной оси зубчатых колес не пересекаются, а перекрещиваются. Начальными поверхностями гипоидной пары являются поверхности гиперboloидов вращения. При этом ось шестер-

ни получает смещение относительно оси колеса. Смещение может быть нижним, как на рисунке, и верхним. Повышение прочности гипоидной передачи обусловлено увеличением среднего диаметра шестерни.

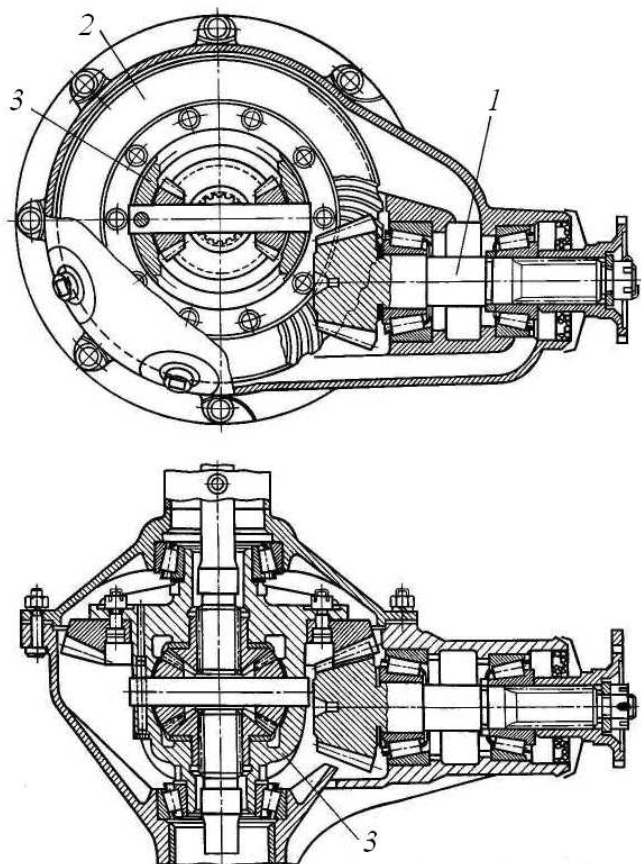


Рис. П. 2.3. Гипоидная главная передача ГАЗ-3102: 1 – шестерня; 2 – колесо; 3 – дифференциал

Двойные главные передачи. Центральная главная передача. На грузовых автомобилях и автобусах, когда необходимо обеспечить передачу большого крутящего момента при соответственно большом передаточном числе, используют двойную главную передачу. Центральные двойные главные передачи (представляют собой сочетание конической или гипоидной пары с цилиндрической, которые объединены в общем картере [37, 38, 39]. Их используют для грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности, автобусов. В трехосных автомобилях двойная главная передача промежуточного моста имеет проходной ведущий вал для привода главной передачи заднего

моста (автомобили КамАЗ, «Урал»). Разнесенные двойные главные передачи состоят из центрального редуктора и конической передачи (иногда бортовой) и применяются для грузовых автомобилей большой грузоподъемности (автомобили МАЗ, «Магirus»), а также для автомобилей высокой проходимости (автомобили ЛуАЗ, УАЗ). Различают три основных типа центральной двойной передачи:

1) первая ступень – конические или гипоидные зубчатые колеса, вторая – цилиндрические зубчатые колеса (рис. П. 2.4);

2) первая ступень – цилиндрические зубчатые колеса, вторая – конические (рис. П. 2.5);

3) первая ступень – конические зубчатые колеса, вторая – планетарные цилиндрические (рис. П. 2.2).

Наибольшее распространение получил первый тип главной передачи. На рис. П. 2.24 показана главная передача ведущего моста колесной машины. Мосты подобного типа устанавливают на трех- и четырехосных машинах. При разнесенных передачах в центре ведущего моста размещают одну коническую пару и дифференциал, а по концам – колесные или бортовые передачи. Замена двойной центральной передачи заднего моста на двойную разнесенную позволяет значительно расширить типаж машин, уменьшить размеры дифференциала и полуосей, получить необходимый дорожный просвет.

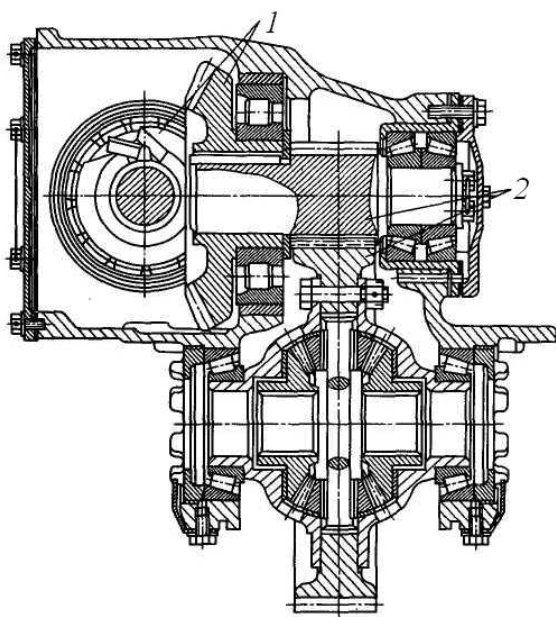


Рис. П. 2.4. Главная передача ведущего моста колесной машины «Урал-375»: 1 – коническая пара; 2 – цилиндрическая пара

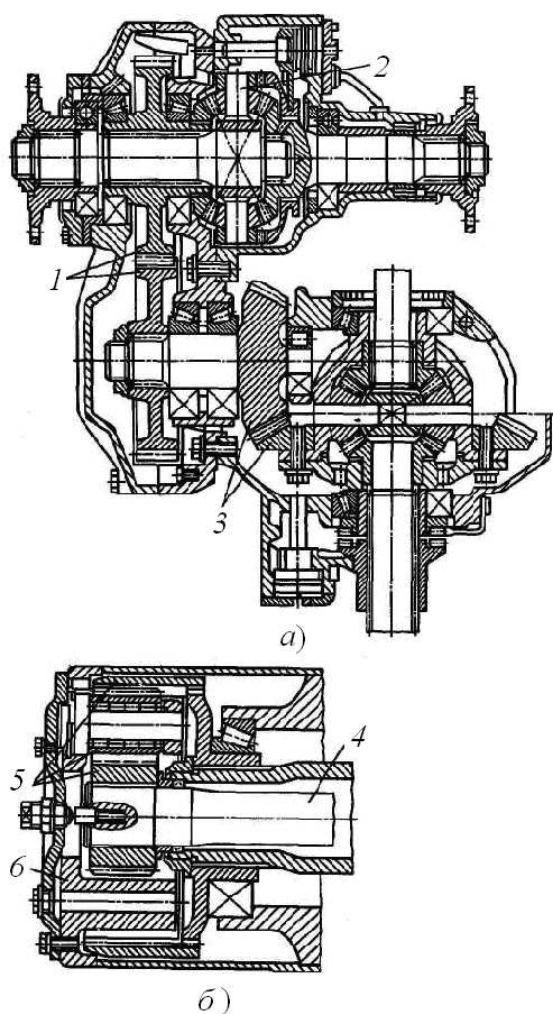


Рис. П. 2.5. Разнесенная главная передача трехосной машины Магирус-Дойтц: *а* – центральная передача; *б* – колесный редуктор; 1 – цилиндрическая пара; 2 – межосевой дифференциал; 3 – коническая пара главной передачи; 4 – полуось; 5 – колесный редуктор; 6 – ступица

Прочность зубьев, подшипники, материалы

Выход из строя главной передачи связан в первую очередь с износом зубьев – более 70 %, усталостным выкрашиванием (питтингом) – более 20 % и поломками – менее 5 % зубьев. Ресурс главных передач до капитального ремонта лежит в пределах 125 ... 250 тыс. км пробега для легковых автомобилей, 200 ... 500 тыс. км пробега для грузовых автомобилей и автобусов.

Прочность зубьев конических (см. раздел 2.3) и гипоидных зубчатых колес рассчитывают по ГОСТ 21354–87.

Долговечность подшипников можно определить по методике, изложенной в гл. 6.2.

КОНСТРУКЦИЯ УЗЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

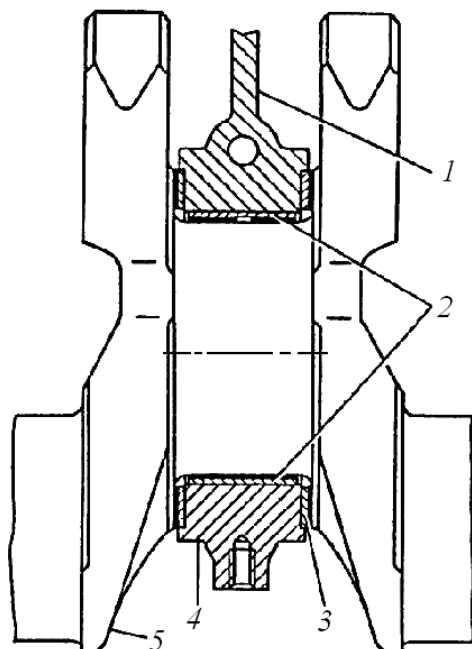


Рис. П. 3.1. Средний (упорный) подшипник коленчатого вала: 1 – блок цилиндров; 2 – вкладыши подшипника; 3 – упорные полу-шайбы; 4 – крышка подшипника; 5 – коленчатый вал

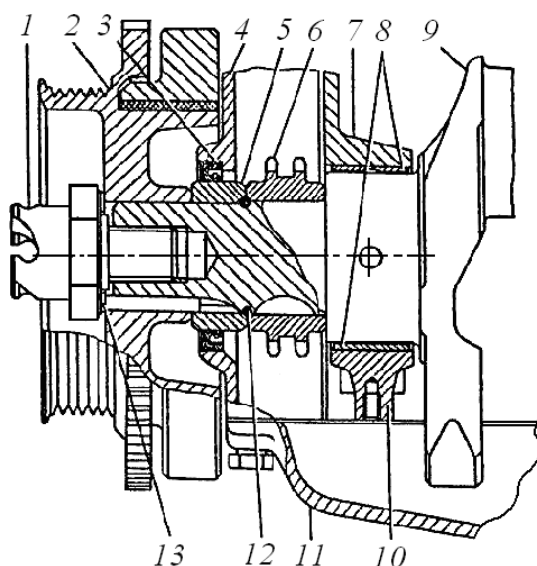


Рис. П. 3.2. Передний конец коленчатого вала: 1 – храповик (или болт); 2 – шкив-демпфер с диском синхронизации; 3 – манжета; 4 – крышка цепи; 5 – втулка; 6 – звездочка; 7 – блок цилиндров; 8 – вкладыши подшипника; 9 – коленчатый вал; 10 – крышка подшипника; 11 – масляный картер; 12 – резиновое уплотнительное кольцо; 13 – стопорная шайба храповика

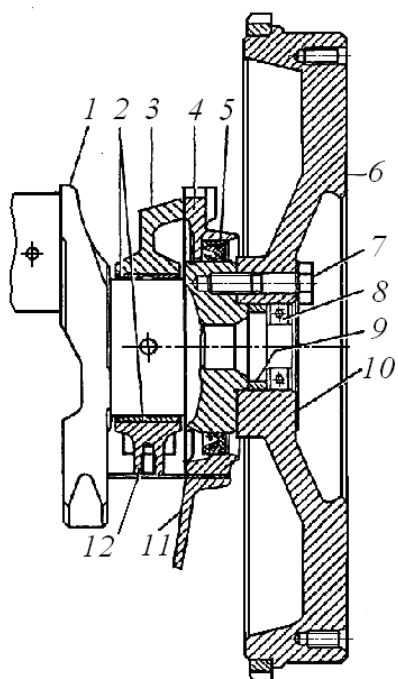


Рис. П. 3.3. Задний конец коленчатого вала: 1 – коленчатый вал; 2 – вкладыши подшипника; 3 – блок цилиндров; 4 – крышка; 5 – манжета; 6 – маховик; 7 – болт крепления маховика; 8 – подшипник; 9 – распорная втулка; 10 – шайба болтов маховика; 11 – масляный картер; 12 – крышка подшипника

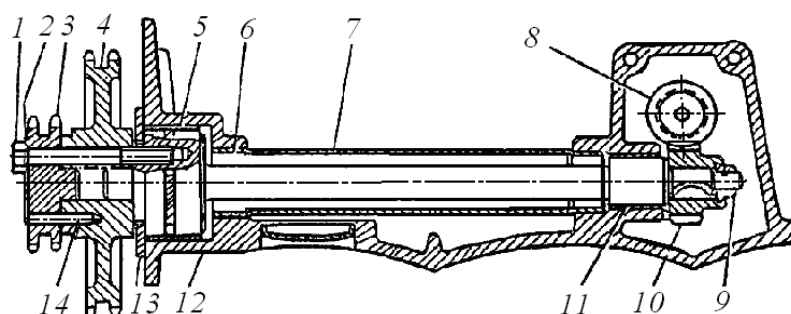


Рис. П. 3.4. Промежуточный вал: 1 – болт; 2 – стопорная пластина; 3 – ведущая звездочка; 4 – ведомая звездочка; 5 – передняя втулка вала; 6 – промежуточный вал; 7 – труба промежуточного вала; 8 – шестерня ведомая привода масляного насоса; 9 – гайка; 10 – шестерня ведущая привода масляного насоса; 11 – задняя втулка вала; 12 – блок цилиндров; 13 – фланец промежуточного вала; 14 – штифт

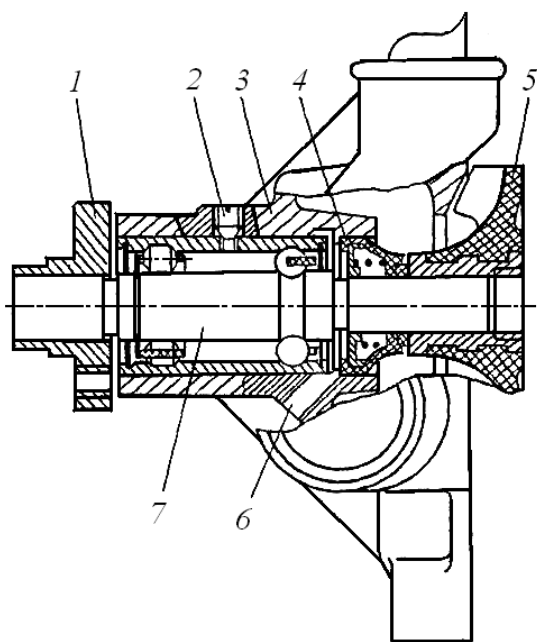


Рис. П. 3.5. Водяной насос: 1 – ступица; 2 – фиксатор; 3 – корпус; 4 – сальник; 5 – крыльчатка; 6 – контрольное отверстие для выхода охлаждающей жидкости; 7 – валик с подшипником

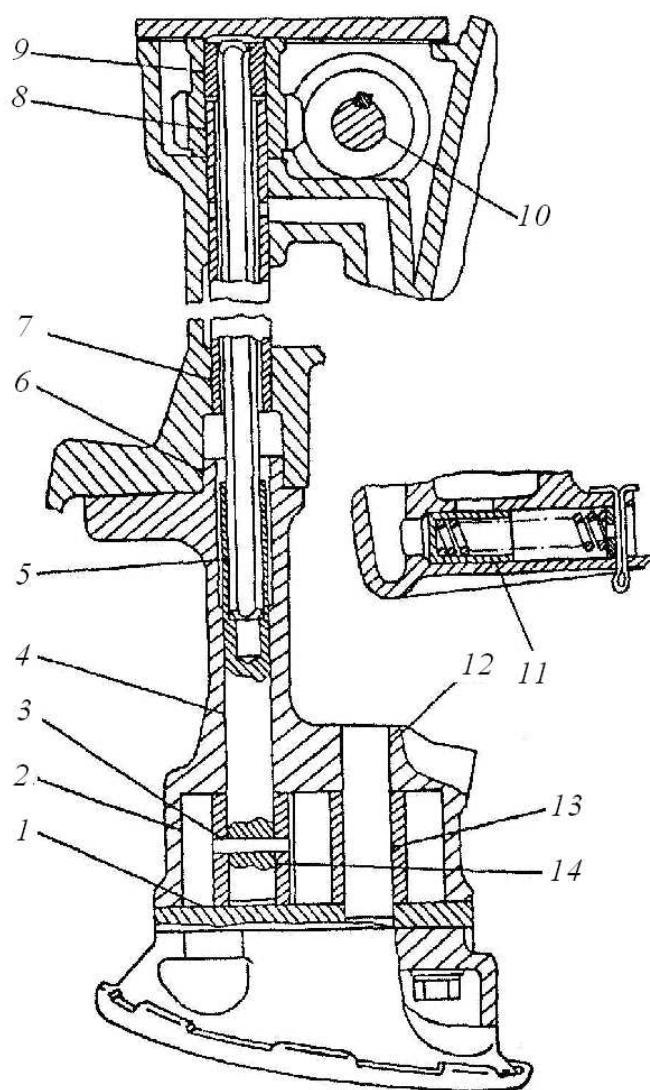


Рис. П. 3.6. Масляный насос двигателя автомобиля «Газель»

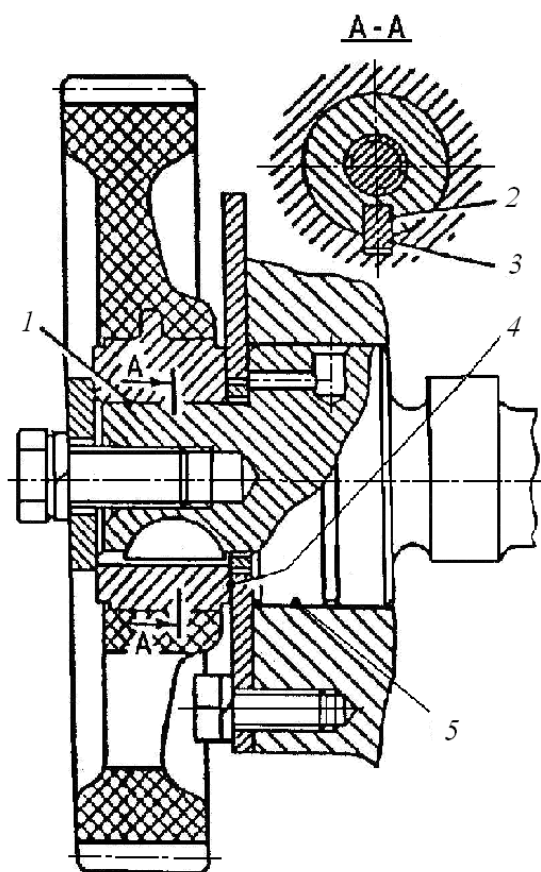


Рис. П. 3.7. Привод распределительного вала двигателя автомобиля «Газель»

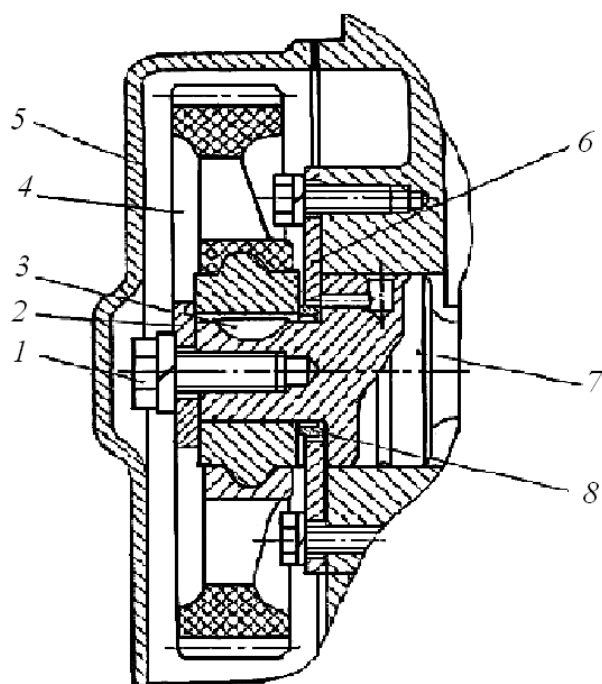


Рис. П. 3.8. Привод распределительного вала: 1 – болт; 2 – шайба; 3 – шпонка; 4 – шестерня; 5 – крышка распределительных шестерен; 6 – упорный фланец; 7 – распределительный вал; 8 – распорная втулка

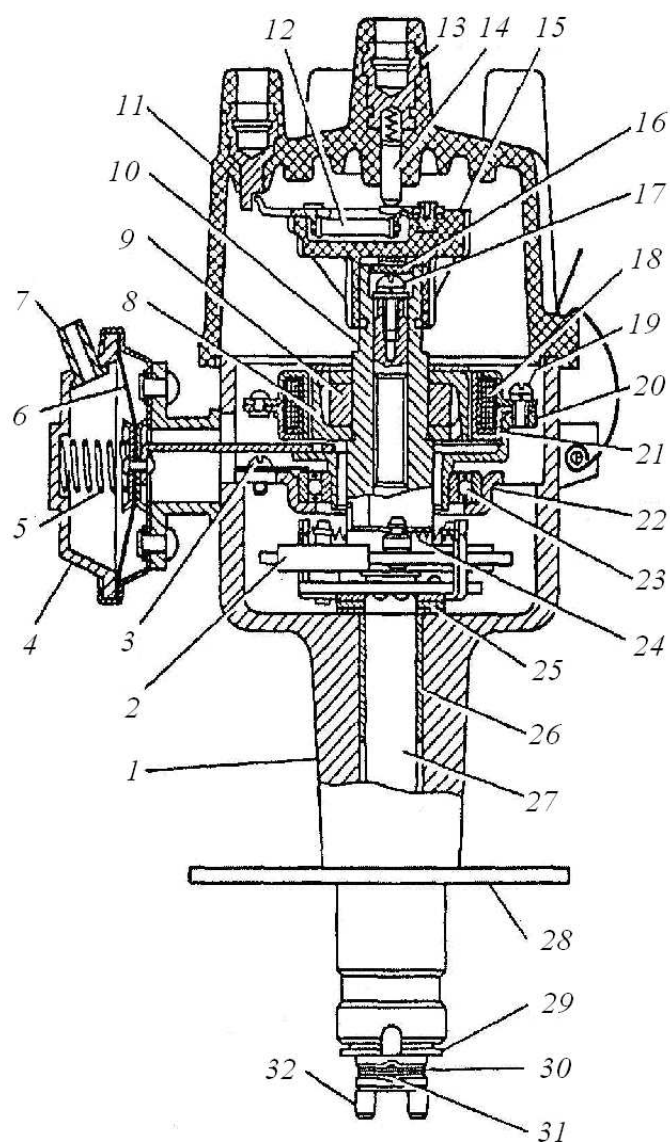


Рис. П. 3.9. Датчик-распределитель. 1 – корпус; 2 – грузик центробежного автомата; 3 – винт крепления подшипника; 4 – вакуумный автомат; 5 – пружина вакуумного автомата; 6 – диафрагма; 7 – штуцер; 8 – магнитопровод ротора; 9 – постоянный магнит ротора; 10 – ротор; 11 – крышка; 12 – помехоподавительное сопротивление; 13 – центральный вывод; 14 – центральный контакт; 15 – бегунок; 16 – фильц; 17 – винт крепления ротора; 18 – обмотка статора; 19 – винт крепления статора; 20 – статор; 21 – магнитопровод обмотки статора; 22 – опора статора; 23 – подшипник; 24 – пружина грузика; 25 – упорные шайбы; 26 – втулка; 27 – валик; 28 – октан-корректор; 29 – упорная шайба; 30 – стопорное кольцо; 31 – штифт; 32 – муфта привода

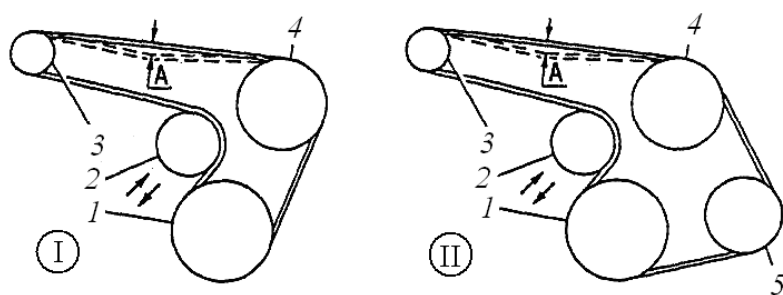


Рис. П. 3.10. Схема натяжения ремня привода агрегатов: I – для автомобилей без гидроусилителя руля; II – для автомобилей с гидроусилителем руля; 1 – шкив коленчатого вала; 2 – натяжной ролик; 3 – шкив генератора; 4 – шкив водяного насоса; 5 – шкив насоса ГУР (для автомобилей с ГУР)

КОНСТРУКЦИИ НЕКОТОРЫЕ УЗЛОВ АВТОМОБИЛЯ

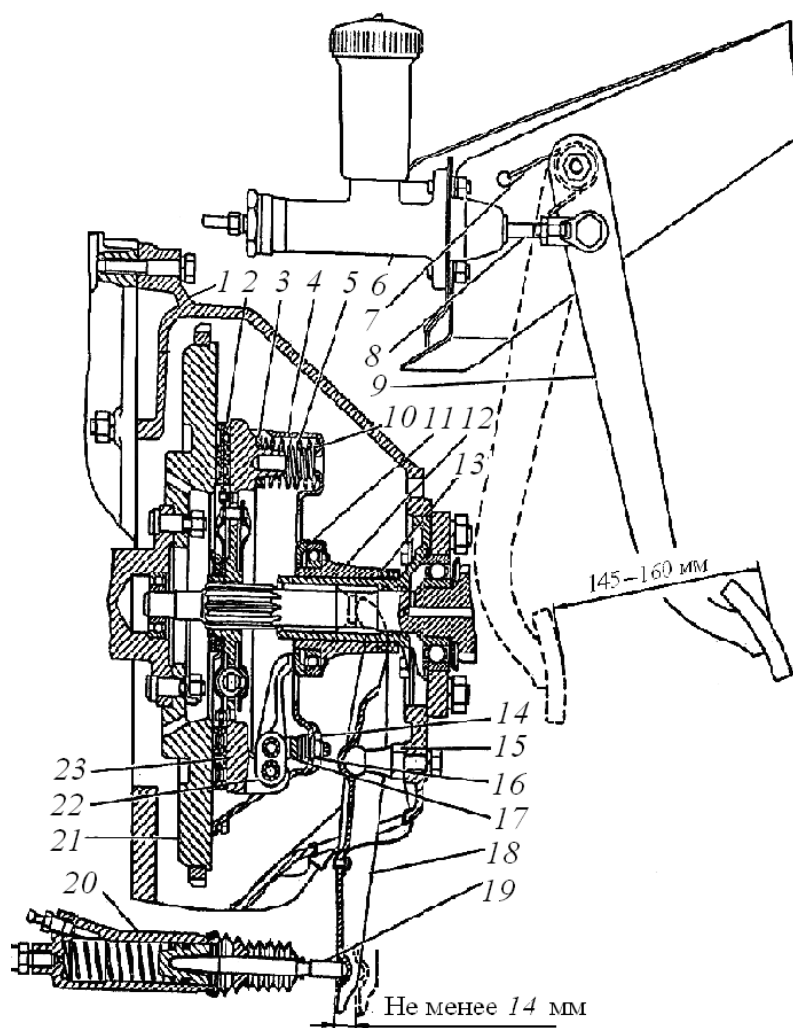


Рис. П. 4.1. Пружинно-рычажное сцепление и привод выключения сцепления: 1 – картер сцепления; 2 – ведомый диск сцепления; 3 – теплоизолирующая шайба; 4 – кожух; 5, 10 – пружина нажимная; 6 – главный цилиндр выключения сцепления; 7 – оттяжная пружина педали; 8 – толкатель рабочего цилиндра; 9 – педаль; 11 – подшипник выключения сцепления; 12 – муфта выключения сцепления; 13 – поролоновые кольца; 14 – сферическая гайка; 15 – шаровая опора; 16 – коническая пружина; 17 – опорная вилка; 18 – вилка выключения сцепления; 19 – толкатель рабочего цилиндра; 20 – рабочий цилиндр привода выключения сцепления; 21 – маховик; 22 – рычаг выключения сцепления; 23 – нажимной диск

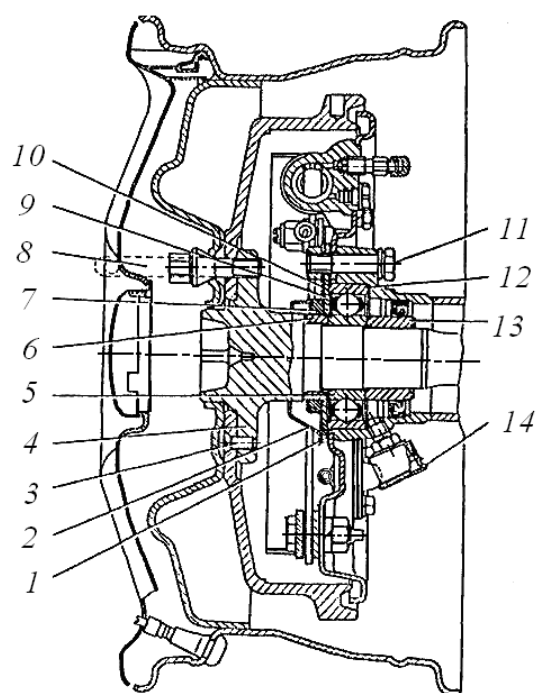


Рис. П. 4.2. Задний мост (наружная часть): 1 – уплотнительная прокладка; 2 – маслоотражатель; 3 – винт крепления тормозного барабана; 4 – полуось; 5 – подшипник полуоси; 6 – втулка; 7 – войлочный уплотнитель; 8 – установочная шпилька (болт крепления колеса); 9 – 10 пластина; 11 – болт; 12 – пружинное кольцо; 13 – задняя втулка; 14 – колпачковая масленка

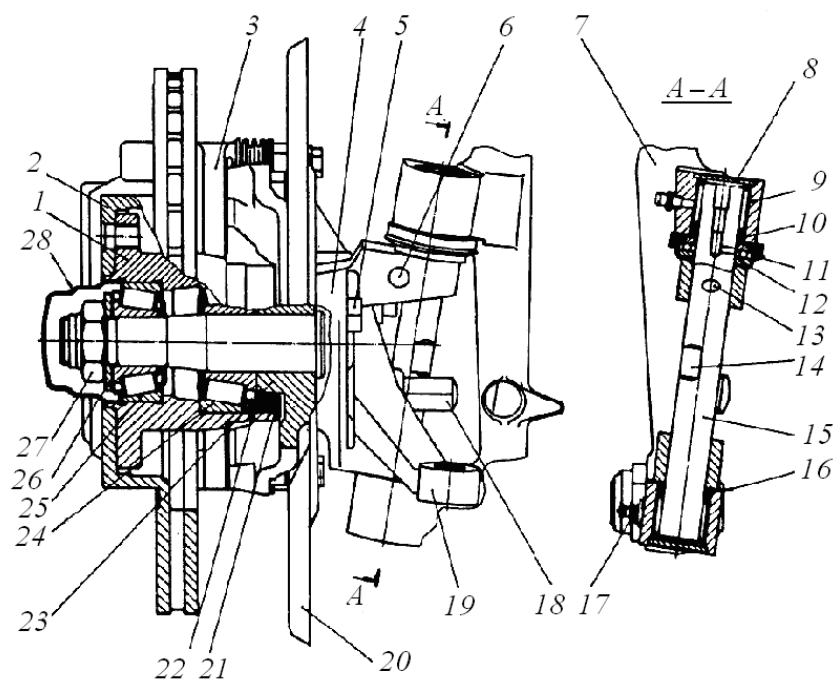


Рис. П. 4.3. Поворотный кулак со стойкой, кронштейном и ступицей: 1 – ступица; 2 – диск тормоза; 3 – скоба тормоза; 4 – поворотный кулак; 5 – болт; 6 – стопорный штифт; 7 – стойка; 8 – заглушка, 9 – игольчатый подшипник; 10 – резиновые уплотнительные кольца; 11 – уплотнитель упорного подшипника; 12 – упорный шарь подшипник; 13 – лыска под штифт; 14 – лыска под ключ; 15 – шкворень; 16 – регулировочные прокладки; 17 – прессмасленка; 18 – ограничитель поворота; 19 – поворотный рычаг; 20 – щит тормоза; 21 – манжета; 22 – упорная шайба; 23 – кронштейн с цапфой; 24 – конический роликовый подшипник; 25 – наружный роликовый подшипник; 26 – упорная шайба; 27 – гайка; 28 – колпак ступицы

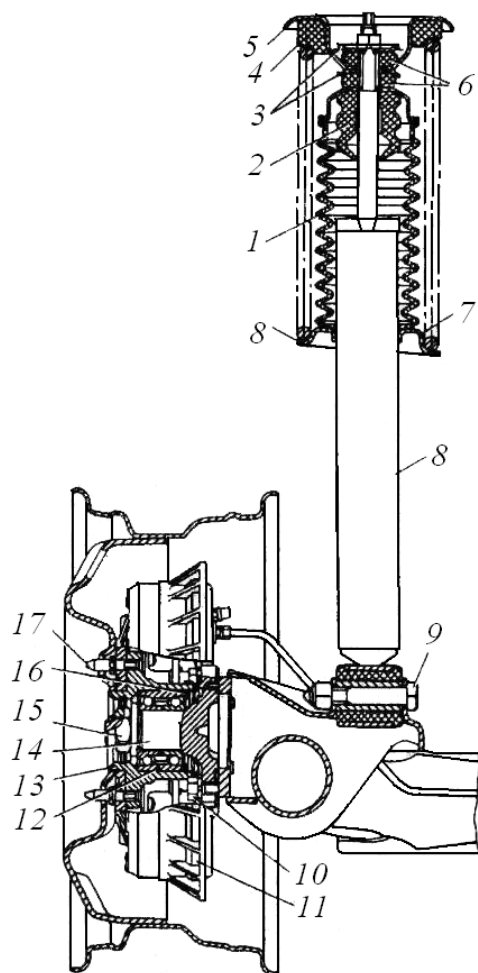


Рис. П. 4.4. Задний мост с амортизатором ВАЗ 2108: 1 – защитный кожух; 2 – буфер хода сжатия; 3 – опорная шайба; 4 – изолирующая прокладка пружины; 5 – верхняя опорная чашка пружины подвески; 6 – подушки крепления штока амортизатора; 7 – нижняя опорная чашка пружины; 8 – амортизатор; 9 – болт крепления амортизатора; 10 – болт крепления оси ступицы колеса; 11 – тормозной барабан; 12 – подшипник ступицы; 13 – ступица колеса; 14 – ось; 15 – гайка; 16 – стопорное кольцо; 17 – установочный штифт

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Решетов, Д. Н. Детали машин : учеб. для вузов / Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Иванов, М. Н. Детали машин : учеб. для вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М.: Высшая школа, 2007. – 408 с.
3. А. с. 926578 СССР, МКИ G01 N19/02 Способ определения удельной прочности на сдвиг соединения с натягом / М. С. Дрозд, М. М. Матлин. – Оpubл. 07.05.82. Бюл. № 17.
4. Дрозд, М. С. Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации / М. С. Дрозд, М. М. Матлин, Ю. И. Сидякин. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.
5. А. с. 815593 СССР, МКИ G01 N3/56 Способ определения фактической площади контакта сопряженных цилиндрических деталей / М. С. Дрозд, М. М. Матлин. – Оpubл. 23.03.81. Бюл. № 11.
6. Тескер, Е. И. Критерии предельных состояний при контактном нагружении деталей приводов и трансмиссий / Е. И. Тескер, М. М. Матлин. – М.: Машиностроение-1, 2006. – 224 с.
7. Каблов, В. Ф. Клеевые соединения в конструкциях наземных транспортных средств : учеб. пособие / В. Ф. Каблов, Э. Ф. Крейчи, М. М. Матлин. – Волгоград: ВолгГТУ, 2001. – 76 с.
8. Крейчи, Э. Ф. Упругие элементы в конструкциях наземных транспортных систем : учеб. пособие / Э. Ф. Крейчи, М. М. Матлин. – Волгоград: ВолгГТУ, 2002. – 124 с.
9. Крейчи, Э. Ф. Зубчато-ременные передачи в конструкциях наземных транспортных средств : учеб. пособие / Э. Ф. Крейчи, М. М. Матлин. – Волгоград: ВолгГТУ, 2003. – 50 с.
10. Крейчи, Э. Ф. Сосуды наземных транспортных средств, работающих под давлением. Техническое диагностирование : учеб. пособие / Э. Ф. Крейчи, М. М. Матлин, А. И. Мозгунова. – Волгоград: ВолгГТУ, 2006. – 52 с.
11. Асеев, Н. В. Износостойкость сопрягающихся деталей механического оборудования наземных транспортных систем : учеб. пособие / Н. В. Асеев, Е. Н. Асеева, Э. Ф. Крейчи, М. М. Матлин. – Волгоград: ВолгГТУ, 2000. – 99 с.
12. Матлин, М. М. Закономерности упругопластического контакта в задачах поверхностного пластического деформирования / М. М. Матлин, С. Л. Лебский, А. И. Мозгунова. – М.: Машиностроение-1, 2007. – 218 с.
13. Матлин, М. М. Дробеударное упрочнение деталей машин / М. М. Матлин, В. О. Мосейко, В. В. Мосейко. – М.: Машиностроение-1, 2008. – 230 с.

14. Крейчи, Э. Ф. Основы проектирования деталей и сборочных единиц транспортных машин и транспортно-технологических комплексов : учеб. пособие / Э. Ф. Крейчи, М. М. Матлин, О. Д. Косов, Е. Н. Казанкина. – Волгоград: ВолгГТУ, 2004. – 126 с.
15. Крейчи, Э. Ф. Техническое диагностирование конструкций и деталей машин : учебно-метод. пособие / Э. Ф. Крейчи, М. М. Матлин, И. М. Шандыбина, М. Я. Иткис. – Волгоград: ВолгГТУ, 1998. – 76 с.
16. Крейчи, Э. Ф. Ремонт агрегатов, деталей и элементов конструкций наземных транспортных систем и их механического оборудования : учеб. пособие / Э. Ф. Крейчи, М. М. Матлин, Е. И. Тескер. – Волгоград: ВолгГТУ, 1999. – 192 с.
17. Матлин, М. М. Расчет допускаемых напряжений для оценки контактной прочности зубьев зубчатых передач / М. М. Матлин, А. В. Бабаков // Машиностроитель. – 2000. – № 9. – С. 20 – 23.
18. Патент 2123175 Российская Федерация, МКИ⁴ G01 N3/00, 3/32, 3/48 Способ определения предела контактной выносливости / М. М. Матлин – Оpubл. 10.12.1998. Бюл. № 34.
19. Патент 2350920 Российская Федерация, МКИ⁴ G01 M13/04 Способ определения базовой статической грузоподъемности шарикового подшипника качения / М. М. Матлин, А. И. Мозгунова, А. А. Стариков. – Оpubл. 27.03.2009. Бюл. № 9.
20. Патент 2350919 Российская Федерация, МКИ⁴ G01 M13/04 Способ определения базовой статической грузоподъемности роликового подшипника качения / М. М. Матлин, А. И. Мозгунова, А. А. Стариков. – Оpubл. 27.03.2009. Бюл. № 9.
21. Патент 2011182 Российская Федерация, МКИ⁵ G01 N3/40 Способ определения предела прочности материала / Ю. И. Славский, М. М. Матлин – Оpubл. 10.08.1994. Бюл. № 7.
22. А. с. 1147951 СССР, МКИ⁴ G01 N3/42 Способ определения физико-механических свойств материала / М. С. Дрозд, М. М. Матлин – Оpubл. 30.03.1985. Бюл. № 12.
23. Патент 2086947 Российская Федерация, МКИ⁴ G01 N3/00 Способ определения предела текучести материала / Ю. И. Славский, М. М. Матлин. – Оpubл. 10.08.1997. Бюл. № 22.
24. А. с. 280022 СССР, МКИ G01 N3/48 Способ определения твердости материала / М. С. Дрозд, Ю. И. Славский – Оpubл. 26.08.1970. Бюл. № 27.
25. ГОСТ 18661–73. Сталь. Измерение твердости методом ударного отпечатка. – Введ. 01.01.74. – М.: Издательство стандартов, 1973. – 25 с. – (Межгосударственный стандарт).

26. ГОСТ 28868–90. Металлы и сплавы цветные. Измерение твердости методом ударного отпечатка. – Введ. 01.01.92. – М.: Издательство стандартов, 1990. – 7 с. – (Межгосударственный стандарт).
27. Гудков, А. А. Методы измерения твердости металлов и сплавов / А. А. Гудков, Ю. И. Славский – М.: Металлургия, 1982. – 168 с.
28. Оперативный контроль прочности металлоизделий энергетического оборудования / М. М. Матлин, С. Л. Лебский, И. М. Шандыбина // Энергоэффективность Волгоградской области. – 2009. – № 5. – С. 28 – 30.
29. Матлин, М. М. Оперативное определение прочностных свойств деталей / М. М. Матлин, Е. Н. Казанкина // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 6. – С. 34 – 35.
30. Матлин, М. М. Определение глубины пластически деформированного слоя при упрочняющей обкатке деталей цилиндрическими роликами / М. М. Матлин, С. Л. Лебский, А. В. Бабаков // Вестник машиностроения. – 2002. – № 910. – С. 53 – 55.
31. А. с. 577750 СССР, МКИ⁴ В24 В31/00 Устройство для поверхностного пластического деформирования деталей / М. С. Дрозд, Ю. И. Славский, Ю. И. Рубенчик, М. М. Матлин – Оpubл. 27.06.02. Бюл. № 18.
32. Патент 2156683 Российская Федерация, МКИ⁴ В24 С1/00, С21 D7/06 Способ упрочнения стальных пластин / М. М. Матлин, С. Л. Лебский. – Оpubл. 27.09.2000. Бюл. № 27.
33. Матлин, М. М. Метод, повышающий эффективность упрочнения деталей дробью / М. М. Матлин, С. Л. Лебский, А. И. Мозгунова // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 10. – С. 35 – 36.
34. Патент 2194263 Российская Федерация, МКИ⁷ G01 N3/00 Способ определения толщины упрочненного наклепом поверхностного слоя / М. М. Матлин, С. Л. Лебский, А. И. Мозгунова. – Оpubл. 10.12.2002. Бюл. № 34.
35. А. с. 1400862 СССР, МКИ⁴ В24 В39/00 Способ упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием / М. С. Дрозд, С. Л. Лебский, М. М. Матлин, Ю. И. Сидякин. – Оpubл. 07.06.88. Бюл. № 21.
36. Матлин, М. М. Проектирование процесса обкатывания деталей цилиндрическим роликом / М. М. Матлин, А. В. Бабаков // Вестник машиностроения. – 2002. – № 5. – С. 60 – 63.

37. Осепчуков, В. В. Автомобиль : анализ конструкций, элементы расчета : учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / В. В. Осепчуков, А. К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.; ил.

38. Конструирование и расчет колёсных машин высокой проходимости : расчет агрегатов и систем : учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / Н. Ф. Бочаров, Л. Ф. Жеглов, В. Н. Зузов и др.; Под общ. ред. Н. Ф. Бочарова, Л. Ф. Жеглова. – М.: Машиностроение, 1994. – 404 с.: ил.

39. Шарипов, В. М. Конструирование и расчет тракторов : учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «автомобиле- и тракторостроение» направления подготовки дипломированных специалистов «Транспортные машины и транспортно – технологические комплексы» / В. М. Шарипов. – М.: Машиностроение, 2004. – 592 с.: ил.

Учебное издание

Михаил Маркович **Матлин**
Анна Ивановна **Мозгунова**
Сергей Львович **Лебский**
Ирина Михайловна **Шандыбина**

ОСНОВЫ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН
Учебное пособие

Редактор *Л. Н. Рыжих*

Темплан 2010 г. (учебники и учебные пособия) Поз №

Подписано в печать 00.00.2010. Формат 60×84 1/16.

Бумага газетная. Гарнитура Times. Печать офсетная

Усл. печ. л. . Уч.-изд. л.

Тираж экз. Заказ

Волгоградский государственный технический университет
400131, Волгоград, пр. им. В.И. Ленина, 28, корп. 1.

Отпечатано в типографии ВолгГТУ.
400131, Волгоград, пр. им. В.И. Ленина, 28, корп. 7.