

М.И. ГАЛЬПЕРИН, Н.Г. ДОМБРОВСКИЙ

СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ

М. И. ГАЛЬПЕРИН, Н. Г. ДОМБРОВСКИЙ

СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ

ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ
И ДОПОЛНЕННОЕ

Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебника для студентов
специальности «Промышленное
и гражданское строительство»
высших учебных заведений



МОСКВА «ВЫСШАЯ ШКОЛА» 1980

ББК 38.6—44

Г17

УДК 621.8

Рецензент

кафедра эксплуатации и ремонта строительных машин
Киевского инженерно-строительного института
(зав. кафедрой проф. А. Ф. Чубук)

Гальперин М. И., Домбровский Н. Г.

Г17 Строительные машины: Учебник для вузов. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. школа, 1980. — 344 с., ил.

В пер.: 1 р. 10 к.

Учебник составлен в полном соответствии с утвержденной программой. В нем изложены общие сведения о деталях машин и их расчете, основные принципы работы и устройства строительных машин, показана физическая сущность их рабочего процесса и особенности технологических процессов, для выполнения или участия в которых они предназначены, приведены технические параметры, технико-экономические показатели работы, основные тенденции развития и области применения строительных машин.

По сравнению с предыдущими изданиями в учебник внесены следующие изменения: приводятся схемы машин с гидравлическим приводом, расширен раздел о грузоподъемных устройствах и сокращен объем раздела о машинах для земляных работ. Введены новые разделы о ручных машинах и машинах для отделочных работ. Первое издание книги вышло в 1965 г.

Учебник предназначен для студентов инженерно-строительных вузов.

Г 30207—296
001(01)—80 107—80

3204010000

6С6.08

ББК 38.6—44

Марк Исаевич Гальперин, Николай Григорьевич Домбровский

СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Зав. редакцией В. Г. Акатова. Редактор Л. Б. Лохова. Мл. редактор Г. К. ИONOва. Худож. редактор Т. А. Дурасова. Художник В. И. Казакова. Техн. редактор Э. М. Чижевский. Корректор В. А. Орлова.

ИБ № 2130

Изд. № СТР-335. Сдано в набор 15.11.79. Подп. в печать 10.06.80. Т-11733. Формат 60×90 /16. Бум. тип. № 1. Гарнитура литературная. Печать высокая. Объем 21,5 усл. печ. л. 23,99 уч.-изд. л. Тираж 60 000 экз. Зак. № 977. Цена 1 р. 10 к.

Издательство «Высшая школа», Москва, К-51, Неглинная ул., д. 29/14
Ордена Октябрьской Революции, ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградское производственно-техническое объединение «Печатный
Двор» имени А. М. Горького «Союзполиграфпрома» при Государст-
венном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной
торговли. 197136, Ленинград, П-136, Чкаловский просп., 15.

© Издательство «Высшая школа», 1980

ПРЕДИСЛОВИЕ

Строительству в нашей стране уделяют особое внимание, так как оно в значительной степени обеспечивает развитие других отраслей народного хозяйства и повышает уровень благосостояния населения.

Парк строительных машин России в 1917 г. насчитывал 220 единиц. В основном это были зарубежные экскаваторы, ленточные конвейеры, краны-укосины, примитивные кирпичные прессы с конным приводом, ручные бетономешалки и др. Годовой объем земляных работ не превышал 200 млн. м³, а уровень их механизации — 3%.

Создание отечественных строительных машин было начато в 1921—1927 гг., и в настоящее время их выпускается более 700 наименований.

В Основных направлениях развития народного хозяйства СССР на 1976—1980 гг., принятых на XXV съезде КПСС, предусмотрено значительное увеличение парка машин, выпуск их повышенной единичной мощности, переход от создания отдельных агрегатов к разработке и внедрению систем машин, охватывающих весь технологический процесс, механизацию и автоматизацию трудоемких видов производства. Осуществление комплексной механизации в строительстве позволяет значительно увеличить производительность труда и снизить трудоемкость и стоимость работ. Перечисленные мероприятия требуют от инженеров знания принципов действия основных устройств машины; особенностей основных классов, групп и типов машин и принципов их действия; факторов, влияющих на производительность, и методов расчета производительности; основ правильной эксплуатации машин.

В СССР создан ряд научных школ, разрабатывающих основы теории рабочих процессов, осуществляемых строительными машинами, а также особенности расчета конструкции этих машин. В этой области наиболее существенные результаты достигнуты профессорами Н. Г. Домбровским, Д. П. Волковым, Д. И. Федоровым, Ю. А. Ветровым, А. Н. Зелениным, М. И. Гальпериным, В. И. Баловневым и др.

Данный учебник написан в соответствии с программой курса для специальности «Промышленное и гражданское строительство». Первое издание книги вышло в 1965 г., второе — в 1971 г. Третье издание книги значительно переработано и дополнено на основе достижений науки и техники последних лет; все физические величины параллельно с системой единиц МКГСС даны в Международной системе единиц СИ.

Авторами приведен минимум материала, которого достаточно для того, чтобы студенты могли изучить принципы устройства и работы машин, физическую сущность явлений, происходящих при их эксплуатации, технические параметры машин и технико-экономические показатели их работы, а также на практике правильно выбрать машину для выполнения заданных технологических операций, оценить влияние отдельной машины и условий работы на ее производительность и т. д.

Курс «Строительные машины» содержит общие вопросы конструкций строительных машин, где излагаются основные характеристики отдельных машин — проходимость, маневренность и др., а также системы управления, силовые установки, ходовая часть машин, методы расчета тяговых усилий, определение сил сопротивления рабочих органов при разрушении грунтов и пород и т. д.

На основе опыта использования этого учебника в различных вузах, а также требований, которые предъявляют на данном этапе строители, авторы в третьем издании изменили объемы некоторых разделов: сокращен объем материала по машинам для земляных работ, увеличен объем материала по ручным машинам, так как они получают все большее применение (ими пользуются около 60% строителей и монтажников).

Для облегчения изучения курса студентами заочных вузов в учебник включены контрольные вопросы.

За основу написания гл. «Детали машин» был принят учебник проф. Д. Н. Решетова «Детали машин».

Главы с 1 по 10 написаны докторами техн. наук профессорами М. И. Гальпериным и Н. Г. Домбровским, гл. 11, 12 — инж. Л. М. Местечкиным.

Авторы выражают глубокую благодарность руководителю кафедры эксплуатации и ремонта строительных машин Киевского инженерно-строительного института профессору А. Ф. Чубуку за ценные методические рекомендации и уточнения в материале, излагаемом в учебнике, и инж. И. А. Смолиной за оказанную помощь при переработке учебника.

Авторы

ГЛАВА 1

ДЕТАЛИ МАШИН

§ 1.1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДЕТАЛЯХ МАШИН

Машины и механизмы состоят из отдельных деталей. Деталь представляет собой одно целое (вал, винт и др.). Группа деталей, работающих в комплексе и объединенных общим назначением, называется узлом (коробка передач, редуктор и др.). Различают детали простые (гайка, шпонка, винт и т. д.) и сложные (коленчатый вал, корпус ковша экскаватора, корпус редуктора).

В курсе деталей машин изучаются детали и узлы общего назначения, встречающиеся почти во всех машинах: болты, валы, муфты, механические передачи и др.

Эффективная работа машин, срок их службы определяются прочностью, жесткостью, виброустойчивостью, износостойкостью, теплоустойчивостью и надежностью деталей этих машин.

Прочность — свойство детали сопротивляться разрушению под действием на нее внешних нагрузок. Прочность детали зависит от характера приложения нагрузки, от формы детали, а также от материала, из которого она изготовлена.

На детали могут действовать нормальные, случайные и аварийные нагрузки. Нормальные нагрузки по величине и характеру соответствуют паспортным условиям работы машины. По ним ведется расчет на долговечность. Случайные нагрузки — наименее выгодные сочетания одновременно действующих на деталь нагрузок, которые возможны во время работы при исправных механизмах, правильном управлении и эксплуатации машины в очень тяжелых условиях; они вызывают максимальные напряжения в детали. Расчет детали на прочность ведут, исходя из этих нагрузок. Размеры, форма детали, материал и его обработка должны быть такими, чтобы напряжения, возникающие при работе детали, от этих нагрузок не превосходили допустимых величин. Аварийные нагрузки могут возникнуть в случае неисправной работы механизмов или нарушения правил управления и эксплуатации. По этим нагрузкам рассчитывают предохранительные устройства с тем, чтобы нагрузка на деталь не превосходила случайной нагрузки.

С точки зрения изменения напряжений во времени их можно разделить на постоянные и переменные (рис. 1.1). Переменные напряжения могут быть симметричными (рис. 1.1, б), асимметричными, знакопостоянными (рис. 1.1, в), знакопеременными (рис. 1.1, г) или пульсирующими (рис. 1.1, д).

Постоянное по времени напряжение (рис. 1.1 а) характеризуется максимальным значением $\sigma = \sigma_{\max}$.

Переменное по времени напряжение характеризуется следующими видами напряжений: $\sigma_{\max}$ — максимальным; $\sigma_{\min}$ — минимальным;

$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$ — средним; $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$ — амплитудным, а также $r = \sigma_{\max}/\sigma_{\min}$ — характеристикой цикла.

Для симметричного цикла (рис. 1.1, б):

$$\sigma_{\max} > 0; \sigma_{\min} < 0; \sigma_{\max} = -\sigma_{\min}; \sigma_m = 0; \sigma_a = \sigma_{\max}; r = -1.$$

Для несимметричного знакопостоянного цикла (рис. 1.1, в):

$$\sigma_{\max} > 0; \sigma_{\min} > 0; \sigma_{\max} > \sigma_{\min}; \sigma_a > 0; \sigma_m > 0; r > 0.$$

Для несимметричного знакопеременного цикла (рис. 1.1, г)

$$\sigma_{\max} > 0; \sigma_{\min} < 0; \sigma_a > 0 \text{ или } \sigma_a < 0; \sigma_m > 0 \text{ или } \sigma_m < 0; r < 0.$$

Для пульсирующего цикла (рис. 1.1, д)

$$\sigma_{\max} > 0; \sigma_{\min} = 0; \sigma_m > 0; \sigma_a > 0; r = 0.$$

Полученные фактические напряжения в расчетном сечении детали следует сравнить с допустимыми. Необходимо, чтобы соблюдалось основное условие прочности:

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ и } \tau \leq [\tau],$$

где $[\sigma] = \sigma_{\text{пред}}/n$; $[\tau] = \tau_{\text{пред}}/n$, $[\sigma]$, $[\tau]$ — допускаемые нормальное и касательное напряжения; $\sigma_{\text{пред}}$, $\tau_{\text{пред}}$ — предельные нормальное и касательное напряжения; n — коэффициент запаса прочности.

$$n = n_1 n_2 n_3,$$

где n_1 — коэффициент, учитывающий однородность физико-механических свойств материала (для стали $n_1 = 1,2 \div 1,5$; для чугуна

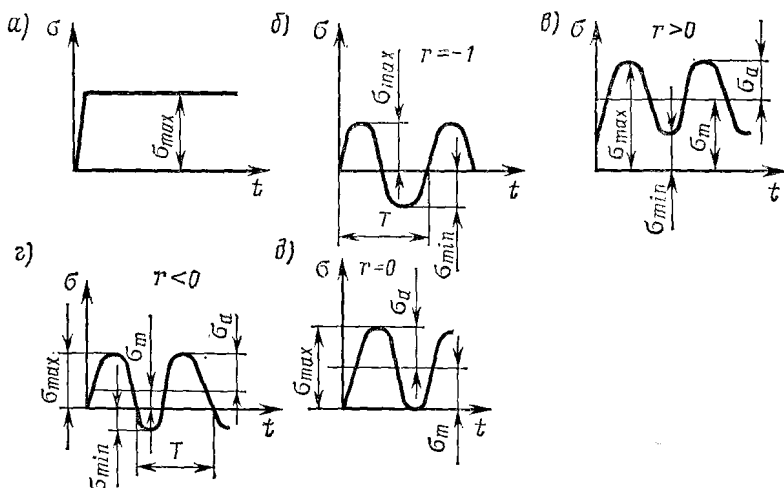


Рис. 1.1. Графики изменения напряжений

$n_1 = 1,5 \div 2,5$; n_2 — коэффициент, учитывающий достоверность определения расчетных нагрузок и напряжений ($n_2 = 1,0 \div 1,5$); n_3 — коэффициент, учитывающий специфические условия работы; выбира-

ется в зависимости от степени ответственности детали. Для узлов, нарушение работы которых не приводит к крупным материальным затратам, $n_3 = 1,05 \div 1,15$, в противном случае $n_3 = 1,15 \div 1,5$.

Для машин, работа с которыми опасна для жизни, коэффициент запаса прочности регламентирован нормами Гостехнадзора.

Жесткость детали характеризуется величиной ее упругой деформации под влиянием действующих на нее нагрузок. Для обеспечения необходимой жесткости материал и размеры детали выбирают такими, чтобы величина ее деформации не превышала допустимую, иначе работа машины нарушится. Например, при недостаточной жесткости вала, т. е. при его изгибе, может нарушиться работа зубчатого зацепления.

Различают собственную жесткость деталей, когда деформируется весь объем материала (изгиб вала), и контактную жесткость, когда деформируются поверхностные слои материала (смятие поверхностей зубьев зубчатых колес в местах их контакта).

Потеря устойчивости характеризуется необратимой деформацией детали или конструкции (фермы), они теряют первоначальную форму, становятся неработоспособными.

Виброустойчивость — работоспособность деталей в условиях вибрации. Вибрации быстро выводят детали из строя вследствие усталостных напряжений, поэтому при проектировании машин, на которых устанавливают вибраторы, особое внимание уделяют расчету деталей на виброустойчивость. Одновременно подбирают условия, при которых предотвращается возможность появления вибрации в тех деталях, где они не требуются.

Износостойкость — свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию. Изнашивание — это процесс постепенного изменения поверхностных размеров деталей, происходящего при трении. Износ — результат изнашивания в виде изменения размеров детали и свойств ее поверхности.

Основные виды изнашивания: 1) механическое — абразивное изнашивание при хрупком разрушении поверхности; 2) молекулярно-механическое — схватывание поверхностей двух сопряженных деталей и проникновение металла одной детали на другую; 3) коррозионно-механическое — результат воздействия агрессивной среды на поверхность деталей; 4) молекулярно-тепловое — возникает в результате трения между деталями, а также воздействия тепловых процессов, которые происходят в отдельных узлах машин.

Износ снижает прочность и жесткость, долговечность и надежность детали, может увеличить динамические нагрузки вследствие увеличения зазоров в деталях. Износ уменьшается при смазке трущихся поверхностей, снижении давления между ними, предохранении деталей от попадания на трущиеся поверхности абразивных частиц и агрессивных сред.

Надежность — свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки. Надежность можно определять для машины в целом или для отдельных ее агрегатов, узлов и деталей. Для оценки надежности выбирают

различные показатели: число отказов в работе, средний срок службы в часах, число километров пробега и др. Если, например, для автомобилей установлен пробег 100 000 км, а средне-статистический пробег для этого типа машин равен 95 000 км, то коэффициент надежности этих автомобилей $R = 0,95$.

Согласно теории вероятности коэффициент надежности сложного изделия R выражается произведением коэффициентов надежности отдельных составляющих элементов:

$$R = R_1, R_2, R_3, \dots, R_i = \prod_1^n R_i.$$

Если, например, система включает 100 элементов с одинаковым коэффициентом надежности каждого $R_i = 0,99$, то коэффициент надежности системы $R = 0,99^{100} = 0,37$. Такая система не является работоспособной.

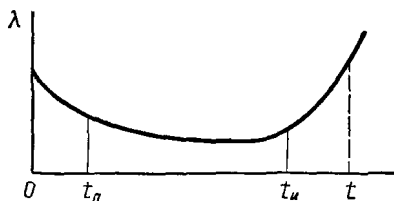


Рис. 1.2. Кривая изменения интенсивности отказов

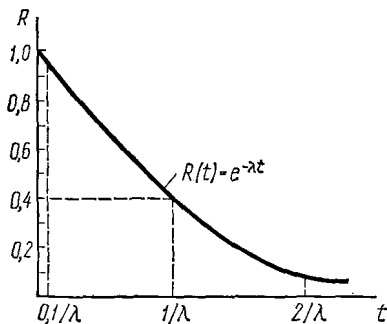


Рис. 1.3. Кривая изменения коэффициента надежности в зависимости от времени эксплуатации

Число отказов в единицу времени, т. е. интенсивность отказов, зависит от продолжительности работы машины. На рис. 1.2 приводится кривая изменения интенсивности отказов при различных периодах работы.

Участок $0 - t_n$ — период приработки машины; по мере приработки число отказов падает. Участок $t_n - t_u$ — период нормальной эксплуатации. Участок $t_u - t$ — период проявления физического износа. По мере увеличения износа повышается интенсивность отказов λ .

Для многих машин принято, что для участка $t_u - t_n$, т. е. для участка нормальной работы, где интенсивность отказов имеет постоянное значение, можно приближенно определять коэффициент работоспособности по следующей зависимости:

$$R = e^{-\lambda t},$$

где e — основание натурального логарифма.

Коэффициент надежности R снижается с увеличением времени эксплуатации по экспоненциальному закону (рис. 1.3). Средняя наработка на отказ m — величина, обратная интенсивности отказов, т. е. $m = 1/\lambda$.

Если $t = 1/\lambda$, то $R = 1/e \approx 0,37$; при $t = 0,1/\lambda$ $R \approx 0,9$; при $t = 0,01/\lambda$ $R = 0,99$.

Ремонтоспособность характеризуется отношением времени простоя в ремонте к рабочему времени, доступностью узлов и деталей для осмотра или замены, процентом деталей и узлов, которые взаимозаменяемы с запасными деталями. Чем больше этот процент, в особенности целых узлов (ремонтные узлы), тем меньше время простоев в ремонте.

§ 1.2. ТРЕНИЕ В МАШИНАХ

В процессе работы машин происходит перемещение соприкасающихся поверхностей одних деталей относительно других. Силы, препятствующие взаимному перемещению этих поверхностей, называются силами трения.

Величина силы трения, кгс (Н),

$$F = N\mu,$$

где N — сила нормального давления, кгс (Н); μ — коэффициент трения, зависящий от материала и состояния трущихся поверхностей.

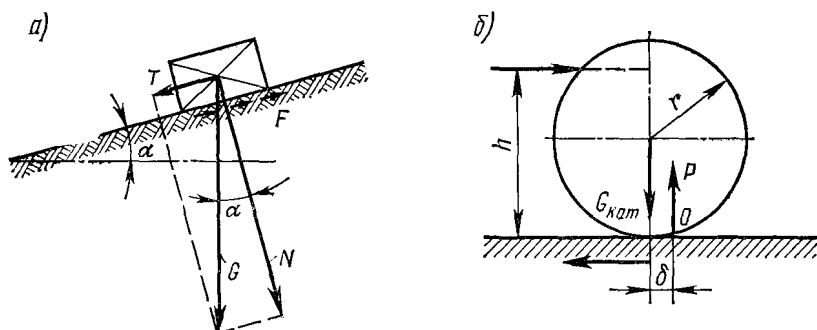


Рис. 1.4. Схемы сил трения

Различают трение статическое (трение покоя) и динамическое (трение во время движения, называемое трением скольжения).

В момент начального сдвига возникает сила трения F_0 , величина которой превышает величину силы F , необходимую для поддержания уже существующего движения. Это объясняется тем, что так называемый коэффициент трения покоя μ_0 больше коэффициента трения скольжения μ .

Коэффициенты трения определяют опытным путем. Если на наклонной плоскости (рис. 1.4, а) находится тело массой G , то на эту плоскость действуют нормальное давление N и сила T .

Тело будет находиться в состоянии покоя, пока сила трения F будет больше силы T . При увеличении угла α увеличивается сила T и наступает момент, когда $T > F$ и тело начинает двигаться вниз по

наклонной плоскости. В момент предельного равновесия отношение начальной силы сдвига к нормальной реакции определяют по формуле

$$F/N = \operatorname{tg} \varphi_0;$$

так как $F/N = \mu$, то $\operatorname{tg} \varphi_0 = \mu_0$.

Этот предельный угол φ_0 называется углом трения. Если угол $\alpha < \varphi_0$, тело будет в равновесии.

Трение вызывает износ поверхностей деталей, их нагрев. На износ и нагрев расходуется энергия, и чем больше сила трения, тем больше этот расход и меньше КПД машины. Для уменьшения сил трения производят смазку трущихся поверхностей сплошным слоем смазки. Такое трение называют жидкостным. Трение, происходящее между поверхностями без смазки, называют сухим. Коэффициент жидкостного трения μ_1 в 10 раз меньше коэффициента сухого трения μ .

Ряд механизмов (тормозные устройства, винтовые домкраты, ременные и фрикционные передачи и др.) работает на принципе использования силы трения.

Для значительного уменьшения силы трения в некоторых конструкциях относительное скольжение одной поверхности по другой заменяют перекатыванием. Если одно из тел катится по поверхности другого без скольжения, то возникает сопротивление, вызываемое силами трения качения.

Тело качения (каток) рис. 1.4, б массой $G_{\text{кат}}$ в опорной поверхности деформируется, в результате чего возникает площадка контакта 2 δ .

Реакцию опорной поверхности P приложим к точке O , смещенной относительно оси катка на величину δ . Этот момент называют моментом сопротивления качению, а его плечо δ — коэффициентом трения качения, который измеряют единицами длины (см и м).

§ 1.3. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

При изготовлении деталей, даже одинаковых, их размеры не могут получиться абсолютно одинаковыми. Чтобы детали были взаимозаменяемыми и их можно было собирать в узлы без дополнительных подгонок, они должны изготавливаться с определенными, заранее заданными отклонениями от номинального размера. Разность между наибольшими и наименьшими предельными размерами называется *допуском*.

В зависимости от требований, предъявляемых к сочленяемым деталям, задаются различные величины допусков, характеризующие класс точности. Всего установлено 10 классов точности.

В строительном машиностроении наиболее высоким является второй класс точности. В зависимости от условий работы детали должны соединяться с различной степенью подвижности относительно друг друга. При соединении деталей с зазором разность между размерами отверстия и вала создает свободу для относительного движения. При соединении с натягом диаметр вала больше диаметра отверстия, и вал вставляется в отверстие с усилием.

Характер соединения деталей определяется посадкой. Посадки разделяются на прессовые, переходные и подвижные.

Прессовые посадки предусматривают соединение деталей с натягом. При переходных посадках детали могут соединяться как с натягом, так и с зазором. В подвижных посадках обязателен зазор между деталями.

Увеличение зазора между подвижными деталями повышает динамические действия, вызывает увеличение износа. Зазор увеличивается при износе соединения, поэтому ГОСТами устанавливаются допуски на износ.

§ 1.4. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Различают соединения разъемные и неразъемные.

Разъемные соединения (резьбовые, штифтовые, клиновые, клеммовые, шпоночные, шлицевые) позволяют разбирать сборочную единицу без повреждения деталей.

Неразъемные соединения (заклепочные, сварные и условно прессовые) не позволяют разбирать сборочную единицу без повреждения или разрушения деталей.

Заклепочные соединения. Закlepка — круглый стержень с головкой на одном конце. Головка на другом конце образуется при осаживании заклепки обжимкой (рис. 1.5, а). В процессе осаживания не только формируется головка, но осаживаемый металл стержня плотно заполняет отверстие, в котором находится заклепка. Осаживание может осуществляться холодным способом, если диаметр заклепки не превышает 10 мм, и горячим способом при диаметре более 10 мм.

Существуют различные типы заклепок (рис. 1.5, б): 1 — с полукруглой головкой; 2 — с полупотайной головкой; 3 — с потайной головкой; 4 — полые.

В соединениях, находящихся под действием продольной нагрузки, заклепки рассчитывают на срез и проверяют на смятие. Заклепками можно соединять две или три детали. Соединение двух деталей называется *односрезным* (рис. 1.5, в), трех деталей — *двухсрезным* (рис. 1.5, г).

Шаг t зависит от диаметра заклепок, назначения заклепочного соединения и принятого расположения заклепок. При параллельном их расположении $t \geq 3d$. Чтобы заклепка не прорезала соединяемые детали, расстояние l от оси заклепки до свободной кромки в направлении действующей силы (рис. 1.5, в) принимается равным $(1,5 \div 2)d$ (где d — диаметр стержня заклепки, мм), а расстояние в перпендикулярном направлении — $(1,2 \div 1,5) d$. Допускаемая нагрузка на заклепку в односрезном соединении

$$P_1 = \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_{\text{ср}}, \text{ кгс (Н)}^*, \quad (1.1)$$

где $[\tau]_{\text{ср}}$ — допускаемое напряжение на срез, кгс/мм² (Па).

* Для того, чтобы размерность формул была выражена в той или иной системе единиц, необходимо, чтобы все составляющие величины принимались в размерности, соответствующей той же системе.

Для двухсрезного соединения

$$P_1 = \frac{2\pi d^2}{4} [\tau]_{\text{ср}}, \text{ кгс (Н)}. \quad (1.2)$$

По известной нагрузке определяется необходимое число заклепок z :

для односрезного соединения

$$z = \frac{P}{P_1} = \frac{P}{[\tau]_{\text{ср}} \frac{\pi d^2}{4}}; \quad (1.3)$$

для двухсрезного соединения

$$z = \frac{P}{2 [\tau]_{\text{ср}} \frac{\pi d^2}{4}}, \quad (1.4)$$

где P — усилие, действующее на все заклепки, кгс (Н).

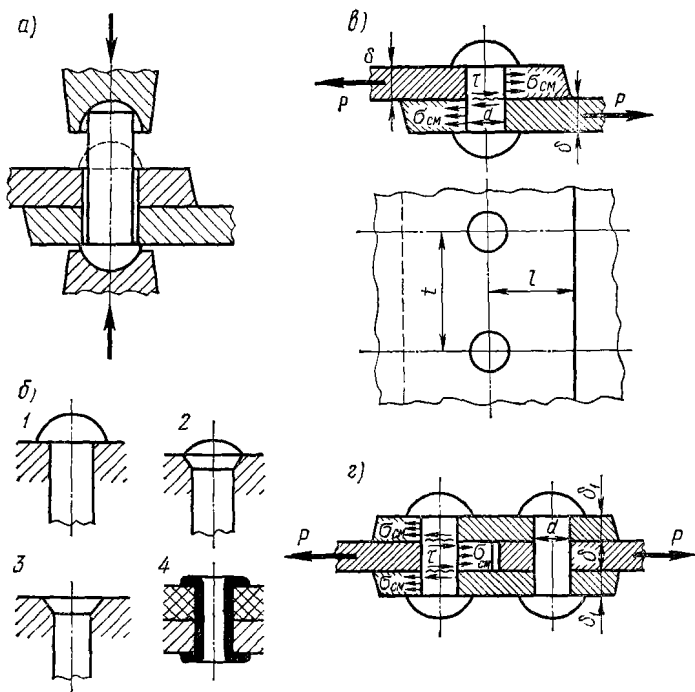


Рис. 1.5. Заклепочные соединения

Заклепки проверяют на смятие по формуле

$$P_1 \leq [\sigma]_{\text{сж}} \delta d, \quad (1.5)$$

где δ — толщина соединяемых деталей, мм; $[\sigma]_{\text{сж}}$ — допускаемое напряжение на смятие, кгс/мм² (Па).

Сечение соединяемых деталей проверяют на растяжение:

$$\sigma = \frac{P}{F_p} \leq [\sigma]_p, \quad (1.6)$$

где F_p — рабочая площадь в сечении, проходящем через оси отверстия, мм²; $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение на растяжение, кгс/мм² (Па).

Чтобы заклепки не вырезали кромку соединяемых деталей, должно быть выдержано следующее условие:

$$P \leq 2 \left(l - \frac{d}{2} \right) \delta [\tau]_{cp}. \quad (1.7)$$

В результате этих расчетов определяют шаг заклепок t и расстояние l .

По назначению заклепочные соединения разделяют на прочные (конструкции мостов, балок, ферм) и плотнопрочные (котлы, резервуары). Для обеспечения герметичности плотнопрочных швов заклепки всегда ставятся в горячем состоянии.

Заклепочные соединения выполняются швами внахлестку (см. рис. 1.5, в) и швами встык с одной или двумя накладками (см. рис. 1.5, г). По числу рядов заклепок различают швы однорядные, двухрядные, трехрядные и многорядные. Заклепки могут располагаться параллельными рядами или в шахматном порядке.

Заклепочные соединения применяют для соединения деталей, изготовляемых из трудносвариваемых металлов, или деталей, которые при сварке деформируются, а также в конструкциях, подвергающихся вибрационным нагрузкам.

Сварные соединения. Такие соединения являются наиболее совершенными из неразъемных соединений, так как лучше других приближают составные детали к целым. Соединение деталей при сварке осуществляется путем сварных швов. Эти швы образуются в результате расплавления электрода при электросварке или прутка при газовой сварке. Наиболее распространена электросварка. Помимо дуговой сварки большое применение получила контактная сварка. Она основана на использовании повышенного омического сопротивления в стыке деталей. Металл в зоне стыка разогревают до пластического состояния, после чего ток выключают, а разогретые детали сдавливают и сваривают.

Сварка разделяется на следующие виды: стыковую, точечную, ленточную.

Стыковая сварка применяется для сварки стержней сравнительно небольшого сечения — арматуры, труб и различных

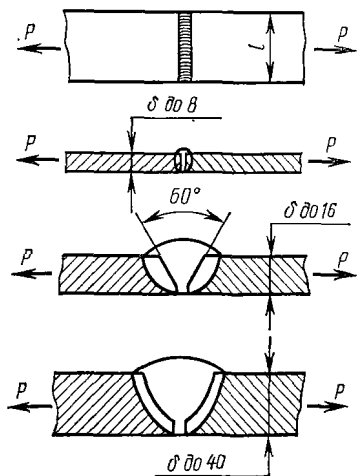


Рис. 1.6. Стыковые сварные соединения

листовых конструкций (рис. 1.6). При толщинах свариваемых изделий больше 8 мм делают подготовку кромок, чтобы шов проваривался по всей толщине деталей. Сварной шов называется стыковым. Другие виды сварных соединений выполняют угловыми швами, которые де-

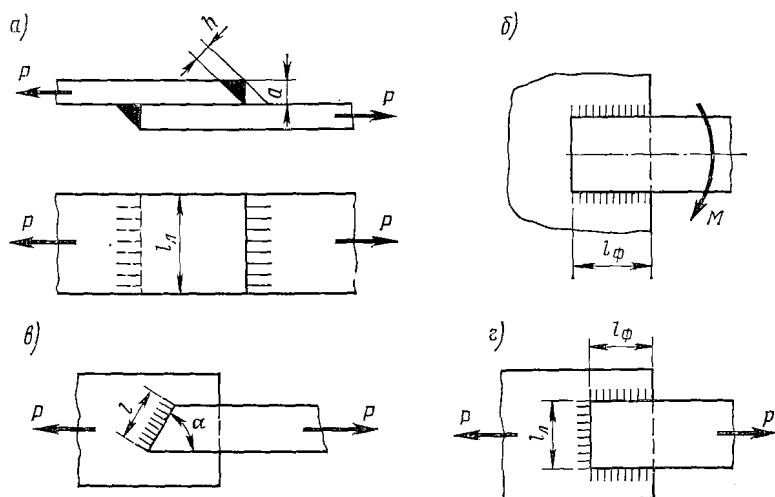


Рис. 1.7. Виды сварных швов

лятся на лобовые (рис. 1.7, а), фланговые (рис. 1.7, б), косые (рис. 1.7, в), комбинированные (рис. 1.7, г).

На рис. 1.8 показаны различные виды сварных соединений — втавр (рис. 1.8, а), угловые (рис. 1.8, б), точечные (рис. 1.8, в).

Точечная сварка деталей осуществляется не по всей поверхности, а в отдельных точках. Этот метод применяют преимущественно для сварки тон-

кстенных конструкций, сварки внахлестку листовых деталей толщиной не более 3—4 мм и сварки арматурных сеток из тонких стержней.

Ленточная (роликовая) сварка — шов получается в виде узкой непрерывной ленты, расположенной вдоль стыка. Электроды для этого вида сварки

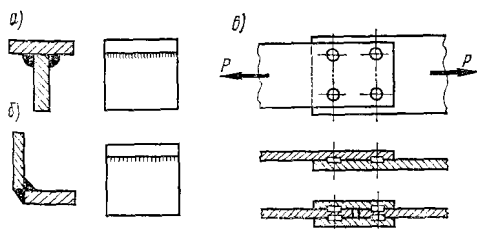


Рис. 1.8. Виды сварных соединений

имеют форму роликов. Такая сварка применяется чаще для соединения внахлестку листов.

Расчет шва сварных соединений на прочность ведется в зависимости от типа соединения и вида шва. Для расчета принимают, что действующие усилия распределяются равномерно по длине шва, а напряжения — равномерно по сечению.

Стыковые швы (см. рис. 1.6) рассчитывают на растяжение или сжатие. При этом определяют длину шва, которая зависит от действующей растягивающей силы P , толщины свариваемых деталей δ и допускаемого напряжения на растяжение $[\sigma']_p$. Последнее зависит от марки электрода и допускаемых напряжений материала свариваемых деталей.

Длина шва, мм,

$$l_c = \frac{P}{\delta [\sigma']_p}. \quad (1.8)$$

Угловые лобовые швы (см. рис. 1.7, а) рассчитывают на срез. Рабочее сечение шва определяют по высоте h прямоугольного равнобедренного треугольника (шва). Высота $h = 0,7 a$, где a — катет треугольника. Длина шва, мм,

$$l_a = \frac{P}{2 \cdot 0,7 [\tau'] a}, \quad (1.9)$$

где $[\tau']$ — допускаемое напряжение на срез наплавленного материала, кгс/мм² (Па).

Фланговые швы (см. рис. 1.7, б) также рассчитывают на срез. Их общая длина $2l_\phi$ может быть определена по формуле (1.9). По этой же формуле рассчитывают длину талии косого шва.

Резьбовые соединения. Такие соединения деталей осуществляются с помощью резьбы. Каждое резьбовое соединение в принципе состоит из двух деталей: винта и гайки, винтовой пары, конструктивное же их выполнение может быть различным.

Резьба образуется путем нанесения на поверхность детали винтовых канавок. Сечение этих канавок, т. е. профиль резьбы, имеет прямоугольную, треугольную или трапецидальную форму. По направлению винтовой линии различают правую или левую резьбу. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, и наворачиваемая на винт гайка поворачивается по часовой стрелке (рис. 1.9, а). У левой резьбы винтовая линия идет справа налево и вверх. Левую резьбу применяют только в специальных целях; обычно применяется правая резьба. Если на стержне или в отверстии расположены две или несколько винтовых канавок, то они образуют многозаходную резьбу. Все крепежные резьбы — однозаходные с треугольным профилем; многозаходные (двух- и трехзаходные) резьбы применяются обычно в винтовых механизмах, например в домкратах.

Основными элементами, характеризующими резьбовые соединения, являются: профиль резьбы (рис. 1.9, б, в, г), наружный диаметр d , средний диаметр d_2 , внутренний диаметр d_1 , шаг s , угол профиля α , высота профиля резьбы t , угол подъема β , число заходов n .

При резьбовом креплении важно, чтобы усилие P вдоль оси болта или шпильки было достаточно для соединения (затяжки) деталей. Величина этой силы в зависимости от прикладываемого окружного усилия может быть получена, если развернуть один виток резьбы по среднему диаметру (рис. 1.9, а). Развертка представляет собой прямоугольный треугольник, где один катет равен шагу резьбы, а второй — длине окружности по среднему диаметру. Угол подъема β равен:

$$\operatorname{tg} \beta = S / \pi d_2.$$

Чтобы определить взаимодействие между силой P и окружной силой T , прикладываемой для затяжки, заменим гайку ползуном A . При перемещении ползуна, т. е. при относительном движении, возникает равнодействующая от нормальной силы и силы трения, которая наклонена к нормали под углом трения φ . $\operatorname{tg} \varphi = \mu$, где μ — коэффициент трения. Из разложения этой силы следует, что окружная сила, кгс (Н),

$$T = P \operatorname{tg} (\beta + \varphi).$$

Величина угла φ неодинакова для резьб различного профиля. У треугольного профиля она больше, чем у прямоугольного, так как трение в резьбе с прямоугольным профилем меньше, чем с треугольным.

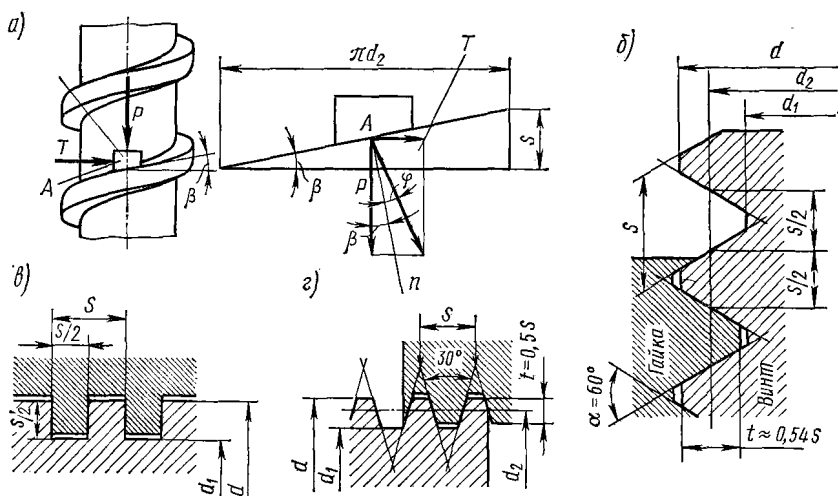


Рис. 1.9. Элементы резьбовых соединений

a — схема сил; b — треугольный профиль; c — прямоугольный профиль; d — трапецеидальный профиль

Винтовые пары применяют не только для крепежных целей, но и в механизмах для подъема грузов (домкратах) и для преодоления усилий. В этом случае очень важно, чтобы поднимаемый груз при остановке механизма, когда перестает действовать движущая окружная сила T , не опускался, т. е. чтобы винтовая пара обладала свойством самоторможения. Это значит, что ползун A не должен сползать по наклонной плоскости под действием силы P , если снято действие силы T . Самоторможение достигается при условии, когда угол подъема β меньше угла трения φ .

Болты и винты имеют на одном конце резьбу для ввертывания в резьбовое отверстие одной из деталей, а на другом конце головку: болты — шестигранную или квадратную под ключ (рис. 1.10, a), а винты — полукруглую, цилиндрическую или потайную с пазом под отвертку (рис. 1.10, b). Болты и винты стандартизованы по диаметру, длине l , длине нарезанной части l_0 , размеру под