

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

Т.А. ХИБНИК, И.С. БАРМАНОВ

ВОПРОСЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ И ДЕТАЛЕЙ МАШИН В КУРСЕ «ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве учебного пособия для обучающихся по основным образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 23.03.01 Технология транспортных процессов, 28.03.02 Нанотехнологии, 25.03.02 Техническая эксплуатация авиационных электросистем и пилотажно-навигационных комплексов

САМАРА

Издательство Самарского университета

2022

УДК 539(075)

ББК 30.121я7

X421

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. С. В. Ф а л л а е в;

д-р техн. наук, проф. Я. М. К л е б а н о в

Хибник, Татьяна Алексеевна

X421 **Вопросы сопротивления материалов и деталей машин в курсе «Прикладная механика»: учебное пособие / Т.А. Хибник, И.С. Барманов.** – Самара: Издательство Самарского университета, 2022. – 80 с.: ил.

ISBN 978-5-7883-1836-3

В пособии изложены основные положения сопротивления материалов и деталей машин в курсе «Прикладная механика».

Предназначено для студентов, изучающих дисциплину «Прикладная механика», по направлениям подготовки 23.03.01 Технология транспортных процессов, 28.03.02 Наноинженерия, 25.03.02 Техническая эксплуатация авиационных электросистем и пилотажно-навигационных комплексов.

Подготовлено на кафедре основ конструирования машин.

УДК 539(075)

ББК 30.121я7

ISBN 978-5-7883-1836-3

© Самарский университет, 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 ОСНОВЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ.....	5
1.1 Основные гипотезы и допущения.....	5
1.2 Реальный объект и расчетная схема.....	7
1.3 Внутренние силовые факторы. Метод сечений.....	9
1.4 Понятие о напряжении и деформации.....	14
1.5 Механические свойства конструкционных металлов.....	17
1.6 Условия прочности и жесткости.....	21
1.7 Механические свойства материала при циклических нагрузках.....	23
1.8 Факторы, влияющие на сопротивление усталости.....	26
1.9 Расчеты на прочность при переменных напряжениях.....	29
1.10 Теория напряженно-деформированного состояния. Теории прочности.....	30
1.11 Геометрические характеристики поперечных сечений.....	33
1.12 Напряженно-деформированное состояние при различных видах деформаций.....	36
2 ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ, УЗЛОВ И МЕХАНИЗМОВ МАШИН.....	43
2.1 Критерии работоспособности.....	43
2.2 Проект, проектирование. Стадии проектирования.....	48
2.3 Механические передачи.....	49
2.4 Валы и оси.....	58
2.5 Подшипники качения.....	64
2.6 Соединения.....	67
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	79

ВВЕДЕНИЕ

Курс «Прикладная механика» является общеобразовательной базовой (обязательной) дисциплиной в системе подготовки инженеров по программам бакалавриата, специалитета. Он является основой и связующим со специальными дисциплинами.

Механика в прикладном значении является технической наукой, посвященной исследованиям устройств и принципов работы механизмов. В зависимости от решаемых задач она включает в себя основные разделы следующих дисциплин: теоретическая механика, теория механизмов и машин, сопротивление материалов, детали машин, взаимозаменяемость, допуски и посадки [1-7].

Учебное пособие дает общее представление об истории возникновения и развития механики, устройстве и принципах действия и проектирования механизмов, свойствах материалов, методах расчета элементов конструкций на прочность. Пособие состоит из двух разделов, логически связанных между собой. Первый раздел посвящен основам сопротивления материалов – науке о прочности и жесткости инженерных конструкций. Второй раздел, опираясь на базу первого раздела, необходим для изучения вопросов проектирования наиболее распространенных механизмов и расчетов на прочность деталей машин.

1 ОСНОВЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

Сопrotивление материалов – это наука, в которой изложены инженерные методы и принципы расчёта элементов сооружений и машин на прочность, жёсткость и устойчивость. Для обеспечения нормальной работы конструкция должна удовлетворять необходимым условиям прочности, жёсткости и устойчивости.

Способность материала или конструкции выдерживать заданные нагрузки, не разрушаясь, называется **прочностью**.

Способность материала или конструкции воспринимать воздействие внешних нагрузок, не изменяя свои первоначальные формы и размеры, называется **жёсткостью**.

Способность конструкции или элементов сооружений сохранять при действии нагрузок первоначальную форму упругого равновесия называется **устойчивостью**.

Деформация – изменение формы, размеров и отдельных частей тела при действии на него внешних сил. Если после снятия нагрузок деформации исчезают полностью, то они называются **упругими**, если не исчезают, то – **остаточными** или **пластичными**.

Перемещение – изменение положения тела или его отдельных частей при действии нагрузок.

1.1 Основные гипотезы и допущения

Реальные материалы обладают разнообразными физическими свойствами и характерной для каждого из них структурой.

Основные допущения о свойствах материалов.

1. Гипотеза сплошности и однородности материала. Материал является **сплошным**, т.е. полностью заполняет весь объём, ограниченный поверхностью тела, без каких-либо пустот и

однородным, т.е. его свойства одинаковы во всех точках объема. Учитывая это, можно использовать математический аппарат дифференциального и интегрального исчисления.

2. Гипотеза изотропности. Физико-математические свойства материалов во всех направлениях одинаковы. К изотропным материалам относятся аморфные сплавы (металлические стёкла), металлы. К анизотропным материалам – неметаллические материалы (древесина, пластмассы, стекла, керамика, каучук, резина, композиционные материалы).

3. Гипотеза идеальной упругости. Материал обладает идеальной упругостью, если после прекращения действия на него внешних сил он полностью восстанавливает свои первоначальные размеры. При больших нагрузках эта гипотеза становится неприменимой, так как материалы перестают обладать этим свойством и получают значительные деформации.

Основные допущения, связанные с характером деформации.

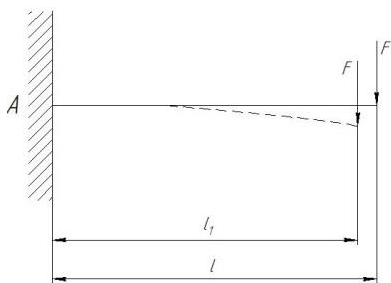


Рис. 1.1. Гипотеза малости деформаций

1. Гипотеза малости деформации или принцип начальных размеров. На рис. 1.1 момент силы F относительно точки A заделки считают равными Fl , а не Fl_1 , так как разница между расстояниями l и l_1 в действительности незначительна.

2. Принцип независимости действия сил или принцип суперпозиций. Результат действия на тело системы сил не зависит от порядка приложения внешних сил и равен сумме результатов действия каждой силы в отдельности (рис. 1.2).

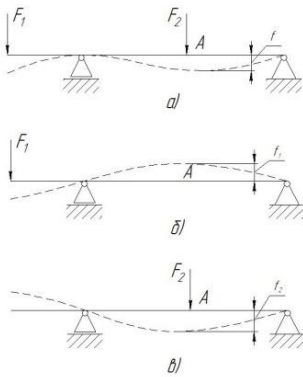


Рис. 1.2. Принцип независимости действия сил

Под воздействием системы сил F_1 и F_2 на тело, точка A получит перемещение f (рис. 1.2, а). Если к балке приложить силу F_1 , точка A получит перемещение f_1 (рис. 1.2, б), при действии силы F_2 – перемещение f_2 (рис. 1.2, в). При одновременном действии обеих сил перемещение точки равно алгебраической сумме перемещений f_1 и f_2 .

3. Гипотеза плоских сечений (гипотеза Бернулли). Данная гипотеза, предложенная швейцарским ученым Д. Бернулли, гласит, что плоские поперечные сечения до деформации остаются плоскими и после деформации.

1.2 Реальный объект и расчетная схема

При всем многообразии видов конструктивных элементов по форме, внешнему виду и т.д., их можно свести к небольшому числу основных форм. Тела, имеющие эти основные формы, и являются объектами расчёта на прочность, жёсткость и устойчивость. Вопрос о прочности или жёсткости реального объекта начинается с выбора расчётной схемы.

Расчётная схема конструкции – упрощённая схема реального объекта, освобождённая от несущественных особенностей. Переход от реального объекта к расчётной схеме осуществляется путём схематизации геометрии реального объекта, типов опорных устройств и системы приложенных сил.

По геометрическим признакам все реальные тела могут отнесены к следующим типам: брус, пластина (или оболочка) и массив.

1. Брус – тело, один размер которого (длина) значительно больше двух других (размеры поперечного сечения). Линия, проходящая через центры тяжести поперечных сечений бруса, называется осью бруса.

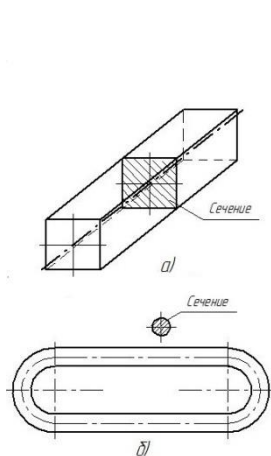


Рис. 1.3. Вид оси бруса

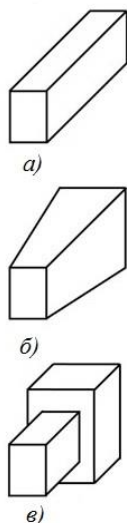


Рис. 1.4. Вид сечения бруса

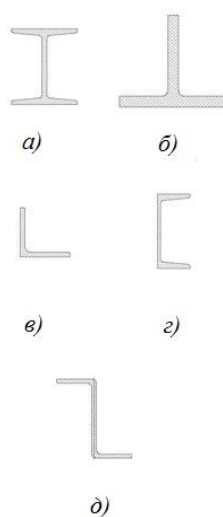


Рис. 1.5. Вид формы поперечного сечения бруса

По виду оси брусья могут быть прямыми (рис. 1.3, а) и кривыми (цепи, грузоподъёмные крюки) (рис. 1.3, б). По виду сечения: постоянного сечения (рис. 1.4, а), переменного сечения (рис. 1.4, б), ступенчатый (рис. 1.4, в). По форме поперечного сечения различают брус простых сечений (круг, квадрат, прямоугольник (рис. 1.3, а, б), кольцо) и в виде профиля (двутавр (рис. 1.5, а), тавр (рис. 1.5, б), уголок (рис. 1.5, в), швеллер (рис. 1.5, г), зэт-профиль (рис. 1.5, д).

В зависимости от вида деформации брус делится на 1 – стержень (деформация – растяжение); 2 – балка (деформация – изгиб); 3 – вал (деформация – кручение).

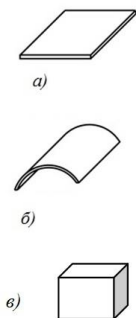


Рис. 1.6. Пластина (а, б), массив (в)

2. Пластина – тело, один размер которого (толщина) значительно меньше двух других (рис. 1.6, а). Оболочка – это пластина, имеющая искривления в двух любых направлениях (рис. 1.6, б). Стенки и днища баков, крышки резервуаров, диски турбомашин рассчитываются по схеме «пластина», фюзеляж самолёта, купола зданий рассчитываются по схеме «оболочка».

3. Массив – тело, все размеры которого соизмеримы. Пример массива: фундаменты сооружений (рис. 1.6, в), подпорные стенки, шарик в подшипнике.

1.3 Внутренние силовые факторы. Метод сечений

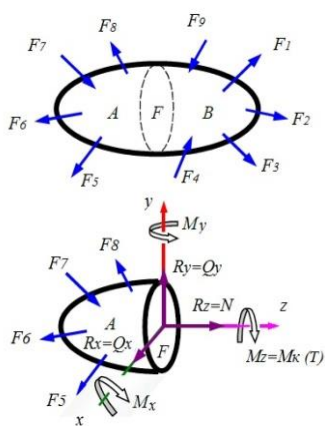


Рис. 1.7. Метод сечений

Прочность детали определяется величинами внутренних сил, которые зависят от действующих на деталь внешних нагрузок. Для определения внутренних сил используется **метод сечений**. Рассмотрим в равновесии элемент конструкции произвольной формы (рис. 1.7), нагруженный уравновешенной системой внешних сил $\{\bar{F}_1, \bar{F}_2, F_3, \dots, \bar{F}_n\}$.

Мысленно рассечем тело произвольно выбранным поперечным сечением F на две части A и B . В каждом таком сечении будут действовать внутренние силы, характеризующие взаимодействие частей A и B тела. Отбросим одну часть тела, например B и заменим ее действие на оставшуюся часть силами, распределенными по сечению F , т.е. внутренними усилиями.

Используя положение статики твердого тела, приведем внутренние силы, распределенные по сечению к главному вектору R и главному моменту M в центре тяжести сечения. Их можно разложить на шесть компонентов вдоль осей – $R_x, R_y, R_z, M_x, M_y, M_z$ (рис. 1.7), которые получили собственные названия: $R_x=Q_x$ и $R_y=Q_y$ – поперечная сила, $R_z=N$ – продольная (нормальная) сила, M_x, M_y – изгибающие моменты, M_z – крутящий момент, который обозначают M_k или T .

Величина компонентов внутренних сил может быть найдена из шести условий равновесия оставленной части тела:

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0; \quad \sum F_y = 0; \quad \sum F_z = 0; \\ \sum M_x = 0; \quad \sum M_y = 0; \quad \sum M_z = 0. \end{aligned}$$

При определении составляющих внутренних сил могут возникать как статически определимые, так и статически неопределимые задачи, в которых в дополнение к условиям равновесия составляют условия совместности деформаций сторон сечения F (при совмещении деформированные поверхности сечения F должны совпадать). Каждой компоненте внутренних сил соответствует свой вид деформации: $R_z=N$ – растяжение или сжатие; $R_x=Q_x$ и $R_y=Q_y$ – сдвиг (срез) в направлении осей x и y ; M_x, M_y – изгиб относительно осей x и y ; M_z – кручение. При наличии одной какой-нибудь компоненты внутренних сил будет иметь место **простой вид деформации**, при наличии двух и более компонентов будет **сложный вид деформации**, например косой изгиб, внецентренное растяжение или сжатие и т.д. (таблица 1.1).

Таблица 1.1. Виды деформаций

Вид деформации	N_z	Q_x	Q_y	M_z	M_x	M_y
Растяжение/сжатие	V	-	-	-	-	-
Кручение	-	-	-	V	-	-
Сдвиг (срез) вдоль оси y	-	-	V	-	-	-
Сдвиг (срез) вдоль оси x	-	V	-	-	-	-
Чистый изгиб относительно оси x	-	-	-	-	V	-
Чистый изгиб относительно оси y	-	-	-	-	-	V
Поперечный изгиб относительно оси x	-	-	V	-	V	-
Поперечный изгиб относительно оси y	-	V	-	-	-	V
Косой изгиб	-	-	-	-	V	V
Внецентренное растяжение или сжатие	V	-	-	-	V	V
Изгиб относительно оси x с кручением	-	-	V	V	V	-
Изгиб относительно оси x с растяжением	V	-	-	-	V	-

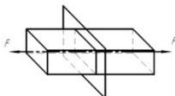
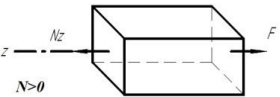
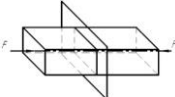
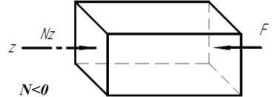
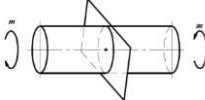
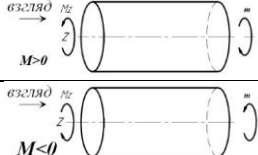
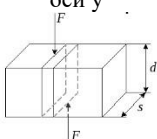
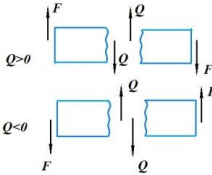
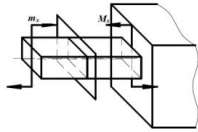
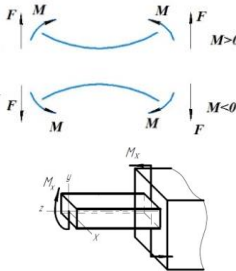
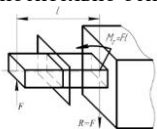
Внутренние силовые факторы определяют как алгебраические суммы проекций внешних сил и моментов, действующих по одну сторону от сечений рассматриваемого элемента конструкции. При этом следует учитывать правила знаков, графическое понимание которых представлено в таблице 1.2.

Немаловажным при практических расчётах является общая картина изменения внутренних силовых факторов вдоль оси бруса. Графики изменения внутренних усилий вдоль оси бруса называются **эпюрами**.

Методика построения эпюр внутренних силовых факторов выглядит следующим образом:

1. По расчетной схеме объекта определяют реакции связей, используя методику решения задач на равновесие.

Таблица 1.2. Основные виды деформаций

Вид деформации, иллюстрация метода сечения	Определение внутренних силовых факторов	Правило знаков
<p>Растяжение</p> 	<p>Продольная сила</p>	
<p>Сжатие</p> 	$N = \sum_{i=1}^n F_i$	
<p>Кручение</p> 	<p>Крутящий момент</p> $M_z = \sum_{i=1}^n m_z(\bar{F}_i)$	
<p>Сдвиг (срез) вдоль оси y</p> 	<p>Поперечная сила</p> $Q_y = \sum_{i=1}^n \bar{F}_i$	
<p>Чистый изгиб относительно оси x</p> 	<p>Изгибающий момент</p> $M_x = \sum_{i=1}^n m_x(\bar{F}_i)$	
<p>Поперечный изгиб относительно оси x</p> 	<p>Поперечная сила</p> $Q_y = \sum_{i=1}^n F_y$ <p>Изгибающий момент</p> $M_x = \sum_{i=1}^n M_x(F_i)$	<p>См. случаи «Чистый изгиб» и «Сдвиг»</p>

2. Разбивают исследуемый объект на участки, границами которых являются точки приложения сосредоточенных сил и моментов, а также пределы распределенной нагрузки.

3. Для каждого участка составляют аналитические выражения внутренних силовых факторов, используя метод сечений и правила знаков.

4. Вычисляют значения внутренних силовых факторов, используя граничные условия на каждом участке.

5. Полученные значения откладывают в выбранном масштабе от базовой (нулевой) линии, которая параллельна продольной оси бруса. Положительные значения откладывают вверх или вправо от базовой линии, отрицательные – вниз или влево.

6. На эпюрах проставляют числовые значения внутренних силовых факторов в характерных сечениях, знак (плюс или минус), а также рисуют линии, перпендикулярные базовой оси.

7. Подписывают эпюру рядом с базовой линией: обозначение силового фактора и единицу измерения.

С помощью анализа построенных эпюр можно контролировать правильность их построения.

Положения для контроля правильности построения эпюр:

1. В сечениях, где к брусу приложены сосредоточенные силы, на эпюре N , Q будут скачки, величина которых равна величине силы, а направление указано вектором силы;

2. В сечениях, где к брусу приложены моментная нагрузка (пара сил), на эпюре M будут скачки, величина которых равна величине момента этой пары, а направление скачка будет зависеть от вида деформации и соответствующего знака;

3. На участках с распределенной нагрузкой q эпюра Q ограничена наклонными прямыми, эпюра M – параболической кривой (выпуклость параболы обращена навстречу действия нагрузки q);

4. На участках, где нет распределенной нагрузки, эпюры Q ограничены прямыми, параллельными базовой оси эпюры, а эпюра M – наклонными прямыми;

5. Если поперечная сила $Q = 0$, тогда изгибающий момент M представляет собой постоянную величину ($M = \text{const}$), имеем случай чистого изгиба;

6. В сечениях, где эпюра Q пересекает базовую ось ($Q=0$), эпюра M имеет наибольшее или наименьшее значение.

1.4 Понятие о напряжении и деформации

В общем случае внутренние силы распределены по площади сечения сложным образом и метод сечений не даёт возможности установить закон их распределения по площади сечения. Для этого вводится понятие **напряжения**, которое определяет меру интенсивности распределения внутренних сил по площади сечения. Напряжение p в точке, определяется по формуле

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A},$$

где ΔA – площадь элементарной площадки, ΔF – равнодействующая внутренних усилий.

Размерность напряжения: Паскаль ($1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$, производные единицы $1 \text{ МПа} = 1 \text{ Н/мм}^2 = 10^6 \text{ Па} \approx 10 \text{ кгс/см}^2$).

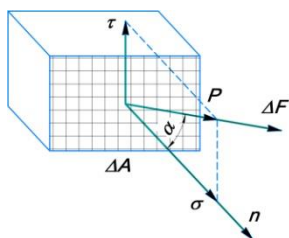


Рис. 1.8. Составляющие напряжения

Напряжение p принято раскладывать на две составляющие: **нормальное напряжение σ** , направленное по нормали к площадке, **касательное напряжение τ** , направленное по касательной к ней, т.е. лежащее в плоскости сечения (рис. 1.8).

В общем случае площадка составляет с нормалью n некоторый угол α , тогда $\sigma = p \cos \alpha$, $\tau = p \sin \alpha$. По теореме Пифагора можно записать:

$$p = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}.$$

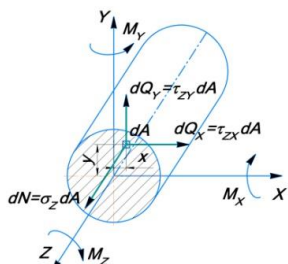


Рис. 1.9. Элементарные усилия

На рис. 1.9 показано распределение на площадке dA элементарных внутренних усилий dN , dQ_x , dQ_y , где они имеют связь с внутренними напряжениями σ_z , τ_{zx} , τ_{zy} , помноженными на элементарную площадь. Для касательных напряжений принято следующее

правило индексов: первый индекс указывает, какой оси параллельна нормаль к площадке действия рассматриваемого напряжения, второй индекс показывает, какой оси параллельно данное напряжение. Умножая каждое из элементарных усилий на расстояние до соответствующей оси, получаем элементарные моменты внутренних сил:

$$dM_x = (\sigma_z dA)y, \quad M_x = \int_A \sigma_z y dA,$$

$$dM_y = (\sigma_z dA)x, \quad M_y = \int_A \sigma_z x dA,$$

$$dM_z = -(\tau_{zx} dA)y + (\tau_{zy} dA)x, \quad M_z = \int_A (\tau_{zy} x - \tau_{zx} y) dA.$$

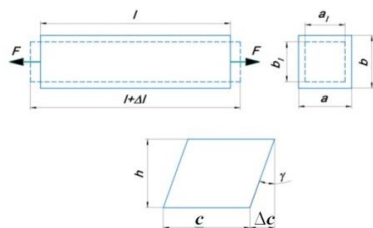


Рис. 1.10. Деформированное состояние

Если к концам бруса приложить две равные и противоположно направленные силы F , то под действием этих сил брус, находясь в равновесии, изменит свои размеры (рис. 1.10).

Деформированное состояние выделенного элемента показано на рисунке штриховыми линиями. Приращение длины бруса $\Delta \ell = \ell_k - \ell_0$ (мм) называется **абсолютным удлинением**. Отношение приращения длины элемента к его первоначальной длине называется **относительным удлинением** или **продольной деформацией**:

$$\varepsilon_{\text{прод}} = \frac{\Delta \ell}{\ell}. \quad (1.1)$$

Отношение изменения размера поперечного сечения Δa к его первоначальному значению называют **относительным поперечным сужением** или **поперечной деформацией**:

$$\varepsilon_{\text{поп}} = \frac{\Delta a}{a} = \frac{a - a_1}{a} = \frac{b - b_1}{b}.$$

Продольную и поперечную деформации называют также **линейными деформациями**. Опытным путем установлено, что между продольной и поперечной деформациями существует зависимость (закон Пуассона):

$$\varepsilon_{\text{поп}} = -\mu \varepsilon_{\text{прод}},$$

где μ – коэффициент Пуассона.

При растяжении поперечные размеры бруса уменьшаются, и по принятому правилу знаков $\varepsilon_{\text{поп}}$ – величина отрицательная. Для различных материалов значения коэффициента Пуассона лежат в пределах от 0 (пробковое дерево) до 0,5 (резина). В среднем для металлов и сплавов значение коэффициента Пуассона близко к 0,3.

Изменение формы характеризуется **абсолютной сдвиговой деформацией** Δc и **относительной угловой деформацией** γ (углом сдвига): $\gamma = \Delta c / h$.

Между продольной (линейной) деформацией ε и нормальным напряжением σ существует связь, обусловленная упругими свойствами материала. Эта связь определяется законом Гука в относительных величинах:

$$\sigma = E\varepsilon ; \tau = G\gamma, \quad (1.2)$$

где E – коэффициент пропорциональности или модуль продольной упругости I рода (модуль Юнга); G – коэффициент пропорциональности или модуль продольной упругости II рода, модуль сдвига. Установлена взаимосвязь между модулем продольной упругости и модулем сдвига:

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)}.$$

1.5 Механические свойства конструкционных металлов

Механические свойства материалов определяются при лабораторных испытаниях на растяжение (сжатие) на разрывных или универсальных машинах по стандартным образцам ($l_0=10d_0$ или $l_0=5d_0$), изготовленным из исследуемого материала при статических нагрузках. Испытание материалов осуществляется с целью определения механических характеристик следующих свойств материала: упругости, пластичности, прочности и твердости. К характеристикам прочности относятся: предел пропорциональности $\sigma_{пц}$, предел упругости σ_y , предел текучести σ_t , предел прочности σ_b . К характеристикам пластичности – относительной остаточное удлинение δ , относительное остаточное сужение ψ .

Графическое представление зависимости между действующей силой F и абсолютным удлинением Δl называется **диаграммой растяжения** или **сжатия образца** $F = f(\Delta l)$. Поскольку исследуется не конкретный образец, а материал, то принято по результатам испытаний ряда образцов строить диаграмму материала в относительных величинах. С этой целью усилия F относят к первоначальной площади A_0 , а абсолютное удлинение

Δl – к первоначальной длине образца l_0 . Получается **условная диаграмма напряжений** $\sigma = f(\varepsilon)$.

Пластичные материалы ($\delta > 5\%$) разрушаются при больших остаточных деформациях (мягкая углеродистая сталь, медь, алюминий). Хрупкие материалы ($\delta < 5\%$) разрушаются при малых остаточных деформациях (закаленная сталь, чугун, стекло, бетон, камень).

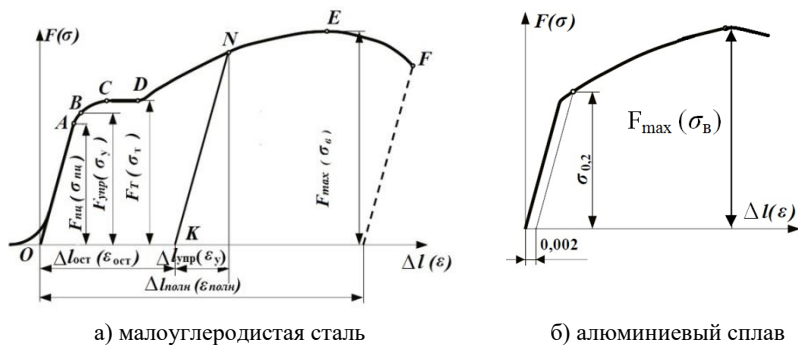


Рис. 1.11. Диаграмма растяжения (напряжения)

На рис. 1.11, а представлена диаграмма растяжения малоуглеродистой стали с характерными точками и участками диаграммы.

Точка А – конец прямолинейного участка, участок О-А называется **участком прямолинейной зависимости** между нормальным напряжением и относительным удлинением, что отражает закон Гука $\sigma = E\varepsilon$. Точка А соответствует **пределу пропорциональности** $\sigma_{\text{мп}} = \frac{F_{\text{мп}}}{A_0}$ – наибольшее напряжение, при котором еще выполняется закон Гука.

Несколько выше точки А находится точка В, соответствующая **пределу упругости** $\sigma_y = \frac{F_y}{A_0}$ – наибольшее напряжение, при

котором деформации ещё имеют упругий характер, т.е. при разгрузке образец восстанавливает свою первоначальную форму и размеры. При дальнейшем увеличении нагрузки за точкой *B* появляются неупругие деформации и в точке *C* начинается процесс деформации материала (материал переходит в область пластичности, наступает так называемое явление текучести материала) без увеличения внешней нагрузки. Участок *C-D* параллелен оси абсцисс (площадка текучести), в этой зоне у стальных образцов существенно меняется электропроводность и магнитные свойства, поверхность образца покрывается линиями, наклоненными к его оси (линии Чернова). Напряжение, соответствующее участку *C-D*, называется **пределом текучести**:

$$\sigma_T = \frac{F_T}{A_0} - \text{напряжение, при котором образец деформируется без}$$

увеличения нагрузки. Многие пластические материалы, например алюминиевый сплав, не имеют площадки текучести, для них определяют **условный предел текучести** $\sigma_{0,2}$, равный напряжению, при котором относительное остаточное удлинение составляет 0,2 % (рис. 1.11, б).

От точки *D* до точки *E* наблюдается упрочение материала, заканчивается участок при достижении максимальной нагрузки, воспринимаемой образцом. Напряжение, соответствующее верхней точке *E* диаграммы или отвечающее максимальной силе F_{\max} называют **временным сопротивлением** или **пределом**

прочности: $\sigma_B = \frac{F_{\max}}{A_0} - \text{условное напряжение, равное частному от}$

деления максимальной нагрузки, которую выдерживает образец, на первоначальную площадь поперечного сечения образца.

Участок *E-F* (зона разрушения) начинается в точке *E* и заканчивается разрушением образца в точке *F*. Деформация

образца на этом участке характерна образованием шейки (местное сужение образца) и удлинением образца за счет ее утонения.

Если испытываемый образец, не доводя до разрушения, нагрузить до состояния, соответствующего точке N диаграммы, а затем разгрузить, то процесс разгрузки изобразится прямой NK , которая будет параллельна первоначальному участку OA диаграммы.

При механических испытаниях материалов получают также характеристики, по которым оценивается пластичность материалов – относительное остаточное удлинение при разрыве

$\delta = \frac{l_k - l_0}{l_0} 100\%$ и относительное остаточное сужение после разрыва

$$\psi = \frac{A_0 - A_k}{A_0} 100\%.$$

Если при испытании создать в образце напряжение, превышающее предел текучести, затем разгрузить, дать «отдохнуть» и подвергнуть повторному нагружению, можно заметить, что предел пропорциональности повышается, но при этом уменьшается пластичность материала образца при вытяжке его за предел текучести. Такое явление называется **наклепом**, который может быть желательным для упрочнения стали (проволочные канаты, грузовые цепи и т.д.) и нежелательным (например, кромки отверстия под заклепки становятся более жесткими, что способствует образованию трещин). Устранить вредное влияние наклепа можно применением термической обработки.

Под **твердостью** понимают свойство материала сопротивляться внедрению в него более твердого тела, не получающего остаточных деформаций. Основой методов испытания материалов на твердость является вдавливание в

испытываемый образец рабочего тела (наконечников) разной формы, имеющего гораздо большую твердость, чем образец. В качестве рабочего тела может использоваться стальной закаленный шарик (метод Бринелля, например HB 300), стальной шарик или алмазный конус (метод Роквелла, например HRC 50), четырехгранная алмазная пирамида (метод Виккерса, например HV 600).

1.6 Условия прочности и жесткости

Предел прочности и предел текучести необходимы для назначения допустимого напряжения, входящего в условие прочности.

Допускаемым напряжением $[\sigma]$ и $[\tau]$ называется максимальное напряжение, регламентируемое техническими условиями, которое можно допустить при работе элемента. Например, при статическом растяжении или сжатии бруса допускаемое напряжение равно:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[n]},$$

где σ_{lim} – опасное или предельное напряжение, в качестве которого для пластичных материалов принимается предел текучести σ_T , а для хрупких – предел прочности σ_B ; $[n]$ – требуемый (нормативный) коэффициент запаса, устанавливаемый на основании инженерной практики. Если материал хрупкий принимается $[n]_B = 2,5 \dots 3,0$, если пластичный – $[n]_T = 1,4 \dots 1,6$.

Предельными называют напряжения, при которых образец из данного материала разрушается или при которых развиваются значительные пластические деформации. Эти напряжения зависят от свойств материала и вида деформации.

Коэффициентом запаса прочности называется число, показывающее во сколько раз максимальное расчётное напряжение элемента меньше предельного напряжения материала, из которого он выполнен:

$$n = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_{\text{max}}}.$$

Существует два способа оценки прочности элементов конструкций: 1) расчет по допускаемым напряжениям; 2) расчет по запасам прочности.

Условие прочности по допускаемому напряжению заключается в том, что рассчитываемый элемент считается прочным, если возникающее в его опасной точке максимальное напряжение не превышает допускаемого:

$$\sigma \leq [\sigma], \tau \leq [\tau].$$

При таком способе оценки, так называемом **проверочном** расчете, можно проверить прочность по заданным нагрузкам и площади сечения, а также по заданным нагрузкам и известным характеристикам материала можно определить основные размеры детали и это будет **проектировочный** расчет. По заданной площади поперечного сечения и допускаемому напряжению можно определить допускаемую нагрузку.

Условие прочности по запасам прочности заключается в определении коэффициента запаса прочности n и сравнении его с допускаемым значением $[n]$. Условие прочности имеет вид:

$$n \geq [n].$$

Если к конструкции предъявляют требования минимально возможных деформаций, ее элементы рассчитывают на **жесткость**. В этом случае абсолютная линейная Δl или угловая деформация γ не должна превышать допускаемых для данной конструкции величин:

$$\Delta l \leq [\Delta l], \gamma \leq [\gamma].$$

1.7 Механические свойства материала при циклических нагрузках

В процессе работы в конструкции могут действовать нагрузки (напряжения), периодически изменяющиеся во времени (**циклические нагрузки**) по величине и по знаку. Экспериментально установлено, что элементы конструкции, подверженные воздействию знакопеременных напряжений, разрушаются при действии напряжений, значительно меньше предельных значений. Как сказано было выше, за предельное напряжение при постоянном напряжении принимается предел прочности или предел текучести, а при напряжении, меняющемся симметрично – **предел выносливости σ_1** . При несимметричном цикле предельное состояние характеризуется: **средним**

напряжением $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$, **предельной амплитудой**

$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$. Степень асимметрии цикла характеризуется

коэффициентом асимметрии $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$.

На рис. 1.12 представлены различные виды циклов с соответствующими параметрами цикла. За цикл принимается совокупность всех значений напряжений за время одного периода T .

Из всех рассмотренных циклов напряжений наиболее опасным является симметричный цикл, зависящий не только от величины максимального (по абсолютному значению) напряжения, но и от амплитуды колебания напряжений σ_a ; чем больше σ_a при одном и том же σ_{\max} , тем меньше перемен нагрузки выдержит материал.

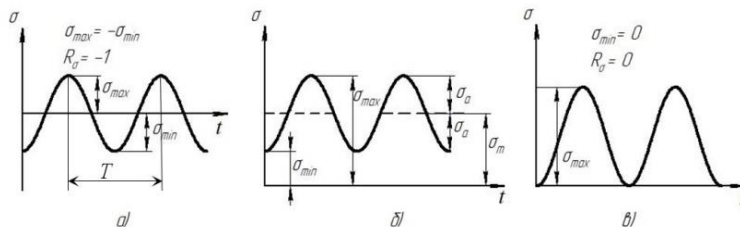


Рис. 1.12. Виды циклов:

а) симметричный; б) асимметричный; в) нулевой (пульсирующий)

Разрушение материала под действием знакопеременных напряжений называется **усталостью**. Способность материала воспринимать многократное действие переменных напряжений без разрушения называется **выносливостью или циклической прочностью**. Усталостное разрушение начинается с образования в наиболее слабом месте детали сначала микро-, а затем макротрещины, которые при переменной нагрузке имеют тенденцию прогрессивно развиваться вглубь материала, уменьшая тем самым площадь поперечного сечения детали. На поверхности излома всегда можно видеть две характерные зоны: зону постепенного разрушения от развития трещин (с гладкой поверхностью) и зону внезапного разрушения (крупнозернистый хрупкий излом).

На рис. 1.13 представлен реальный излом шпильки крепления крышки турбины гидроагрегата Саяно-Шушенской ГЭС, авария на которой произошла 17.08.2009 г. В процессе визуального осмотра на 43-х шпильках из 80 были выявлены зоны усталостного излома (зона 1), которые составили 5-98 % от общей площади сечения детали, т.е. практически до полной потери несущей способности шпилек.



Рис. 1.13. Излом шпильки:
1 – зона усталостного
излома; 2 – зона долома

Максимальные переменные напряжения, при которых материал способен сопротивляться, не разрушаясь, при любом произвольно большом числе циклов нагружения, называют **пределом выносливости** – σ_R , τ_R . Индекс указывает значение коэффициента асимметрии цикла, для которого эти величины определялись. Так, напряжения σ_{-1} и τ_{-1} представляют собой пределы выносливости при симметричном цикле, а напряжения σ_0 и τ_0 – пределы выносливости при отнулевом цикле.

Предел выносливости материала определяют при симметричном цикле на основании опытных данных. Для этого изготавливают серию одинаковых образцов, каждый из которых подвергают действию переменных напряжений. Целью испытаний является определение числа циклов N , при котором происходит разрушение каждого образца с σ_{max} , но при одинаковом коэффициенте асимметрии R . Кривую, построенную по экспериментальным данным в координатах (σ_{max}, N) , называют **кривой усталости** (рис. 1.14).

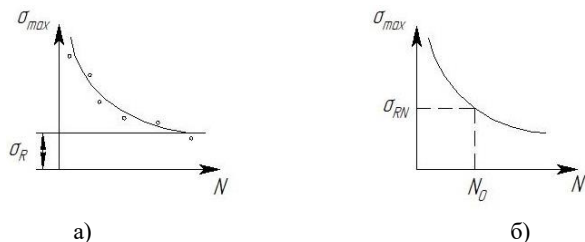


Рис. 1.14. Кривая усталости:

а) для черных металлов, $N=10^7$ циклов; б) для цветных металлов, $N_0=10^8$ циклов

Количество циклов N , выдерживаемых образцом или деталью перед разрушением, называется **циклической долговечностью**.

Черные металлы, выдержавшие 10^7 циклов, не разрушаются при дальнейшем увеличении числа перемен нагрузки. Для цветных металлов не существует такого числа циклов, выдержав которые, образец не разрушается при дальнейшем испытании. Кривые усталости цветных металлов не имеют горизонтальной асимптоты (рис. 1.14, б). В таких случаях можно говорить лишь о **пределе ограниченной выносливости** σ_{RN} . Это максимальное напряжение цикла, при котором материал выдерживает перед разрушением наперед заданное число циклов N , называемое **базой испытания**.

Многочисленными опытами установлено, что между пределами выносливости при изгибе σ_{-1} , кручении τ_{-1} , растяжении-сжатии σ_{-1p} в случае симметричных циклов имеют место определенные соотношения, например, для стали:

$$\sigma_{-1p}=(0,7\dots 0,8)\sigma_{-1}, \tau_{-1}=(0,4\dots 0,7)\sigma_{-1}.$$

1.8 Факторы, влияющие на сопротивление усталости

На предел выносливости элементов конструкций, находящихся в реальных условиях эксплуатации, влияет ряд факторов.

Влияние концентрации напряжений. В местах резкого изменения поперечных размеров детали, у отверстий, надрезов, выточек и прочих конструктивных элементов, т.е. концентраторов, возникает местное повышение напряжений, снижающее предел выносливости по сравнению с таковым для гладких цилиндрических образцов. Это снижение учитывается **эффективными коэффициентами концентрации напряжений** – K_σ и K_τ , которые представляет собой отношение предела выносливости образца без концентратора напряжений к пределу

выносливости образца с концентратором напряжений, выполненного из того же материала и имеющего такие же поперечные размеры рабочей части, что и первый образец:

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{-1})_k} > 1, K_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{(\tau_{-1})_k} > 1.$$

Зависимость между **теоретическим коэффициентом концентрации** $\alpha_{\sigma(\tau)} = \sigma_{\text{мест}} / \sigma_{\text{ном}}$ и эффективным коэффициентом K_{σ} (K_{τ}) определяется следующим выражением:

$$K_{\sigma(\tau)} = 1 + q_{\sigma(\tau)} (\alpha_{\sigma(\tau)} - 1),$$

где q_{σ} , q_{τ} – коэффициенты чувствительности материала к концентрации напряжений.

Чувствительность материала к концентрации напряжений зависит прежде всего от свойств материала и возрастает с повышением предела прочности. Поэтому применение высокопрочных материалов при переменных нагрузках не всегда является целесообразным. Для легированных сталей $q_{\sigma} = 0,8 \dots 0,9$; для углеродистых $q_{\sigma} = 0,5 \dots 0,6$. Для чугуна $q_{\sigma} \rightarrow 0$, так как он мало чувствителен к концентраторам. Коэффициент чувствительности q зависит также от размеров детали и ее формы. Поэтому в практических расчетах целесообразнее пользоваться эффективными коэффициентами K_{σ} и K_{τ} , найденными экспериментальным путем.

Влияние абсолютных размеров детали (масштабный фактор). Экспериментально установлено, что с увеличением размеров испытуемого образца предел выносливости его понижается. Это связано с тем, что на образцах больших размеров более вероятны дефекты материала, а во-вторых, при изготовлении малых образцов имеет место упрочнение (наклеп) поверхностного слоя на относительно большую глубину, чем у образцов больших размеров.

Влияние масштабного фактора на предел выносливости оценивается в расчетах **коэффициентом влияния абсолютных размеров сечения** или **масштабным фактором K_d** , представляющим собой отношение предела выносливости гладкого образца заданного диаметра D к пределу выносливости стандартного лабораторного образца диаметром $d=7...10$ мм:

$$K_d = \frac{(\sigma_{-1})_D}{(\sigma_{-1})_d} \leq 1.$$

Влияние состояния поверхности. Состояние поверхности деталей зависит от качества механической обработки. Разрушение материала от переменных нагрузок начинается с образования на поверхности острых рисок и царапин, которое приводит к уменьшению предела выносливости. Опытами установлено, что предел выносливости образцов с полированной поверхностью выше, чем у шлифованных, а у шлифованных выше, чем у обработанных резцом, и т.д. Влияние чистоты поверхности на предел выносливости оценивается **коэффициентом влияния шероховатости поверхности K_F** , равным отношению предела выносливости образца с заданной обработкой поверхности к пределу выносливости такого же образца, но с полированной поверхностью:

$$K_F = \frac{(\sigma_{-1})_F}{\sigma_{-1}} \leq 1.$$

Влияние асимметрии цикла. Асимметричность цикла напряжений оказывает влияние на сопротивление усталости в зависимости от предела прочности материала. Чувствительность материала к асимметрии цикла учитывают коэффициентами асимметрии ψ_σ, ψ_τ .

Влияние упрочняющей обработки. Механические свойства материалов изменяются в зависимости от способа получения и

обработки элементов конструкций. Существуют химические и технологические способы обработки поверхности материала. К химическим относятся: цементация (насыщение поверхностного слоя углеродом, азотирование (насыщение азотом) с последующей закалкой. К технологическим относится обработка микрошариками, обкатка роликами, гидродробеструйная обработка (ГДО). Все обработки проводятся с целью создать в поверхностном слое материала сжимающие остаточные напряжения, которые повышают предел выносливости. Влияние упрочняющей обработки оценивается с помощью коэффициента:

$$K_V = \frac{\sigma_{-1упр}}{\sigma_{-1исх}} > 1.$$

Влияние температуры и внешней среды. Испытания образцов из стали и легких сплавов показали, что при умеренных температурах (до 200°C) предел выносливости существенно не меняется. При низких температурах предел выносливости повышается. При переменных нагрузках агрессивная внешняя среда существенно снижает сопротивление усталости.

Значения всех выше приведенных коэффициентов приводятся в справочной литературе.

1.9 Расчеты на прочность при переменных напряжениях

Расчет элементов конструкций, находящихся под действием переменных нагрузок, обычно начинают с проектировочного расчета, целью которого является предварительное определение размеров. После этого проводят проверочный расчет на выносливость, в результате которого определяют фактический коэффициент запаса прочности с учетом факторов, влияющих на сопротивление усталости. Расчет при переменных напряжениях ведут по двум коэффициентам запаса прочности: по текучести n_T и

по усталостному разрушению $n_{\sigma(\tau)}$. Коэффициент запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям при симметричном цикле определяется по формуле

$$n_{\sigma(\tau)} = \frac{\sigma(\tau)_{-1d}}{K\sigma(\tau)_a},$$

где $\sigma(\tau)_{-1d}$ – действительный предел выносливости детали; σ_a – максимальное амплитудное напряжение цикла; $K = \frac{K_{\sigma(\tau)}}{K_F K_d K_V}$ – коэффициент, учитывающий все факторы влияния на сопротивление усталости.

При несимметричном цикле коэффициент запаса прочности вычисляют по формуле

$$n_{\sigma(\tau)} = \frac{\sigma(\tau)_{-1}}{K\sigma(\tau)_a + \psi_{\sigma(\tau)}|\sigma(\tau)_m|}.$$

Коэффициент запаса по текучести n_T определяется по формуле

$$n_T = \frac{\sigma(\tau)_T}{\sigma(\tau)_a + |\sigma(\tau)|_m}.$$

За расчетный коэффициент принимается наименьший из полученных n_T и $n_{\sigma(\tau)}$, по которому и оценивается прочность детали.

1.10 Теория напряженно-деформированного состояния. Теории прочности

При анализе деформаций растяжения (сжатия), сдвига, кручения и изгиба в большинстве точек напряженного тела одновременно действуют нормальные и касательные напряжения. Совокупность нормальных и касательных напряжений, действующих по всем площадкам, проходящим через

рассматриваемую точку, называется **напряженным состоянием в этой точке**.

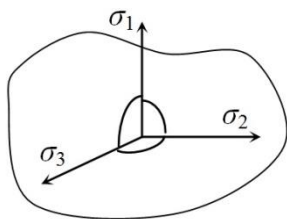


Рис. 1.15. Главные напряжения

В основу теории напряженного состояния (ТНС) принимается следующее положение: в каждой точке нагруженного деформируемого тела имеются три взаимно перпендикулярные площадки, на которых касательные напряжения отсутствуют. Такие площадки называются **главными площадками**. На главных площадках действуют нормальные напряжения, которые называются **главными напряжениями** и обозначаются через $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, причем $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ по их алгебраической величине (рис. 1.15).

В окрестности рассматриваемой точки тела выделим элемент в виде прямоугольного параллелепипеда с гранями, параллельными главным площадкам. Главные напряжения могут действовать либо по всем граням выделенного элемента, либо по некоторым из них (рис. 1.16).

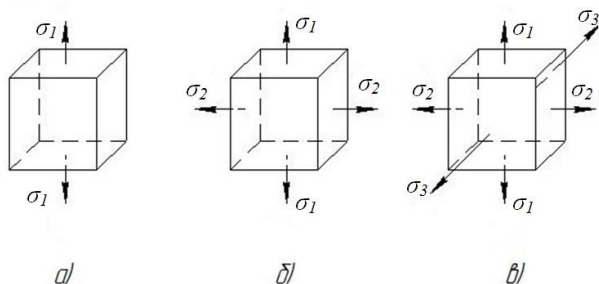


Рис. 1.16. Виды напряженного состояния

Различают следующие виды напряженного состояния:

1) **линейное напряженное состояние:** $\sigma_1 \neq 0, \sigma_2 = 0, \sigma_3 = 0$
(рис. 1.16, а);

2) **плоское напряженное состояние:** $\sigma_1 \neq 0, \sigma_2 \neq 0, \sigma_3 = 0$
(рис. 1.16, б);

3) **пространственное (объемное) напряженное состояние:**
 $\sigma_1 \neq 0, \sigma_2 \neq 0, \sigma_3 \neq 0$ (рис. 1.16, в).

В случае растяжения (сжатия), т.е. при линейном напряженном состоянии, условие прочности имеет вид $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$.

Оценку прочности детали, находящейся в сложном напряженном состоянии, когда в точке на данной площадке одновременно действуют σ и τ , произвести на основании эксперимента затруднительно. Известно, что если сложная задача не имеет прямого решения, то ее сводят к более простой, имеющей решение. В данном случае, сложное напряженное состояние надо свести к **эквивалентному линейному напряженному состоянию**. Эквивалентность может быть соблюдена по напряжениям, деформациям или энергии деформации. В зависимости от выбранного критерия получаются различные теории прочности.

Первая теория прочности (теория наибольших нормальных напряжений). Наибольшее (по абсолютной величине) нормальное напряжение сложного напряженного состояния равно наибольшему нормальному напряжению эквивалентного линейного напряженного состояния. Условие прочности выглядит следующим образом: $\sigma_1 \leq [\sigma]$ или $\sigma_3 \leq [\sigma]$.

Вторая теория прочности (теория наибольших линейных деформаций). Наибольшая (по абсолютной величине) линейная деформация сложного напряженного состояния равна наибольшей линейной деформации эквивалентного линейного напряженного

состояния. Условие прочности: $\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) \leq [\sigma]$ или $\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2) \leq [\sigma]$.

Третья теория прочности (теория наибольших касательных напряжений). Наибольшее касательное напряжение сложного напряженного состояния равно наибольшему касательному напряжению эквивалентного линейного напряженного состояния. Условие прочности: $\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$.

Четвертая теория прочности (энергетическая теория). Энергия формоизменения сложного напряженного состояния равна энергии формоизменения эквивалентного линейного напряженного состояния. Условие прочности имеет вид: $\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1} \leq [\sigma]$.

1.11 Геометрические характеристики поперечных сечений

При деформации растяжения (сжатия) площадь поперечного сечения A полностью характеризует прочность и жесткость детали. При рассмотрении других видов деформаций (кручение, изгиб) прочность зависит не только от площади поперечного сечения, но и от других геометрических характеристик. К геометрическим характеристикам плоских сечений, которые определяют сопротивление элементов конструкций действию крутящих и изгибающих нагрузок, относятся: статические моменты площади – S_x , S_y , моменты инерции плоских сечений – I_x , I_y и моменты сопротивления сечениям – W_x , W_y . Немаловажным в поперечном сечении является его **центр тяжести** (центр параллельных сил тяжести частиц тела).

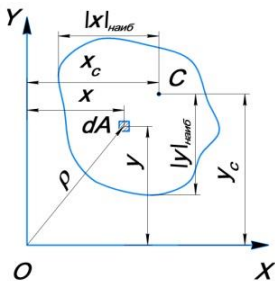


Рис. 1.17. К определению статического момента

Координаты центра тяжести плоской фигуры определяются по формулам

$$x_c = \frac{S_y}{A}; y_c = \frac{S_x}{A}.$$

Статический момент сечения относительно оси может быть положительным, отрицательным и равным нулю. Оси, проходящие через центр тяжести плоского сечения, называют **центральными**. Статические моменты площадей относительно центральных осей всегда равны нулю. Если сечение имеет ось симметрии, то она всегда проходит через центр тяжести фигуры, и, следовательно, статический момент площади сечения относительно оси симметрии всегда равен нулю. Статический момент сложной фигуры равен сумме статических моментов ее частей.

Моменты инерции плоских сечений. Различают осевые, полярные и центробежные моменты инерции.

Осевыми моментом инерции I_x , I_y , см^4 плоского сечения относительно какой-либо оси, лежащей в плоскости сечения, называется сумма произведений элементарных площадок на квадраты их расстояний до этой оси, распространенная на всю площадь фигуры:

$$I_x = \int_A y^2 dA; I_y = \int_A x^2 dA.$$

Статическими моментами S_x и S_y , см^3 плоской фигуры относительно осей ox и oy (рис. 1.17) называют алгебраические суммы произведений элементарных площадок dA на их расстояния до соответствующих осей:

$$S_x = \int_A y dA; S_y = \int_A x dA.$$

Полярным моментом инерции I_ρ , см⁴ плоского сечения относительно какого-либо центра, лежащего в плоскости сечения, называется сумма произведений элементарных площадок на квадраты их расстояний до этого центра, распространенная на всю площадь сечения:

$$J_\rho = \int_A \rho^2 dA.$$

Моменты инерции относительно центральных осей называются **центральными моментами инерции**. Из рис. 1.17 видно, что $\rho^2 = x^2 + y^2$, тогда:

$$J_\rho = J_x + J_y.$$

Полярные и осевые моменты инерции сечения – положительные величины и не могут быть равны нулю.

Центробежным моментом инерции I_{xy} , см⁴ плоского сечения относительно двух взаимно перпендикулярных осей x и y , лежащих в плоскости сечения, называется сумма произведений элементарных площадок на их координаты, распространенная на всю площадь сечений:

$$J_{xy} = \int_A xy dA.$$

В зависимости от положения осей центробежный момент инерции может быть положительным, отрицательным, а также равным нулю. Оси, относительно которых центробежный момент инерции равен нулю, а осевые моменты инерции принимают экстремальные значения, называются **главными осями инерции**. Главные оси, проходящие через центр тяжести сечения, называются **главными центральными осями**.

Осевым моментом сопротивления W_x , W_y , см³ плоского сечения относительно какой-либо оси, лежащей в плоскости сечения, называется отношение момента инерции относительно

той же оси к расстоянию от оси до наиболее удаленной точки сечения:

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\text{наиб}}}; \quad W_y = \frac{I_y}{x_{\text{наиб}}}.$$

Полярным моментом сопротивления W_p , см³ плоского сечения относительно какого-либо центра, лежащего в плоскости сечения, называется отношение момента инерции относительно того же центра к расстоянию от центра до наиболее удаленной точки сечения:

$$W_p = \frac{I_p}{\rho_{\text{наиб}}}.$$

Расчетные зависимости геометрических характеристик наиболее часто встречающихся плоских сечений, а также профилей приведены в справочной литературе.

1.12 Напряженно-деформированное состояние при различных видах деформаций

Прямой брус испытывает **центральное растяжение или сжатие** (ЦРС), если он нагружен силами, действующими вдоль его оси. При таком нагружении возникает один внутренний силовой фактор – продольная сила N , определение которой и знак рассмотрены в таблице 1.2.

Нормальные напряжения σ при ЦРС распределяются равномерно по всему сечению, исходя, из гипотезы плоских сечений и равны:

$$\sigma = \frac{N}{A}. \quad (1.3)$$

Знак напряжений определяет продольная сила. При приложении к брусу растягивающих нагрузок его первоначальная

длина l увеличивается на Δl . Конечная длина бруса $l_1 = l + \Delta l$. Используя закон Гука (1.2) и деформацию (1.1) и подставив в (1.3), получим закон Гука в абсолютных величинах:

$$\Delta l = \frac{Nl}{EA}.$$

Знак Δl определяется по нормальной силе N . Произведение EA называется жесткостью сечения. Чем выше жесткость сечения, тем меньше его удлинение.

Сдвиг – это тип простой деформации бруса, при которой в его поперечных сечениях из внутренних силовых факторов действуют только силы в плоскости сечения. Эти силы называются **поперечными (сдвигающими) – Q** . Они вызывают касательные напряжения τ или напряжения сдвига.

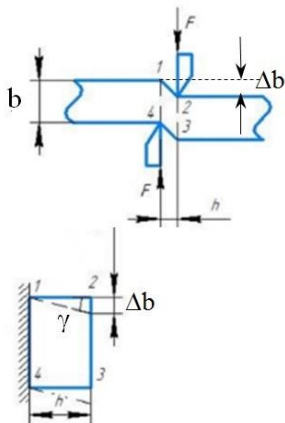


Рис. 1.18. Сдвиг

боковыми гранями, находящимися под действием одних лишь касательных напряжений (рис. 1.19). Все основные формулы сдвига аналогичны формулам растяжения и представлены в таблице 1.3.

Расчёту на прочность при сдвиге

Явление сдвига можно наблюдать при перерезании полосы ножницами (рис. 1.18). Из рисунка следует, что сдвиг одной части относительно другой возникает в том случае, когда плечо h мало. При большом плече h сдвиг сопровождается изгибом.

Чистым сдвигом называется такой случай плоского напряженного состояния, при котором в окрестности данной точки можно выделить элементарный параллелепипед с

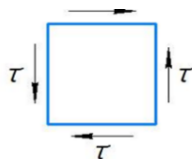


Рис. 1.19. Чистый сдвиг

подлежат болты, заклёпки, проушины, сварные швы и иные виды соединений, работающих на сдвиг (срез).

Кручение – деформация бруса, при которой поперечные сечения поворачиваются одно относительно другого вокруг продольной оси бруса за счет скручивающих моментов или внешних моментов M_1 , M_2 в плоскостях, перпендикулярных оси (рис. 1.20).

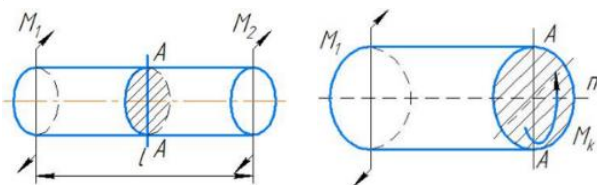


Рис. 1.20. Кручение

При кручении в поперечных сечениях бруса возникает один внутренний силовой фактор – крутящий момент M_k или M_z , T , действующий в плоскости поперечного сечения, знак которого определяется по таблице 1.2.

Метод сечений позволяет найти величину и направление крутящего момента в произвольном сечении, однако не дает ответ на вопрос, как внутренние усилия распределены по площади сечения. Для этого принимают следующие допущения:

1. Гипотеза плоских сечений (поперечные сечения, плоские до деформации остаются плоскими и после деформации);
2. Расстояния между поперечными сечениями не изменяются;
3. Радиусы поперечных сечений не искривляются;
4. Ось стержня и после деформации остается прямой;
5. Равностоящие поперечные сечения поворачиваются одно относительно другого на равные углы. Угол поворота концевого сечения относительно закрепленного конца называют **полным углом закручивания** φ [рад];
6. Материал бруса подчиняется закону Гука.

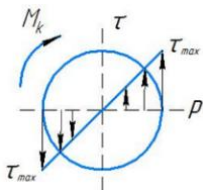


Рис. 1.21. Эпюра касательных напряжений

При кручении бруса в его поперечных сечениях возникают только касательные напряжения τ , изменении которых по сечению можно представить графически в виде эпюры напряжений (рис. 1.21). Угол закручивания φ , приходящийся на единицу длины бруса, называется **относительным углом закручивания Θ** .

Валы рассчитывают на прочность и жесткость по формулам, представленными в таблице 1.3.

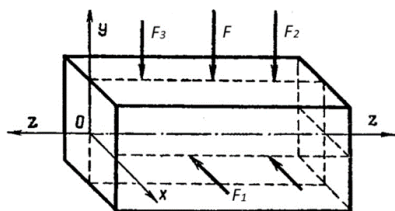


Рис. 1.22. Плоский изгиб

Прямым или плоским изгибом называется деформация, возникающая в бруске, под действием нагрузок, перпендикулярных к его продольной оси, а также пар сил, действующих в плоскости,

проходящей через эту ось и одну из главных плоскостей жесткости, где плоскость yoz – плоскость наибольшей жесткости, xoz – плоскость наименьшей жесткости (рис. 1.22). Если изгибающие моменты являются единственными внутренними силовыми факторами, то такой изгиб называется **чистым**, если наряду с изгибающим моментом присутствует поперечная сила, то такой изгиб называется **поперечным**.

Изгиб бруса сопровождается изменением кривизны оси бруса. При прямом изгибе изогнутая ось лежит в силовой плоскости. Рассмотрение изогнутого бруса позволяет установить следующие признаки изгиба:

1. Плоское поперечное сечение бруса остается плоским и поворачивается относительно другого на некоторый угол (гипотеза Бернулли);

2. Плоские продольные сечения искривляются, волокна на

вогнутой стороне бруса укорачиваются (сжимаются), на выпуклой стороне – удлиняются (растягиваются). Между растянутыми и сжатыми волокнами существует слой волокон (нейтральный слой), не испытывающих ни растяжения, ни сжатия. Линия пересечения нейтрального слоя с плоскостью его поперечного сечения называется **нейтральной линией сечения**.

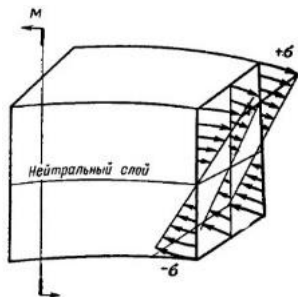


Рис. 1.23. Нормальные напряжения

При чистом изгибе **нормальные напряжения σ** в поперечном сечении изменяются по линейному закону, т.е. чем дальше удалена точка от нейтральной оси, тем большие в ней возникают напряжения, в нейтральном слое ($y=0$) нормальные напряжения $\sigma=0$ (рис. 1.23). В случае поперечного изгиба наряду с нормальными в

поперечных сечениях балки возникают касательные напряжения τ , связанные с наличием поперечной силы.

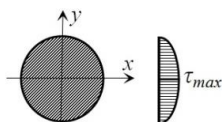


Рис. 1.24. Касательные напряжения

Касательные напряжения на нейтральной оси принимают максимальные значения, в точках наиболее удаленных от нейтральной оси они равны нулю (рис. 1.24). Касательные напряжения определяются по формуле Журавского

$$\tau = \frac{Q S_x^{\text{отс}}}{I_x b},$$

где Q – поперечная сила в рассматриваемом сечении; $S_x^{\text{отс}}$ – статический момент площади отсеченной части сечения относительно нейтральной оси z ; I_x – момент инерции относительно нейтральной оси z ; b – ширина сечения в

зависимости от оси y .

При расчетах часто приходится определять не только величину напряжений, которые будут иметь место в балке при действии заданных нагрузок, но и величину деформаций (перемещений характерных точек балки). Обычно при изгибе балок определяют линейные и угловые перемещения.

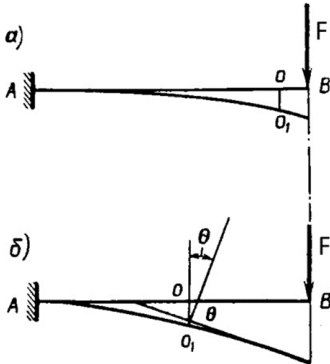


Рис. 1.25. Упругая линия балки

На рис. 1.25, а изображена схема балки, первоначальная ось которой под действием внешней нагрузки превращается в плавную кривую, которая называется упругой линией. Перемещение OO_1 центра тяжести сечения по направлению, перпендикулярному к оси балки, называют **прогибом балки y** в этом сечении, или **линейным**

перемещением. Другой вид перемещений получается в результате поворотов плоских сечений по отношению к своему прежнему положению на угол θ (**угол поворота сечения**) (рис. 1.25, б).

Кривизна изогнутой оси ρ :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_x}{EI_x}.$$

Перемещения можно определить с помощью дифференциального уравнения изогнутой оси балки, количество которых равно количеству участков:

$$EI_x y'' = M(z).$$

Интегрируем данное выражение получаем уравнение углов поворота:

$$\theta = \frac{dy}{dz} = y'; \quad EI_x y' = \int M(z) dz + C.$$

Интегрируем далее получаем уравнение прогибов y :

$$EI_x y = \int dz \int M(z) dz + Cz + D.$$

Постоянные интегрирования C, D определяются из граничных условий, каковыми являются условия закрепления. Таких условий нужно иметь два. Эти условия всегда можно составить при рассмотрении схемы закрепления:

1. Если балка имеет на конце шарнирную опору, то прогиб на опоре равен нулю: $y = 0$;

2. Если балка имеет на конце заделку, то и прогиб, и угол поворота равны нулю: $y = 0$ и $\theta = 0$.

Формулы для определения напряжений и деформаций при различных деформациях приведены в таблице 1.3.

Таблица 1.3. Напряжения и деформации при различных видах деформации

Вид деформации	Напряжения	Деформации	Условие прочности и жесткости
Растяжение	$\sigma = \frac{N}{A}$	$\Delta l = \frac{Nl}{EA}$	$\sigma \leq [\sigma]$ $\Delta l \leq [\Delta l]$
Сдвиг (срез)	$\tau = \frac{Q}{A}$	$\Delta b = \frac{Qh}{GA}$	$\tau \leq [\tau]$ $[\tau] \cong (0,55 \dots 0,65)[\sigma]$
Кручение	$\tau = \frac{T}{I_p} \rho = \frac{T}{W_p}$	$\varphi = \frac{Tl}{GI_p}$ $\theta = \frac{\varphi}{l} = \frac{T}{Gl_p}$	$\tau \leq [\tau]$ $\frac{Tl}{Gl_p} \leq [\theta]$
Изгиб	$\sigma = \frac{ M_{\text{наиб}} }{I_x} y_{\text{наиб}} = \frac{ M_{\text{наиб}} }{W_x}$ $\tau = \frac{QS_x^{\text{отс}}}{I_x b}$	$\frac{1}{\rho} = \frac{M_x}{EI_x}$	$\tau \leq [\tau]$ $\sigma \leq [\sigma]$

2 ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ, УЗЛОВ И МЕХАНИЗМОВ МАШИН

2.1 Критерии работоспособности

Развитие машиностроения идет по пути улучшения характеристик и параметров машин: повышение мощности, производительности, скоростей, повышение экономичности, улучшение экологических показателей и др. Каждая деталь, узел, механизм или машина в целом работает в определенных условиях: параметры окружающей среды (температура, влажность, агрессивные среды), нагрузки (статические, динамические), скорости, вибрация, режим работы (постоянный, переменный, кратковременный, продолжительный) и др. В зависимости от условий работы и назначения к машинам, ее узлам, механизмам и деталям предъявляются требования. Требования, обеспечивающие нормальное функционирование в заданных условиях работы называют критериями работоспособности. Помимо критериев работоспособности могут предъявляться дополнительные требования: экологичность, экономичность, эргономика, технологичность изготовления, удобство обслуживания и ремонта, дизайн. При конструировании работоспособность деталей обеспечивают выбором соответствующего материала, рациональной конструктивной формой и расчетом размеров по одному или нескольким критериям, которые отражают физические явления при работе (характер разрушения или вид отказа). Выбор того или иного критерия для данной детали зависит от её функционального назначения и условий работы.

Основные критерии работоспособности:

1. Прочность;
2. Жёсткость;

3. Износостойкость;
4. Термостойкость;
5. Виброустойчивость.

Прочность – способность детали сопротивляться разрушению или возникновению недопустимых остаточных деформаций при воздействии внешних нагрузок. Прочность является главным критерием работоспособности для деталей машин. Поломка детали может привести к выходу из строя всей машины или даже к аварии.

Задача обеспечения необходимой прочности состоит в том, чтобы по действующим нагрузкам и условиям эксплуатации определить материал, размеры, форму и технологию изготовления детали, исключая возможность возникновения преждевременных разрушений или появления недопустимых остаточных деформаций.

Для обеспечения работоспособности машин и механизмов в некоторых случаях необходимо учитывать контактное взаимодействие деталей, в результате которого наблюдается местная деформация рабочей поверхности, что может привести к снижению ресурса работы. Прочность в этом случае оценивается по контактному напряжению в виде $\sigma_H \leq [\sigma_H]$.

Контактные напряжения – это напряжения, возникающие в контакте прижатых друг к другу тел, площадь которого существенно меньше размеров поверхности этих тел. Различают линейный и точечный контакт (рис. 2.1, а, б). В зоне контакта возникают напряжения сжатия. В случае упругих деформаций и изотропных материалов напряжения описываются по эллиптическому закону Герца (рис. 2.1, в).

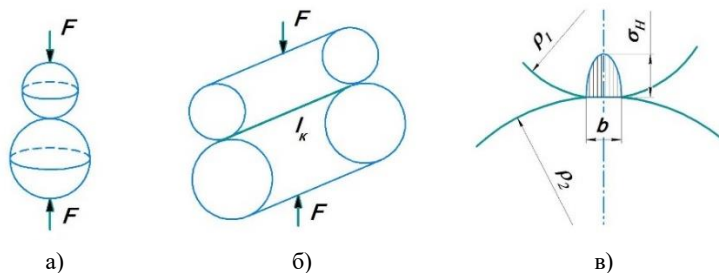


Рис. 2.1. К расчету контактных напряжений:
 а) точечный контакт; б) линейный контакт; в) эпюра

Для случая линейного контакта, который имеет место в зубчатых передачах и роликовых подшипниках, формула Герца записывается в виде:

$$\sigma_{H\text{лин}} = \sqrt{\frac{qE_{\text{пр}}}{2\pi\rho_{\text{пр}}(1-\mu^2)}},$$

где q – погонная нагрузка; $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости материалов; $\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны; μ – коэффициент Пуассона.

Для случая точечного контакта, который имеет место в шариковых подшипниках, формула Герца записывается в виде:

$$\sigma_{H\text{точ}} = m\sqrt[3]{\frac{FE_{\text{пр}}^2}{\rho_{\text{пр}}^2}},$$

где m – коэффициент, зависящий от формы контактируемых поверхностей; F – сжимающая нагрузка.

Жесткость – способность деталей противостоять изменению формы и размеров. Во многих случаях расчеты на жесткость являются в числе основных (обязательных). Так, при расчете механических передач особое внимание уделяется жесткости длинных валов, так как недостаточная изгибная жесткость таких

валов приводит к неравномерному распределению нагрузки по длине зубьев колес и перекосу в опорах. Для изделий аэрокосмической отрасли значение расчетов на жесткость возросло в связи с уменьшением массы и габаритов конструкций за счет внедрения высокопрочных сталей, которые обладают повышенными характеристиками прочности. При этом требуемую жесткость деталей стараются обеспечивать не увеличением их размеров, а за счет выбора рациональных конструктивных схем и формы.

Износостойкость – способность сопротивляться изнашиванию. Износостойкость деталей зависит от физико-механических свойств материала, термообработки и шероховатости поверхностей, от значений давлений или контактных напряжений, скорости скольжения, наличия смазочного материала в сопряжении, режима работы и др.

Изнашивание – процесс уменьшения размеров в результате трения. Работоспособность, надежность, КПД, виброактивность и интенсивность шума, а также другие показатели машин в большой степени зависят от изнашивания поверхностей деталей, т.е. от процесса постепенного изменения их размеров и формы сопряженных поверхностей в результате работы сил трения, обуславливающей отделение частиц материала или пластическое деформирование. **Износ** – результат изнашивания (количественная оценка степени изнашивания). Износ может определяться по изменению размеров, массы или объема материала.

Виброустойчивость – способность работать при действии вибрационных нагрузок. Вибрации (колебания) вызывают дополнительные переменные напряжения в элементах конструкции и могут приводить к усталостным разрушениям. Зачастую вибрации снижают качество работы машин и могут оказывать вредное влияние на здоровье человека. С увеличением

скоростей движения расчет на виброустойчивость является необходимым. Особенно опасным является возникновение резонансных колебаний, которые могут приводить к разрушению деталей или машины в целом. Расчеты на виброустойчивость сводятся к определению частот собственных колебаний механической системы и обеспечению их несовпадения с частотой вынужденных колебаний. Основными источниками вибраций являются неуравновешенные вращающиеся массы (смещение центра масс от оси вращения на величину эксцентриситета вследствие неточности изготовления, неоднородности материалов); переменные нагрузки; особенности конструкции (жёсткость, отсутствие демпфирования). Негативные последствия: появление и рост на поверхности усталостных трещин; увеличение амплитуды колебаний, и как следствие деформаций и напряжений в деталях, соприкосновение подвижных и неподвижных деталей; повышение уровня шума.

Термостойкость – способность работать в условиях высоких или низких температур. Температура влияет на механические характеристики материалов; на свойства смазочных материалов и технических жидкостей; на размеры деталей и зазоры между подвижными деталями. Проверка по данному критерию проводится по условию неперевышения допустимой температуры $t \leq [t]$. Допустимые температуры эксплуатации устанавливаются из опыта или расчетом. Повышенные температуры приводят к уменьшению вязкости смазки, обуславливающей появление задиров и заеданий сопряженных поверхностей, вызывают дополнительные термические напряжения, изменение свойств материалов (явление ползучести и релаксации напряжений, отпуск и т.п.), ослабление посадок и др. Значительные минусовые температуры могут вызвать охрупчивание и явление хладноломкости материалов, загустевание смазки и заклинивание движущихся частей машины и т.п.

2.2 Проект, проектирование. Стадии проектирования

Проект – комплекс технической документации, разработанный в результате проектирования. **Проектирование** – процесс создания технического объекта, включающий разработку схем, выполнение расчётов, разработку конструкции, чертежей, обоснований, пояснений и т.д. **Конструирование** – процесс создания изделия в чертежах на основании расчётов, установленных норм и правил (процесс разработки конструкции). Виды конструкторских документов устанавливаются стандартами Единой системы конструкторской документации (ЕСКД). Единая система конструкторской документации устанавливает следующие стадии проектирования:

Техническое задание – документ, определяющий основное назначение, характеристики, параметры и требования, предъявляемые к разрабатываемому изделию.

Техническое предложение – совокупность конструкторских документов, в которых приводятся технико-экономические обоснования целесообразности разработки документации изделия на основе анализа технического задания.

Эскизный проект – совокупность конструкторских документов, которые содержат принципиальные конструктивные решения, дающие общее представление об устройстве и принципе действия.

Технический проект – совокупность конструкторских документов, которые содержат окончательные технические решения, дающие полное представление об устройстве.

Рабочая документация (рабочий проект) – комплекс рабочей конструкторской документации, необходимой для изготовления, сборки, монтажа, контроля, приемки, испытаний, сертификации, хранения, транспортирования, эксплуатации, обслуживания, ремонта и утилизации.

При разработке проекта необходимо руководствоваться основными принципами конструирования:

- выбор наиболее рациональной схемы конструкции;
- обеспечение условия равнопрочности конструкции;
- снижение материалоемкости;
- применение в обоснованных случаях новых материалов – пластмасс, композиционных и порошковых материалов и др.;
- применение упрочняющей технологии и узловой сборки;
- обеспечение малого энергопотребление;
- обоснованное назначение точности и шероховатости деталей и обеспечение их взаимозаменяемости;
- использование стандартизации и унификации;
- исключение попадания грязи, пыли и влаги на подвижные детали изделий и во внутрь конструкций;
- обеспечение удобства технического обслуживания, контроля и ремонта;
- создание безопасности и комфорта оператору, устранение вредного воздействия на человека и окружающую среду.

2.3 Механические передачи

2.3.1 Привод и передача

Привод – устройство для приведения в движение исполнительных машин или механизмов. Привод состоит из источника энергии и передачи. При отсутствии передачи, когда источник энергии напрямую соединяется с исполнительным механизмом или машиной, привод называется прямым. **Передача** – устройство, передающее механическое движение от одного объекта (источник энергии) к другому (исполнительный механизм). Передача позволяет трансформировать движение,

задаваемое двигателем в необходимом – изменять скорость, нагрузки, направление.

2.3.2 Зубчатые передачи

Достоинства: высокая нагрузочная способность; малые габаритные размеры; высокая надёжность; высокий КПД; постоянное передаточное отношение; простота в эксплуатации; технологичность изготовления.

Недостатки: вибрация и шум при высоких окружных скоростях и низкой степени точности изготовления; высокий коэффициент жёсткости зацепления; сложность в изготовлении при высокой степени точности и твёрдости поверхности зубьев.

Во время работы на зубья шестерни и колеса действует нормальная сила F_n , направленная вдоль линии зацепления (рис. 2.2). Точка приложения нагрузки и ее направление относительно зуба постоянно меняется, поэтому при расчетах рассматривают зацепление зубьев в полюсе, когда вся действующая нагрузка воспринимается только одной парой зубьев. Для удобства расчетов нормальную силу раскладывают на две составляющие: окружную F_t и радиальную силу F_r :

$$\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_r.$$

Окружную и радиальную силу определяют по формулам

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{w1}} \approx \frac{2T_2}{d_{w2}}; F_r = F_{r1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w,$$

где T_1 и T_2 – крутящий момент на шестерне и колесе; α_w – угол зацепления; d_{w1} и d_{w2} – начальный диаметр шестерни и колеса.

Нормальная сила может быть найдена по следующим формулам

$$F_n = F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} = \frac{F_r}{\sin \alpha_w} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} .$$

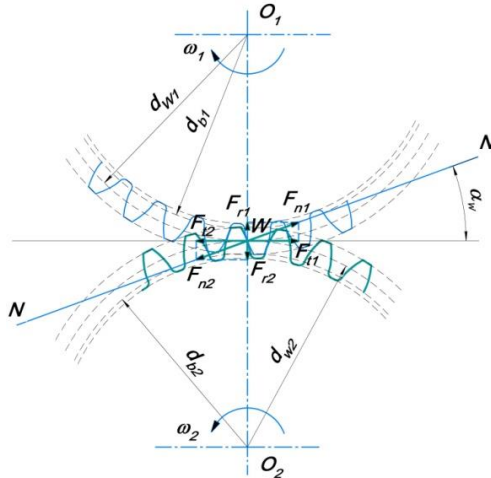


Рис. 2.2. Усилия в зацеплении

В качестве расчетной нагрузки принимают такую, которая складывается из номинальной и динамической $F_p = F_n + F_d$. Номинальная нагрузка обусловлена передачей крутящего момента и определяется наибольшим длительно действующим крутящим моментом на шестерню. Динамическая нагрузка обусловлена неправильностью зацепления зубьев вследствие неизбежных погрешностей изготовления и сборки зубчатых колёс, а также податливости деталей: валов, опор, зубчатых колёс и др. Динамическая нагрузка учитывается коэффициентом нагрузки K , который показывает долю динамической нагрузки относительно номинальной $F_p = F_n K$.

Поскольку площадь контакта зубьев существенно меньше площади поверхности зубьев, то одним из условий

работоспособности будет являться контактная прочность. Для прямозубой цилиндрической передачи внешнего зацепления с учетом геометрии формула Герца принимает следующий вид:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1-\mu^2)}} \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}} \sqrt{\frac{2T_1 K (U+1)}{U b_w d_{w1}^2}},$$

где U – передаточное число; b_w – ширина венца.

По условию прочности $\sigma_H \leq [\sigma_H]$, где допускаемые напряжения $[\sigma_H]$ определяются характеристиками материалов зубчатых колес и условиями работы.

Прочность зубчатых колес оценивается также по изгибным напряжениям, поскольку действующие нагрузки приводят к деформации изгиба зубьев. Изгибные напряжения определяются выражением:

$$\sigma_F = \frac{2T_1 K Y_F}{d_{w1} b_w m},$$

где Y_F – коэффициент формы зуба; m – модуль зацепления.

Проверка изгибной прочности проводится по условию $\sigma_F \leq [\sigma_F]$, где допускаемые напряжения $[\sigma_F]$ определяются характеристиками материалов зубчатых колес и условиями работы.

2.3.3 Ременные передачи

Ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов, соединенных одним или несколькими ремнями (рис. 2.3). Вращательное движение передается за счет силы трения между шкивами и ремнем. Необходимая величина силы трения обеспечивается натяжением ремня при сборке.

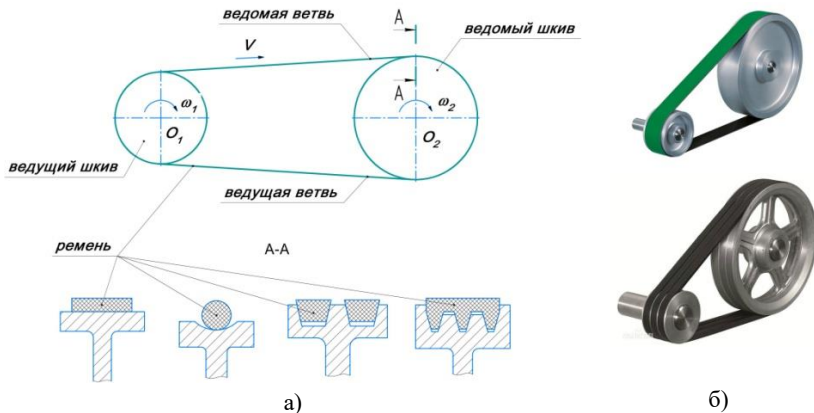


Рис. 2.3. Ременная передача: а) схема; б) внешний вид

По форме поперечного сечения ремня различают следующие передачи: с плоским ремнем; с круглым ремнем; с клиновым ремнем; с поликлиновым ремнем. Передачи с круглым и плоским ремнями применяются преимущественно при малых значениях передаваемой мощности. Наибольшее распространение получили клиновые и поликлиновые ремни. Эти передачи благодаря клиновидной форме ремня передают большую нагрузку.

Основными материалами для изготовления ремней являются резина, полиуретан, пластмасса, ткани. Наибольшее распространение находят резиновые ремни, прорезиненные ремни на тканевой основе и резиновые ремни с несущим кордом.

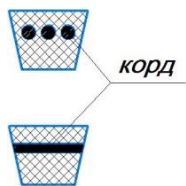


Рис. 2.4

называется слой, воспринимающий и передающий основную долю нагрузки (рис. 2.4). В качестве корда как правило применяются высокопрочные ткани или шнуры из капрона, вискозы, полиамида, лавсана, стекловолокна и других

синтетических материалов.

Пластмассовые ремни применяются в высокоскоростных передачах. При работе за счет тепловыделения повышается температура ремня, что приводит к увеличению его эластичности и коэффициента трения, и, следовательно, к повышению тяговой способности. Основными материалами для изготовления шкивов являются: стали, чугуны, алюминиевые сплавы, пластмассы, текстолиты.

Преимущества: передача движения на большие расстояния; плавность и бесшумность работы; простота конструкции и эксплуатации; низкая стоимость; предохранение от резких колебаний нагрузки и перегрузки.

Недостатки: большие габаритные размеры; непостоянное передаточное отношение; высокие нагрузки на валы и опоры; низкая долговечность ремней; необходимость защиты от попадания масла; необходимость в устройстве натяжения ремней.

Критерии работоспособности: тяговая способность, прочность и долговечность ремней.

Основными размерами ременной передачи являются (рис. 2.5): d_1 – диаметр ведущего шкива; d_2 – диаметр ведомого шкива; a – межосевое расстояние; γ – угол между ветвями; α_1 – угол охвата ведущего шкива; α_2 – угол охвата ведомого шкива; L – длина ремня.

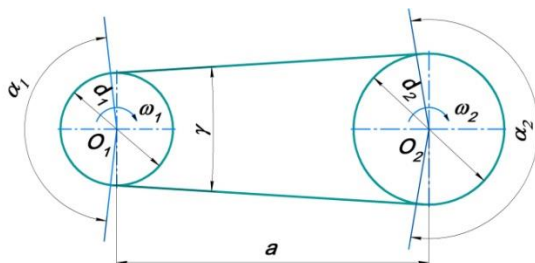


Рис. 2.5. Геометрия ременной передачи

Угол между ветвями примерно можно определить по формуле

$$\gamma = 2 \arcsin \left(\frac{d_2 - d_1}{2a} \right).$$

Углы охвата:

$$\alpha_1 = \pi - \gamma;$$

$$\alpha_2 = \pi + \gamma.$$

Длина ремня связана с межосевым расстоянием и может быть определена как сумма участков ремня (два прямых участка и две дуги при охвате шкивов):

$$L = \alpha_1 \frac{d_1}{2} + \alpha_2 \frac{d_2}{2} + \frac{2a}{\cos \frac{\gamma}{2}}.$$

Сила предварительного натяжения ремня определяется площадью поперечного сечения ремня A и допустимым значением нормальных напряжений для материала ремня σ_0 :

$$F_0 = A\sigma_0.$$

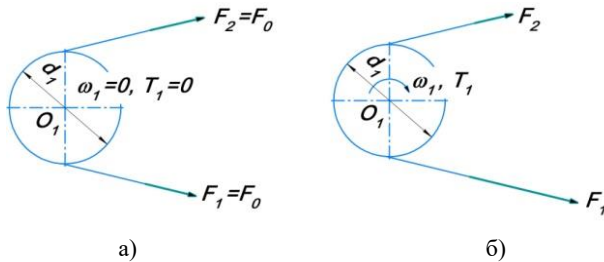


Рис. 2.6. Усилия натяжения ветвей:

а) при отсутствии нагрузки; б) при передаче крутящего момента

Когда мощность не передается, то силы натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня будут одинаковыми и равны силе предварительного натяжения (рис. 2.6, а) $F_1 = F_2 = F_0$. При передаче мощности появляется окружная сила, определяемая действующим крутящим моментом и диаметром шкива:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}.$$

Окружная сила приводит к перераспределению сил натяжения ведущей и ведомой ветви (рис. 2.6, б):

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t;$$

$$F_2 = F_0 - 0,5F_t.$$

При значительных окружных скоростях ремень дополнительно будет растягиваться центробежной силой:

$$F_v = \rho AV^2,$$

где ρ – плотность материала ремня; V – окружная скорость.

От действия указанных сил в ремне будут возникать нормальные напряжения:

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A} = \frac{\rho AV^2}{A} = \rho V^2;$$

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{A\sigma_0 + \frac{T_1}{d_1}}{A} = \sigma_0 + \frac{T_1}{Ad_1};$$

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{A\sigma_0 - \frac{T_1}{d_1}}{A} = \sigma_0 - \frac{T_1}{Ad_1}.$$

При огибании шкивов в ремне будут дополнительно действовать изгибные напряжения:

$$\sigma_{н1} = \frac{E\delta}{d_1}; \quad \sigma_{н2} = \frac{E\delta}{d_2},$$

где E – модуль упругости материала ремня; δ – толщина ремня.

Эпюра распределения напряжений по длине ремня представлена на (рис. 2.7). Наибольшие напряжения будут определяться суммой:

$$\sigma_{\max} = \sigma_v + \sigma_1 + \sigma_{н1}.$$

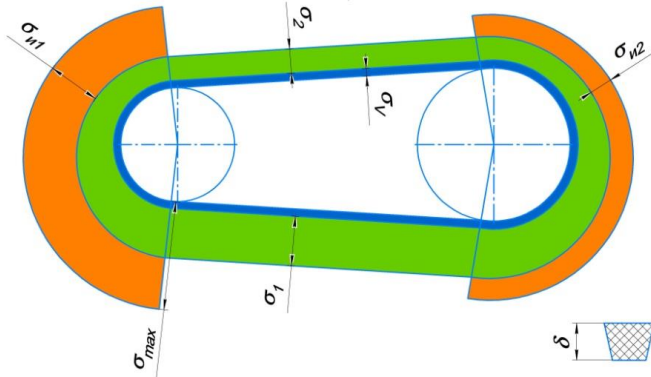
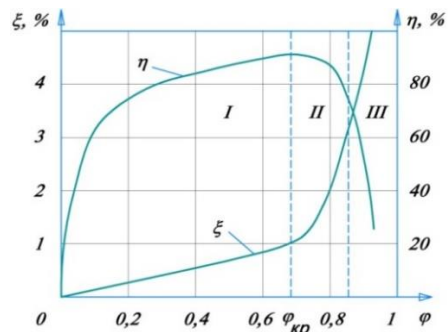


Рис. 2.7. Эпюра напряжений в ремне

Расчет ременной передачи проводится по тяговой способности, которая характеризуется кривыми скольжения $\xi = f_2(\varphi)$ и КПД $\eta = f_1(\varphi)$ в зависимости от коэффициента тяги $\varphi = F_t / (2F_0)$ (рис. 2.8). Коэффициент тяги показывает долю силы предварительного натяжения F_0 , используемой для передачи окружной силы F_t , исключая буксование. Максимальное значение КПД и тяговой способности соответствует критическому значению $\varphi_{кр}$.



I – зона упругого скольжения;
 II – зона частичного скольжения;
 III – зона полного буксования
 Рис. 2.8. Графики КПД и скольжения

Порядок расчета:

1. Исходя из передаваемой мощности и частоты вращения малого шкива определяется тип и размеры сечения ремня.

2. Определяется номинальная мощность, передаваемая одним ремнем в типовых условиях эксплуатации: передаточное число $U = 1$; угол охвата $\alpha = 180^\circ$; средняя продолжительность работы $t_{\text{ср}} = 2000$ ч; длина ремня равна базовой $l = l_0$.

3. Определяется мощность, передаваемая одним ремнем в реальных условиях эксплуатации;

4. Определяется количество ремней;

5. Определяется сила предварительного натяжения;

6. Определяется долговечность ремня по уравнению кривой выносливости материала $\sigma_{\text{max}}^m N = \text{const}$, где m – показатель степени кривой выносливости материала ремня, N – число циклов изменения напряжений в ремне.

2.4 Валы и оси

Ось предназначена для поддержания вращающихся деталей и обеспечения геометрической оси их вращения. Оси испытывают напряжения изгиба. Валы предназначены для поддержания вращающихся деталей, обеспечения геометрической оси вращения и передачи крутящего момента. Валы испытывают напряжения изгиба и кручения.

Валы бывают прямые (рис. 2.9, а-в), коленчатые (рис. 2.9, г) и гибкие (рис. 2.9, д). Коленчатые валы применяют только в поршневых машинах для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот (двигатели внутреннего сгорания, насосы, компрессоры). Гибкие валы с произвольной формой геометрической оси применяют для передачи вращения в механизмах, узлы которых меняют свое положение в процессе работы.

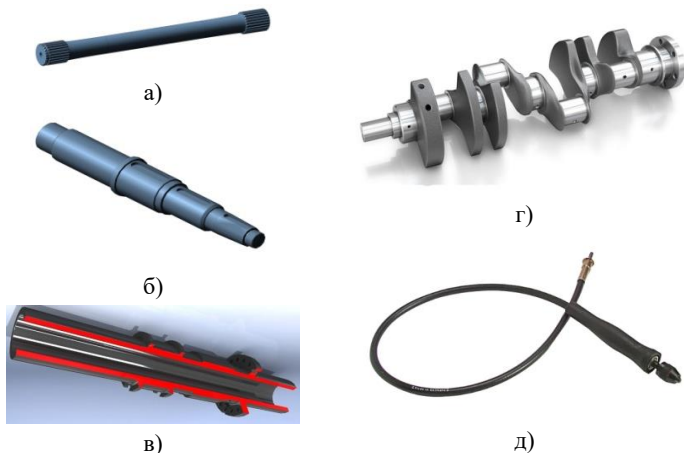


Рис. 2.9. Валы

Наибольшее применение имеют прямые валы. Прямые валы по форме внешней поверхности делятся на гладкие (рис. 2.9, а) и ступенчатые (фасонные) (рис. 2.9, б, в). В силовых механизмах гладкие валы имеют ограниченное применение. Они используются в трансмиссиях для передачи только вращающего момента и в кинематических механизмах. Ступенчатые валы менее технологичны в изготовлении, но более удобны при сборке, особенно сложных многоступенчатых механизмов. Кроме того, ступенчатый вал имеет меньшую массу, так как по форме приближается к балке равного сопротивления изгибу.

По виду поперечного сечения бывают сплошные и пустотелые (рис. 2.10). Пустотелые валы имеют меньшую массу по сравнению со сплошными при их одинаковой жесткости. Полые валы дороже в изготовлении, чем сплошные, и

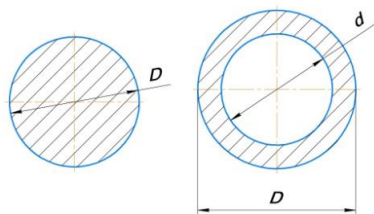


Рис. 2.10. Поперечные сечения

их применяют при жестких требованиях к массе конструкции. Полые валы характеризуются коэффициентом пустотелости, представляющим отношение диаметра отверстия к наружному диаметру вала $\beta = d/D$.

2.4.1 Расчет осей на прочность

Прочность осей обычно оценивают по запасу прочности:

$$n = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_p} \geq [n].$$

В качестве предельных напряжений для невращающейся оси принимают: для пластичных материалов предел текучести $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_T$, для хрупких материалов предел прочности $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_B$. Для вращающейся оси в качестве предельных напряжений принимают предел выносливости $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_{-1}$, поскольку напряжения носят переменный характер.

Расчетные напряжения определяются действующим изгибающим моментом в рассматриваемом сечении оси и моментом сопротивления изгибу:

$$\sigma_p = \frac{M}{W_{\text{и}}}.$$

При расчете ось заменяется расчетной схемой (балкой), строится эпюра изгибающих моментов. На основании эпюры и конструкции оси определяются наиболее опасные сечения, для которых рассчитывается запас прочности.

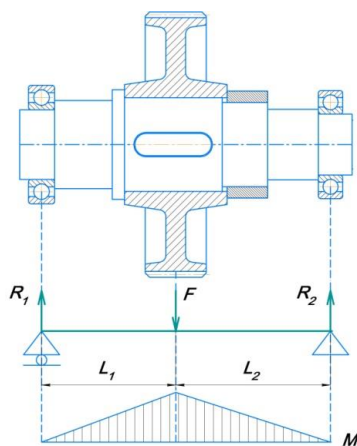


Рис. 2.11. К расчету оси на прочность

2.4.2 Расчет валов на прочность.

Порядок проектирования валов

Прочность валов обычно оценивают по запасу прочности, который будет определяться по нормальным напряжениям от действия изгибающих моментов и по касательным напряжениям от действия крутящего момента. Поскольку вал вращается, то изгибающий момент и нормальные напряжения будут меняться по знакопеременному циклу. Крутящий момент в силу возможных колебаний нагрузки также будет не постоянен. В связи с этим, основным расчетом валов будет расчет на усталостную прочность. Дополнительно прочность вала оценивается по статической прочности при перегрузках.

Условие усталостной прочности имеет вид:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n].$$

Запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям определяются отношением предельных напряжений к максимальным для переменного случая нагружения:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}.$$
$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + K_F - 1}{K_V}; \quad K_{\tau D} = \frac{\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + K_F - 1}{K_V}.$$
$$\sigma_a = \frac{M}{W_n}; \quad \tau_a = \frac{T_a}{W_{кр}}; \quad \tau_m = \frac{T}{W_{кр}}.$$

Расчет на статическую прочность проводится по наибольшим, даже кратковременно действующим нагрузкам. Условие статической прочности имеет вид:

$$n_{\text{ст}} = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n]_{\text{ст}}.$$

Запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям определяются отношением предельных напряжений к максимальным для случая статического нагружения:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{\text{лим}}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{\sigma_{T(\text{в})}}{\sigma_{\text{max}}}; \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{\text{лим}}}{\tau_{\text{max}}} = \frac{\tau_{T(\text{в})}}{\tau_{\text{max}}}.$$

Максимальные напряжения обычно определяют через номинальные напряжения, умноженные на коэффициент перегрузки. Значения коэффициента перегрузки определяется отношением максимального действующего момента к номинальному $K_g = T_{\text{max}}/T_{\text{ном}}$ и может быть определен условиями работы, например по динамической характеристике двигателя или механизма при переменном режиме работы. Тогда, максимальные нормальные и касательным напряжения можно определить по формулам:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_{\text{и}}} = \frac{MK_g}{W_{\text{и}}}; \quad \tau_{\text{max}} = \frac{T_{\text{max}}}{W_{\text{кр}}} = \frac{TK_g}{W_{\text{кр}}}.$$

Поскольку расчет валов по приведенным выше формулам возможен только при известных геометрических размерах и характеристиках опасных сечений, то при проектировании валов придерживаются следующей порядка.

Порядок проектирования валов:

1. Определяется ориентировочный диаметр вала из условия прочности только по действующему крутящему моменту (изгибающий момент на этапе проектировочного расчета неизвестен):

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau](1-\beta^4)}}.$$

При этом принимаются заниженные значения допустимых касательных напряжений $[\tau] \approx 10 \dots 80 \text{ МПа}$, а для пустотелых валов задаются коэффициентом $\beta \approx 0,65 \dots 0,8$.

2. Разрабатывается конструкция вала.
3. Составляется расчетная схема вала (балка).
4. Определяются реакции в опорах.
5. Строятся эпюры изгибающих и крутящих моментов.
6. Определяется запас прочности для каждого опасного сечения (с минимальными размерами, с максимальными моментами, с наличием концентраторов напряжений).

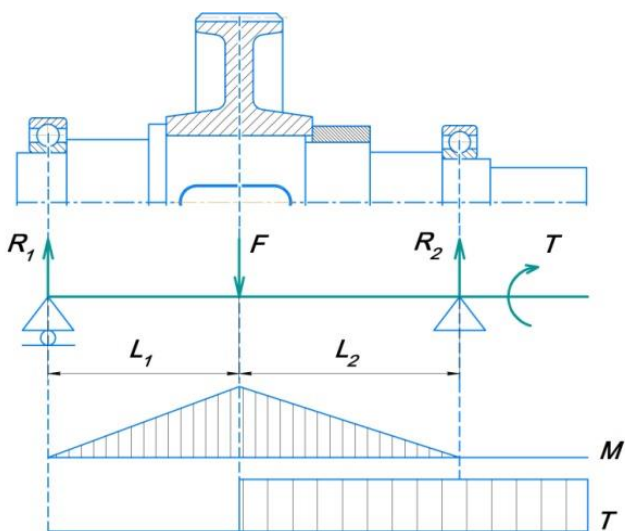


Рис. 2.12. К расчету валов на прочность

Если запасы прочности в сечении недостаточные, то необходимо: увеличить диаметр вала, изменить материал на более прочный, выполнить местную упрочняющую обработку и т.д.

2.5 Подшипники качения

Подшипники качения состоят из двух колец и расположенными между ними телами качения. Тела качения разделены между собой сепаратором и расположены равномерно по окружности. Примеры конструкций некоторых типов подшипников качения приведены на рис. 2.13.

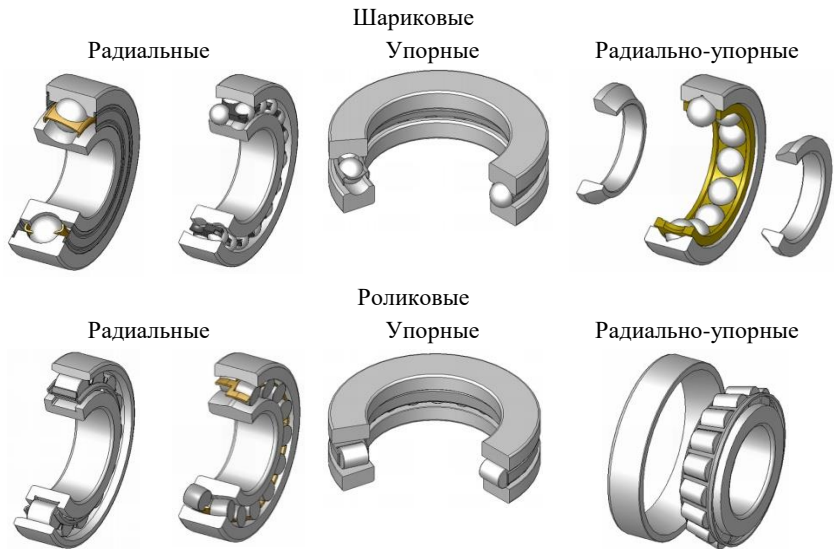


Рис. 2.13. Типы подшипников качения

По форме тел качения подшипники различают шариковые и роликовые. По направлению действующей нагрузки (рис. 2.14) подшипники разделяют на радиальные, упорные, радиально-упорные и упорно-радиальные.

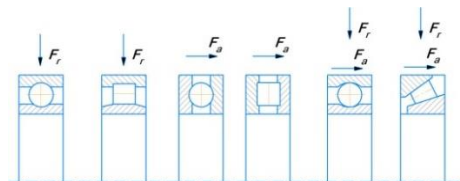


Рис. 2.14. Воспринимаемые нагрузки

Преимущества: относительно малые потери на трение; сравнительно низкая стоимость подшипников при их массовом производстве; относительно малая длина опоры; меньший расход смазочного материала; малые пусковые моменты; полная взаимозаменяемость, что облегчает сборку и ремонт механизмов. В конструкциях валов и осей с подшипниками качения проще решаются вопросы осевой фиксации и компенсации температурных деформаций, они менее чувствительны к перекосам и прогибам валов под нагрузкой, к несносности опор.

Недостатки: высокая чувствительность к ударным нагрузкам; ограниченная быстроходность, связанная с кинематикой и динамикой тел качения (центробежные силы, гироскопические моменты и др.); высокая стоимость при единичном или мелкосерийном производстве; сравнительно большие радиальные размеры опоры; ограниченный диапазон рабочих температур; шум во время работы, обусловленный погрешностями формы.

Действующие на подшипник нагрузки передаются от одного кольца другому через тела качения, при этом площадь контакта очень мала. В связи с этим долговечность подшипников качения будет зависеть от усталостной контактной прочности. Величина контактных напряжений в контакте каждого тела качения с кольцами будет зависеть от направления и величины действующей нагрузки, ее распределения по телам качения и геометрических размеров. В инженерных расчетах контактные напряжения не рассчитывают, а используют формулу, полученную с учетом кривой выносливости подшипника. Долговечность подшипника определяется по формуле:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^K [\text{млн.об}]; L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \left(\frac{C}{P}\right)^K \frac{10^6}{60n} [\text{ч}],$$

где C – динамическая грузоподъемность; P – приведенная (эквивалентная) нагрузка; K – показатель степени кривой выносливости; n – относительная частота вращения колец.

Для шариковых подшипников показатель степени принимают $K = 3$, для роликовых – $K = 3,33$.

При действии осевой нагрузки на подшипник:

$$P = F_a K_\sigma K_T,$$

где K_σ – коэффициент безопасности; K_T – температурный коэффициент.

При действии радиальной нагрузки на подшипник:

$$P = V F_r K_\sigma K_T,$$

где V – коэффициент вращения.

При действии осевой и радиальной нагрузки на подшипник:

$$P = (X V F_r + Y F_a) K_\sigma K_T,$$

где X – коэффициент приведения радиальной нагрузки; Y – коэффициент приведения осевой нагрузки.

При действии радиальной нагрузки из-за наличия зазора имеет место повышенная неравномерность распределения нагрузки по телам качения. Если приложить осевую нагрузку, то зазор уменьшится и нагрузка распределится более равномерно.

Если $\frac{F_a}{V F_r} < e$, где e – коэффициент осевого нагружения, то расчет

ведут как при действии только радиальной нагрузки и принимают

$X=1, Y=0$. Если $\frac{F_a}{V F_r} \geq e$, то коэффициенты приведения определяют

X, Y по каталогу.

При вращающемся внутреннем и неподвижном наружном кольцах подшипника принимают $V = 1$, при невращающемся внутреннем и подвижном наружном кольцах подшипника – $V = 1,2$.

Коэффициент безопасности и температурный коэффициент определяются по справочным данным в зависимости от условий работы.

В случае необходимости может быть выполнен уточняющий расчет долговечности с учетом контактного взаимодействия, изнашивания рабочих поверхностей и влияния прочих факторов на долговечность – свойства смазочных материалов, перекосы при сборке, изменение зазоров, тепловые потоки. В этом случае необходимо прибегать к другим методикам расчетов на долговечность подшипников.

2.6 Соединения

Соединения – это неподвижные связи в технике, предназначенные для соединения деталей между собой и не допускающие их относительного движения.

Соединения разделяют на:

Разъемные – соединения, которые можно разбирать без повреждения или разрушения деталей (резьбовые, шпоночные, шлицевые, штифтовые, клеммовые и др.);

Неразъемные – соединения, которые нельзя разбирать без повреждения или разрушения деталей (сварные, клеевые, заклепочные, прессовые и др.).

2.6.1 Резьбовые соединения

Резьбовые соединения разделяют на:

- по форме профиля (рис. 2.15, а): треугольные; круглые; прямоугольные.

- по направлению винтовой линии: правые; левые.

- по форме (рис. 2.15, б): цилиндрические; конические.

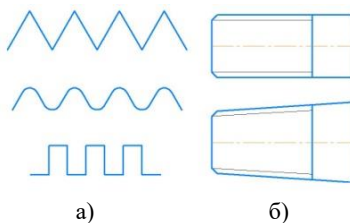


Рис. 2.15

В качестве крепежных в основном используют треугольную (метрическую и трубную) резьбу. Бывают резьбы с крупным и мелким шагом. Трубная резьба применяется в соединениях труб, где необходимо обеспечить достаточную прочность при малой толщине стенки. Круглая и прямоугольная резьба применяется в несилowych изделиях.

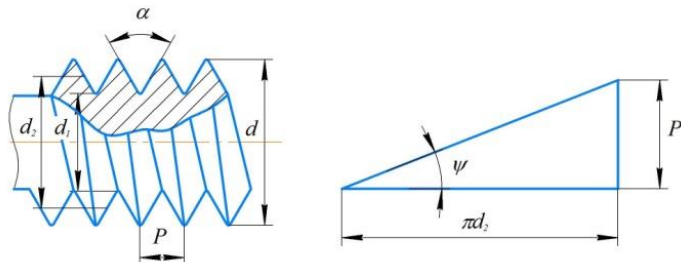


Рис. 2.16. Геометрия резьбового соединения

Основными размерами треугольной резьбы являются (рис. 2.16) d_1 – внутренний диаметр; d_2 – средний диаметр; d – наружный диаметр; ψ – угол подъема витка; α – угол профиля; P – шаг резьбы.

Согласно развертке витка (рис. 2.16) угол подъема винтовой линии:

$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi d_2}.$$

При закручивании гайки величина крутящего момента, прикладываемая к ключу, будет определяться моментами трения по резьбовой поверхности и торцевой поверхности:

$$T_{\text{кл}} = T_{\text{р}} + T_{\text{т}}; \quad T_{\text{р}} = F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi'); \quad T_{\text{т}} = \frac{1}{3} F_{\text{зат}} f \frac{(D^3 - d_0^3)}{(D^2 - d_0^2)},$$

где $F_{\text{зат}}$ – усилие затяжки; $\varphi' = \arctg \left(\frac{f}{\cos \alpha / 2} \right)$ – приведенный угол

трения; f – коэффициент трения; D – наружный диаметр торцевой поверхности; d_0 – внутренний диаметр торцевой поверхности.

Усилие затяжки приводит к деформации растяжения стержня резьбового соединения, а момент трения в резьбе – к кручению стержня. При кручении в стержне будут возникать касательные напряжения, а при растяжении – нормальные. К тому же растягивающая сила может привести к срезу и смятию витков резьбы. Для стандартных метрических резьб параметры подобраны таким образом, что решающее значение на прочность будет иметь условия прочности стержня резьбового соединения.

В зависимости от условий нагружения прочность резьбового соединения будет оцениваться по нормальным и/или касательным напряжениям.

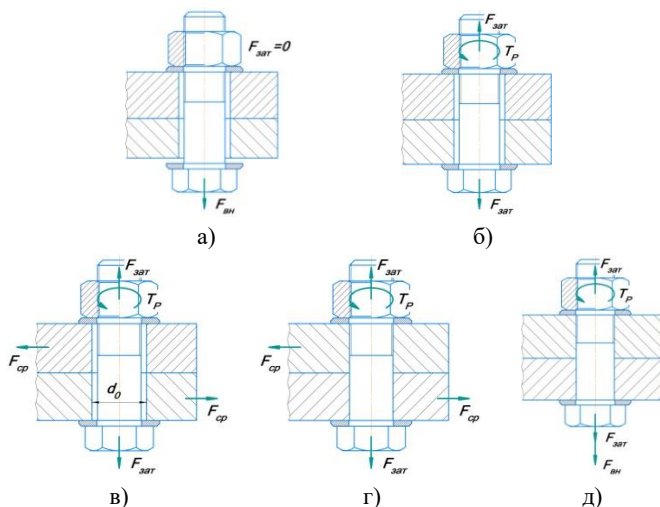


Рис. 2.17. Основные случаи нагружения резьбовых соединений

1. Ненапряженное резьбовое соединение (рис. 2.17, а). После сборки напряжения в стержне равны нулю, они возникают только после приложения внешней нагрузки.

$$\sigma = \frac{F_{\text{вн}}}{A} = \frac{4F_{\text{вн}}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma].$$

2. Напряженное резьбовое соединение (рис. 2.17, б). После сборки усилие затяжки приводит к растяжению стержня, а момент трения в резьбе к кручению.

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T_{\text{р}}}{W_{\text{р}}}\right)^2} = k\sigma \approx 1,3\sigma \leq [\sigma].$$

3. Напряженное резьбовое соединение с зазором, работающее на срез (рис. 2.17, в). Для нормальной работы в таких условиях необходимо, чтобы сила трения между соединяемыми деталями была больше внешней срезающей нагрузки с учетом запаса по сцеплению $K_{\text{сц}}$.

$$F_{\text{тр}} > F_{\text{ср}} K_{\text{сц}}; F_{\text{тр}} = fF_{\text{зат}}; F_{\text{зат}} > \frac{F_{\text{ср}} K_{\text{сц}}}{f};$$

$$\sigma_{\text{экр}} = 1,3\sigma = \frac{5,2F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma].$$

4. Напряженное резьбовое соединение без зазора, работающее на срез (рис. 2.17, г). Срезающая сила вызывает сдвиговые деформации стержня.

$$\tau = \frac{F_{\text{ср}}}{A} = \frac{4F_{\text{ср}}}{\pi d^2} \leq [\tau].$$

5. Напряженное резьбовое соединение, нагруженное внешней силой (рис. 2.17, д). После сборки усилие затяжки приводит к растяжению стержня, а момент трения в резьбе к кручению. При этом внешняя нагрузка приводит к догрузению стержня на некоторую величину, зависящую от податливости деталей $\lambda_{\text{дет}}$ и стержня $\lambda_{\text{ст}}$, и определяемая коэффициентом основной (внешней) нагрузки χ .

$$F_p = 1,3F_{\text{заг}} + \chi F_{\text{вн}}; \chi = \frac{\lambda_{\text{дет}}}{\lambda_{\text{дет}} + \lambda_{\text{ст}}} \approx 0,2 \dots ; 3$$

$$\sigma = \frac{F_p}{A} = \frac{4F_p}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$$

2.6.2 Штифтовые соединения

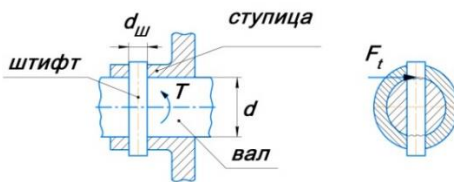


Рис. 2.18. К расчету штифтовых соединений

Штифты применяют для точного взаимного фиксирования деталей, а также для соединения деталей, передающих небольшие силы и

моменты (рис. 2.18). Штифты делят на установочные и крепежные. Расчеты выполняются только для крепежных штифтовых соединений. При передаче крутящего момента от вала к ступице в соединении будет действовать окружная сила, которая будет являться срезающей нагрузкой на штифт:

$$F_t = \frac{2T}{d}$$

Площадь поперечного сечения цилиндрического штифта $A_i = \frac{\pi d_{\text{ш}}^2}{4}$, а суммарная площадь с учетом конструкции $A = 2A_i$. Тогда касательный напряжения в каждом сечении будут определяться выражением:

$$\tau = \frac{F_t}{A} = \frac{2T}{d} \frac{4}{2\pi d_{\text{ш}}^2} = \frac{4T}{\pi d d_{\text{ш}}^2}$$

При практических расчетах напряжения определяют для случая возможного перегрузения от случайных дополнительных

нагрузок, для этого в формулу вводят коэффициент перегрузки (динамического нагружения) K_g . Окончательно получим условие прочности штифта в виде:

$$\tau = \frac{4TK_g}{\pi d d_{III}^2} \leq [\tau].$$

2.6.3 Шпоночные соединения

Наибольшее применение находят призматические, круглые и сегментные шпонки (рис. 2.19, а). Шпонки вставляются в соответствующие пазы, нарезаемые на валу и ступице (рис. 2.19, б). Круглые шпонки ограничены в применении из-за сложности разборки соединения, а сегментные шпонки ограничены из-за снижения прочности вала при нарезании глубокого паза.

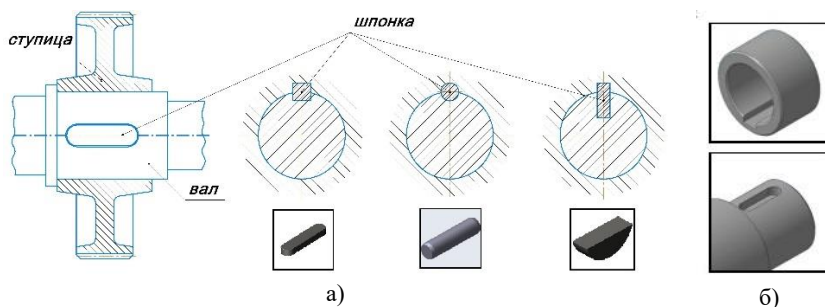


Рис. 2.19. Шпоночные соединения

При проектировании шпоночного соединения ширину и высоту шпонок принимают по соответствующему стандарту в зависимости от диаметра вала. Длину шпонки принимают в зависимости от длины ступицы и согласуют со стандартной длиной шпонки. Затем проводят поверочный расчет.

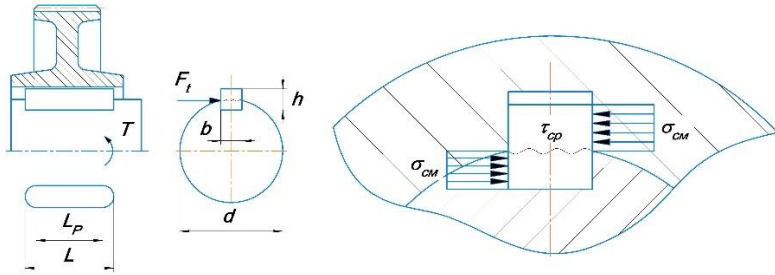


Рис. 2.20. К расчету на прочность шпоночного соединения

Для призматической шпонки условия прочности по напряжениям смятия боковой поверхности и напряжениям среза имеют вид:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A} = \frac{4TK_g}{dL_p h} \leq [\sigma_{\text{см}}]; \quad \tau_{\text{ср}} = \frac{F_t}{A_{\text{ср}}} = \frac{2TK_g}{dbL_p} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где $F_t = \frac{2TK_g}{d}$ – действующая окружная сила с учетом перегрузки;

$A = \frac{L_p h}{2}$ – площадь боковой рабочей поверхности; $A_{\text{ср}} = bL_p$ – площадь сечения, работающего на срез; L_p – рабочая длина шпонки; b – ширина шпонки; h – толщина шпонки.

Поперечные размеры (ширина и толщина) призматических шпонок стандартизованы и подобраны таким образом, что при выполнении условия прочности по напряжениям смятия, условие прочности по напряжениям среза выполняется автоматически.

2.6.4 Шлицевые соединения

Шлицевые соединения представляют собой шлицы (зубья), нарезаемые на поверхностях вала и ступицы (рис. 2.21, а). В зависимости от формы профиля зубьев различают соединения: прямобочные (рис. 2.21, б); эвольвентные (рис. 2.21, в).

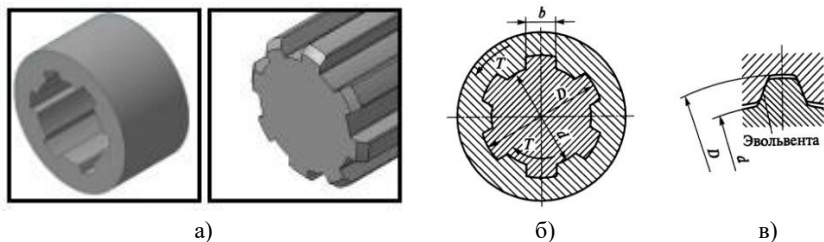


Рис. 2.21. Шлицевое соединение

Шлицевые соединения обладают большей нагрузочной способностью, поскольку нагрузка распределяется по большей площади рабочих поверхностей. Число и размеры зубьев по их поперечному сечению принимают в зависимости от диаметра вала по соответствующему стандарту. Длина зубьев определяется длиной ступицы. Проверочный расчет выполняют на смятие боковых поверхностей:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A} = \frac{2TK_g}{d_{\text{cp}} l h z},$$

где $F_t = \frac{2TK_g}{d_{\text{cp}}}$ – действующая окружная сила с учетом перегрузки;

d_{cp} – средний диаметр; $A = l h z$ – суммарная площадь боковой поверхности шлицев; l – длина шлицев; h – высота профиля шлицев; z – число шлицев в соединении.

Ввиду погрешностей изготовления и сборки окружная сила между шлицами распределяется неравномерно, поэтому в формулу вводят коэффициент неравномерности распределения нагрузки, значение которого в зависимости от степени точности принимают $k \approx 0,7 \dots 0,9$. Тогда, условие прочности примет вид:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2TK_g}{k d_{\text{cp}} l h z} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Для прямобочных шлицевых соединений (рис. 2.22):

$$h = \frac{D-d}{2} - 2f; d_{cp} = \frac{D+d}{2},$$

где D – внешний диаметр; d – внутренний диаметр; f – фаска.

Для эвольвентных шлицевых соединений:

$$h \approx m; d_{cp} = mz,$$

где m – модуль.

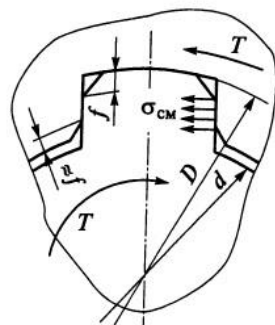


Рис. 2.22. К расчету шлицевого соединения на прочность

2.6.5 Заклепочные соединения

Заклепочные соединения относятся к классу неразъемных соединений. Заклепки применяют в особо ответственных конструкциях, воспринимающих большие вибрационные или повторные нагрузки; для соединений несвариваемых деталей; в конструкциях, не допускающих сварку из-за коробления или опасности отпуска термообработанных деталей.

Преимущества: высокая нагрузочная способность; возможность соединения разнородных материалов; малая масса; восприятие переменных нагрузок.

Недостатки: высокая трудоемкость; снижение прочности соединяемых деталей.

Заклепка представляет собой стержень круглого поперечного сечения с головками на концах. Закладная головка выполняется одновременно со стержнем, а замыкающая головка заклепки формируется при сборке путем пластического деформирования с помощью пневмоинструмента, молотка, порохового заряда, развальцовки или путем вытяжки технологического стержня (рис. 2.23).

Диаметр отверстия под заклепку в соединяемых деталях делают несколько большим диаметра стержня заклепки. В результате пластической деформации стержня под действием сжимающей осевой силы происходит поперечное расширение стержня и образуется плотное соединение.

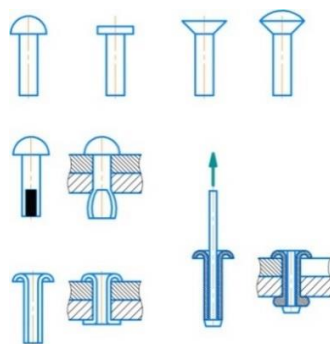


Рис. 2.23. Заклепки

Требования к материалам заклепок: пластичность; прочность; температурные коэффициенты расширения заклепок должны быть одинаковыми с соединяемым деталями; не должны образовывать гальванические пары с соединяемыми деталями. В зависимости от материала соединяемых деталей используют заклепки из алюминиевых сплавов, стали, латуни и меди.

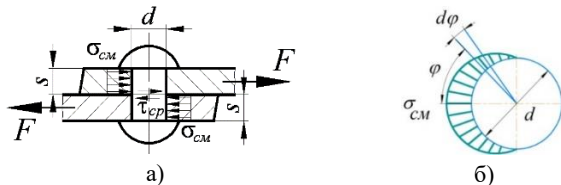


Рис. 2.24. К расчету на прочность заклепочного соединения

Заклепочные соединения применяют для скрепления листов и прокатных профилей (угол, тавр, швеллер и т.д.), при этом стержень заклепки будет работать на срез. Условие прочности по касательным напряжениям имеет вид (рис. 2.24, а):

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A} = \frac{4F_{ср}}{\pi d^2} \leq [\tau],$$

где $F_{ср}$ – срезающая нагрузка; d – диаметр заклепки.

Дополнительно проверяется прочность на смятие боковой поверхности, принимая вид эпюры распределения напряжений согласно рис. 2.24, б. Условие прочности по напряжениям смятия будет иметь вид:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A} = \frac{4F_{\text{ср}}}{\pi d \delta} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где δ – наименьшая толщина соединяемых деталей.

2.6.6 Сварные соединения

Сварные соединения - одни из наиболее распространенных неразъемных соединений. Получаются за счет образования межатомных связей в свариваемых деталях при нагревании (термической сварке) или пластической деформации контактирующих поверхностей (механической сварке).

Преимущества: технологичность; высокая производительность; равнопрочная конструкция; минимальная масса; низкая стоимость при единичном и мелкосерийном производстве.

Недостатки: неоднородная структура и механические свойства сварных швов; снижение прочности деталей в зоне термического влияния; коробление деталей.

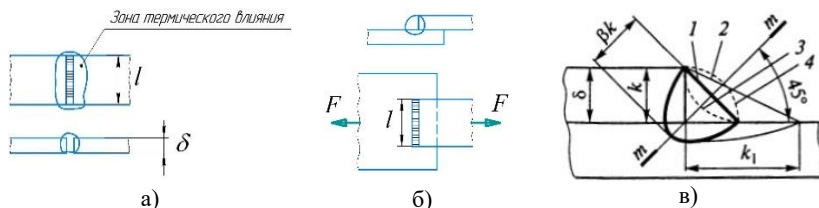


Рис. 2.25. Виды сварных швов:
 а) встык; б) внахлест; в) виды швов при сварке внахлест

В зависимости от условий нагружения и типа сварного соединения прочность оценивается по нормальным или касательным напряжениям, а условия прочности имеют вид:

$$\sigma \leq [\sigma'] = \varphi[\sigma]; \quad \tau \leq [\tau'] = \varphi[\sigma],$$

где $[\sigma']$, $[\tau']$ – допускаемое нормальное и касательное напряжения сварного соединения; φ – коэффициент прочности сварного соединения; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение детали.

При сварке встык (рис. 2.25, а) условие прочности по нормальным напряжениям при растяжении и сжатии будет иметь вид:

$$\sigma_{p,сж} = \frac{F}{A} = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma'] = \varphi[\sigma] = (0,9...1)[\sigma],$$

где δ – толщина свариваемых деталей; l – длина сварного шва.

При сварке встык (рис. 2.25, а) условие прочности по нормальным напряжениям при изгибе будет иметь вид:

$$\sigma_{и} = \frac{M}{W_{и}} = \frac{6M}{\delta^2 l} \leq [\sigma'] = \varphi[\sigma] = (0,9...1)[\sigma].$$

При сварке внахлест (рис. 2.25, б, в) условие прочности по касательным напряжениям при растяжении и сжатии для расчетного сечения $m-m$ будет иметь вид:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{\beta kl} \leq [\tau'] = \varphi[\sigma] = (0,5...0,65)[\sigma],$$

где β – коэффициент, зависящий от типа сварного шва; k – размер катета сварного шва.

Угловые швы (рис. 2.25, в) бывают: 1 – нормальные; 2 – улучшенные; 3 – вогнутые; 4 – выпуклые. В зависимости от типа шва принимают коэффициент в интервале $\beta=0,7...1,1$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Феодосьев, В.И. Сопротивление материалов / В.И. Феодосьев. – М.: Машиностроение, 1986. – 512 с.
2. Эрдеди, А.А. Техническая механика, сопромат / А.А. Эрдеди, М.А. Эрдеди. – М.: Академия, 2003. – 320 с.
3. Джамай, В.В. Прикладная механика / В.В. Джамай, Ю.Н. Дроздов, Е.А. Самойлов [и др.]. – М.: Дрофа, 2004. – 44 с.
4. Иосилевич, Г.Б. Прикладная механика / Г.Б. Иосилевич, П.А. Лебедев, В.С. Стреляев. – М.: Машиностроение, 1985. – 576 с.
5. Силаев, Б.М. Детали машин и основы конструирования / Б.М. Силаев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 224 с.
6. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2010. – 408 с.
7. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 496 с.

Учебное издание

*Хибник Татьяна Алексеевна,
Барманов Ильдар Сергеевич*

**ВОПРОСЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ
И ДЕТАЛЕЙ МАШИН
В КУРСЕ «ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»**

Учебное пособие

Редакционно-издательская обработка А.В. Ярославцевой

Подписано в печать 12.12.2022. Формат 60×84 1/16.

Бумага офсетная. Печ. л. 5,0.

Тираж 120 экз. (1-й з-д 1-25). Заказ № . Арт. – 36(Р2УП)/2022.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

443086, САМАРА, МОСКОВСКОЕ ШОССЕ, 34.

Издательство Самарского университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.