

Московский государственный технический университет
имени Н.Э. Баумана

Л.П. Варламова, В.П. Тибанов

Методические указания
к выполнению домашнего задания
по разделу «Соединения»
курса
«Основы конструирования
деталей и узлов машин»

Под редакцией Л.П. Варламовой

Москва
Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
2003

УДК 621.81
ББК 34.42
В18

Рецензент *Г.М. Тушева*

Варламова Л.П., Тибанов В.П.

В18 Методические указания к выполнению домашнего задания по разделу «Соединения» курса «Основы конструирования деталей и узлов машин» /Под ред. Л.П. Варламовой. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 88 с.: ил.

ISBN 5-7038-2278-5

Приведены формулы и справочные данные, необходимые для расчета соединений: сварных, резьбовых, шпоночных, шлицевых, с натягом, заклепочных, клеевых, а также передачи винт – гайка скольжения. Представлены примеры расчетов.

Для студентов 3-го курса, а также старших курсов, выполняющих расчеты деталей соединений.

Табл. 19. Ил. 37. Библиогр. 8 назв.

**УДК 621.81
ББК 34.42**

**Людмила Петровна Варламова
Владимир Павлович Тибанов**

Методические указания к выполнению домашнего задания по разделу «Соединения» курса «Основы конструирования деталей и узлов машин»

Редактор *О.М. Королева*
Корректор *Г.С. Беляева*

Подписано в печать 20.03.03. Формат 60х84/16. Бумага офсетная. Печ. л. 5,5. Усл. печ. л. 5,12. Уч.-изд. л. 5,85. Тираж 300 экз. Изд. № 112. Заказ

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана.
105005, Москва, 2-я Бауманская, 5.

ISBN 5-7038-2278-5

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003

1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

Домашние задания входят в комплекс работ, выполняемых студентами при изучении дисциплины «Основы конструирования деталей и узлов машин».

Цель задания – практическое освоение методов расчета и приобретение навыков по выбору оптимальных параметров.

В данных методических указаниях приняты следующие обозначения и размерности основных величин. Линейный размер – миллиметр (мм); площадь – A , квадратный миллиметр (мм^2); сила – F , ньютон (Н); напряжения – σ , τ , ньютон на квадратный миллиметр (Н/мм^2), численно равный мегапаскалю (МПа); момент изгибающий, отрывающий – M ; момент крутящий (вращающий), сдвигающий – T , ньютон-метр (Н м); мощность – P (кВт).

Домашние задания выполняют на листах писчей бумаги формата А4. С левой стороны оставляют поле, равное 20 мм, остальные поля должны быть не менее 10 мм. Используют только одну сторону листа, пишут четко, без помарок; страницы нумеруют.

Задание снабжают титульным листом, образец оформления которого приведен в приложении 1. Содержание задания разбивают на отдельные разделы (части), их обозначают цифрами. В свою очередь, каждый раздел разбивают на отдельные пункты. Пункты нумеруют в пределах каждого раздела или части.

Каждый пункт оформляют по следующему плану:

1) заголовок с указанием рассчитываемой детали (параметра) и критерия работоспособности (прочность, жесткость, износостойкость и т. п.);

2) расчетная схема с указанием всех необходимых размеров, величины, направления и обозначения сил, эпюр сил, моментов и напряжений с указанием их значений;

3) наименование выбранного материала с указанием вида термообработки и используемых в расчете характеристик механических свойств;

4) определение допускаемых напряжений;

5) расчет;

6) вывод о полученных результатах.

Расчет оформляют так: записывают расчетную формулу; приводят расшифровку входящих в формулу символов (каждого с новой строки) в той последовательности, в которой они приведены в формуле, с указанием размерности (в пределах задания каждый символ расшифровывают один раз); затем вместо символов в том же порядке, в каком они записаны в расчетной формуле, подставляют их чи-

словые значения; промежуточные вычисления опускают и приводят окончательный результат расчета с указанием размерности.

Для применяемых в расчете формул, коэффициентов и справочных данных делают ссылку на литературный источник, записывая в квадратных скобках порядковый номер источника, под которым он помещен в списке использованной литературы.

В конце выполненного задания дают список использованной литературы.

Сокращение слов в тексте задания не допускается, за исключением общепринятых, например: и т. д., и др.

Полученные при расчете размеры деталей необходимо округлять. При наличии соответствующих стандартов (на резьбу, крепежные детали, шпонки, шлицы и т. д.) размеры деталей округляют до значения, соответствующего стандарту. Если специальных стандартов на рассчитываемый параметр не существует, то линейные размеры деталей необходимо округлять до ближайшего значения из стандартного ряда чисел R_{40} (ГОСТ 6636–69), приведенного в приложении 2.

Объектами заданий являются сборочные единицы, характерные для машиностроения общего назначения, сравнительно небольшие по габаритам и состоящие из разнотипных соединений. Приведенные в пособии рекомендации по выбору материалов, расчетных схем и другие соответствуют указанному характеру представленных сборочных единиц. Более полная информация по этим вопросам содержится в работах [1 – 4].

Во всех заданиях силы, действующие на соединения, следует считать постоянными. Расчет деталей необходимо проводить на статическую прочность. Особенности расчета при переменных нагрузках описаны в работах [1 – 5].

Приведенные допускаемые напряжения и коэффициенты безопасности (запаса) соответствуют средним условиям (по степени ответственности конструкции, требуемой точности расчета и т. п.).

Расчет деталей соединения следует проводить, предварительно выделив соединение из сборочной единицы и составив для него расчетную схему.

Рекомендуется применять следующие материалы:

а) для литых деталей (станины, корпуса, кронштейны, траверсы и т. п.) – чугун СЧ20;

б) для механически обработанных деталей типа фланцев, осей и других – сталь 35 горячекатаную;

в) для деталей сварных соединений (листы, прокат, трубы) – сталь Ст.3;

- г) для крепежных деталей – сталь (см. далее табл. 3.2);
 д) для шпонок – сталь 45 и др. (см. далее разд. 6);
 е) для штифтов – сталь (см. далее подразд. 6.4);
 ж) для валов – сталь 45 термически улучшенную;
 з) для винтов и гаек передач винт – гайка скольжения (см. далее подразд. 4.1);
 и) для воротков домкратов и прессов – сталь 45 горячекатаную;
 к) для заклепок – сталь (см. далее подразд. 7.1).

Механические свойства материалов, полученные при испытании гладких стандартных образцов, приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Механические свойства материалов

Материал	Термообра- ботка или со- стояние	Предел текучес- ти σ_T , МПа	Временное сопротив- ление $\sigma_{вр}$, МПа	Модуль упругости E , МПа	Кoeffи- циент Пу- ассона	Твер- дость, не ме- нее
Ал 4	Отливка в песчаную форму	100	150	$0,75 \cdot 10^5$	0,33	50 НВ
СЧ 20		–	200	$1 \cdot 10^5$	0,25	170 НВ
Бр. А9ЖЗЛ		200	400		0,33	100 НВ
Бр. 010Ф1		140	220	$1,1 \cdot 10^5$	0,35	80 НВ
Сталь 35 Л	Нормализация	280	500	$2,1 \cdot 10^5$	0,3	–
Сталь 50 Л		340	580			–
Сталь Ст.3	Горячекатаная	220	380			–
Сталь Ст.6		300	600			–
Сталь 35		320	540			207 НВ
Сталь 45		360	610			220 НВ
Сталь 45	Улучшенная	650	890			270 НВ
Сталь 45	Закаленная	800	1000			45 HRC
Сталь 40X	Улучшенная	750	900			270 НВ
Сталь 40X	Закаленная	1300	1500			45 HRC

2. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

2.1. Общие сведения

В заданиях представлены малогабаритные сварные соединения стальных деталей для машиностроения общего назначения, выполненные с применением электродуговой или контактной сварки. Сведения об иных сварных соединениях представлены в работах [1 – 4].

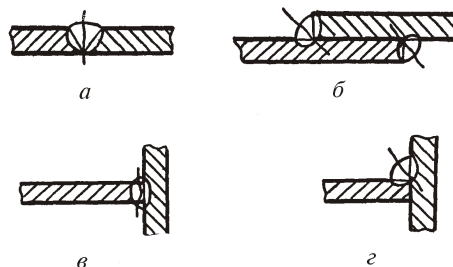


Рис. 2.1

Сварные швы выполняют равнопрочными с соединяемыми деталями. Способы достижения равнопрочности также описаны в работах [1 – 4].

При действии статической нагрузки разрушение сварного соединения обычно происходит по сечению шва, имеющему наименьшие размеры. Такое сечение называют опасным. На рис. 2.1 это сечение отмечено волнистой линией (соединения: а – стыковое, шов стыковой; б – нахлесточное, шов угловой; в – тавровое, шов стыковой; г – тавровое, шов угловой).

2.2. Расчет стыковых швов

Применение механической обработки торцов соединяемых деталей, проводимой до сварки, способы этой обработки описаны в [1 – 4].

Расчет стыковых швов ведут по номинальному сечению (без учета наплывов) и номинальным напряжениям, для вычисления которых используют известные из курса сопротивления материалов зависимости для сплошных балок. При одновременном действии нормальных и касательных напряжений в наиболее нагруженной точке сечения определяют эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{экв}}$ согласно четвертой теории прочности:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}.$$

Условие прочности имеет вид $\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma]_p$, где $[\sigma]_p$ находят по табл. 2.1.

2.3. Расчет угловых швов

Угловые швы наиболее часто выполняют с нормальным поперечным сечением с соотношением сторон 1:1 (рис. 2.2). Сторону сечения шва называют катетом и обозначают k . Разрушение углового шва происходит по наименьшему сечению по плоскости, проходящей через биссектрису прямого угла. Размер шва в этом сечении k , второй размер – длина шва (рис. 2.2, а). При многопроходной автоматической и полуавтоматической сварке, а также при ручной сварке принимают $\beta = 0,7$, считая шов равнобедренным прямоугольным треугольником (рис. 2.2, б). Для двух- и трехпроходной полуавтоматической сварки $\beta = 0,8$; для такой же, но автоматической сварки $\beta = 0,9$, а для однопроходной автоматической $\beta = 1,1$. Следует принимать $k < k_{\min}$. В машиностроении общего назначения обычно $k \geq 3$ мм.

Иные формы поперечного сечения углового шва, фактические законы распределения напряжений и их учет при необходимости высокой точности расчета представлены в [1 – 4].

Расчет угловых швов ведут условно по касательным напряжениям. Суммарное касательное напряжение в наиболее нагруженной точке сечения определяют геометрическим сложением составляющих напряжений.

Напряжения, вызванные центральными силами, считают равномерно распределенными по сечению. Исключение составляют напряжения, вызванные центральной поперечной силой в коротких швах, расположенных перпендикулярно линии действия силы. Ими пренебрегают. Напряжения, вызванные моментом, считают пропорциональными расстояниям до центра масс (при действии момента в плоскости стыка) или расстояниям до нейтральной линии, проходящей через этот центр (при действии момента в плоскости, перпендикулярной стыку). Поэтому наиболее нагруженной будет одна из наиболее удаленных точек опасного сечения шва.

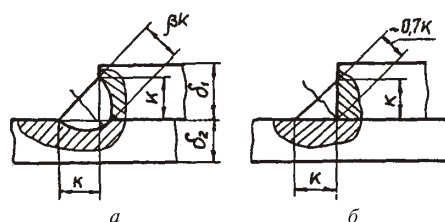


Рис. 2.2

Условие прочности имеет вид $[\sigma]_{\text{ср}}$, где $[\sigma]_{\text{ср}}$ находят по табл. 2.1.

2.4. Расчет нахлесточных соединений, выполненных точечной контактной сваркой

При точечной сварке рекомендуют (рис. 2.3): $\delta_2 / \delta_1 \leq 3$; при $\delta_{\text{min}} \leq 3 \text{ мм}$ $d = 1,2 \delta_{\text{min}} + 4 \text{ мм}$; при $\delta_{\text{min}} > 3 \text{ мм}$ $d = 1,5 \delta_{\text{min}} + 5 \text{ мм}$; $P_1 = 2d$; $P_2 = 1,5d$; при сварке двух элементов $P = 3d$; при сварке трех элементов $P = 4d$.

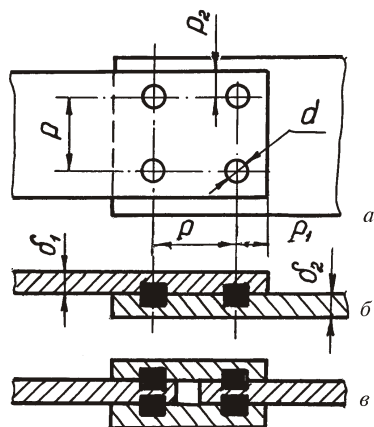


Рис. 2.3

Расчет ведут на предотвращение среза сварных точек. При действии центральной сдвигающей силы полагают, что все сварные точки нагружены одинаково, а при действии момента в плоскости стыка нагрузка на сварные точки пропорциональна их расстояниям до центра масс точек.

Расчет проводят по максимально нагруженной точке (одной из наиболее удаленных от центра), находя действующую на нее суммарную силу $F_{1\text{max}}$ геометрическим сложением. Зависимости для определения силы $F_{1\text{max}}$ (совпадающие с таковыми для группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка) приведены в подразд. 3.2, пример определения – в подразд. 3.7.

Напряжение среза для наиболее нагруженной точки

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{F_{1\text{max}}}{d^2 i / 4}.$$

Здесь d – диаметр сварной точки, i – число плоскостей среза, $i = n - 1$, где n – число состыкованных деталей. Для соединения, показанного на рис. 2.3, б, $i = 1$, а для соединения на рис. 2.3, в, $i = 2$.

Условие прочности имеет вид $[\sigma]_{\text{ср}}$, где $[\sigma]_{\text{ср}}$ находят по табл. 2.1.

2.5. Допускаемые напряжения

Допускаемые напряжения для сварных швов отмечают штрихом []; []. Допускаемые напряжения для сварных соединений из низкоуглеродистых и низколегированных сталей представлены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Допускаемые напряжения для сварных швов при статической нагрузке

Метод сварки	Допускаемые напряжения		
	При растяжении [] _р	При сжатии [] _{сж}	При сдвиге [] _{ср}
Автоматическая, ручная электродами Э42А и Э50А	[] _р	[] _р	0,65 [] _р
Ручная электродами обычного качества	0,9 [] _р	[] _р	0,6 [] _р
Контактная точечная	—	—	0,5 [] _р

Допускаемое напряжение на растяжение для основного металла []_р можно принять

$$[]_p = \frac{\sigma_T}{1,35 \dots 1,6} (0,74 \dots 0,62) \sigma_T,$$

где σ_T – предел текучести основного металла (см. табл. 1.1).

2.6. Обозначения сварных швов

От сварного шва проводят выносную линию, оканчивающуюся полустрелкой. Обозначают:

C – шов стыкового соединения;

H – шов нахлесточного соединения;

T – шов таврового соединения;

– надпись над горизонтальной чертой характеризует видимый шов;

– надпись под чертой – невидимый шов;

– шов по замкнутому контуру;

k – угловой шов с катетом *k*.

2.7. Порядок расчета сварных соединений при статической нагрузке

Расчет сварного соединения ведут в такой последовательности.

- 1) определяют положение, форму и размеры опасного сечения;
- 2) поворачивают опасное сечение на плоскость соприкосновения свариваемых деталей (плоскость стыка деталей); поворот проводят в случае, когда опасное сечение шва не совпадает с плоскостью стыка деталей; сечение, полученное после поворота, называют расчетным;
- 3) находят положение центра масс расчетного сечения;
- 4) переносят приложенную внешнюю нагрузку в центр масс расчетного сечения;
- 5) определяют напряжения, возникающие в расчетном сечении от действия отдельных силовых факторов (нормальной и поперечной сил, изгибающего и крутящего (вращающего) моментов);
- 6) находят суммарное напряжение для наиболее опасно нагруженной точки расчетного сечения;
- 7) рассчитывают допускаемое для сварного шва напряжение;
- 8) сопоставив суммарное напряжение с допускаемым, определяют необходимые для обеспечения работоспособности размеры сечения (проектный расчет) или дают заключение о правильности заданных размеров шва (проверочный расчет).

2.8. Пример расчета сварного соединения

Сварной кронштейн (рис. 2.4) прикреплен к бетонной стене с помощью четырех болтов, поставленных с зазором. Детали кронштейна 1 и 2 выполнены из стали Ст.3, сварены угловым швом с катетом шва $k = 5$ мм. Сварка ручная электродом обычного качества. Болты 3 выполнены по классу прочности 4.6. Кронштейн нагружен постоянной силой $F = 10000$ Н. Размеры: $L = 200$ мм; 20 мм; $a = b = 200$ мм; $l = g = 150$ мм; $m = n = 100$ мм; $s = 10$ мм.

Требуется дать заключение о прочности сварных швов.

Решение. 1. Положение, форма и размеры опасного сечения.

Сварное соединение тавровое, швы угловые, их рассчитывают по условным касательным напряжениям. Один из размеров опасного сечения шва – биссектриса в равнобедренном прямоугольном треугольнике с катетом k (см. рис. 2.2, б); второй – суммарная длина швов. На каждом из трех участков сварного шва опасное сечение наклонено под углом 45° к плоскости стыка деталей 1 и 2 (см. рис. 2.4).

2. Расчетное сечение (рис. 2.5). Оно получено поворотом опасного сечения швов на плоскость стыка деталей 1 и 2.

3. Положение центра масс расчетного сечения (см. рис. 2.5).

Центр масс расчетного сечения (точка C) находится на оси симметрии $y-y$, его координата в принятой системе координат xu

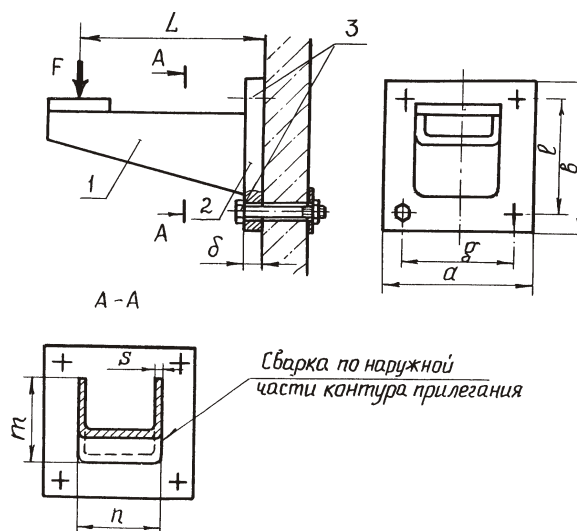


Рис. 2.4

$$y_C = \frac{S_{x_{\text{шва}}}}{A_{\text{шва}}},$$

где $S_{x_{\text{шва}}}$ – статический момент расчетного сечения шва относительно оси $x-x$; $A_{\text{шва}}$ – площадь расчетного сечения шва.

Фигуру, образованную расчетным сечением, разбиваем на три прямоугольника I, II, III. Определяем статические моменты каждого прямоугольника как произведение его площади на его же координату центра масс:

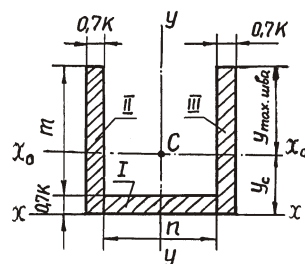


Рис. 2.5

$$S_{x_{\text{шва}}} = (n \cdot 0,7k) \frac{0,7k}{2} + 2[(m - 0,7k) \cdot 0,7k] \frac{m - 0,7k}{2}$$

$$= 100 \cdot 0,75 \frac{0,75}{2} + 2(100 - 0,75) \cdot 0,75 \frac{100 - 0,75}{2}$$

$$= 38105,375 \text{ мм}^3;$$

$$A_{\text{шва}} = n \cdot 0,7k + 2(m - 0,7k) \cdot 0,7k$$

$$= 100 \cdot 0,75 + 2(100 - 0,75) \cdot 0,75 = 1074,5 \text{ мм}^2;$$

$$y_C = \frac{38105,375}{1074,5} = 35,46 \text{ мм.}$$

4. Силловые факторы, действующие на соединение. При параллельном переносе внешней силы в точку С – центр масс расчетного сечения шва (рис. 2.6) – получаем центральную сдвигающую силу $F = 10000 \text{ Н}$ и отрывающий момент

$$M = F(L - \delta) = 10000 (200 - 20) = 1800000 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

5. Напряжения в расчетном сечении шва (см. рис. 2.6, эпюры напряжений):

а) от центральной сдвигающей силы F равномерно распределены по сечению

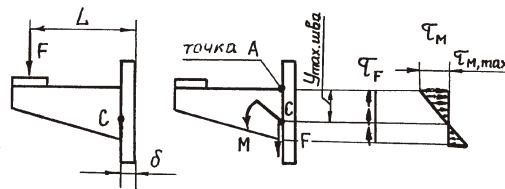


Рис. 2.6

$$\tau_F = \frac{F}{A_{\text{шва}}} = \frac{10000}{1074,5} = 9,31 \text{ МПа;}$$

б) от отрывающего момента M пропорциональны расстоянию до нейтральной линии, проходящей через центр масс; максимальное напряжение в наиболее удаленных точках А

$$\sigma_{M,\max} = \frac{M}{W_{\text{шва } x_0}} = \frac{M \cdot y_{\max \text{ шва}}}{I_{\text{шва } x_0}},$$

где $W_{\text{шва } x_0}$ – момент сопротивления расчетного сечения шва относительно нейтральной оси x_0 , проходящей через центр масс (точку С); $I_{\text{шва } x_0}$ – момент инерции расчетного сечения шва относительно этой оси; $y_{\max \text{ шва}}$ – расстояние от наиболее удаленной точки шва до нейтральной оси.

При определении $I_{\text{шва } x_0}$ фигуру, образованную расчетным сечением сварного шва, разбиваем, как и ранее, на три прямоугольника – I, II, III. Используем формулы преобразования моментов инерции при параллельном переносе осей, когда одна из осей является центральной:

$$I_{Ix_0} = \frac{n(0,7k)^3}{12} (n \cdot 0,7k) y_C = \frac{0,7k^2}{2} \frac{100(0,7 \cdot 5)^3}{12}$$

$$= 100 \cdot 0,7 \cdot 5 \cdot 35,46 \cdot \frac{0,7 \cdot 5^2}{2} = 398084,72 \text{ мм}^4;$$

$$I_{I_{x_0}} = I_{I_{x_0}} + I_{I_{x_0}} = \frac{0,7k(m \cdot 0,7k)^3}{12} + 0,7k(m \cdot 0,7k) \frac{m \cdot 0,7k^2}{2} y_C^2$$

$$= \frac{0,7 \cdot 5(100 \cdot 0,7 \cdot 5)^3}{12} + 0,7 \cdot 5(100 \cdot 0,7 \cdot 5) \frac{100 \cdot 0,7 \cdot 5}{2} \cdot 35,46^2$$

$$= 419504,8 \text{ мм}^4;$$

$$I_{шва, x_0} = I_{Ix_0} + 2 I_{I_{x_0}} = 398084,72 + 2 \cdot 419504,8 = 1237094,3 \text{ мм}^4;$$

$$y_{\max шва} = m \cdot 0,7k \cdot y_C = 100 \cdot 0,7 \cdot 5 \cdot 35,46 = 68,04 \text{ мм}.$$

Тогда

$$M_{\max} = \frac{1800000 \cdot 68,04}{1237094,3} = 99 \text{ МПа}.$$

6. Суммарные напряжения для наиболее опасно нагруженной точки А. Составляющие напряжений в точке А взаимно перпендикулярны, поэтому

$$\sqrt{(\sigma_F)^2 + (\sigma_{M, \max})^2} = \sqrt{9,31^2 + 99^2} = 99,44 \text{ МПа}.$$

7. Допускаемое напряжение для сварного шва. Так как сварка ручная, электрод обычного качества, то по табл. 2.1 найдем

$$[\sigma]_{\text{ср}} = 0,6 [\sigma]_{\text{р}}.$$

Допускаемое напряжение на растяжение для основного металла $[\sigma]_{\text{р}} = 0,7 \sigma_T$. Для стали Ст.3 $\sigma_T = 220 \text{ МПа}$ (см. табл. 1.1). Тогда $[\sigma]_{\text{ср}} = 0,6 \cdot 0,7 \cdot 220 = 92,4 \text{ МПа}$.

8. Заключение о прочности сварных швов. Так как возникающие в швах напряжения $\sigma = 99,44 \text{ МПа}$ превышают допускаемые $[\sigma]_{\text{ср}} = 92,4 \text{ МПа}$, то прочность сварного шва недостаточна. Выполним сварку электродом улучшенного качества, в этом случае прочность шва достаточная, так как

$$[\sigma]_{\text{ср}} = 0,65 [\sigma]_{\text{р}}; [\sigma]_{\text{ср}} = 0,65 \cdot 0,7 \cdot 220 = 100,1 \text{ МПа}.$$

3. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

3.1. Общие сведения

Объекты заданий – групповые резьбовые соединения, выполненные с помощью стандартных крепежных деталей (болтов, винтов, шпилек и гаек), имеющих метрическую резьбу с крупным шагом по ГОСТ 9150–81, ГОСТ 8724–81. Основные параметры метрической резьбы показаны на рис. 3.1.

Расчет на прочность стержня болта (винта, шпильки) проводят по диаметру d_3 – внутреннему диаметру по дну впадины ($d_3 = d - 1,2569P$, где P – шаг резьбы). Значения диаметра d_3 для болтов (винтов, шпилек) с крупной метрической резьбой приведены в табл. 3.1. Размеры болтов, заключенные в скобки, менее предпочтитель-

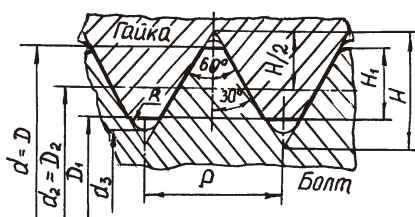


Рис. 3.1

ны.

Таблица 3.1

Диаметр d_3 болтов (винтов, шпилек) с крупной метрической резьбой

Болт	d_3 , мм	Болт	d_3 , мм	Болт	d_3 , мм
M6	4,77	M16	13,55	(M27)	23,32
M8	6,47	(M18)	14,93	M30	25,70
M10	8,16	M20	16,93	M36	31,10
M12	9,85	(M22)	18,93	M42	36,48
(M14)	11,55	M24	20,32	M48	41,87

Стальные крепежные детали (болты, винты и шпильки) в соответствии с ГОСТ 1759.4–81 могут иметь 11 классов прочности. Механические характеристики материалов этих резьбовых деталей приведены в табл. 3.2. Там же приведены классы прочности гаек нормаль-

ной высоты по ГОСТ 1759.5–87, соответствующих болтам и шпилькам.

При стандартизации крепежных деталей обеспечена равнопрочность резьбы и стержня винта, поэтому при правильном выборе глубины завинчивания или использовании гаек стандартной высоты (за исключением низких) достаточно проверить прочность стержня болта (винта или шпильки).

Таблица 3.2

Механические характеристики материалов резьбовых деталей

Болты, винты, шпильки					Гайки
Класс прочности	Предел текучести σ_T , МПа (минимальный)	Временное сопротивление $\sigma_{вр}$, МПа (минимальное)	Диаметр резьбы	Сталь	Класс прочности
3.6	180	300	> M16	10, 10 Кп	4
			M16		5
4.6	240	400	> M16	20	4
			M16		5
4.8	320	400	> M16	10, 10 Кп	4
			M16		5
5.6	300	500	M48	30,35	
5.8	400	500		10,10Кп, 20,20Кп	6
6.6	360	600		35, 45 40Г	
6.8	480	600		20, 20Кп	8
8.8	640	800		35,35Х,35ХА,45Г	9
9.8	720	900		40Г2,40Х,30ХГСА	
10.9	900	1000		20Г2Р, 40ХНМА	10
12.9	1080	1200		40ХНМА	12

При расчете групповых резьбовых соединений полагают, что в данном соединении все болты (винты, шпильки) одного размера затянуты с одинаковой силой и расположены по стыку равномерно так, что центр масс сечений болтов совпадает с центром массы сечения стыка.

Расчет начинают с определения положения центра масс и переноса приложенной внешней нагрузки в этот центр.

3.2. Групповое резьбовое соединение, нагруженное в плоскости стыка силами и моментами

Пример соединения приведен на рис. 3.2. Основой критерий работоспособности – несдвигаемость. Ее можно обеспечить с помо-

Болты установлены без зазора (см. рис. 3.3). В расчете полагают, что фланцы соединяемых деталей весьма жесткие и можно пренебречь их деформациями в плоскостях, параллельных плоскости стыка.

Рис. 3.2

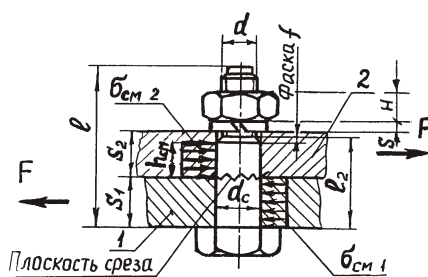


Рис. 3.3

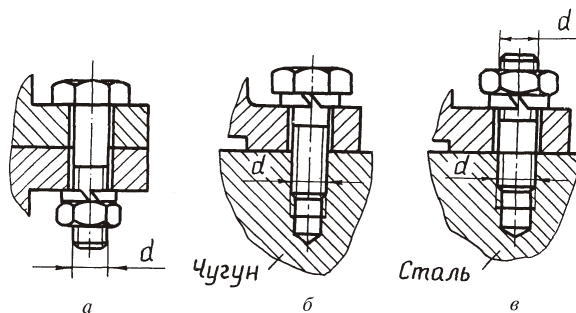


Рис. 3.4

Расчет ведут, полагая, что силы F_i^F , приходящиеся на болты от действия центральных внешних сил (см. рис. 3.2), равны, т. е.

$$F_i^F = F_1^F \frac{F}{z}.$$

где z – число болтов.

Силы, нагружающие болты из-за действия момента T , пропорциональны расстояниям r_i от болтов до центра масс. Максимально нагружены наиболее удаленные, на которые действует сила

$$F_1^T = \frac{T \cdot 10^3}{\sum_{i=1}^z r_i^2} r_1,$$

где r_{\max} – расстояние от центра масс до наиболее удаленного болта.

Расчет ведут в такой последовательности:

1) определяют силы, приходящиеся на болты от действия отдельных силовых факторов;

2) находят для наиболее нагруженного болта путем геометрического сложения суммарную действующую на него силу $F_{1\max}$ (см. рис. 3.2; подразд. 3.7);

3) определяют из расчета болта на срез необходимый диаметр гладкой части болта (проектный расчет) или проверяют пригодность заданного диаметра (проверочный расчет) (см. рис. 3.3);

4) округляют полученное значение диаметра стержня d_c до стандартного (ГОСТ 7817–80);

5) рассчитывают длину болта: а) полную, l ; б) нарезанной части, $(l - l_2)$; в) минимальную, сопротивляющуюся смятию, $h_{\text{см}}$;

6) проверяют правильность принятых размеров расчетом на смятие.

Напряжения смятия $\sigma_{\text{см}}$ условно считают равномерно распределенными по площади, являющейся проекцией поверхности смятия на плоскость, перпендикулярную действующей силе.

Болты (винты, шпильки) установлены с зазором (см. рис. 3.4). Если от расчета не требуется повышенная точность, то приближенно полагают, что нагрузка в стыке локализуется в непосредственной близости от отверстий под болты (исключения оговорены ниже). Силу $F_{1\max}$, действующую на наиболее нагруженный болт, определяют, как и для болта, поставленного без зазора.

Условие отсутствия сдвига (несдвигаемости) имеет вид

$$F_{1\text{тр}} \leq k_{\text{сц}} F_{1\max}, \quad (3.1)$$

где $F_{1\text{тр}}$ – сила трения, созданная при затяжке одного болта (винта, шпильки), $k_{\text{сц}}$ – коэффициент запаса сцепления (запаса по несдвигаемости), принимают $k_{\text{сц}} = 1,5$.

В свою очередь,

$$F_{1\text{тр}} = F_{\text{зат}} f i, \quad (3.2)$$

где $F_{\text{зат}}$ – сила затяжки одного болта, f – коэффициент трения на стыке, i – число рабочих стыков.

Значения коэффициентов трения приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Значения коэффициента трения f

Характеристика пары трения	f
В резьбе крепежных болтов (винтов, шпилек) без покрытия и смазочного материала	0,12–0,15
На торцах гаек, головок винтов и других металлических поверхностях, прошедших механическую обработку и работающих без смазочного материала	0,15–0,2
В соединении металл – бетон	0,4
В соединении металл – фрикционная обкладка	0,42
В соединении металл – резина	0,35
В резьбе передачи винт – гайка скольжения (со смазочным материалом)	0,1

При нагружении соединения только центральной сдвигающей силой F условие отсутствия сдвига может быть записано в более простой форме:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{зат}} f i z k_{\text{сц}} F, \quad (3.3)$$

где $F_{\text{тр}}$ – суммарная сила трения на стыке деталей.

При нагружении соединения только сдвигающим моментом T условие отсутствия сдвига имеет вид

$$T_{\text{тр}} = k_{\text{сц}} T 10^3, \quad (3.4)$$

где $T_{\text{тр}}$ – суммарный момент сил трения на стыке деталей.

Силы трения в стыке с некоторым приближением относят к осям болтов во всех случаях за исключением тех, когда одна из стыкующихся деталей обладает большой податливостью или когда болты расположены вне стыка деталей. Пример такой конструкции показан на рис. 3.5, где средний диаметр трения (стыка)

$$D_{\text{тр.ср}} = \frac{D_1 + D_2}{2}.$$

Расчетные зависимости для стыков иных форм приведены в работах [1 – 4].

Из условий (3.1) – (3.4) находят необходимую силу затяжки $F_{\text{зат}}$ каждого из болтов.

На болт (винт, шпильку) внешняя сдвигающая нагрузка **не передается**. Необходимую площадь A_p поперечного сечения болта по диаметру d_3 и необходимый диаметр d_3 (а по нему и номинальный диаметр резьбы d) при проектном расчете определяют из условия прочности стержня болта при затяжке с силой $F_{\text{зат}}$:

$$\frac{1,3F_{\text{зат}}}{A_p} = \frac{1,3F_{\text{зат}}}{d_3^2/4} [\]_p, \quad (3.5)$$

где $[]_p$ – допускаемое напряжение растяжения стержня болта (см. далее подразд. 3.6, табл. 3.4).

При затягивании в стержне болта за счет трения в резьбе возникают касательные напряжения кручения, что учитывают, вводя коэффициент перед силой $F_{\text{зат}}$ в зависимость (3.5). Для стандартных крепежных деталей при средних условиях трения в резьбе этот коэффициент равен 1,3.

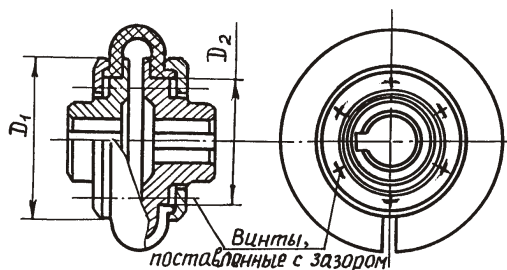


Рис. 3.5

3.3. Групповое резьбовое соединение, нагруженное в плоскости, перпендикулярной стыку

Пример соединения приведен на рис. 3.6, где С – центр масс сечений болтов. При расчете полагают, что центральная внешняя сила

нагружает болты равномерно, а момент – пропорционально их расстояниям до нейтральной, центральной оси. Максимально нагруженным будет один или несколько наиболее удаленных болтов с раскрываемой стороны стыка.

В общем случае нужно обеспечить: 1) нераскрытие стыка, 2) прочность болтов, 3) прочность основания (для неметаллического основания).

В общей форме условие нераскрытия стыка может быть записано так:

$$\sigma_{\text{ст}} \geq 0, \quad (3.6)$$

где $\sigma_{\text{ст}}$ – минимальное напряжение сжатия в стыке после приложения внешней нагрузки.

Для выполнения условия (3.6) вводят коэффициент запаса по нераскрытию стыка $k = 1,3 \dots 1,5$ ($k = 1,1$ – для малоответственных соединений).

Из условия (3.6) определяют необходимую для предотвращения раскрытия стыка силу $F_{\text{зат}}$ каждого болта (винта, шпильки).

Внешние нагрузки (F, M) распределяются между резьбовыми деталями и стыком. На резьбовые детали действует часть нагрузки, обозначаемая η , называемая коэффициентом основной нагрузки. Если от расчета не требуется повышенная точность, принимают $\eta = 0,2 \dots 0,3$ – для металлических стыков и $\eta = 0,7 \dots 0,8$ – для стыка металла с бетоном (в других случаях см. [1 – 4]).

Условие нераскрытия стыка (3.6), выраженное через напряжения на стыке, принимает вид

$$\sigma_{\text{ст}} \geq \frac{F_{\text{зат}}}{A_{\text{ст}}} - \frac{M}{W_{\text{ст}}} \geq 0. \quad (3.7)$$

Напряжение сжатия на стыке от затяжки болтов (винтов или шпилек)

$$\sigma_{\text{зат}} = \frac{F_{\text{зат}} z}{A_{\text{ст}}},$$

где z – число болтов на стыке; $A_{\text{ст}}$ – номинальная площадь стыка (без учета наличия отверстий под болты).

Напряжение на стыке от действия внешней, нормальной к стыку силы

$$\sigma_N = \frac{F_N (1 - \eta)}{A_{\text{ст}}}.$$

Знаки («+» или «-») перед F_N в формулах: верхний – при раскрывающей стык нагрузке, нижний – в том случае, когда нагрузка увеличивает напряжения сжатия на стыке.

Максимальное напряжение на стыке от опрокидывающего момента

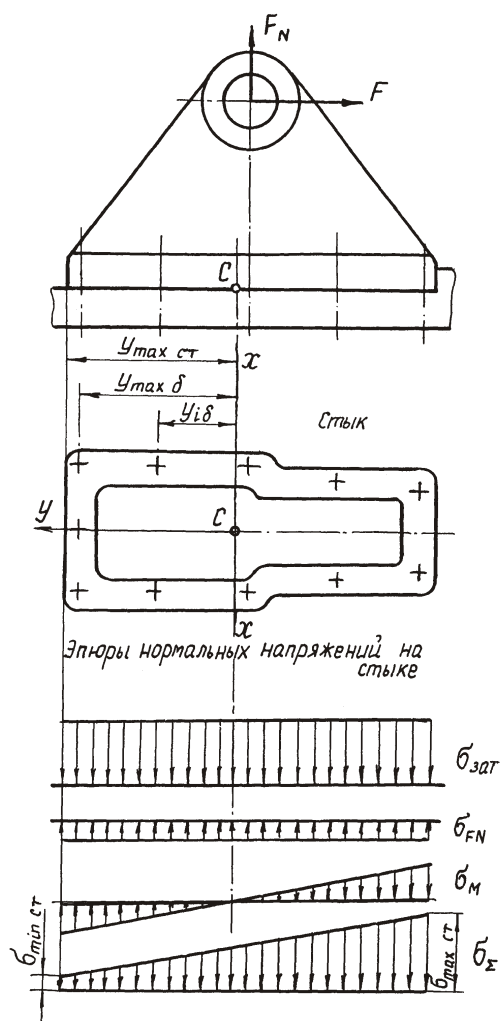


Рис. 3.6

$$M = \frac{M(1 - \dots)}{W_{\text{ст}}},$$

где $W_{\text{ст}}$ – момент сопротивления стыка относительно нейтральной оси.

Если нейтральная ось обозначена $x-x$, то

$$W_{x \text{ ст}} = \frac{I_{x \text{ ст}}}{y_{\text{max ст}}},$$

где $I_{x \text{ ст}}$ – момент инерции стыка относительно нейтральной оси; $y_{\text{max ст}}$ – расстояние от нейтральной оси до наиболее удаленных точек стыка с разгружаемой стороны стыка.

После введения коэффициента запаса по нераскрытию k и преобразований условие нераскрытия стыка (3.6) принимает вид

$$F_{\text{зат}} = k \frac{A_{\text{ст}}}{z} \frac{M(1 - \dots) y_{\text{max ст}}}{I_{x \text{ ст}}} \frac{F_N(1 - \dots)}{A_{\text{ст}}}, \quad (3.8)$$

откуда видно, что при одинаковом для стыков разных форм значении $y_{\text{max ст}}$ наиболее рациональным будет тот стык, у которого имеет максимальное значение отношение $\frac{I_{x \text{ ст}}}{A_{\text{ст}}}$. При этом будет минималь-

ным значение необходимой силы $F_{\text{зат}}$ по условию нераскрытия стыка.

Необходимую площадь поперечного сечения болта A_p (проектный расчет) находят из условия прочности болта

$$\frac{1,3 F_{\text{зат}} + F_{\text{вн}}}{A_p} \leq [\sigma]_p, \quad (3.9)$$

где коэффициент 1,3 учитывает скручивание болта при его затяжке; $F_{\text{вн}}$ – суммарная внешняя растягивающая нагрузка, приходящаяся на наиболее нагруженный болт; A_p – площадь болта по диаметру d_3 (см. подразд. 3.1)

$$A_p = d_3^2 / 4,$$

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения для болта (см. подразд. 3.6).

В свою очередь,

$$F_{\text{вн}} = \frac{M}{W_{\text{х всех болтов}}} \frac{F_N}{z},$$

где $W_{\text{х всех болтов}}$ – момент сопротивления всех болтов относительно нейтральной оси х.

Пренебрегая моментом сопротивления болта относительно собственной центральной оси, можно записать

$$W_{\text{х всех болтов}} = A_P \sum_i \frac{y_{i\text{б}}^2}{y_{\text{maxб}}},$$

где $y_{i\text{б}}$ – расстояние от нейтральной оси до некоторого i -го болта; $y_{\text{maxб}}$ – то же, для наиболее удаленного болта, находящегося на раскрываемой стороне стыка.

Чем больше $W_{\text{х всех болтов}}$, тем меньше напряжения, возникающие в болте. Поэтому оптимальным будет такое расположение болтов, при котором будет наибольшим значение отношения $\frac{y_{i\text{б}}^2}{y_{\text{maxб}}}$.

Неметаллическое основание проверяют по условию прочности на смятие

$$\sigma_{\text{maxст}} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (3.10)$$

где $\sigma_{\text{maxст}}$ – максимальное напряжение сжатия на стыке после приложения внешней нагрузки (см. рис. 3.6); $[\sigma]_{\text{см}}$ – допускаемое напряжение смятия (табл. 3.5).

3.4. Групповое резьбовое соединение, нагруженное в плоскости стыка и в плоскости, перпендикулярной стыку

Необходимо обеспечить: 1) нераскрытие стыка (см. (3.6)); 2) несдвигаемость (см. (3.1)); 3) прочность болтов (см. (3.9)); 4) прочность основания (см. (3.10)), если оно неметаллическое.

Расчет болтов на прочность ведут по большей из двух сил затяжки, найденных из условия нераскрытия и несдвигаемости.

3.5. Пример выбора оптимального варианта расположения болтов на кольцевом стыке

Стойку 1 (рис. 3.7) настольного сверлильного станка с помощью фланца 2 крепят шестью болтами 3 к основанию 4. На сверло дейст-

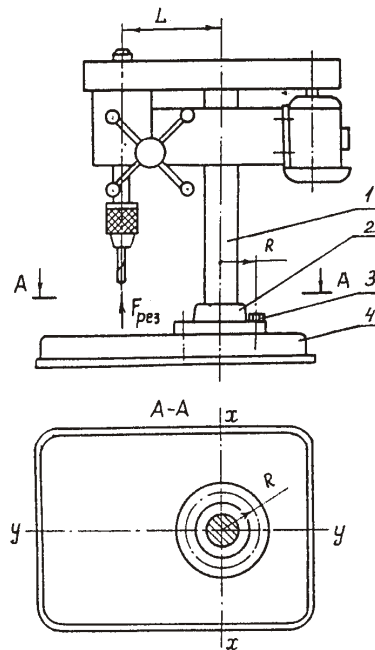


Рис. 3.7

вует сила резания $F_{рез}$. Определить оптимальный вариант расположения болтов на радиусе R стыка.

Решение. Сила резания $F_{рез}$ создает опрокидывающий момент $M = F_{рез} \cdot L$. Оптимально такое расположение болтов, при котором будет наибольшим отношение (см. подразд. 3.3)

$$\frac{\sum y_{i6}^2}{y_{max6}^2}.$$

При равномерном расположении болтов по стыку рассмотрим два возможных варианта их постановки (рис. 3.8).

В варианте а (см. рис. 3.8) два болта имеют максимальное расстояние до оси x $y_{16} = y_{max6} = R$, у остальных четырех болтов расстояние $y_{26} = R \sin 30^\circ = 0,5R$. Тогда

$$\frac{\sum y_{i6}^2}{y_{max6}^2} = \frac{2R^2 + 4(0,5R)^2}{R^2} = 3.$$

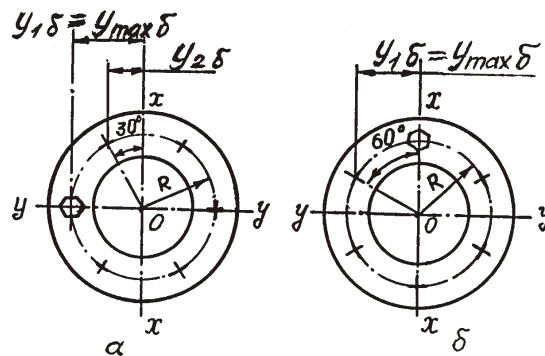


Рис. 3.8

В варианте б четыре болта удалены от нейтральной оси на максимальное расстояние $y_{1б} = y_{max б} = R \sin 60 = 0,867 R$, а два других на $y_{2б} = 0$. Следовательно,

$$\frac{i}{y_{max б}} \frac{y_{iб}^2}{0,867 R} = \frac{4(0,867 R)^2}{0,867 R} = 3,464 R.$$

Вывод: оптимальным является вариант б (см. рис. 3.8).

3.6. Допускаемые напряжения при статической нагрузке

Допускаемые напряжения для расчета болтов на растяжение

$$[\sigma]_p = \sigma_T / s_T,$$

где σ_T – предел текучести материала болта (см. табл. 3.2); s_T – коэффициент запаса прочности.

Для ответственных резьбовых соединений силу затяжки контролируют. В этом случае $s_T = 1,2 \dots 1,5$. Значения s_T при неконтролируемой затяжке приведены в табл. 3.4.

Таблица 3.4

Значения коэффициента запаса s_T при расчете болтов (винтов, шпилек) с неконтролируемой затяжкой

Материал болта (винта, шпильки)	Диаметр болта d , мм		
	Свыше 6 до 16	Свыше 16 до 30	Свыше 30 до 60
Углеродистая сталь	5–4	4–2,5	2,5
Легированная сталь	6,5–5	5–3,3	3,3

Таблица 3.5

Допускаемые напряжения для расчета на срез $[\sigma]_{\text{ср}}$ и смятие $[\sigma]_{\text{см}}$

Материал	$[\sigma]_{\text{ср}}$	$[\sigma]_{\text{см}}$
Сталь	$(0,2-0,3) \cdot \sigma_T$	$(0,35-0,45) \cdot \sigma_T$
Чугун	–	$(0,3-0,35) \cdot \sigma_{\text{вр}}$
Бронза	–	$(0,25-0,35) \cdot \sigma_{\text{вр}}$
Бетон	–	1,8–2 МПа
Резина	–	2–4 МПа

3.7. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка

Блок 1 натяжного устройства (рис. 3.9) нагружен силой $F_Q = 12000$ Н, созданной массой груза, и силой натяжения горизонтального каната $F_K = 12000$ Н. Опоры оси блока размещены в корпусах 2. Каждый из корпусов прикреплен двумя болтами 3 к кронштейнам 4.

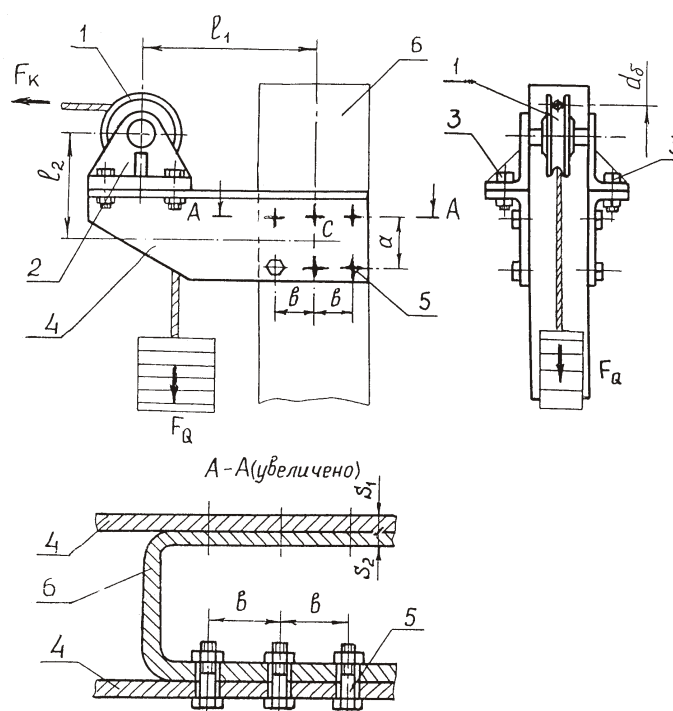


Рис. 3.9

Кронштейны крепятся к колонне 6 болтами 5. Число болтов крепления каждого кронштейна $z = 6$. Класс прочности болтов 5.8, они поставлены с **зазором**. Кронштейны 4 и колонна 6 изготовлены из горячекатаной стали Ст.3. Размеры деталей: $d_6 = 200$ мм; $l_1 = 400$ мм; $l_2 = 200$ мм; $a = 80$ мм; $b = 80$ мм; $s_1 = s_2 = 10$ мм.

Требуется определить диаметр болтов 5.

Решение. 1. Положение центра масс болтов 5. Центр масс болтов 5 находится в точке С, на пересечении осей симметрии соединения.

2. Перенос нагрузки в центр масс – точку С. Нагрузка от блока распределяется между двумя кронштейнами 4. Можно рассмотреть соединение одного кронштейна с колонной, нагруженное половиной внешней нагрузки. При переносе сил $F_Q/2$ и $F_K/2$ в точку С (рис. 3.10) получаем следующие силовые факторы:

вертикальную сдвигающую силу

$$F_B = F_Q/2 = 12000/2 = 6000 \text{ Н};$$

горизонтальную сдвигающую силу

$$F_r = F_K/2 = 12000/2 = 6000 \text{ Н};$$

сдвигающий момент

$$T = \frac{F_Q}{2} l_1 \frac{d_6}{2} - \frac{F_K}{2} l_2 \frac{d_6}{2} = \frac{12000}{2} \cdot 400 \cdot \frac{200}{2} - \frac{12000}{2} \cdot 200 \cdot \frac{200}{2} = 3600000 \text{ Н мм}.$$

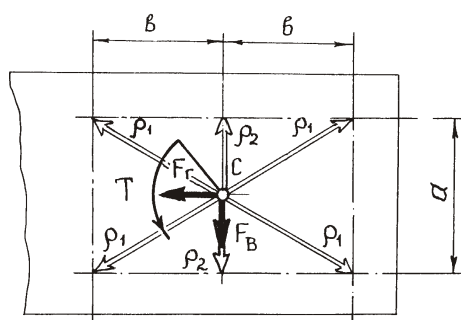


Рис. 3.10

3. Нагрузка на болты от отдельных силовых факторов. Соединение выполнено с помощью шести болтов. Четыре угловых болта удалены от точки С на расстояние

$$1 \quad \sqrt{b^2 + \frac{a^2}{2}} = \sqrt{80^2 + 40^2} = 89,443 \text{ мм.}$$

Остальные два болта удалены на расстояние

$$2 \quad \frac{a}{2} = \frac{80}{2} = 40 \text{ мм.}$$

Центральные сдвигающие силы F_B и F_r нагружают все шесть болтов одинаковыми силами (рис. 3.11):

$$F_{lb}^F = \frac{F_B}{z} = \frac{6000}{6} = 1000 \text{ Н и } F_{lr}^F = \frac{F_r}{z} = \frac{6000}{6} = 1000 \text{ Н,}$$

где F_{lb}^F – вертикальная сила; F_{lr}^F – горизонтальная.

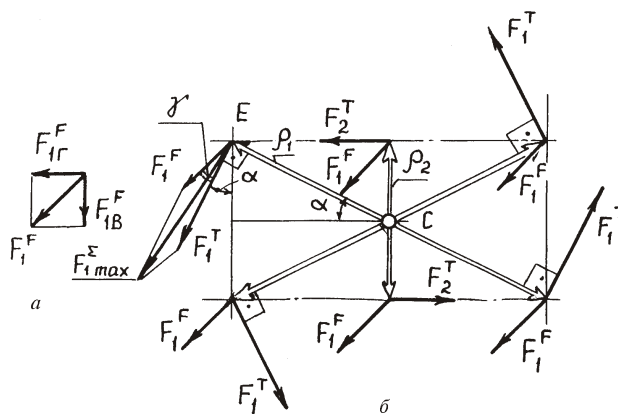


Рис. 3.11

В результате сложения сил F_{lb}^F и F_{lr}^F , имеющих для всех болтов одинаковое направление, получим силу F_l^F , направленную под углом 45° к вертикали:

$$F_l^F = F_{lb}^F \sqrt{2} = 1000 \cdot 1,414 = 1414 \text{ Н.}$$

Нагрузка на болты от момента пропорциональна их расстояниям до центра масс. На угловые болты будет действовать сила

$$F_1^T = \frac{T}{4} \frac{1}{\frac{2}{1} \frac{2}{2}} = \frac{3600000 \cdot 89,44}{4 \cdot 89,44^2 \cdot 2 \cdot 40^2} = 9147,78 \text{ Н.}$$

Болты, удаленные от центра масс на расстояние r_2 , нагружены меньшей силой F_2^T от действия сдвигающего момента.

4. Нагрузка, приходящаяся на наиболее нагруженный болт. Наиболее нагруженным будет тот из угловых болтов, на который действуют составляющие силы, наиболее близкие по направлению. К силе F_1^F наиболее близка по направлению сила F_1^T , действующая на болт E (рис. 3.11, б). Эта сила образует с вертикалью угол α :

$$\sin \alpha = \frac{r_2}{r_1} = \frac{40}{89,44} = 0,447, \\ \alpha = 26^\circ 33' 57''.$$

Суммарная сила, действующая на болт,

$$F_{1\max} = \sqrt{(F_1^F)^2 + (F_1^T)^2 + 2F_1^F F_1^T \cos \alpha},$$

где $\alpha = 45^\circ$

$$F_{1\max} = \sqrt{1414^2 + 9147,78^2 + 2 \cdot 1414 \cdot 9147,78 \cdot 0,9487} = 10498,75 \text{ Н.}$$

5. Необходимая сила затяжки из условия несдвигаемости (3.1). Сдвига не будет, если сила трения, созданная при затяжке одного болта (см. (3.2)),

$$F_{1\text{тр}} = k_{\text{сц}} F_{1\max},$$

где $k_{\text{сц}}$ – коэффициент запаса сцепления (запаса по несдвигаемости), $k_{\text{сц}} = 1,5$; $F_{1\max}$ – суммарная сдвигающая сила, приходящаяся на наиболее нагруженный болт, $F_{1\max} = 10498,75 \text{ Н}$.

$$F_{1\text{тр}} = F_{\text{зат}} f i,$$

где f – коэффициент трения, принимаем $f = 0,2$ (см. табл. 3.3); i – число рабочих стыков (по условию $i = 1$).

Тогда

$$F_{\text{зат}} = \frac{k_{\text{сц}} F_{1\max}}{f i} = \frac{1,5 \cdot 10498,75}{0,2 \cdot 1} = 78741 \text{ Н.}$$

6. Необходимый диаметр болта из условия прочности затянутого болта (см. (3.5)). Оно имеет вид

$$\frac{1,3F_{\text{зат}}}{d_3^2/4} \leq [\sigma]_p,$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения болта.

Затяжку болтов не контролируют. Предполагаем, что диаметр болта d больше 16 мм. Принимая коэффициент запаса $s_T = 2,5$ (см. табл. 3.4), получаем

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{s_T} = \frac{400}{2,5} = 160 \text{ МПа},$$

где $\sigma_T = 400 \text{ МПа}$ – предел текучести болтов класса прочности 5.8 (см. табл. 3.2).

В результате

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F_{\text{зат}}}{[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 78741}{3,14 \cdot 160}} = 28,54 \text{ мм}.$$

Пригодны болты М36 по ГОСТ 7796–70 (см. табл. 1 приложения 3), у них $d_3 = 31,10 \text{ мм}$ (см. табл. 3.1). Предположение о том, что $d > 16 \text{ мм}$, подтвердилось.

Рассмотрим вариант определения диаметра болтов 5 (см. рис. 3.9) при постановке их **без зазора**. Конструкция болта показана на рис. 3.3.

Опасными для соединения являются напряжения среза для болта и смятия для болта и стенок отверстия.

Условие прочности болта на срез

$$\frac{F_{1\text{max}}}{d_c} \leq [\sigma]_{\text{ср}},$$

откуда

$$d_c \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{1\text{max}}}{[\sigma]_{\text{ср}}}}.$$

В соответствии с табл. 3.5 $[\sigma]_{\text{ср}} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$. Принимаем $[\sigma]_{\text{ср}} = 0,25 \sigma_T$. Согласно табл. 3.2 для класса прочности 5.8 предел текучести $\sigma_T = 400 \text{ МПа}$. Тогда

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 10498,75}{3,14 \cdot 0,25 \cdot 400}} = 11,56 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 7817–80 (см. табл. 3 приложения 3; [6]) болты М12, у которых $d_c = 13$ мм. Необходимая длина болта (см. рис. 3.3)

$$l = s_1 + s_2 + s + H = (0,4...0,6) d.$$

По ГОСТ 6402–70 (см. табл. 6 приложения 3; [6]) толщина пружинной нормальной шайбы $s = 3,0$ мм; по ГОСТ 15521–70 (см. табл. 4 приложения 3; [6]) высота гайки $H = 10$ мм; запас резьбы над гайкой и высота пяты (ориентировочно) $(0,4...0,6)d$;

$$l = 10 + 10 + 3,0 + 10 + (0,4...0,6)12 = 37,8...40,2 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 7817–80 (см. табл. 3 приложения 3) $l = 40$ мм, тогда $l - l_2 = 22$ мм; фаска $f = 0,5$ мм (см. рис. 3.3).

Высота поверхности, на которой действуют наибольшие напряжения смятия $h_{см}$,

$$h_{см} = l - (l - l_2) - f - s_1 = 40 - 22 - 0,5 - 10 = 7,5 \text{ мм.}$$

Проверяем соединение на предотвращение смятия по условию

$$\sigma_{см} = \frac{F_{1max}}{A_{см}} = \frac{F_{1max}}{h_{см} \cdot d_c} \leq [\sigma]_{см},$$

где $A_{см}$ – площадь проекции поверхности смятия; $[\sigma]_{см}$ – допускаемое напряжение смятия.

Согласно табл. 3.5 $[\sigma]_{см} = (0,35...0,45) \sigma_T$, принимаем $[\sigma]_{см} = 0,4 \sigma_T$. Для болтов $\sigma_T = 400$ МПа, для материала кронштейна (сталь Ст.3) $\sigma_T = 220$ МПа (см. табл. 1.1).

Расчет ведем по наименее прочному материалу, т. е.

$$[\sigma]_{см} = 0,4 \cdot 220 = 88 \text{ МПа; } \sigma_{см} = \frac{10498,75}{7,5 \cdot 13} = 107,68 \text{ МПа.}$$

Условие прочности не выполняется для материала кронштейна, но выполняется для болтов, у которых $[\sigma]_{см} = 0,4 \cdot 400 = 160$ МПа.

Меняем материал кронштейна на более прочный. Назначаем сталь Ст.6, у которой $\sigma_T = 300$ МПа, $[\sigma]_{см} = 0,4 \cdot 300 = 120$ МПа.

Если материал кронштейна по каким-либо причинам нельзя изменить, необходимо увеличить толщину листов кронштейна.

После расчета можно определить, что требуемая толщина $s_1 = s_2 = 12$ мм. При этом длина болта $l = 45$ мм, а $l - l_2 = 22$ мм.

Следует отметить, что при постановке болтов без зазора их диаметр существенно уменьшается (М12 вместо М36).

3.8. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка и в плоскости, перпендикулярной стыку

Исходные данные приведены в подразд. 2.8, конструкция показана на рис. 2.4. Требуется определить диаметр болтов 3.

Решение. 1. Положение центра масс и действующие на соединение силовые факторы. Соединение имеет две оси симметрии, центр масс находится на их пересечении в точке O (рис. 3.12). При параллельном переносе внешней силы F в точку O (рис. 3.13) получаем действующую на соединение центральную сдвигающую силу $F = 10000$ Н и отрывающий момент $M_1 = F \cdot L = 10000 \cdot 200 = 2 \cdot 10^6$ Н·мм.

2. Необходимая сила затяжки болта $F_{\text{зат}}$ из условия несдвигаемости (3.3). Оно имеет вид

$$F_{\text{тр}} = k_{\text{сц}} F,$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения на стыке; $k_{\text{сц}}$ – коэффициент запаса сцепления (запаса по несдвигаемости), $k_{\text{сц}} = 1,5$; F – центральная внешняя сдвигающая сила. Момент M_1 перераспределяет давление на стыке,

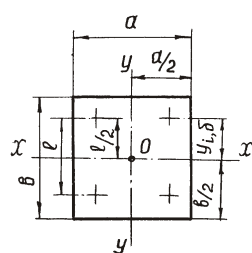


Рис. 3.12

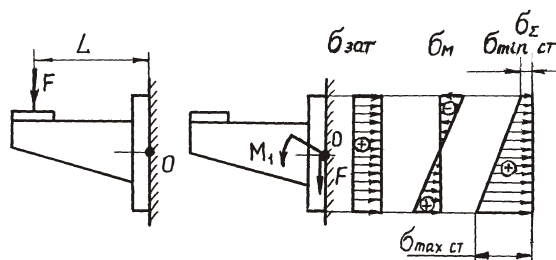


Рис. 3.13

не меняя значение силы трения.

В свою очередь,

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{зат}} z f i,$$

где z – число болтов, $z = 4$; f – коэффициент трения, $f = 0,4$ для стыка металл – бетон (см. табл. 3.3); i – число рабочих стыков, по условию $i = 1$. Тогда

$$F_{\text{зат}} = \frac{k_{\text{сц}} F}{z f i} = \frac{1,5 \cdot 10000}{4 \cdot 0,4 \cdot 1} = 9375 \text{ Н.}$$

3. Необходимая сила затяжки болта $F_{\text{зат}}$ из условия (3.6) нераскрытия стыка (см. рис. 3.13, эпюры напряжений). Оно имеет вид

$$\sigma_{\text{ст}}^{\text{мин}} = 0,$$

где $\sigma_{\text{ст}}^{\text{мин}}$ – минимальное напряжение сжатия на стыке после приложения внешней нагрузки.

В свою очередь

$$\sigma_{\text{ст}}^{\text{мин}} = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_M.$$

Здесь

$$\sigma_{\text{зат}} = \frac{F_{\text{зат}}}{A_{\text{ст}}}$$

– напряжение на стыке от затяжки болтов; $A_{\text{ст}} = a \cdot b$ – площадь стыка (без учета отверстий под болты); $\sigma_M = \frac{M_1(1 - \frac{z}{W_{\text{хст}}})}{W_{\text{хст}}}$ – напряжение на

стыке от действия момента; γ – коэффициент основной нагрузки,

$$W_{\text{хст}} = \frac{I_{\text{хст}}}{\gamma_{\text{махст}}}$$

– момент сопротивления стыка относительно нейтральной оси $x-x$; в нашем случае

$$W_{\text{хст}} = \frac{ab^2}{6}.$$

Вводя коэффициент запаса k по нераскрытию стыка, получаем

$$\frac{F_{\text{зат}}}{A_{\text{ст}}} = k \frac{M_1(1 - \frac{z}{W_{\text{хст}}})}{W_{\text{хст}}};$$

$$F_{\text{зат}} = \frac{k M_1(1 - \frac{z}{W_{\text{хст}}}) A_{\text{ст}}}{W_{\text{хст}} - z}.$$

Принимаем $k = 1,3$, $\gamma = 0,75$ (стык «металл – бетон»). Тогда

$$F_{\text{зат}} = \frac{1,3 \cdot 2 \cdot 10^6 (1 - 0,75) \cdot 200 \cdot 200 \cdot 6}{200 \cdot 200^2 - 4} = 4875 \text{ Н}.$$

4. Принимаем силу затяжки болта $F_{\text{зат}} = 9375 \text{ Н}$ (большую из двух необходимых).

5. Условие прочности болта (3.9) принимает вид

$$\frac{1,3F_{\text{зат}} + F_{\text{вн}}}{A_p} [\text{Па}],$$

где A_p – площадь болта по диаметру d_3 (см. подразд. 3.1); $F_{\text{вн}}$ – суммарная внешняя растягивающая нагрузка, приходящаяся на один болт.

Силы, приходящиеся на болты от действия момента, пропорциональны расстояниям $y_{i\text{б}}$ от болтов до нейтральной линии. Максимально нагружены болты, наиболее удаленные от нейтральной линии на расстояние $y_{\text{макс б}}$, дополнительно растягиваемые при действии момента. В нашем случае

$$y_{\text{макс б}} = \frac{l}{2}; \quad y_{i\text{б}} = y_{\text{макс б}} \cdot \frac{l}{2};$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{M_1 y_{\text{макс б}}}{i} = \frac{M_1 \cdot l/2}{4(l/2)^2} = \frac{M_1}{2l}.$$

6. Необходимый диаметр болта. Необходимая площадь поперечного сечения болта по диаметру d_3

$$A_p = \frac{1,3F_{\text{зат}} + \frac{M_1}{2l}}{[\sigma]_p},$$

где $[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{s_T}$ – допускаемое напряжение для расчета болтов на растяжение; σ_T – предел текучести материала болта; s_T – коэффициент запаса прочности.

Предполагаем, что диаметр болта d менее 30 мм, принимаем $s_T = 4$ (см. табл. 3.4).

Для болтов класса прочности 4.6 $\sigma_T = 240$ МПа (см. табл. 3.2). Тогда

$$A_p = \frac{1,3 \cdot 9375 + 0,75 \cdot \frac{2 \cdot 10^6}{2 \cdot 150}}{240/4} = 286,45 \text{ мм}^2;$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 286,45}{3,14}} = 19,1 \text{ мм}.$$

7. Заключение по результатам расчета болтов. Пригоден болт М24, по ГОСТ 7796–70 (см. табл. 1 приложения 3) у него $d_3 = 20,32$ мм (см. табл. 3.1). Предположение о том, что $d < 30$ мм, подтвердилось.

8. Проверка прочности бетонного основания:

$$\sigma_{\text{махст}} = \frac{F_{\text{зат}}}{A_{\text{ст}}} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где $\sigma_{\text{махст}}$ – максимальное напряжение на стыке; $[\sigma]_{\text{см}}$ – допускаемое для бетона напряжение смятия; $[\sigma]_{\text{см}} = 1,8$ МПа (см. табл. 3.5).

Тогда

$$\sigma_{\text{махст}} = \frac{F_{\text{зат}}}{A_{\text{ст}}} = \frac{M_1(1 - \frac{z}{W_{\text{ст.х}}})}{\frac{9375}{200} \cdot \frac{4}{200}} = \frac{2 \cdot 10^6 (1 - 0,75)}{200 \cdot 200^2} = 1,31 \text{ МПа}.$$

Основание достаточно прочное.

Рассмотрим **вариант** расчета болтов крепления кронштейна к бетонной стене (см. рис. 2.4) в том случае, когда **требуется определить класс прочности болтов** при известных ограничениях на их диаметр (назначаемых из условий размещения болтов и возможности затяжки их стандартным накидным ключом).

Решим пример при условии, что диаметр болтов d должен удовлетворять условию: $d \geq 0,37 \frac{a}{n}$.

Максимально возможный диаметр болта

$$d \geq 0,37 \frac{a}{n} = 0,37 \frac{200}{2} = 18,5 \text{ мм}.$$

Назначаем болты М16 по ГОСТ 7796–70 (см. табл. 1 приложения 3), у которых диаметр $d_3 = 13,55$ мм (см. табл. 3.1).

Используя приведенные выше в решении примера зависимости, получаем

$$\frac{1,3F_{\text{зат}}}{A_p} \leq [\sigma]_p;$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{M_1}{2l}; A_p = \frac{d_3^2}{4}; [\sigma]_p = \frac{\tau}{s_T}.$$

Назначаем коэффициент запаса прочности болта $s_T = 4$ (см. табл. 3.4), тогда пригодными будут болты, имеющие предел текучести материала

$$\sigma_T = \frac{s_T (1,3 F_{\text{зат}} \frac{M_1}{2l})}{A_p} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 9375 \cdot 0,75 \frac{2 \cdot 10^6}{2 \cdot 150}}{\frac{3,14 \cdot 13,835^2}{4}} = 457,32 \text{ МПа.}$$

Пригодны болты класса прочности 6.8, у которых $\sigma_T = 480$ МПа (см. табл. 3.2).

3.9. Проверка прочности элементов резьбы

Проверка прочности элементов резьбы необходима при использовании: 1) мелких резьб с соотношением $(d/P) \leq 9$ (где P – шаг резьбы); 2) низких гаек; 3) материалов корпусов или гаек с малой прочностью (существенно ниже прочности материала болта).

В резьбе возникают напряжения среза и смятия (рис. 3.14).

Смятие для крепежной резьбы не опасно, если ее прочность по срезу обеспечена. Напряжение среза в резьбе болта (винта)

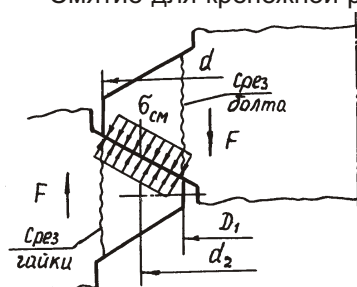


Рис. 3.14

$$\sigma_b = \frac{F}{D_1 k_b H_\Gamma k_m} [\sigma]_{\text{ср.б}},$$

в резьбе гайки (корпуса)

$$\sigma_\Gamma = \frac{F}{d k_\Gamma H_\Gamma k_m} [\sigma]_{\text{ср.г}},$$

где H_Γ – высота гайки; $[\sigma]_{\text{ср.б}}$ и $[\sigma]_{\text{ср.г}}$ – допускаемые напряжения для расчета на срез резьбы болта и гайки

(см. табл. 3.5); k_b , k_Γ – коэффициенты полноты резьбы для болта и гайки, характеризующие длину линии контакта витков (табл. 3.6); k_m – коэффициент, учитывающий неравномерность деформирования витков по высоте гайки (табл. 3.7).

Так как $d > D_1$, то при одинаковых материалах болта и гайки более опасным по срезам витков будет болт. На практике для гаек используют менее прочные материалы, чем для болтов.

При завинчивании винтов и шпилек в корпусные детали для обеспечения равнопрочности резьбы и стержня винта (шпильки) необходима глубина завинчивания, указанная в табл. 3.8.

Таблица 3.6

Значения коэффициентов полноты резьбы болта k_b и гайки k_r в зависимости от типа резьбы

Метрическая	Трапецеидальная	Упорная
$k_b = 0,75$	$k_b = k_r = 0,65$	$k_b = k_r = 0,736$
$k_r = 0,87$		

Таблица 3.7

Значения коэффициента k_m для соединений стальными болтами (винтами, шпильками)

вр.б / вр.г *	Шаг резьбы	k_m
> 1,3	Крупный и первый мелкий	0,7–0,75
	Второй и более мелкий	0,65–0,7
1,3	Любой	0,55–0,6

Примечание: вр.б и вр.г – временное сопротивление материалов болта и гайки соответственно.

Таблица 3.8

Необходимая глубина завинчивания l_1 стальных винтов и шпилек с временным сопротивлением $\sigma_{вр}$ 400...500 МПа

Резьбовая деталь	Материал корпуса		
	Сталь, бронза	Чугун серый	Легкие сплавы
Шпилька	$1d$	$1,25d$	$2d$
Винт	$(1...1,25)d$	$(1,25...1,5)d$	$(2...2,5)d$

4. ПЕРЕДАЧА ВИНТ – ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ

4.1. Общие сведения

В передачах винт – гайка скольжения при больших осевых силах одного направления обычно применяют упорную резьбу по ГОСТ 10177–82, при двухстороннем направлении нагрузки – трапецеидальную по ГОСТ 24737–81, ГОСТ 24738–81 (рис. 4.1, где a – упорная резьба; b – трапецеидальная резьба). Для передач, у которых

КПД не имеет существенного значения, а также для особо точных передач приборов применяют метрическую резьбу по ГОСТ 9150–81, ГОСТ 8724–81, ГОСТ 24705–81 (см. рис. 3.1).

Угол между боковой стороной профиля и перпендикуляром к оси резьбы называют углом наклона боковой стороны и обозначают α . Значения отношений рабочей высоты профиля резьбы H_1 к шагу резьбы P , называемых коэффициентами высоты резьбы, и углов представлены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Значения коэффициента высоты резьбы и угла наклона рабочей стороны профиля резьбы

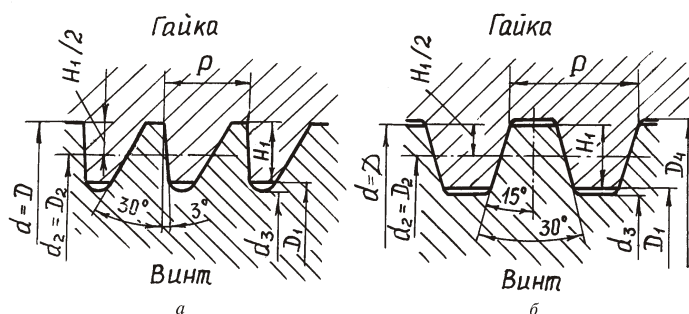


Рис. 4.1

Тип резьбы	Коэффициент высоты резьбы $\frac{H_1}{P}$	Угол наклона рабочей стороны профиля резьбы $^\circ$
Упорная	0,75	3
Трапецеидальная	0,5	15
Метрическая	0,54	30

Высоту гайки передачи обозначают H_g , коэффициент высоты гайки H_g $\frac{H_g}{d_2}$, где d_2 – средний диаметр резьбы.

Для представленных в заданиях неразъемных гаек принимают

$$H_g = 1,2 \dots 2,5.$$

Винты изготавливают из термически улучшенных или закаленных сталей 40Х, 45 и других, реже из горячекатаных сталей 35, 45 (для редко работающих, малоответственных передач); гайки – из бронз

010Ф1, А9ЖЗЛ. Гайки малонагруженных передач при малых скоростях скольжения и гайки неответственных передач выполняют из антифрикционного чугуна АЧС-3 или серого чугуна СЧ 20. В некоторых случаях (редко работающая передача, малые скорости скольжения, необходимость сварки гайки) гайки выполняют из стали 35 или Ст.3.

Механические характеристики материалов определяют по табл. 1.1, допускаемое давление в витках резьбы $[p]$ – по табл. 4.2.

Таблица 4.2

**Значения допускаемого давления в витках резьбы передачи
винт – гайка скольжения $[p]$**

Материалы	$[p]$, МПа
Незакаленная сталь – серый чугун	5
Незакаленная сталь – бронза	9
Закаленная сталь – бронза, антифрикционный чугун	12
Сталь – сталь	16

4.2. Расчет на износостойкость

Расчет начинают с определения среднего диаметра резьбы d_2 из условия обеспечения износостойкости резьбы.

Зависимость $p = [p]$, где p – давление (напряжение смятия), возникающее на боковой поверхности витков, после преобразования представляют для проектного расчета в форме

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_A}{\frac{H_1}{P} \cdot n[p]}}$$

где d_2 – необходимый средний диаметр резьбы; F_A – осевая сила, действующая на передачу.

Полученное при расчете значение d_2 округляют до значения, соответствующего ГОСТу, откуда выписывают следующие параметры резьбы: d, P, d_2, d_3, D_1, D_4 . Подсчитывают H_{Γ} и H и округляют до значения из ряда R_{a40} , приведенного в приложении 2.

4.3. Проверка обеспечения самоторможения

При необходимости проверяют выполнение условия самоторможения:

,

где $\arctg \frac{f}{\cos}$ – приведенный угол трения, f – коэффициент трения в резьбе (см. табл. 3.3); $\arctg \frac{P_h}{d_2}$ – угол подъема винтовой линии по среднему диаметру d_2 , где P_h – ход резьбы.

4.4. Проверка на устойчивость

Сжатые винты проверяют на устойчивость. Проверку необходимо проводить только при гибкости винта

$$\frac{L}{i} \geq 40,$$

где λ – коэффициент приведения длины; L – расчетная длина сжатого участка винта; i – радиус инерции поперечного сечения винта.

Одна из опор винта – гайка. Гайку считают шарнирной опорой при $\lambda_H \leq \frac{H_r}{d_2} \leq 2$ и заделкой при $\lambda_H > 2$. В винтовых передачах, приведенных в заданиях, закрепление другого конца винта считают шарнирным. Коэффициенты приведения длины λ для различных сочетаний опор представлены на рис. 4.2.

При работе домкрата в условиях, когда невозможно предотвратить смещение точки контакта его с объектом относительно оси домкрата, рекомендуется принять $\lambda_H = 2$. Схема закрепления его концов, соответствующая этому случаю, показана на рис. 4.2, в.

Расчет ведут для наиболее опасного случая, принимая расчетную длину сжатого участка $L = l_{\max} + \frac{H_r}{2}$, где l_{\max} – максимальная рабочая длина винта; слагаемое $\frac{H_r}{2}$ вводят для учета зазоров в резьбе.

Радиус инерции поперечного сечения винта

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}},$$

где I – осевой момент инерции сечения; A – площадь поперечного сечения.

Пренебрегая ужесточающим действием витков резьбы, принимают

$$I = \frac{d_3^4}{64}; \quad A = \frac{d_3^2}{4},$$

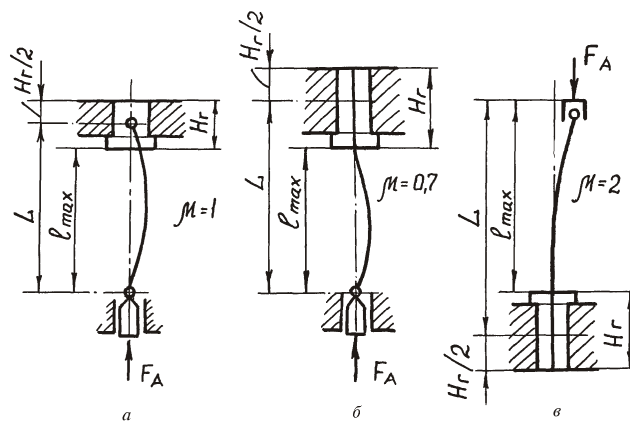


Рис. 4.2

где d_3 – внутренний диаметр резьбы винта.

В этом случае радиус инерции

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \frac{d_3}{4}.$$

Более точное определение момента инерции дано в работах [1, 2].

При использовании объединенного условия прочности и устойчивости (допустимо при любой гибкости) условие обеспечения устойчивости принимает вид

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_A}{\frac{d_3^2}{4}} \leq [\sigma]_{\text{сж}},$$

где $[\sigma]_{\text{сж}} = \frac{T}{3}$ – допускаемое напряжение сжатия.

Коэффициент снижения допускаемых напряжений определяют по табл. 4.3.

Таблица 4.3

Значения коэффициента снижения допускаемых напряжений для стальных стержней при расчете на устойчивость

30	0,91	100	0,51
50	0,86	120	0,37
60	0,82	140	0,29

80	0,70	160	0,24

Для стальных винтов при гибкости ≤ 100 справедлива формула Эйлера. Она дает более точные результаты расчета.

Согласно формуле Эйлера критическая сила, при которой винт теряет устойчивость,

$$F_{\text{крит}} = \frac{\pi^2 EI}{(L)^2}.$$

В этом случае условие устойчивости стального винта имеет вид

$$s_y = \frac{F_{\text{крит}}}{F_A} = 2 \dots 3,$$

где s_y – коэффициент запаса устойчивости.

Меньшие значения s_y принимают при высокой точности определения действующих нагрузок и достоверности расчетной схемы.

4.5. Построение эпюр сил и моментов. Проверка прочности тела винта и гайки

Для построения эпюр крутящих (вращающих) моментов, действующих на винт, находят момент T_p в резьбе, момент T_T на торце и момент $T_{\text{зав}}$ заворачивания:

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_T;$$

$$T_p = F_A \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha);$$

где d_2 – средний диаметр резьбы (остальные обозначения см. подразд. 4.3);

$$T_T = F_A f \frac{D_{\text{ср.т}}}{2},$$

где f – коэффициент трения на торце (см. табл. 3.3).

Средний диаметр торца винта (гайки)

$$D_{\text{ср.т}} = \frac{D_{\text{max}} + D_{\text{min}}}{2},$$

где $D_{\text{max}}, D_{\text{min}}$ – наибольший и наименьший диаметры торцевой поверхности. (Торцевую поверхность гайки определяют, принимая D_{max} равным размеру под ключ).

Для винтов ответственного назначения проводят уточненную проверку прочности тела винта и гайки. Для опасных сечений определяют действующие в них нормальные и касательные напряжения. Числовые значения действующих нагрузок находят по эпюрам сил и моментов. Общий вид условия прочности с использованием четвертой теории прочности:

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

где $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения; $[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{3}$.

В передачах с ручным приводом принимают силу одного рабочего (оператора) при нормальной работе $F_{\text{раб}} = 100$ Н. Длину воротка или диаметр маховичка определяют, приравнявая момент заворачивания к моменту, создаваемому рабочим (оператором).

Диаметр воротка находят из условия его прочности по изгибу в наиболее опасном сечении, полагая, что рабочий может кратковременно развить силу $F_{\text{max раб}} = 300$ Н. Коэффициент запаса по текучести для воротка можно принять $s_T = 1,3$. При расчете всех видов соединений, препятствующих провороту гайки (клеевых, с натягом, сварных и т. п.), также полагают, что рабочий может кратковременно приложить силу $F_{\text{max раб}} = 300$ Н.

4.6. Пример расчета передачи винт – гайка

Для скрепления пакета листов силой $F_A = 16000$ Н используют струбцину (рис. 4.3). Винт 1 имеет метрическую резьбу с крупным шагом. Струбцина выполнена из стали Ст.3. Максимальная длина винта $l_{\text{max}} = 200$ мм. Диаметр головки воротка $D_T = 2d_2$; диаметр торца винта $d_T < d_3$.

Требуется:

- 1) определить размеры винта, высоту гайки, размеры воротка;
- 2) построить эпюры нормальной силы и крутящего момента для винта.

Решение. 1. Материалы и термообработка. Передача относится к числу редко работающих. Гайка выполнена из стали Ст.3, винт – из горячекатаной стали 45. Для нее предел текучести $\sigma_T = 360$ МПа (см. табл. 1.1).

2. Допускаемое удельное давление в витках резьбы $[p] = 16$ МПа (см. табл. 4.2).

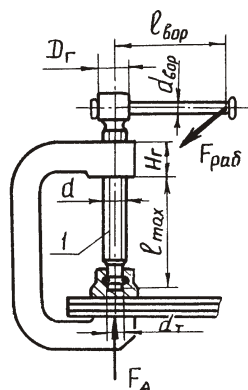


Рис. 4.3

3. Коэффициент высоты метрической резьбы $\frac{H_1}{P} = 0,54$, угол наклона рабочей стороны профиля (см. табл. 4.1).

4. Принимаем коэффициент высоты гайки $\frac{H}{H_r/d_2} = 1,6$ (рекомендуется $H = 1,2 \dots 2,5$).

5. Средний диаметр резьбы d_2 , из условия обеспечения износостойкости

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_A}{\frac{H_1}{P} H [P]}}$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{16000}{3,14 \cdot 0,54 \cdot 1,6 \cdot 16}} = 19,2$$

мм.

6. В соответствии с ГОСТ 9150–81, ГОСТ 8724–81, ГОСТ 24705–81 (см. табл. 7 приложения 3; [6]) принимаем резьбу М24 с крупным шагом из первого предпочтительного ряда диаметров.

Параметры резьбы, мм:

Наружный диаметр резьбы d	24
Шаг резьбы P	3
Средний диаметр резьбы d_2	22,051
Внутренний диаметр резьбы гайки D_1	20,752
Внутренний диаметр по дну впадины (см. табл. 3.1) d_3	20,32

7. Проверяем выполнение условия самоторможения

Приведенный угол трения $\arctg \frac{f}{\cos}$. Принимаем коэффициент

трения в резьбе $f = 0,1$ (см. табл. 3.3), тогда

$$\arctg \frac{0,1}{\cos 30} = \arctg \frac{0,1}{0,866} = 6,587^\circ$$

Угол подъема винтовой линии по среднему диаметру d_2 :

$$\arctg \frac{P_h}{d_2} = \arctg \frac{3}{22,051} = 2,29^\circ$$

Условие самоторможения $6,587^\circ > 2,29^\circ$ выполняется. Запас достаточный.

8. Высота гайки $H_{\Gamma} = H_{d_2} = 1,6 \cdot 22,051 = 35,28$ мм. Принимаем $H_{\Gamma} = 36$ мм (см. ряд R_{a40} в приложении 2).

9. Диаметр головки воротка $D_{\Gamma} = 2d_2 = 2 \cdot 22,051 = 44,102$ мм. Принимаем $D_{\Gamma} = 45$ мм (см. ряд R_{a40} в приложении 2).

10. Диаметр торца винта $d_T < d_3 = 20,32$ мм. Принимаем $d_T = 20$ мм (см. ряд R_{a40} в приложении 2).

11. Гибкость винта L/i . Так как $H_{\Gamma}/d_2 = 36/22,051 = 1,63 < 2$, гайку считаем шарнирной опорой. Нижняя опора винта также шарнирная.

Расчетная длина сжатого участка винта

$$L = l_{\max} = \frac{H_{\Gamma}}{2} = 200 \cdot \frac{36}{2} = 218 \text{ мм.}$$

Радиус инерции

$$i = \frac{d_3}{4} = \frac{20,32}{4} = 5,08 \text{ мм.}$$

Гибкость

$$\frac{L}{i} = \frac{218}{5,08} = 42,9.$$

12. Проверка винта на устойчивость по объединенному условию прочности и устойчивости

$$\frac{\frac{F_A}{d_3^2}}{4} [\sigma]_{\text{сж}}.$$

Коэффициент снижения допускаемых напряжений $\phi = 0,88$ при $\lambda = 42,9$ (см. табл. 4.3).

Допускаемое напряжение сжатия винта

$$[\sigma]_{\text{сж}} = \frac{\sigma_T}{\phi} = \frac{360}{0,88} = 409,1 \text{ МПа.}$$

Объединенное условие прочности и устойчивости:

$$\frac{16000}{\frac{3,14 \cdot 20,32^2}{4}} \leq 0,88 \cdot 409,1; 49,34 \leq 105,6.$$

Условие выполняется, следовательно, винт является прочным и устойчивым.

13. Момент в резьбе

$$T_p = F_A \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\quad),$$

$$T_p = 16000 \frac{22,051}{2} \operatorname{tg}(2,9^\circ = 6,587^\circ) = 28162 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

14. Момент на торце винта

$$T_T = F_A f \frac{D_{\text{ср.т}}}{2},$$

где f – коэффициент трения на торце, $f = 0,2$ (см. табл. 3.3); $D_{\text{ср.т}}$ – средний диаметр торца винта.

В нашем случае

$$D_{\text{ср.т}} = d_T/2 = 20/2 = 10 \text{ мм};$$

$$T_T = 16000 \cdot 0,2 \cdot 10/2 = 16000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

15. Момент заворачивания

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_T = 28162 + 16000 = 44162 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

16. Эпюры нормальных сил и крутящих моментов, действующих на винт, приведены на рис. 4.4.

17. Длина воротка $l_{\text{вор}}$. Принимаем $F_{\text{раб}} = 100 \text{ Н}$. Тогда

$$T_{\text{зав}} = F_{\text{раб}} l_{\text{вор}};$$

$$l_{\text{вор}} = \frac{T_{\text{зав}}}{F_{\text{раб}}} = \frac{44162}{100} = 442 \text{ мм}.$$

Принимаем $l_{\text{вор}} = 450 \text{ мм}$ (см. ряд $R_a 40$ в приложении 2).

18. Диаметр воротка из условия его прочности по изгибу. Принимаем, что кратковременно рабочий может приложить максимальную силу $F_{\text{мах раб}} = 300 \text{ Н}$. Вороток изготовлен из стали 45, у которой предел текучести $\sigma_T = 360 \text{ МПа}$ (см. табл. 1.1).

Допускаемое напряжение по изгибу для воротка (при $s_T = 1,3$)

$$[\sigma]_{\text{и}} = \frac{\sigma_T}{s_T} = \frac{360}{1,3} = 277 \text{ МПа}.$$

Опасное по изгибу сечение воротка А–А и эпюра изгибающего момента для него показаны на рис. 4.4. Для этого сечения

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W} = \frac{F_{\text{мах раб}} l_{\text{вор}} \frac{D_T}{2}}{0,1 d_{\text{вор}}^3} [\sigma]_{\text{и}},$$

откуда

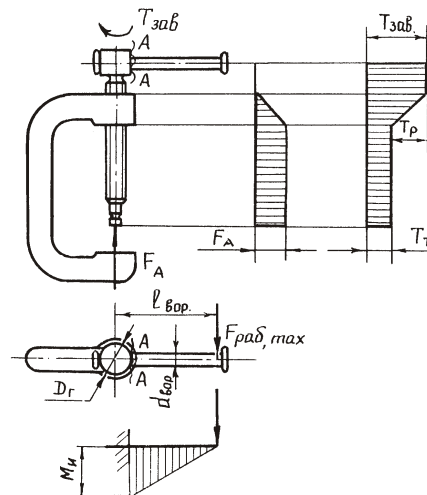


Рис. 4.4

$$d_{\text{вор}} = \sqrt[3]{\frac{10 F_{\text{махраб}} l_{\text{вор}} \frac{D_{\text{г}}}{2}}{[\sigma]_{\text{н}}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 300 \cdot 450 \cdot \frac{45}{2}}{277}} = 16,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{\text{вор}} = 17 \text{ мм}$ (см. ряд $R_{\text{а}}40$ в приложении 2).

5. СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

5.1. Общие сведения

Объекты заданий – соединения с натягом по цилиндрической поверхности. Пример соединения показан на рис. 5.1, где 1 – охватываемая деталь; 2 – охватывающая деталь. Нормальное к поверхности контакта давление, возникающее при сборке за счет сил упругости, обозначено p .

Рассчитывая соединение, необходимо:

- обеспечить способность соединения воспринимать заданную нагрузку;
- проверить прочность деталей соединения;

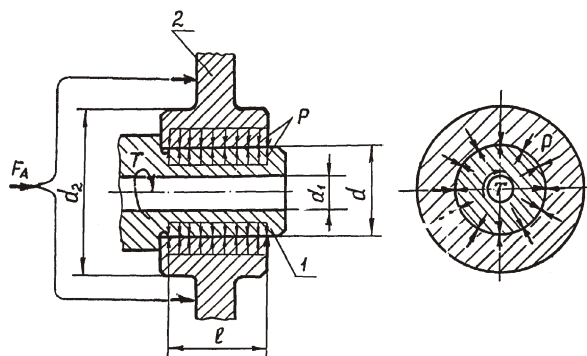


Рис. 5.1

в) установить необходимые условия сборки (силу запрессовки, температуру нагрева или охлаждения).

Натяг в соединениях обеспечивают при изготовлении деталей по стандартным посадкам с натягом (ГОСТ 25347–82). Каждой посадке соответствуют предельные значения табличных (измеренных) минимального N_{\min} и максимального N_{\max} натягов. Принимают распределение действительных размеров деталей по нормальному закону.

На рис. 5.2 показаны плотности распределения вероятностей отклонений размеров отверстий и валов от номинального размера. Предельные размеры встречаются редко. Поэтому отрезают «хвосты» распределения действительных размеров и натягов (на рис. 5.2 усеченные зоны зачернены) и допускают, тем самым, определенный риск. Полученные таким образом натяги называют вероятностными ($N_{p\min}$, $N_{p\max}$). При степени риска, равной 0,27 %, их определяют по зависимости

$$N_{p\min/\max} = N_m \mp 0,5\sqrt{(TD)^2 + (Td)^2}, \quad (5.1)$$

где N_m – средний табличный натяг, TD и Td – допуски отверстия и вала соответственно.

В свою очередь

$$N_m = \frac{es - ei}{2} - \frac{ES - EI}{2},$$

где es , ei – верхнее и нижнее отклонения размера вала от номинала; ES , EI – верхнее и нижнее отклонения отверстия.

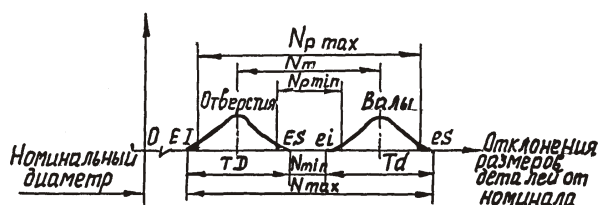


Рис. 5.2

Нагрузочную способность соединения рассчитывают по минимальному вероятностному натягу посадки $N_{p \min}$, прочность деталей и условия сборки – по максимальному вероятностному натягу $N_{p \max}$.

При сборке соединения микронеровности поверхностей контакта частично деформируются, уменьшая натяг, что учитывают с помощью поправки

$$u_R = k_1 R_{a1} + k_2 R_{a2}, \quad (5.2)$$

где k_1 и k_2 – коэффициенты; R_{a1} и R_{a2} – средние арифметические отклонения профиля сопрягаемых поверхностей, мкм.

При $R_a > 1,25$ мкм $k = 5$. При $R_a \leq 1,25$ мкм $k = 6$.

Расчет соединения ведут по расчетным натягам*, меньшим измеренных N :

$$N = N_{p \min} - u_R. \quad (5.3)$$

Определяют расчетные натяги $N_{p \min}$ и $N_{p \max}$, соответствующие вероятностным натягам $N_{p \min}$ и $N_{p \max}$:

$$N_{p \min} = N_{p \min} - u_R; \quad N_{p \max} = N_{p \max} - u_R. \quad (5.4)$$

В области упругих деформаций давления пропорциональны расчетным натягам. (Натягу $N_{p \min}$ соответствует давление p_{\min} , натягу $N_{p \max}$ – p_{\max} .)

5.2. Обеспечение способности соединения передавать заданную нагрузку

Соединение способно передавать все виды нагрузок. Осевую силу F_A , крутящий (вращающий) момент T , а также то и другое одновременно соединение передает за счет сил трения на сопряженных по-

* В общем случае расчетный натяг определяют, вводя дополнительную поправку на температурную деформацию и ослабление натяга под действием центробежных сил (см. [1 – 4]).

верхностях, изгибающий момент M и радиальную силу F_R – за счет перераспределения давления p .

Давление p , необходимое для передачи заданных осевой силы F_A и крутящего (вращающего) момента T , определяют из условия предотвращения сдвига (см. рис. 5.1)

$$p = \frac{k F}{d l f},$$

$$F = \sqrt{F_A^2 + \frac{2T \cdot 10^3}{d}}, \quad (5.5)$$

где F – суммарная сила; d и l – диаметр и длина соединения; k – коэффициент запаса сцепления; f – коэффициент трения (сцепления) (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Значения коэффициентов трения в соединениях с натягом

Материал деталей	Расчет прочности соединения		Определение силы прессования, f_n
	Сборка прессованием, f	Сборка нагревом, f	
Сталь – сталь	0,08	0,14	0,22
Сталь – чугун	0,07	0,10	0,14
Сталь (чугун) – бронза (латунь)	0,05	0,07	0,10

При статической нагрузке и неподвижных деталях принимают $k = 2$. При действии на охватываемую деталь знакопеременных напряжений изгиба (валы, вращающиеся относительно вектора нагрузки) коэффициент запаса увеличивают. При выполнении домашних заданий в таких случаях можно принять $k = 3$. Более точные значения k приведены в [7].

Если соединение нагружено изгибающим моментом M , то необходимое для передачи момента давление, при котором не произойдет раскрытия стыка, будет равно

$$p = \frac{5M \cdot 10^3}{dl^2}, \quad (5.6)$$

а при действии радиальной силы F_R

$$p = \frac{0,83F_R}{dl}. \quad (5.7)$$

Нагружение соединения моментом M и силой F_R не влияет на его способность передавать крутящий момент T и осевую силу F_A до тех пор, пока не произойдет раскрытие стыка.

Для передачи нагрузки пригодна посадка, у которой

$$p_{\min} \leq p, \quad (5.8)$$

где p_{\min} – давление, соответствующее минимальному расчетному натягу p_{\min} ; p – потребное для передачи нагрузки давление, найденное по зависимостям (5.5) – (5.7), МПа.

Давление p связано с расчетным натягом (в мкм) формулой Ляме

$$p = d \frac{C_1}{E_1} \frac{C_2}{E_2} 10^3, \quad (5.9)$$

где C_1 и C_2 – коэффициенты деформации деталей:

$$C_1 = \frac{1}{1 - (d_1/d)^2} \quad 1;$$

$$C_2 = \frac{1}{1 - (d/d_2)^2} \quad 2.$$

Здесь и далее величины с индексом 1 относятся к охватываемой детали, с индексом 2 – к охватывающей (см. рис. 5.1).

Модули упругости первого рода материалов E и коэффициенты Пуассона (см. табл. 1.1). Диаметры d_1 , d , d_2 показаны на рис. 5.1. (Для сплошного вала $d_1 = 0$.)

В проектном расчете по найденному из зависимостей (5.5) – (5.7) значению p определяют по (5.9) необходимый расчетный натяг; в проверочном расчете, зная p , находят соответствующее ему давление

$$p = \frac{10^3}{d \frac{C_1}{E_1} \frac{C_2}{E_2}}. \quad (5.10)$$

Минимально допустимый по условию передачи заданной нагрузки измеренный натяг

$$[N]_{\min} = u_R, \quad (5.11)$$

где $[N]$ – необходимый расчетный натяг по (5.9); u_R – поправка на обмятие микронеровностей (см. (5.2)).

5.3. Проверка прочности соединяемых деталей

При сборке деталей соединения в них возникают напряжения. Пластические деформации могут ослабить натяг, поэтому обычно ограничивают пределами текучести наибольшие эквивалентные напряжения, возникающие в собранных деталях.

Условие отсутствия недопустимых пластических деформаций

$$p_{\max} \leq p_{T \min}, \quad (5.12)$$

где p_{\max} – давление, соответствующее максимальному расчетному натягу p_{\max} ; $p_{T \min}$ – меньшее из двух значений: p_{T1} , p_{T2} ;

$$p_{T1} = 0,5 \cdot \sigma_{T1} [1 - (d_1/d)^2]$$

и

$$p_{T2} = 0,5 \cdot \sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2]$$

– давления, при которых возникают пластические деформации в охватываемой и охватывающей деталях соответственно.

Для хрупких материалов предельно допустимые давления находят по аналогичным зависимостям, подставляя в них вместо пределов текучести σ_{Ti} условные пределы текучести, а если нет сведений о них, то временное сопротивление σ_{vi} .

В проверочном расчете давление p_{\max} определяют по (5.10), подставив p_{\max} в формулу вместо p .

Натяг, максимально допустимый по условию прочности собранных деталей,

$$[N]_{\max} = \frac{p_{T \min}}{p} \cdot u_R. \quad (5.13)$$

5.4. Условия пригодности посадки

В проектном и проверочном расчетах условия пригодности посадки могут быть записаны так:

$$N_{p \min} \leq [N]_{\min}; \quad N_{p \max} \leq [N]_{\max}, \quad (5.14)$$

где $N_{p \min}$, $N_{p \max}$ – минимальный и максимальный вероятностные натяги посадки (см. (5.1)).

Как правило, посадку назначают в системе отверстия. Подбирают ее, задаваясь полем допуска отверстия в охватываемой детали в седьмом квалитете: *H7* (реже в восьмом: *H8*) (см. [6, 7]).

В табл. 10 приложения 3 приведены значения вероятностных натягов $N_{p\min}$ и $N_{p\max}$ при вероятности неразрушения соединения $p = 0,9986$ для посадок с натягом в системе отверстия. В других случаях эти величины можно определить по формуле (5.1), используя табл. 11 и 12 приложения 3.

В проверочном расчете условия пригодности посадки могут быть записаны и в виде

$$P_{\min} \leq p; P_{\max} \leq P_{\text{Т min}}.$$

5.5. Условия сборки

Обычно сборку осуществляют прессованием или нагревом охватывающей детали (или охлаждением охватываемой).

Необходимую силу прессования определяют по зависимости

$$F_{\text{п}} = d l p_{\max} f_{\text{п}}, \quad (5.15)$$

где $f_{\text{п}}$ – коэффициент трения при прессовании (см. табл. 5.1).

Температура нагрева охватывающей детали, необходимая для сборки (в °C),

$$t_2 = 20 + \frac{N_{p\max}}{d} \frac{z_{\text{сб}}}{\alpha_2 \cdot 10^3}, \quad (5.16)$$

где $z_{\text{сб}}$ – зазор, необходимый для обеспечения легкости сборки, мкм, обычно $z_{\text{сб}} = 10$ мкм; α_2 – температурный коэффициент линейного расширения охватывающей детали. Для стали $\alpha_2 = 12 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, для чугуна $\alpha_2 = 10 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, для бронзы $\alpha_2 = 19 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

Нагрев – наиболее распространенный способ сборки. Допустима та температура нагрева $[t]$, при которой не происходят структурные изменения материала: для стали $[t] = 230...250 \text{ } ^\circ\text{C}$; для бронзы $[t] = 150...200 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Температура охлаждения охватываемой детали, необходимая для сборки,

$$t_1 = 20 - \frac{N_{p\max}}{d} \frac{z_{\text{сб}}}{\alpha_1 \cdot 10^3}. \quad (5.17)$$

5.6. Пример подбора посадки с натягом

Прямозубое зубчатое колесо передает крутящий (вращающий) момент $T = 400 \text{ Н м}$ (рис. 5.3). Вал выполнен из стали 45, улучшен-

ной до $270 HB_{min}$, колесо – из стали 40Х, улучшенной до 269...302 HB. Сборка осуществляется нагревом колеса.

Требуется подобрать посадку для передачи крутящего момента.

Решение. 1. Давление p , необходимое для передачи крутящего (вращающего) момента T (см. (5.5)):

$$p = \frac{k \cdot 2 \cdot T \cdot 10^3}{d^2 \cdot l \cdot f}.$$

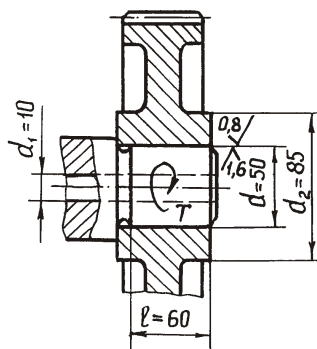


Рис. 5.3

Коэффициент запаса сцепления $k = 3$ (вал вращается). Коэффициент трения $f = 0,14$ (см. табл. 5.1, сталь – сталь, сборка нагревом). Размеры соединения: $d = 50$ мм, $l = 60$ мм. Тогда

$$p = \frac{3 \cdot 2 \cdot 400 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 50^2 \cdot 60 \cdot 0,14} = 36,38 \text{ МПа.}$$

2. Необходимый расчетный натяг (см. (5.9)):

$$p \cdot d \cdot \frac{C_1}{E_1} \cdot \frac{C_2}{E_2} \cdot 10^3,$$

где размерность , мкм.

Модули упругости первого рода

$$E_1 \quad E_2 \quad E_{\text{стали}} \quad 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа (см.}$$

табл. 1.1).

Вал полый, диаметр отверстия в вале $d_1 = 10$ мм. Наружный диаметр ступицы считаем равным диаметру d_2 .

Коэффициенты Пуассона $\nu_1 \quad \nu_2 \quad \text{стали} \quad 0,3$ (см. табл.1.1).

Коэффициенты деформации деталей

$$C_1 = \frac{1}{1} \cdot \frac{(d_1/d)^2}{(d_1/d)^2} = \frac{1}{1} \cdot \frac{(10/50)^2}{(10/50)^2} = 0,3 \quad 0,783;$$

$$C_2 = \frac{1}{1} \cdot \frac{(d/d_2)^2}{(d/d_2)^2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(50/85)^2}{(50/85)^2} = 0,3 \quad 2,358.$$

Следовательно,

$$36,38 \cdot 50 \cdot \frac{0,783}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \frac{2,358}{2,1 \cdot 10^5} \cdot 10^3 = 27,2 \text{ мкм.}$$

3. Поправка на обмятие микронеровностей (см. (5.2))

$$u_R = k_1 R_{a1} + k_2 R_{a2}.$$

Заданы средние арифметические отклонения профилей сопрягаемых поверхностей $R_{a1} = 0,8 \text{ мкм}$; $R_{a2} = 1,6 \text{ мкм}$ (см. рис. 5.3); k_1 и k_2 – коэффициенты, зависящие от R_{a1} и R_{a2} , $k_1 = 6$, $k_2 = 5$;

$$u_R = 6 \cdot 0,8 + 5 \cdot 1,6 = 12,8 \text{ мкм.}$$

4. Минимально допустимый измеренный натяг (см. (5.11))

$$[N]_{\min} = u_R = 27,2 + 12,8 = 40 \text{ мкм.}$$

5. Максимально допустимый по условию прочности деталей натяг (см. (5.13))

$$[N]_{\max} = \frac{p_{T\min}}{p} \cdot u_R,$$

где $p_{T\min} = \min(p_{T1} \text{ и } p_{T2})$.
При этом

$$p_{T1} = \frac{\sigma_{T1}}{2} [1 - (d_1/d)^2],$$

где σ_{T1} – предел текучести для материала вала, МПа; $\sigma_{T1} = 650 \text{ МПа}$ (см. табл. 1.1, сталь 45 при 270 HB_{\min});

$$p_{T1} = \frac{650}{2} [1 - (10/50)^2] = 312 \text{ МПа,}$$

$$p_{T2} = \frac{\sigma_{T2}}{2} [1 - (d/d_2)^2].$$

Здесь σ_{T2} – предел текучести материала колеса, МПа; $\sigma_{T2} = 750 \text{ МПа}$ (см. табл. 1.1, сталь 40Х при 270 HB_{\min}).

Тогда

$$p_{T2} = \frac{750}{2} [1 - (50/85)^2] = 245,24 \text{ МПа.}$$

В итоге

$$p_{T\min} = p_{T2} = 245,24 \text{ МПа,}$$

$$[N]_{\max} = \frac{245,24 - 27,2}{36,38} = 12,8 \quad 196,2 \text{ мкм.}$$

6. Условия пригодности посадки (5.14) имеют вид

$$N_{p \min} \geq [N]_{\min} = 40 \text{ мкм;}$$

$$N_{p \max} \leq [N]_{\max} = 196,2 \text{ мкм,}$$

где $N_{p \min}$ и $N_{p \max}$ – минимальный и максимальный вероятностные натяги посадки соответственно:

$$N_{p \min} = N_m - 0,5\sqrt{(TD)^2 + (Td)^2};$$

$$N_{p \max} = N_m + 0,5\sqrt{(TD)^2 + (Td)^2};$$

$$N_m = \frac{es - ei}{2} = \frac{ES - EI}{2}.$$

Здесь N_m – средний натяг посадки; es и ei – верхнее и нижнее отклонения вала; ES и EI – верхнее и нижнее отклонения отверстия; TD и Td – допуск отверстия и вала.

7. Рассчитываем минимальный $N_{p \min}$ и максимальный $N_{p \max}$ вероятностные натяги посадок с натягом в соответствии с ГОСТ 25347–82 в системе отверстия для диаметра 50 мм при выполнении отверстия с полем допуска $H7$ (табл. 5.2; табл. 10 приложения 3; [6,7]).

Таблица 5.2

Результаты расчета, мкм

Посадка	H7/p6	H7/r6	H7/s6	H7/t 6	H7/s7	H7/u7
TD	25					
Td	16				25	
ES	25					
ei	26	34	43	54	43	70
es	42	50	59	70	68	95
N _m	21,5	29,5	38,5	49,5	43	70
$\sqrt{(TD)^2 + (Td)^2}$	29,7				35,36	
N _{p min}	6,65	14,65	23,65	34,65	25,32	52,32
N _{p max}	36,35	44,35	53,35	64,35	60,68	87,68

8. Пригодна посадка H7/u7, у которой $N_{p \min} = 52,32$ мкм $> [N]_{\min} = 40$ мкм и $N_{p \max} = 87,68$ мкм $< [N]_{\max} = 196,2$ мкм.

В обоснованных случаях допускается выбор посадки, не входящей в число рекомендованных, или проведение селективной сборки [1 – 3].

9. Температура нагрева колеса (в °C) (см. (5.16))

$$t_2 = 20 + \frac{N_{p \max} \cdot z_{сб}}{d \cdot \alpha \cdot 10^3},$$

где $z_{сб}$ – зазор для легкости сборки, мкм $z_{сб} = 10$ мкм;

α – коэффициент линейного расширения для материала колеса (стали), $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

Тогда

$$t_2 = 20 + \frac{87,68 \cdot 10}{50 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot 10^3} = 182,8 \text{ } ^\circ\text{C} \approx 183 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [t] = 250 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

5.7. Пример определения силы прессования

Определить силу прессования подшипника № 1207 в отверстие сателлита (рис. 5.4, а, где 1 – подшипник; 2 – сателлит). Размеры d , D , B и r принять по стандарту (рис. 5.4, б), расчетная толщина наружного кольца подшипника $h = 0,17 (D - d)$. Сателлит считать втулкой с наружным диаметром $d_f = 85$ мм. Схема полей допусков посадки наружного кольца подшипника показана на рис. 5.4, в. Нижнее отклонение наружного диаметра подшипника $ei = -13$ мкм.

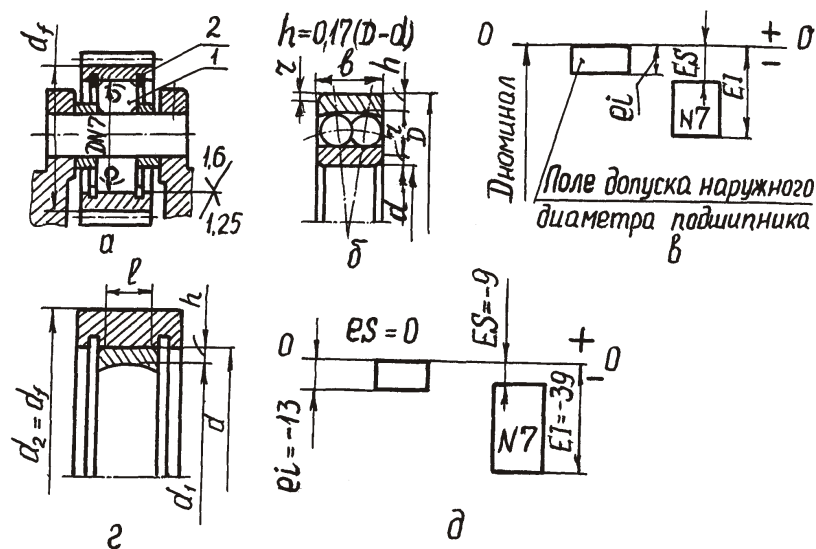


Рис. 5.4

Решение. 1. Для подшипника № 1207 $d = 35$ мм, $D = 72$ мм, $B = 17$ мм, $r = 2$ мм (см. [6]). Обозначения размеров соединения, принятые для расчета деталей, собираемых с натягом, показаны на рис. 5.4, а);

$$d = 72 \text{ мм}, d_1 \quad d \quad 2h \quad d \quad 2 \quad 0,17(D \quad d) \quad 72 \quad 2 \quad 0,17(72 \quad 35)$$

$$59,42 \text{ мм. } d_2 \quad d_f \quad 85 \text{ мм, } l \quad B \quad 2r \quad 17 \quad 2 \quad 2 \quad 13 \text{ мм.}$$

По табл. 11 приложения 3 для 72 мм величина допуска в 7-м квалитете равна 30 мкм. По табл. 12 приложения 3 верхнее отклонение отверстия с полем N $ES = -20 + \quad = -20 + 11 = -9$ мкм. Поля допусков посадки наружного кольца показаны на рис. 5.4, б).

2. Максимальный вероятностный натяг посадки (см. (5.1)).

$$N_{p \max} \quad N_m \quad 0,5 \sqrt{TD^2 \quad Td^2},$$

где средний табличный натяг

$$N_m \quad \frac{es \quad ei}{2} \quad \frac{ES \quad EI}{2} \quad \frac{0 \quad 13}{2} \quad \frac{9 \quad 39}{2} \quad 17,5 \text{ мкм;}$$

$$N_{p \max} \quad 17,5 \quad 0,5 \sqrt{30^2 \quad 13^2} \quad 33,85 \text{ мкм.}$$

3. Поправка на обмятие микронеровностей (см. (5.2))

$$u_R = k_1 R_{a_1} + k_2 R_{a_2} = 6 \cdot 1,25 + 5 \cdot 1,6 = 15,5 \text{ мкм.}$$

4. Расчетный натяг δ_{\max} , соответствующий $N_{p \max}$ (см. (5.4)):

$$\delta_{\max} = N_{p \max} \cdot u_R = 33,85 \cdot 15,5 = 18,35 \text{ мкм.}$$

5. Контактное давление p_{\max} , соответствующее δ_{\max} (см. (5.10)):

$$p_{\max} = \frac{\delta_{\max} \cdot 10^3}{d \cdot \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}}.$$

Модули упругости первого рода $E_1 = E_2 = E_{\text{стали}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа.}$

Коэффициенты Пуассона $\nu_1 = \nu_2 = \nu_{\text{стали}} = 0,3$ (см. табл. 1.1).

Коэффициенты деформации деталей (см. (5.9))

$$C_1 = \frac{1}{1} \cdot \frac{(d_1/d)^2}{(d_1/d)^2} = 1 \cdot \frac{1}{1} \cdot \frac{(59,42/72)^2}{(59,42/72)^2} = 0,3 \cdot 4,97;$$

$$C_2 = \frac{1}{1} \cdot \frac{(d/d_2)^2}{(d/d_2)^2} = 2 \cdot \frac{1}{1} \cdot \frac{(72/85)^2}{(72/85)^2} = 0,3 \cdot 6,38.$$

Следовательно,

$$p_{\max} = \frac{18,35 \cdot 10^3}{72 \cdot \frac{4,97 + 6,38}{2,1 \cdot 10^5}} = 4,715 \text{ МПа.}$$

6. Сила прессования (см. (5.15))

$$F_{\Pi} = d \cdot l \cdot p_{\max} \cdot f_{\Pi} = 3,14 \cdot 72 \cdot 13 \cdot 4,715 \cdot 0,22 = 3049 \text{ Н.}$$

Коэффициент трения при прессовании $f_{\Pi} = 0,22$ (см. табл. 5.1).

6. ШПОНОЧНЫЕ, ШТИФТОВЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

6.1. Общие сведения

Объекты заданий – шпоночные соединения с призматической и сегментной шпонками, шлицевые соединения с прямобоковыми и эвольвентными шлицами, штифтовые соединения. Шлицевые и шпоночные соединения используют для передачи крутящего (вра-

щающего) момента T не только в неподвижных, но и в подвижных соединениях (там, где есть перемещение детали вдоль оси вала).

В том случае когда диаметр вала d не задан, его определяют из расчета на кручение:

$$[\tau]_{кр} = \frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot d^3} \quad [\text{МПа}],$$

откуда

$$d = 10 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 [\tau]_{кр}}}, \quad (6.1)$$

где T – крутящий момент, Н м; $[\tau]_{кр}$ – допускаемое касательное напряжение кручения, МПа; принимают $[\tau]_{кр} = 25 \dots 30$ МПа.

6.2. Соединения с призматическими шпонками

Соединения с призматическими шпонками (рис. 6.1) стандартизованы ГОСТ 23360–78 (см. табл. 13 приложения 3; [6]). Каждому диаметру вала d соответствуют определенные размеры шпонки: b и h . Глубину врезания шпонки в ступицу принимают $k = 0,43h$ при $d < 40$ мм, $k = 0,47h$ при $d \geq 40$ мм.

При стандартизации размеры соединения назначены таким образом, чтобы нагрузочную способность соединения ограничивали

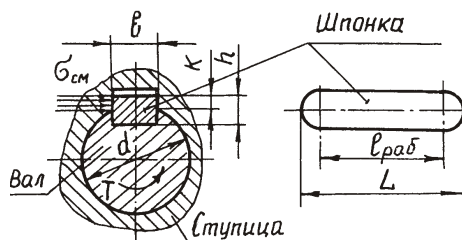


Рис. 6.1

напряжения смятия $\sigma_{см}$ на боковых гранях шпонки. В проектном расчете находят требуемую рабочую длину шпонки $l_{раб}$, в проверочном расчете проверяют достаточность этой длины.

На рис. 6.2, а показано фактическое распределение напряжений смятия. В расчете распределение $\sigma_{см}$ условно полагают равномерным (рис. 6.2, б). Из условия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 T 10^3}{d k l_{\text{раб}}} [\text{МПа}]$$

находят

$$l_{\text{раб}} = \frac{2 T 10^3}{d k [\sigma]_{\text{см}}}. \quad (6.2)$$

Допускаемое напряжение $[\sigma]_{\text{см}}$ назначают по табл. 6.1.
Полная длина шпонки при скругленных концах (см. рис. 6.1)

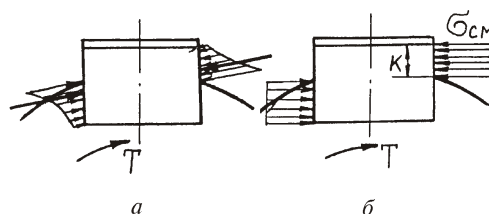


Рис. 6.2

$$L = l_{\text{раб}} + b.$$

Длину L округляют до значения по ГОСТ 23360–78 (см. табл. 13 приложения 3; [6]).

Изготавливают шпонки из чистотянутой стали 45 или стали Ст.6 (возможно применение иных сталей с $\sigma_{\text{вр}} \geq 600 \text{ МПа}$).

6.3. Соединения с сегментными шпонками

Соединения с сегментными шпонками (рис. 6.3) стандартизованы ГОСТ 24071–80 (см. табл. 14 приложения 3; [6]). Их используют только для неподвижных соединений. В расчетах принимают глубину врезания шпонки в ступицу $k = 0,23h$, рабочую длину $l_{\text{раб}} = L - D$, допускаемое напряжение $[\sigma]_{\text{см}}$ – по табл. 6.1, расчет ведут по зависимости (6.2).

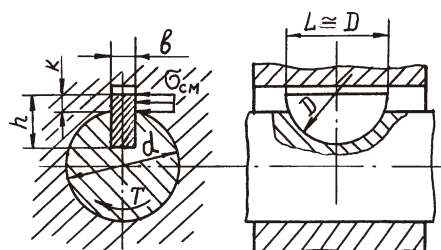


Рис. 6.3

Таблица 6.1

Значения допускаемых напряжений $[\sigma]_{\text{см}}$, МПа, для расчета соединений при средних условиях работы

Материал ступицы и термообработка	Соединение с призматической шпонкой		Шлицевое соединение		
	Неподвижное	Подвижное	Неподвижное	Подвижное без нагрузки	Подвижное под нагрузкой
Чугун	80–100	–	–	–	–
Сталь, улучшение	130–150	10–30	60–100	20–30	–
Сталь, закалка*	–	30–50	100–140	30–50	5–15

Примечания. 1. Допускаемое напряжение $[\sigma]_{\text{см}}$ шпоночного соединения определяют в долях от предела текучести σ_T наименее прочной детали соединения при наличии уточненных данных о режиме нагружения, отличающемся от среднего (перегрузки, реверс нагрузки и т. п.) [1–3].

2. Допускаемое напряжение $[\sigma]_{\text{см}}$ шлицевого соединения при известных условиях эксплуатации (тяжелых: удары или плохие условия смазки; средних, хороших (см. [1–3])).

* Вал тоже закален.

6.4. Штифтовые соединения

Для передачи нагрузок используют гладкие цилиндрические штифты по ГОСТ 3128–70 и конические в соответствии с ГОСТ 3129–70, ГОСТ 9464–79, ГОСТ 9465–70 (см. табл. 15, 16, 17 приложения 3; [6]). Штифты изготавливают из стали 45 или А12.

Опасными (как и для болтов, поставленных без зазора, см. подразд. 3.2 и 3.7) являются напряжения среза $\sigma_{\text{ср}}$ для штифтов и смятия $\sigma_{\text{см}}$ для штифтов и стенок отверстия (рис. 6.4).

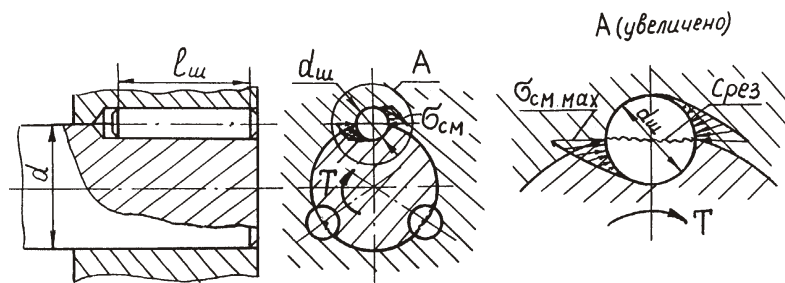


Рис. 6.4

Условия прочности на срез и смятие:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{ср}} \frac{F}{i A_{\text{ср}}} & [\]_{\text{ср}}; \\ \sigma_{\text{см}} \frac{F}{A_{\text{см}}} & [\]_{\text{см}}. \end{aligned} \quad (6.3)$$

где F – сила, действующая на один штифт; i – число плоскостей среза; $A_{\text{ср}}$ – площадь штифта в месте среза; $A_{\text{см}}$ – площадь проекции поверхности смятия на направление, перпендикулярное к действующей силе.

Зависимости (6.3) получены в предположении равномерного распределения напряжений $\sigma_{\text{ср}}$ и $\sigma_{\text{см}}$. Фактически максимальное напряжение смятия $\sigma_{\text{см,мах}}$ больше получаемого по (6.3) в 4/ раз (см. рис. 6.4; [1, 2]).

Допускаемые напряжения $[\]_{\text{ср}}$ и $[\]_{\text{см}}$ определяют по табл. 3.5.

Для соединения, показанного на рис. 6.4, число штифтов $z_{\text{ш}} = 3$, $i = 1$,

$$\begin{aligned} F &= 2 T \cdot 10^3 / (d z_{\text{ш}}); \\ A_{\text{ср}} &= l_{\text{ш}} d_{\text{ш}}; \quad A_{\text{см}} = l_{\text{ш}} d_{\text{ш}} / 2. \end{aligned}$$

На рис. 6.4 с увеличением показано фактическое распределение напряжений смятия.

6.5. Шлицевые соединения

Соединения с прямобоочными (рис. 6.5, а) и эвольвентными (рис. 6.5, б, в) шлицами стандартизованы ГОСТ 1139–80 и ГОСТ 6033–80 соответственно (см. табл. 18 и 19 приложения 3; [6]). Входящие в обо-

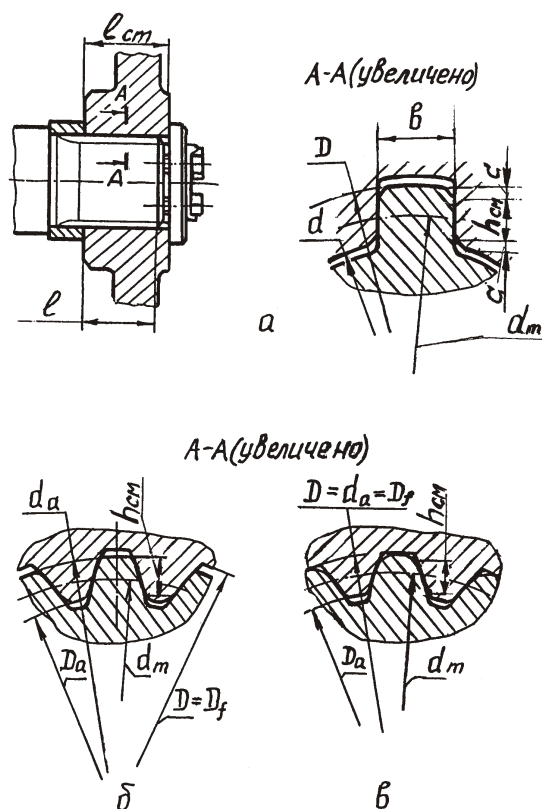


Рис. 6.5

значение прямобочного шлицевого соединения размеры записывают в такой последовательности: $z \ d \ D \ b$, где z – число шлицев (зубьев); аналогично для эвольвентного соединения: $D \ m$, где D – номинальный диаметр соединения, m – модуль.

В шлицевых соединениях (даже неподвижных в осевом направлении) имеет место микроскольжение, приводящее к изнашиванию, поэтому уточненный расчет соединения нужно проводить на ограничение величины износа [1–4, 8].

Упрощенный расчет проводят по напряжениям смятия $\sigma_{см}$, принимая допустимые напряжения $[\sigma_{см}]$ заниженными (см. табл. 6.1). Определяют необходимую длину соединения l из условия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 T 10^3}{d_m z h l} [\text{МПа}], \quad (6.4)$$

где d_m – средний диаметр; z – число шлицев (зубьев); h – высота рабочей поверхности шлица. Параметры d_m и h находят по табл. 6.2.

Таблица 6.2

Параметры шлицевых соединений

Параметр	Профиль зуба	
	Прямобо́чный	Эвольвентный
h	$\frac{D-d}{2} - 2c$	$0,8m$
d_m	$\frac{D+d}{2}$	$D - 1,1m$

Примечание: c – фаска шлица, m – модуль эвольвентного шлицевого соединения.

Найденную в проектном расчете длину шлицевого соединения после отработки конструкции необходимо проверить, проводя расчет на изнашивание [1 – 4, 8].

Длина ступицы $l_{\text{СТ}}$ детали, размещенной на валу, должна быть не менее длины шпонки или шлицев. Если для шпоночного соединения получено $l_{\text{СТ}} > 1,5$ вала, то целесообразно перейти на шлицевое соединение или соединение с натягом.

6.6. Пример расчета шпоночного и шлицевого соединений

Вал и колесо выполнены из улучшенной стали 45, соединение должно передавать крутящий момент $T = 250 \text{ Н м}$.

Определить диаметр вала d и длину ступицы $l_{\text{СТ}}$ для двух вариантов соединения колеса с валом (рис. 6.6):

а) шпоночное соединения с призматической шпонкой (см. рис. 6.1);

б) шлицевое соединение с прямобо́чными шлицами (см. рис. 6.5, а).

Решение. 1. Диаметр вала из расчета на кручение (см. (6.1))

$$d = 10 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 [\sigma]_{\text{кр}}}}$$

Допускаемые касательные напряжения кручения $[\sigma]_{\text{кр}}$ принимаем равными 25 МПа ($[\sigma]_{\text{кр}} = 25 \dots 30 \text{ МПа}$). Тогда

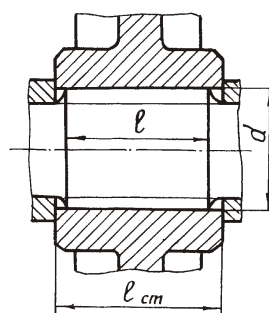


Рис. 6.6

$$d = 10 \sqrt[3]{\frac{250}{0,2 \cdot 25}} = 36,84 \text{ мм.}$$

Принимаем $d = 40$ мм (см. ряд R_a40 в приложении 2).

2. Размеры шпонки для диаметра вала $d = 40$ мм в соответствии с ГОСТ 23360–78 (см. табл. 13 приложения 3; [6]). Ширина шпонки $b = 12$ мм. Высота шпонки $h = 8$ мм.

3. Глубина врезания шпонки в ступицу

$$k = 0,47 h = 0,47 \cdot 8 = 3,76 \text{ мм.}$$

4. Рабочая длина шпонки $l_{\text{раб}}$ из расчета по напряжениям смятия (см. (6.2)):

$$l_{\text{раб}} = \frac{2 T \cdot 10^3}{d k [\sigma]_{\text{см}}}.$$

Принимаем допускаемое напряжение смятия $[\sigma]_{\text{см}} = 130$ МПа (см. табл. 6.1), ступица – стальная улучшенная. Тогда

$$l_{\text{раб}} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{40 \cdot 3,76 \cdot 130} = 25,57 \text{ мм.}$$

5. Полная длина шпонки $L = l_{\text{раб}} + b = 25,57 + 12 = 37,57$ мм.

Принимаем $L = 40$ мм по ГОСТ 23360–78 (см. табл. 13 приложения 3; [6]).

6. Длина ступицы для соединения колеса с валом с помощью шпонки $l_{\text{ст}} = L + 8 \dots 10 \text{ мм} = 40 + 8 \dots 10 = 48 \dots 50 \text{ мм.}$

Принимаем $l_{\text{ст}} = 48$ мм (см. ряд R_a40 в приложении 2).

7. Размеры прямоугольных шлицев по ГОСТ 1139–80 (см. табл. 18 приложения 3; [6]).

Ориентируемся на соединение легкой серии. Внутренний диаметр шлицев должен быть близок найденному диаметру вала.

Назначаем соединение 8 36 40 7.

Число шлицев $z = 8$, внутренний диаметр $d = 36$ мм, наружный диаметр $D = 40$ мм, ширина шлица $b = 7$ мм, размер фаски $c = 0,4$ мм.

8. Высота рабочей поверхности шлица h и средний диаметр шлицев d_m (см. табл. 6.2):

$$h = \frac{D - d}{2} - 2c = \frac{40 - 36}{2} - 2 \cdot 0,4 = 1,2 \text{ мм,}$$

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{40 + 36}{2} = 38 \text{ мм.}$$

9. Длина соединения из расчета по напряжениям смятия (см. (6.4))

$$l = \frac{2 T 10^3}{d_m z h [\sigma]_{\text{см}}}.$$

Принимаем допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{\text{см}} = 60$ МПа (см. табл. 6.1), ступица стальная, улучшенная, соединение неподвижное.

Тогда $l = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{38 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 60} = 22,84$ мм.

Принимаем длину соединения $l = 24$ мм (см. ряд $R_a 40$ в приложении 2).

10. Длина ступицы для соединения колеса с валом с помощью шлицев $l_{\text{ст}} = l + 3 \dots 5$ мм $= 24 + 3 \dots 5$ мм $= 27 \dots 29$ мм.

Принимаем $l_{\text{ст}} = 28$ мм (см. ряд $R_a 40$ в приложении 2).

7. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

7.1. Общие сведения

В заданиях представлены однорядные, односрезные, нахлесточные соединения со сплошными стальными заклепками, полученные методом холодной клепки. Пример соединения показан на рис. 7.1. Рекомендуемые размеры: диаметр стержня заклепки

$d = 2 \dots 1,6$ при $\delta_{\text{min}} = 5$ мм и $d = 1,1 \dots 1,6$ при $\delta_{\text{min}} = 6 \dots 20$ мм; шаги: $P = 3d$; $P_1 = 2d$; $P_2 = 1,5d$.

Рекомендации по выбору d и P и расчет для других видов заклепочных соединений см. в [1 – 3].

Для изготовления заклепок используют пластичные материалы, однородные с материалом соединяемых элементов. Стальные заклепки для соединений общема-

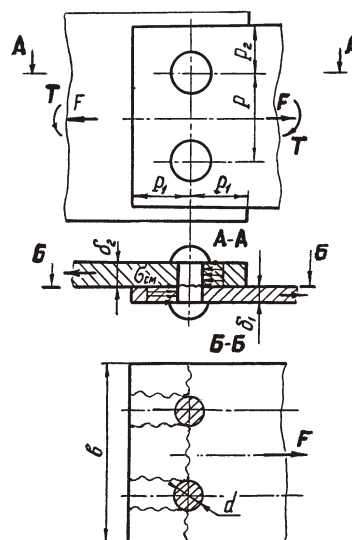


Рис. 7.1

шиностроительного назначения изготавливают обычно из стали Ст.0, Ст.2, Ст.3.

Допускаемые напряжения для заклепочных соединений при статической нагрузке приведены в табл. 7.1, для других материалов – в [1 – 3].

Таблица 7.1

**Допускаемые напряжения для заклепочных соединений
при статической нагрузке, МПа**

Вид допускаемого напряжения	Материалы	
	Ст.0, Ст.2	Ст.3
Срез заклепок [] _{ср}	140	140
Смятие [] _{см}	250	320
Отрыв головок [] _р	90	90
Растяжение основных элементов [] _{р. осн}	140	160

Примечание. При обработке отверстий под заклепки продавливанием все допускаемые напряжения снижают на 30 %.

7.2. Расчет соединения при нагружении в плоскости стыка

Основной вид нагрузки заклепочного соединения – силы и моменты, действующие в плоскости стыка (см. рис. 7.1). При этом часть нагрузки передают силы трения на стыке. Тело заклепки подвержено действию напряжений среза, смятия и изгиба. Расчет соединения условно ведут на срез и смятие, полагая, что трение на стыке отсутствует (его учитывают при выборе допускаемых напряжений).

В расчете заклепочных соединений деталей машин общего назначения полагают, что центральная сила распределена между заклепками равномерно, а момент – пропорционально расстоянию от заклепки до центра масс сечений заклепок (аналогично распределению нагрузки в групповом резьбовом соединении, нагруженном в плоскости стыка). Суммарную силу $F_{1\max}$, действующую на максимально нагруженную заклепку (одну из наиболее удаленных от центра масс) определяют геометрическим сложением (см. подразд. 3.2 и 3.7, а также рис. 3.2 и 3.11).

Условие прочности заклепки по срезу:

$$F_{1\max} \leq [\sigma]_{\text{ср}} \cdot \frac{d^2}{4}$$

Условие прочности по смятию:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{1\text{max}}}{d_{\text{min}}} [\text{МПа}],$$

где $d_{\text{min}} = \min(d_1, d_2)$.

Если необходимо, проверяют прочность соединяемых деталей с учетом ослабления их отверстиями под заклепки. Для соединения, показанного на рис. 7.1, условие прочности соединяемых деталей на растяжение имеет вид

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{F}{(b - 2d)_1} [\text{МПа}]_{\text{р. осн.}}$$

Для этого же соединения условие предотвращения прорезания выглядит так:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{4 \cdot l_1 \cdot P_1} [\text{МПа}]_{\text{ср. осн.}} [\text{МПа}]_{\text{ср.}}$$

7.3. Соединение нагружено в плоскости, перпендикулярной стыку

Возможно нагружение заклепочного соединения силами и моментами, действующими не только в плоскости стыка, но также и в плоскости, перпендикулярной стыку (рис. 7.2). В этом случае дополнительно проводится расчет на предотвращение отрыва головок для наиболее нагруженной заклепки по условию

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{F_{1\text{maxотр}}}{\frac{d^2}{4}} [\text{МПа}],$$

где $F_{1\text{maxотр}}$ – суммарная отрывающая сила, действующая на наиболее нагруженную заклепку.

Силу $F_{1\text{maxотр}}$ определяют сложением силы $F_{\text{лотр}}^F$, действующей на заклепку от центральной отрывающей силы, и силы (сил) $F_{1\text{max}}^M$, действующей на наиболее нагруженную заклепку от отрывающего момента (аналогично групповому резьбовому соединению, нагруженному в плоскости, перпендикулярной стыку при коэффициенте основной нагрузки $K = 1$, (см. разд. 3.3; 3.8 и рис. 3.6; 3.13).

Проведем расчет нагрузок, действующих на наиболее нагруженную заклепку, при сложном нагружении. На рис. 7.2 показано заклепочное соединение зубчатого венца колеса с центром. Плоскость стыка совпадает с плоскостью действия радиальной F_R и окружной F_t

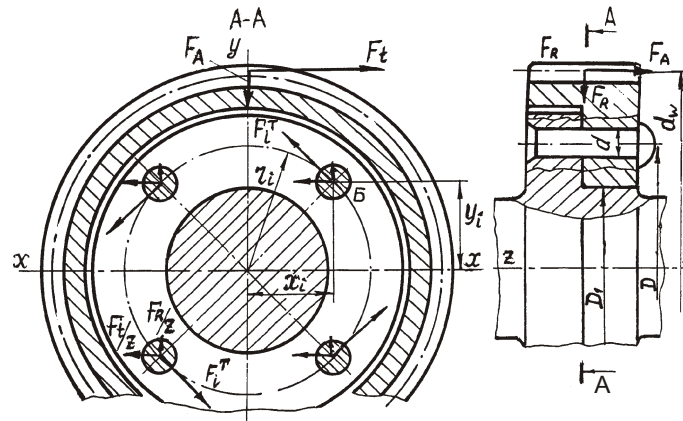


Рис. 7.2

сил колеса. Осевая сила колеса F_A действует в плоскости, перпендикулярной стыку. Число заклепок $z = 4$.

Суммарную сдвигающую силу F_{imax} , действующую на наиболее нагруженную заклепку, определяем сложением векторов:

$$\bar{F}_{\text{imax}} = \frac{\bar{F}_t}{z} + \frac{\bar{F}_R}{z} + (\bar{F}_{\text{imax}}^T),$$

где F_{imax}^T – сила, приходящаяся от действия сдвигающего момента T на наиболее удаленную от центра масс заклепку.

В общем случае

$$F_{\text{imax}}^T = \frac{T r_{\text{max}}}{r_i^2},$$

где $T = F_t \frac{d_w}{2}$, r_{max} – расстояние от центра масс заклепок до наиболее удаленной заклепки; r_i – расстояние от центра до произвольной заклепки.

В данном примере

$$r_{\text{max}} = r_i \frac{D}{2}; \quad r_i^2 = 4 \frac{D^2}{2}.$$

При указанном на рис. 7.2 направлении сил наиболее нагруженной будет заклепка Б.

Суммарная отрывающая сила, действующая на наиболее нагруженную заклепку,

$$F_{1\max\text{отр}} = \frac{F_A}{z} + F_{1\max}^M,$$

где $F_{1\max}^M$ – сила, приходящаяся от действия отрывающего момента M , на наиболее удаленную от нейтральной оси заклепку;

$$M = M_x + F_A \frac{d_W}{2};$$

$$F_{1\max}^M = \frac{M}{y_i^2} y_{\max},$$

где y_{\max} – расстояние от нейтральной оси x до наиболее удаленной заклепки; y_i – расстояние от оси x до произвольной заклепки.

В данном примере

$$y_{\max} = y_i + \frac{D}{2} \sin 45^\circ,$$

все заклепки нагружены одинаковой отрывающей силой.

При расчете рекомендуется обратить внимание на следующее:

1. При вращении колеса и постоянных направлениях векторов нагрузки меняет направление вектор $\vec{F}_{1\max}^T$.

2. В оптимально спроектированной конструкции сила F_A должна быть направлена на стык.

3. Силы $\frac{F_t}{z}$ и $\frac{F_R}{z}$ передаются на заклепки только при наличии зазора в посадке венца колеса по диаметру D_1 .

8. КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

В заданиях представлены нахлесточные клеевые соединения. Обозначение соединения показано на рис. 8.1. Знак) применяют при склеивании по замкнутому контуру.

Механические характеристики клеевых соединений, выполненных с помощью наиболее часто используемых для склеивания металлов клеев, приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Механические характеристики клеевых соединений при склеивании металлов

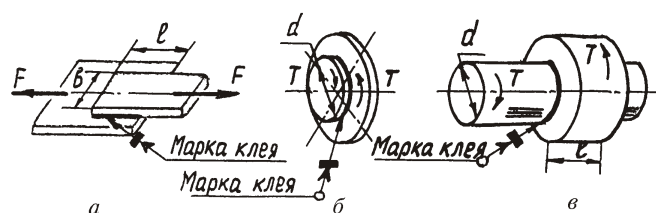


Рис. 8.1

Клей	Временное сопротивление, МПа	
	при отрыве вр	при сдвиге в.с
Эпоксидный (ЭПК-1, ВК-9, ЭД-5)	45	20
Полиуретановый (ПУ-2; ВИЛАД-11К)	34,5	16
	45	23

Прочность соединения зависит от материалов деталей, качества поверхности, температуры среды, толщины слоя клея (оптимальная величина 0,05...0,15 мм) и ряда других факторов. Со временем прочность снижается из-за изменения механических свойств клея при его старении. В силу этого при определении допускаемых напряжений соединения принимают коэффициент запаса по отношению к предельным характеристикам $s = 3...5$. Допускаемые напряжения

$$[\sigma]_{\text{ср}} = \frac{\sigma_{\text{в.с}}}{s}; \quad [\sigma]_{\text{р}} = \frac{\sigma_{\text{вр}}}{s}.$$

Расчет ведут по зависимостям, известным из курса «Сопротивление материалов».

На рис. 8.1 показаны соединения, в которых склеивание произведено по всей поверхности соприкосновения соединяемых деталей. Условия прочности для этих соединений:

$$\frac{F}{b \cdot l} \leq [\sigma]_{\text{ср}} \quad (\text{рис. 8.1, а});$$

$$\frac{T \cdot 10^3}{W_p} - \frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot d^3} \quad [\text{л}_{\text{ср}} \text{ (рис. 8.1, б)}];$$

$$\frac{T \cdot 10^3}{d^2 \cdot l/2} \quad [\text{л}_{\text{ср}} \text{ (рис. 8.1, в)}].$$

МГТУ им. Н.Э. Баумана. Каф. РК-3

Домашнее задание № 1

“РАСЧЕТ КРОНШТЕЙНА”

Студент: Петров И.И.
Группа: РК-9-51

Преподаватель: Иванов П.П.
Дата предъявления:

Дата зачета:
Подпись преподавателя:

-2003-

Приложение 2

Нормальные линейные размеры (ряды $R_a 20$ и $R_a 40$) по ГОСТ 6636–69:

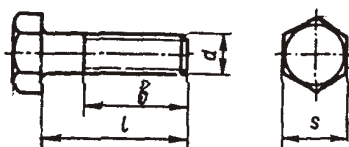
1,0*; 1,05; 1,1*; 1,15; 1,2*; 1,3; 1,4*; 1,5; 1,6*; 1,7; 1,8*; 1,9; 2,0*; 2,1; 2,2*; 2,4; 2,5*; 2,6; 2,8*; 3,0; 3,2*; 3,4; 3,6*; 3,8; 4,0*; 4,2; 4,5*; 4,8; 5,0*; 5,3; 5,6*; 6,0; 6,3*; 6,7; 7,1*; 7,5; 8,0*; 8,5; 9,0*; 9,5; 10*; 10,5; 11*; 11,5; 12*; 13; 14*; 15; 16*; 17; 18*; 19; 20*; 21; 22*; 24; 25*; 26; 28*; 30; 32*; 34; 36*; 38; 40*; 42; 45*; 48; 50*; 53; 56*; 60; 63*; 67; 71*; 75; 80*; 85; 90*; 95; 100*; 105; 110*; 120; 125*; 130; 140*; 150; 160*; 170; 180*; 190; 200*; 210; 220*; 240; 250*; 260; 280*; 300; 320*; 340; 360*; 380; 400*; 420; 450*; 480; 500*; 530; 560*; 600; 630*; 670; 710*; 750; 800*; 850; 900*; 950; 1000.

Примечание. Числа со звездочкой * ($R_a 20$) предпочтительнее чисел без звездочки ($R_a 40$).

Приложение 3

Таблица 1

Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности В
(из ГОСТ 7796–70), мм



d	s	l	b
6	10	8–90	b при l 20, b 18 при l 25
8	12	8–100	b при l 25, b 22 при l 30
10	14	10–200	b при l 30, b 26 при l 35
12	17	14–260	b при l 30, b 30 при l 35
16	22	20–300	b при l 40, b 38 при l 45
20	27	25–300	b при l 50, b 46 при l 55
24	32	35–300	b при l 60, b 54 при l 65
30	41	40–300	b при l 70, b 66 при l 75
36	50	50–300	b при l 80, b 78 при l 90

Примечание. Размер l (мм) в указанных пределах назначают из ряда чисел 8; 10; 12; 14; 16; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 220; 240; 260; 280; 300.

Таблица 2

Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением «под ключ»
класса точности А (из ГОСТ 11738–84), мм

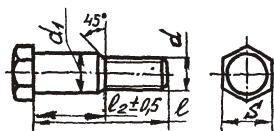


d	D	l	b
6	10	10–60	b / при l 20, b 24 при l 25
8	13	12–80	b / при l 25, b 28 при l 30
10	16	14–100	b / при l 30, b 32 при l 35
12	18	20–130	b / при l 30, b 36 при l 40
16	24	25–160	b / при l 40, b 44 при l 45
20	30	30–220	b / при l 50, b 52 при l 55
24	36	35–240	b / при l 55, b 60 при l 65
30	45	45–240	b / при l 70, b 72 при l 75
36	54	55–240	b / при l 80, b 84 при l 90

Примечание. Размер l назначают из ряда чисел, приведенных в примечании к табл. 1.

Таблица 3

Болты класса точности А с шестигранной уменьшенной головкой для отверстий из-под развертки (из ГОСТ 7817–80), мм

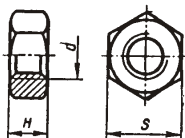


d	d_1	s	l	l_2	l	l_2
6	7	10	18–35	12	38–75	15
8	9	12	28–35	15	38–80	18
10	11	14	30–35	18	110–120	25
			38–105	20		
12	13	17	32–105	22	110–180	28
16	17	22	45–105	28	110–200	32
20	21	27	55–105	32	110–200	38
24	25	32	60–105	38	110–200	45
30	32	41	75–210	50	220–240	60
36	38	50	90–210	55	220–300	65

Примечание к табл. 8 и 9. Размер l в указанных пределах назначают из ряда чисел: 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 220; 240; 260; 280; 300.

Таблица 4

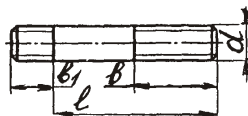
Гайки шестигранные с уменьшенным размером «под ключ» класса точности В
(из ГОСТ 15521–70), мм



<i>d</i>	<i>s</i>	<i>H</i>	<i>d</i>	<i>s</i>	<i>H</i>	<i>d</i>	<i>s</i>	<i>H</i>
6	10	5	16	22	13	(27)	36	22
8	12	6,5	(18)	24	15	30	41	24
10	14	8	20	27	16	36	50	29
12	17	10	(22)	30	18			
(14)	19	11	24	32	19			

Таблица 5

Шпильки классов точности А и В (из ГОСТ 22032–76 – ГОСТ 22039–76), мм

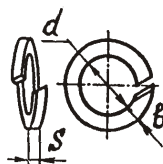


<i>l</i>	<i>d</i>					
	6	8	10	12	16	20
	<i>b</i> ₁					
	6; 7; 5; 10; 12	8; 10; 14; 16	10; 12; 16; 20	12; 15; 20; 24	16; 20; 25; 32	20; 25; 32; 40
<i>b</i>						
16	11	10	8	—	—	—
20	15	14	12	—	—	—
25	18	19	17	16	—	—
30	18	22	22	21	—	—
35	18	22	26	24	23	—
40	18	22	26	30	28	25
45	18	22	26	30	33	30
48	18	22	26	30	38	33
50	18	22	26	30	38	35
55	18	22	26	30	38	40
60–150	18	22	26	30	38	46

Примечание. Размер *l* от 60 до 150 мм назначают из ряда чисел: 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150.

Шайбы пружинные нормальные (из ГОСТ 6402–70), мм

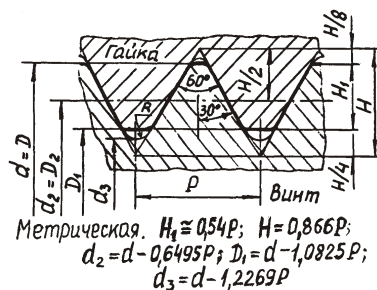
Таблица 6



Номинальный диаметр резьбы винта	d	s b	Номинальный диаметр резьбы винта	d	s b
6	6,1	1,4	20	20,5	4,5
8	8,2	2	(22)	22,5	5
10	10,2	2,5	24	24,5	5,5
12	12,2	3	(27)	27,5	6
(14)	14,5	3,2	30	30,5	6,5
16	16,3	3,5	36	36,5	8
(18)	18,3	4			

Резьба метрическая с крупным шагом (из ГОСТ 8724–81, ГОСТ 24705–81), мм

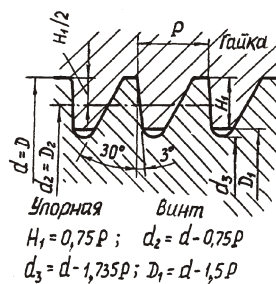
Таблица 7



d	P	d_2	D_1	d	P	d_2	D_1
6	1	5,35	4,918	(22)	2,5	20,376	19,294
8	1,25	7,188	6,647	24	3	22,051	20,752
10	1,5	9,026	8,376	(27)	3	25,051	23,752
12	1,75	10,863	10,106	30	3,5	27,727	26,211
(14)	2	12,701	11,835	36	4	33,402	31,67
16	2	14,701	13,835	42	4,5	39,077	37,129
(18)	2,5	16,376	15,294	48	5	44,752	42,587
20	2,5	18,376	17,294				

Таблица 8

Резьба упорная (из ГОСТ 10177–82), мм



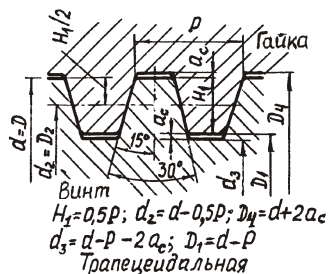
d	10	12		16		20		24		
P	2	2	3	2	4	2	4	3	5	8
d_2	8,5	10,5	9,75	14,5	13	18,5	17	21,75	20,75	18

28			32			36			40		
3	5	8	3	6	10	3	6	10	3	7	10
25,75	24,25	22	29,75	27,5	24,5	33,75	31,5	28,5	37,75	34,75	32,5

Примечание. Выделены предпочтительные шаги.

Таблица 9

Резьба трапецеидальная однозаходная (из ГОСТ 24737–81, 24738–81), мм



d	10		12		16		20		24		
P	1,5	2	2	3	2	4	2	4	3	5	8
d_2	9,25	9	11	10,5	15	14	19	18	22,5	21,5	20

d	28			32			36			40		
P	3	5	8	3	6	10	3	6	10	3	7	10
d_2	26,5	25,5	24	30,5	29	27	34,5	33	31	38,5	36,5	35

P	1, 5	2, 3, 4, 5	6, 7, 8, 10
a_c	0,15	0,25	0,5

Примечание к табл. 8 и 9. Выделены предпочтительные шаги.

Таблица 10

Значения вероятностных натягов $N_{p \min}/N_{p \max}$ при вероятности неразрушения соединения $p = 0,9986$, мкм

Диаметр, мм		Обозначение посадки							
Свыше	До	<i>H7/p6</i>	<i>H7/r6</i>	<i>H7/s6</i>	<i>H7/s7</i>	<i>H7/t6</i>	<i>H7/t7</i>	<i>H7/u7</i>	<i>H7/v7</i>
18	24	6/30	12/36	19/43	20/50	—	—	26/56	32/62
24	30	6/30	12/36	19/43	20/50	25/49	26/56	33/63	40/70
30	40	7/36	15/44	24/53	25/61	29/58	30/66	42/78	50/86
40	50	7/36	15/44	24/53	25/61	35/64	36/72	52/88	63/99
50	65	9/44	18/53	30/65	32/74	43/87	45/87	66/108	81/123
65	80	9/44	20/55	36/71	38/80	52/87	54/96	81/123	99/141
80	100	10/51	24/65	44/85	46/96	64/105	66/116	99/149	121/171
100	120	10/51	27/68	52/93	54/104	77/118	79/129	119/169	147/197
120	140	12/59	32/79	61/108	64/120	91/138	94/150	142/198	174/230
140	160	12/59	34/81	69/116	72/128	103/150	106/162	162/218	200/256
160	180	12/59	37/84	77/124	80/136	115/162	118/174	182/238	224/280
180	200	14/69	41/95	86/140	89/155	130/184	133/199	203/269	251/317
200	225	14/69	44/98	94/148	97/163	144/198	147/213	225/291	277/343
225	250	14/69	47/101	104/158	107/173	160/214	163/229	251/317	307/373
250	280	15/77	53/115	117/179	121/195	177/239	181/255	278/352	348/422
280	315	15/77	57/119	129/191	133/207	199/261	203/277	313/387	388/462
315	355	18/85	64/131	146/213	150/230	224/291	228/308	350/430	435/515
355	400	18/85	70/137	164/231	168/248	250/317	254/334	432/504	518/599

Окончание табл. 10

Диаметр, мм		Обозначение посадки						
Свыше	До	<i>H7/x6</i>	<i>H7/x7</i>	<i>H7/y7</i>	<u><i>H7/s7</i></u>	<u><i>H8/u8</i></u>	<u><i>H8/x8</i></u>	<u><i>H8/z8</i></u>
18	24	38/62	39/69	48/78	9/48	18/64	31/77	50/96
24	30	48/72	49/79	60/90	9/48	25/71	41/87	65/111
30	40	61/90	62/98	76/110	13/59	32/88	52/108	84/140
40	50	78/107	79/115	96/130	13/59	42/98	69/125	108/164
50	65	99/134	101/143	123/165	18/72	54/120	89/155	139/205
65	80	123/158	125/167	153/195	24/78	70/134	114/178	178/242
80	100	151/192	153/203	189/239	29/93	86/162	140/216	220/296
100	120	183/224	185/235	229/278	37/101	106/182	172/248	272/348
120	140	217/264	220/276	272/328	43/117	126/214	204/292	320/410
140	160	249/296	252/308	312/368	51/125	146/234	236/324	370/460
160	180	279/326	282/338	352/408	59/133	166/254	266/354	420/510
180	200	314/368	317/383	392/458	66/152	185/287	299/401	469/571
200	225	349/403	352/418	437/503	74/160	207/309	334/436	524/626
225	250	389/443	393/458	487/553	84/170	233/335	374/476	589/691
250	280	434/496	438/512	629/691	95/191	258/372	418/532	653/767
280	315	484/546	488/562	613/687	107/203	293/407	468/582	733/847
315	355	546/613	550/630	690/770	121/227	327/453	527/653	837/963
355	400	616/683	648/729	780/860	139/245	372/498	597/723	937/1063

Примечание. Выделены предпочтительные посадки, подчеркнуты – рекомендуемые ГОСТ.

Таблица 11

Значения допусков, мкм (из ГОСТ 25346–89)

Размер, мм		Квалитет			Размер, мм		Квалитет		
Свыше	До	6	7	8	Свыше	До	6	7	8
6	10	9	15	22	120	180	25	40	63
10	18	11	18	27	180	250	29	46	72
18	30	13	21	33	250	315	32	52	81
30	50	16	25	39	315	400	36	57	89
50	80	19	30	46	400	500	40	63	97
80	120	22	35	54					

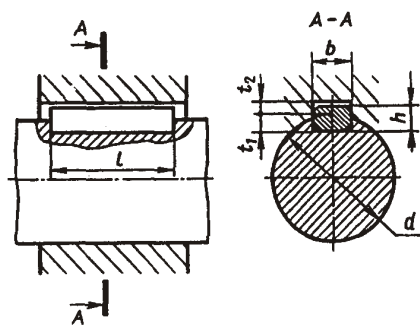
Таблица 12

**Значения некоторых основных отклонений отверстий и валов, мкм
(из ГОСТ 25346–89)**

Обозначение	Интервалы размеров (свыше...до), мм							
	6–10	10–18	18–30	30–50	50–80	80–120	120–180	180–250
Значения верхних отклонений отверстий ES до 7-го квалитета включительно								
K	1	1	2	2	2	3	3	4
M	6	7	8	9	11	13	15	17
N	10	12	15	17	20	23	27	30
P	15	18	22	26	32	37	43	50
для квалитетов								
6	3	3	4	5	6	7	7	9
7	6	7	8	9	11	13	15	17
Значения нижних отклонений валов ei для 6-го и 7-го квалитета								
k	+1	+1	+2	+2	+2	+3	+3	+4
m	+6	+7	0	0	0	0	0	0
n	+10	+12	+8	+9	+11	+13	+15	+17

Таблица 13

Соединения шпоночные с призматическими шпонками (из ГОСТ 23360–78), мм

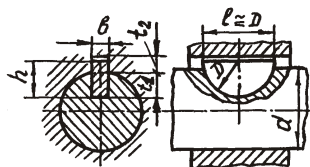


Диаметр вала d		Сечение шпонки		Глубина паза		Длина l	
Свыше	До	b	h	вала t_1	ступицы t_2	От	До
12	17	5	5	3	2,3	10	56
17	22	6	6	3,5	2,8	14	70
22	30	8	7	4	3,3	18	90
30	38	10	8	5	3,3	22	110
38	44	12	8	5	3,3	28	140
44	50	14	9	5,5	3,8	36	160
50	58	16	10	6	4,3	45	180
58	65	18	11	7	4,4	50	200
65	75	20	12	7,5	4,9	56	220
75	85	22	14	9	5,4	63	250
85	95	25	14	9	5,4	70	280
95	110	28	16	10	6,4	80	320
110	130	32	18	11	7,4	90	360
130	150	36	20	12	8,4	100	400

Примечания. 1. Длину l (мм) призматической шпонки выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500.

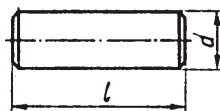
2. ГОСТ предусматривает шпонки для $d = 6 \dots 500$ мм.

Таблица 14
Соединения шпоночные с сегментными шпонками (из ГОСТ 24071–80), мм



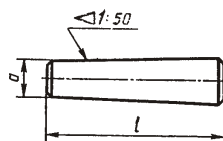
Диаметр вала d		Размеры шпонки	Глубина паза	
Свыше	До		вала t_1	ступицы t_2
12	14	4 6,5 16	5	1,8
14	16	4 7,5 19	6	1,8
16	18	5 6,5 16	4,5	2,3
18	20	5 7,5 19	5,5	2,3
20	22	5 9 22	7	2,3
22	25	6 9 22	6,5	2,8
25	28	6 10 25	7,5	2,8
28	32	8 11 28	8	3,3
32	38	10 13 32	10	3,3

Таблица 15
Штифты цилиндрические (из ГОСТ 3128–70), мм



d	6	8	10	12	16
l	10–110	14–140	16–140	20–140	25–140

Таблица 16

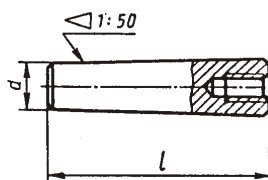


Штифты конические (из ГОСТ 3129–70), мм

d	6	8	10	12	16
l	20–100	22–120	26–180	32–220	40–280

Таблица 17

Штифты конические с внутренней резьбой (из ГОСТ 9464–79), мм



<i>d</i>	6	8	10	12	16
<i>l</i>	18–80	22–100	26–120	32–160	40–200

Примечания к табл. 15, 16, 17. 1. Длину *l* (мм) штифтов выбирают из ряда 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100.
2. ГОСТы предусматривают $d = 0,6 \dots 60$ мм.

Соединения шлицевые прямобоочные (из ГОСТ 1139–80)

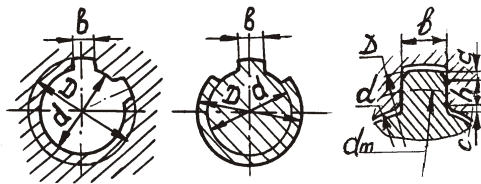
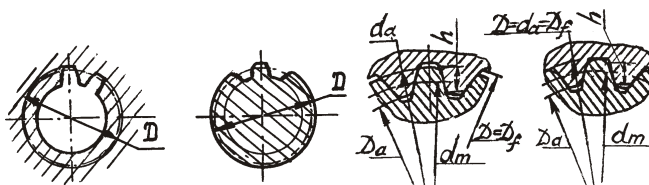
[illegible]

Таблица 19

Соединения шлицевые эвольвентные (из ГОСТ 6033–80)



Модуль m , мм	Номинальный диаметр D , мм											
	12	15	17	20	25	30	35	40	45	50	55	60
	Число зубьев z											
0,8	13	17	20	23	30	36						
1,25			12	14	18	22	26	30	34	38		
2							16	18	21	24	26	28
3											17	18
5												

Модуль m , мм	Номинальный диаметр D , мм											
	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	140	
	Число зубьев z											
1,25												
2	31	34	36	38								
3	20	22	24	25	27	28	30	32	35	38	45	
5					15	16	18	18	20	22	26	
8												

Примечание. ГОСТ предусматривает $D = 4 \dots 500$ мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин /Под ред. О.А. Ряховского. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 544 с.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высш. шк., 2000. 382 с.
4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчеты на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1993. 639 с.
5. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 1. М.: Машиностроение, 1999. 912 с.
6. Детали машин: Атлас конструкций. В 2 ч.: Ч. 1. /Под ред. Д.Н. Решетова М.: Машиностроение, 1992. 352 с.
7. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высш. шк., 2000. 447 с.
8. Иванов В.Н. Расчет шлицевых соединений: Метод. указания. М.: МВТУ, 1985. 24 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Общие указания	3
2. Сварные соединения	5
2.1. Общие сведения	5
2.2. Расчет стыковых швов	6
2.3. Расчет угловых швов	7
2.4. Расчет нахлесточных соединений, выполненных точечной контактной сваркой	8
2.5. Допускаемые напряжения	9
2.6. Обозначения сварных швов	9
2.7. Порядок расчета сварных соединений при статической нагрузке	10
2.8. Пример расчета сварного соединения	10
3. Резьбовые соединения	14
3.1. Общие сведения	14
3.2. Групповое резьбовое соединение, нагруженное в плоскости стыка силами и моментами	16
3.3. Групповое резьбовое соединение, нагруженное в плоскости, перпендикулярной стыку	20
3.4. Групповое резьбовое соединение, нагруженное в плоскости стыка и в плоскости, перпендикулярной стыку	23
3.5. Пример выбора оптимального варианта расположения болтов на кольцевом стыке	23
3.6. Допускаемые напряжения при статической нагрузке	25
3.7. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка	26
3.8. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка и в плоскости, перпендикулярной стыку	32
3.9. Проверка прочности элементов резьбы	36
4. Передача винт – гайка скольжения	38
4.1. Общие сведения	38
4.2. Расчет на износостойкость	39
4.3. Проверка обеспечения самоторможения	40
4.4. Проверка на устойчивость	40
4.5. Построение эпюр сил и моментов. Проверка прочности тела винта и гайки	42
4.6. Пример расчета передачи винт – гайка	43
5. Соединения с натягом	47
5.1. Общие сведения	47
5.2. Обеспечение способности соединения передавать заданную нагрузку	50
5.3. Проверка прочности соединяемых деталей	52
5.4. Условия пригодности посадки	53
5.5. Условия сборки	53
5.6. Пример подбора посадки с натягом	54
5.7. Пример определения силы прессования	57
6. Шпоночные, штифтовые и шлицевые соединения	59
6.1. Общие сведения	59
6.2. Соединения с призматическими шпонками	60
6.3. Соединения с сегментными шпонками	61
6.4. Штифтовые соединения	62
6.5. Шлицевые соединения	63
6.6. Пример расчета шпоночного и шлицевого соединений	65
7. Заклепочные соединения	67
7.1. Общие сведения	67
7.2. Расчет соединения при нагружении в плоскости стыка	68
7.3. Соединение нагружено в плоскости, перпендикулярной стыку	69
8. Клеевые соединения	72
Приложения	74
Список литературы	87