

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

**ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра «Детали машин и ПТУ»

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ
РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ**

Методические указания



Волгоград

2010

УДК621.833.6

Методика расчета на прочность резьбовых соединений: метод. указ./
сост. С. Л. Лебский, М. М. Матлин, А. В. Попов, А. А. Тетюшев,
И. М. Шандыбина;
ВолгГТУ.– Волгоград, 2010.– 32 с.

Приводятся общие сведения о методике расчета резьбовых соединений при различных случаях нагружения. Изложены краткие сведения из теории, рассмотрены методики расчетов, приведены необходимые справочные данные и примеры решения типовых задач.

Рекомендуется для студентов всех специальностей, всех форм обучения при проведении практических занятий по курсам «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика».

Ил.12. Табл. 5 Библиогр.: 6 назв.

Рецензент Косов О. Д.

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

© Волгоградский
государственный
технический
университет, 2010

Резьбовыми соединениями называются разъемные соединения, собранные с помощью специальных крепежных деталей или резьбы, выполненной на соединяемых деталях.

Резьбовые соединения являются наиболее распространенными из разъемных соединений, применяемых в машиностроении, что обусловлено их достоинствами: высокой несущей способностью и надежностью, простотой сборки, разборки, малой стоимостью, возможностью применения стандартных деталей, малыми габаритами и т.д.

1. Краткие сведения из теории

1.1. Типы крепежных деталей

К основным деталям резьбовых соединений относятся болты, винты, шпильки, гайки, резьбовые вставки.

Винты, снабжённые гайками, называются болтами (рис. 1.1 а). Их применяют для соединения деталей сравнительно небольшой толщины и имеющих место для размещения гайки и головки винта. Болты целесообразно использовать в соединениях, часто подвергающихся сборке и разборке. Если болтовое соединение неприменимо, а в детали можно сделать резьбовое отверстие, то используют винты (рис. 1.1 б). Недостатком винтового соединения является изнашивание резьбового отверстия детали при частой сборке. В других случаях для соединения используют шпильки с гайками (рис. 1.1 в) или в резьбовое отверстие одной из соединяемых деталей завинчивают деталь из более твёрдого износостойкого металла, имеющую вид втулки с наружной и внутренней резьбой (рис. 1.1 г).

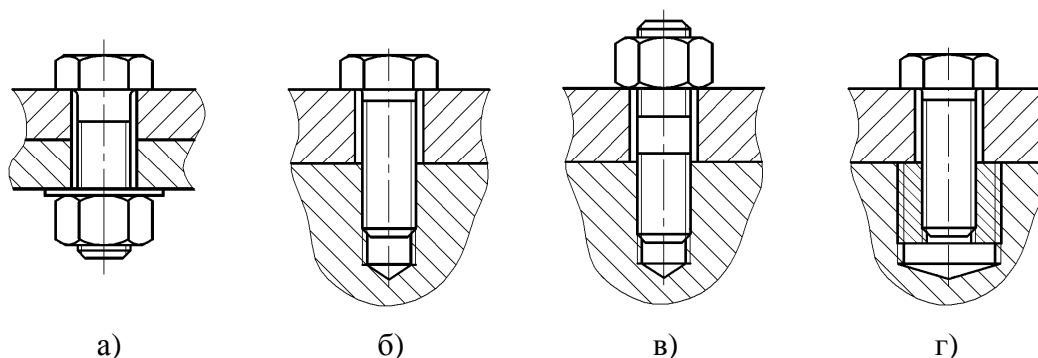


Рис. 1.1

Все геометрические параметры большинства резьб и допуски на них стандартизированы. Болты и гайки, используемые в соединениях, имеют различный диаметр, шаг резьбы, классы прочности и вид покрытия. Они изготовлены в соответствии со стандартами на крепежные детали.

1.2. Технические требования к крепежным резьбовым деталям.

Допускаемые напряжения

Технические требования к крепежным изделиям изложены в ГОСТ 1759.0–87. Стандарт устанавливает требования к механическим свойствам крепежных изделий, виды и условное обозначение покрытий для них, маркировку, упаковку изделий и их условные обозначения.

Допуски, методы контроля размеров и отклонений формы и расположения поверхностей устанавливает ГОСТ 1759.1–82. Дефекты поверхности и методы их контроля для болтов, винтов и шпилек регламентирует ГОСТ 1759.2–82, а для гаек – ГОСТ 1759.3–83. Крепежные изделия выпускаются грубой (С), нормальной (В) и повышенной точности (А), без покрытия или с покрытиями.

Для болтов и гаек используется метрическая резьба. Метрическая резьба характеризуется углом профиля $\alpha = 60^\circ$, теоретической высотой профиля $H = 0,86602p$, рабочей высотой $H_1 = 0,54126p$. Вершины резьбы срезаны по внутреннему диаметру гайки и по наружному диаметру стержня болта. На метрическую резьбу установлены следующие стандарты:

ГОСТ 9150 – 2002 на профиль метрической резьбы с шагом до 6 мм.

ГОСТ 8724 – 2002 на диаметры и шаги метрической резьбы.

В условное обозначение метрической резьбы входят: буква М, номинальный диаметр резьбы, числовое значение шага (для резьбы с мелким шагом), буквы LH для левой резьбы. Например, резьба с номинальным диаметром 24 мм с крупным шагом обозначается М24; резьба того же диаметра с мелким шагом 1,5 мм – М24×1,5; такая же по диаметру левая резьба с крупным и мелким шагом соответственно М24LH и М24×1,5LH.

Болты. Болты различают: 1) по форме и размерам головки; 2) по форме стержня; 3) по шагу резьбы; 4) по характеру исполнения; 5) по точности изготовления. В зависимости от условий работы и назначения головки болтов могут иметь шестигранную, полукруглую или потайную форму.

Болты с шестигранной (ГОСТ 7798–70), шестигранной уменьшенной головкой (ГОСТ 7796–70) и шестигранной уменьшенной головкой и направляющим подголовком изготавливают нормальной, повышенной и грубой точности (классов точности соответственно В, А, С). В зависимости от варианта исполнения болты могут иметь отверстие для шплинта в стержне или два сквозных отверстия в головке. Для обеспечения точного взаимного положения деталей предусмотрены болты с шестигранной уменьшенной головкой для отверстий из-под развертки.

Крепежные детали изготавливают из углеродистых сталей обычного качества (Ст3) ГОСТ 380–2005, качественных конструкционных сталей (Ст20, Ст30, Ст35, Ст45) ГОСТ 1050–88 и для ответственных соединений из легированных конструкционных сталей (40Х, 40ХН, 30ХГСА и др.) ГОСТ 4543–71. Для повышения прочности крепежные детали из среднеуглеродистых сталей подвергаются термической обработке.

Механические свойства болтов, винтов и шпилек из углеродистых нелегированных и легированных сталей в соответствии с ГОСТ Р 52627–2006 при нормальной температуре характеризуют 11 классов прочности, а именно: 3.6; 4.6; 4.8; 5.6; 5.8; 6.6; 6.8; 8.8; 9.8; 10.9; 12.9. Класс прочности обозначен двумя числами, разделенными точкой. Первое из этих чисел, умноженное на 100, определяет минимальное временное сопротивление в Н/мм², второе число, умноженное на 10, – отношение предела текучести к временному сопротивлению в процентах. Произведение чисел, умноженное на 10, определяет предел текучести в Н/мм². Например, для класса прочности 5.8 минимальное временное сопротивление составит 500 Н/мм²,

предел текучести будет равен 400 Н/мм^2 и отношение предела текучести к временному сопротивлению будет равно 80 %.

Гайки. Гайки классифицируют: а) по форме поверхности; б) по характеру исполнения; в) по шагу резьбы; г) по точности изготовления. По форме поверхности различают гайки шестигранные, круглые, гайки – ба-
рашки, колпачковые. Наиболее широкое применение получили шести-
гранные гайки, которые изготавливаются классов точности В, А, С (нор-
мальной, повышенной, грубой точности). Шестигранные гайки по конст-
рукции делятся на обыкновенные, прорезные и корончатые, а по высоте на
высокие, нормальные и низкие. Для гаек из углеродистых нелегированных
и легированных сталей установлены следующие классы прочности: 4; 5; 6;
8; 9; 10; 12 – для высоких гаек. Для гаек с номинальной высотой, равной
или более $0,5d$ и менее $0,8d$ классы прочности: 04 и 05. Класс прочности
обозначен числом, которое при умножении на 100 дает величину напряже-
ния от испытательной нагрузки в МПа.

Примеры условных обозначений болтов:

1. Болт исполнения 1, диаметром резьбы $d = 20$ мм, длиной $l = 90$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6g, класса прочности 5.8, без покрытия: Болт М20 – 6g × 90.5.8 ГОСТ 7798–70.
2. То же исполнения 3, с мелким шагом резьбы с полем допуска 6g, класса прочности 10.9, из стали 40Х, с покрытием 01 толщиной 9 мкм:
Болт 3М20 × 1,5 – 6g × 90.10.9.40Х.019 ГОСТ 7798–70.

Примеры условных обозначений гаек:

1. Гайка исполнения 1, с диаметром резьбы $d = 16$ мм, с крупным шагом резьбы с полем допуска 6Н, класса прочности 5, без покрытия:
Гайка М16 – 6Н.5 ГОСТ 5915–70.
2. То же исполнения 2, с мелким шагом резьбы с полем допуска 6Н, класса прочности 12, из стали марки 40Х, с покрытием 01 толщиной 9 мкм:
Гайка 2М16 × 1,5 – 6Н.12.40Х.019 ГОСТ 5915–70.

Допускаемые напряжения и коэффициенты запаса прочности при расчете резьбовых соединений принимают по табл. П1, П2, П3.

2. Методика расчета болтовых соединений при различных случаях нагружения

В настоящее время для расчета болтовых соединений существует несколько видов расчетов. В том случае, когда требуется выяснить основные параметры болтового соединения, проводят проектный расчет. Если необходимо оценить прочность болтового соединения, осуществляют проверочный расчет. Бывают случаи, когда надо знать допустимую внешнюю нагрузку, при этом проводят расчет на нагрузочную способность.

При действии на болтовое соединение переменных нагрузок в качестве проверочного расчета проводят расчет болтовых соединений на выносливость.

Искомые неизвестные величины можно определить, исходя из условий прочности болтовых соединений в зависимости от условий нагружения.

2.1. Расчет болтов, нагруженных осевой силой

2.1.1. На стержень болта действует только внешняя осевая нагрузка

Примерами такого соединения могут служить грузовая скоба, рым-болт, нарезанный участок крюка для подъема груза (рис. 2.1).

Условие прочности по напряжению растяжения стержня имеет вид:

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad (2.1)$$

где F – растягивающая сила, A – площадь поперечного сечения болта по резьбе; d_1 – внутренний диаметр резьбы.

Допускаемое напряжение растяжения можно определить по зависимости

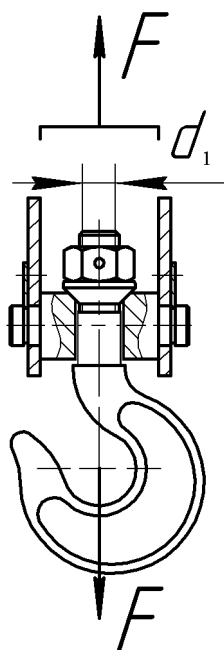


Рис. 2.1 Крюковая подвеска

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]}, \quad (2.2)$$

где σ_T – предел текучести материала болта, МПа; $[s]$ – коэффициент запаса прочности.

Значения σ_T можно принять в зависимости от класса прочности болта (см. стр. 5), коэффициент запаса прочности $[s]$ см. табл. П2, П3.

2.1.2. Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует

Пример такого соединения – крепление герметичных крышек и люков корпусов машин и аппаратов.

При затягивании болтового соединения на гайку действует момент завинчивания $T_{зав}$, преодолевающий моменты сил в резьбе T_p и на торце гайки T_T (рис. 2.2)

$$T_{зав} = T_p + T_T. \quad (2.3)$$

Момент сил в резьбе определяется по формуле

$$T_p = F_{зат} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \phi'), \quad (2.4)$$

где $F_{зат}$ – осевое усилие затяжки; d_2 – средний диаметр резьбы; ψ – угол подъема резьбы; ϕ' – приведенный угол трения.

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi d_2}, \quad (2.5)$$

$$\phi' = \operatorname{arctg} \frac{f_p}{\cos(\alpha/2)}, \quad (2.6)$$

где p – шаг резьбы; f_p – коэффициент трения материалов резьбовой пары;
 α – угол профиля резьбы.

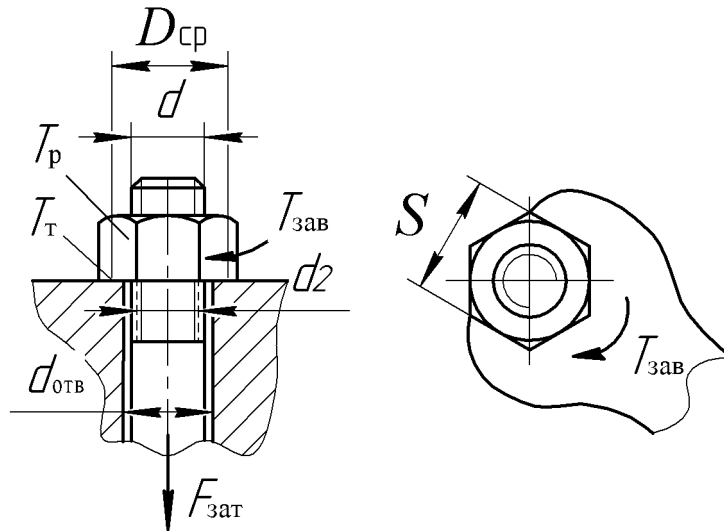


Рис. 2.2 Расчетная схема резьбового соединения

Момент сил трения на опорном торце гайки равен

$$T_{\text{т}} = F_{\text{зат}} \cdot f_{\text{т}} \cdot \frac{D_{\text{ср}}}{2} = F_{\text{зат}} \cdot f_{\text{т}} \cdot \frac{S + d_{\text{отв}}}{4}, \quad (2.7)$$

где $f_{\text{т}}$ – коэффициент трения материалов гайки и опорной поверхности;
 S – наружный диаметр опорной поверхности гайки равный размеру под ключ; $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр опорной поверхности гайки; $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия под стержень болта.

При затягивании гайки в болте под действием усилия затяжки $F_{\text{зат}}$ возникают нормальные напряжения растяжения, определяемые по формуле

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{F_{\text{зат}}}{A} = \frac{4F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2}, \quad (2.8)$$

где A – площадь поперечного сечения болта по резьбе; d_1 – внутренний диаметр резьбы.

Кроме того, под действием момента сил в резьбе $T_{\text{р}}$ в стержне возникают напряжения кручения:

$$\tau_{кр} = \frac{T_p}{W_p} = \frac{16T_p}{\pi d_1^3}, \quad (2.9)$$

где W_p – полярный момент сопротивления сечения болта.

Эквивалентное напряжение в стержне болта

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2} = k\sigma_p = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_{зат}}{\pi \cdot d_1^2}, \quad (2.10)$$

где $k \approx 1,3$ – расчетный коэффициент, учитывающий напряжение кручения в стержне болта.

Из условия прочности болта при $\sigma_{эkv} \leq [\sigma_p]$, допускаемое усилие затяжки

$$[F_{зат}] \leq \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \frac{[\sigma_p]}{k} = A \frac{[\sigma_p]}{k}, \quad (2.11)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения (см. форм. 2.2).

2.1.3. Расчет болтовых соединений, собираемых с предварительной затяжкой (внешняя нагрузка раскрывает стык деталей)

При сборке машин болтовые соединения предварительно затягиваются силой затяжки $F_{зат}$, а в процессе работы они нагружаются внешней осевой растягивающей силой F (рис. 2.3). Этот вид нагружения болтов широко распространен, так как предварительная затяжка обеспечивает герметичность соединения и отсутствие взаимных смещений деталей, нарушающих работу машины. К болтовым соединениям такой категории относятся фланцевые, фундаментные, шатунные, резьбовые детали крепления крышек двигателей внутреннего сгорания, автоклавов и сосудов, находящихся под внутренним давлением (рис 4.2).

После приложения внешней силы F суммарное усилие (рис. 2.3), растягивающее болт, равно

$$F_B = F_{зат} + \Delta F_B = F_{зат} + \chi F, \quad (2.12)$$

а суммарное (остаточное) усилие, сжимающее детали

$$F_{\text{д}} = -F_{\text{зат}} + \Delta F_{\text{д}} = -F_{\text{зат}} + (1 - \chi)F. \quad (2.13)$$

Параметр

$$\chi = \frac{\lambda_{\text{д}}}{\lambda_{\text{д}} + \lambda_{\text{б}}} \quad (2.14)$$

называется коэффициентом внешней нагрузки и показывает, какая часть (то есть $\Delta F_{\text{б}} = \chi F$) внешней нагрузки F дополнительно растягивает болт.

Условие нераскрытия (герметичности) стыка деталей состоит в наличии $F_{\text{д}}$, сжимающей стык и после приложения внешней силы, то есть

$$F_{\text{д}} < 0. \quad (2.15)$$

Внешняя сила F в момент раскрытия стыка ($F_{\text{д}} = 0$) называется критической силой и определяется из формулы 2.13 как

$$F_{\text{кр}} = \frac{F_{\text{зат}}}{1 - \chi}. \quad (2.16)$$

При этом усилие в болте становится равным внешней силе $F_{\text{б}} = F_{\text{кр}}$.

Определение податливости болта и деталей. Податливость болта ($\lambda_{\text{б}}$) постоянного сечения

$$\lambda_{\text{б}} = \frac{l_{\text{б}}}{E_{\text{б}} \cdot A_{\text{б}}} \quad (2.17)$$

где $l_{\text{б}}$, $E_{\text{б}}$ и $A_{\text{б}}$ – соответственно длина, модуль нормальной упругости материала и площадь поперечного сечения болта.

Для болта переменного сечения

$$\lambda_{\text{б}} = \frac{1}{E_{\text{б}}} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{l_{\text{би}}}{A_{\text{би}}},$$

где $l_{\text{би}}$ и $A_{\text{би}}$ соответственно длина и площадь поперечного сечения i -го участка болта.

Для коротких болтов ($l < 6d$) следует учитывать податливость головки болта ($\lambda_{\text{г}}$), а также резьбы ($\lambda_{\text{р}}$) в пределах сопряжения с гайкой. Тогда

$$\lambda_{\text{б}} = \lambda_{\text{г}} + \lambda_{\text{р}} + \frac{1}{E_{\text{б}}} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{l_{\text{би}}}{A_{\text{би}}}, \quad (2.18)$$

$$\text{где, } \lambda_{\Gamma} = \frac{0,15}{E_{\text{Б}} \cdot h}; \quad (2.19)$$

$$\lambda_{\text{Р}} = \frac{0,85}{E_{\text{Б}} \cdot d}, \text{ при } d/p = 6 \dots 10, \quad (2.20)$$

$$\lambda_{\text{Р}} = \frac{0,75}{E_{\text{Б}} \cdot d}, \text{ при } d/p = 10 \dots 20.$$

Здесь h и d – высота головки и диаметр болта; p – шаг резьбы.

Суммарная податливость деталей, разделенных в общем случае прокладкой равна

$$\lambda_{\text{Д}} = \lambda_{\text{Д1}} + \lambda_{\text{Д2}} + \lambda_{\text{ПР}} = \frac{l_{\text{Д1}}}{E_{\text{Д1}} \cdot A_{\text{Д}}} + \frac{l_{\text{Д2}}}{E_{\text{Д2}} \cdot A_{\text{Д}}} + \frac{l_{\text{ПР}}}{E_{\text{ПР}} \cdot A_{\text{Д}}}, \quad (2.21)$$

где $l_{\text{Д1}}$, $l_{\text{Д2}}$, $l_{\text{ПР}}$ - соответственно толщина соединяемых деталей и прокладки;

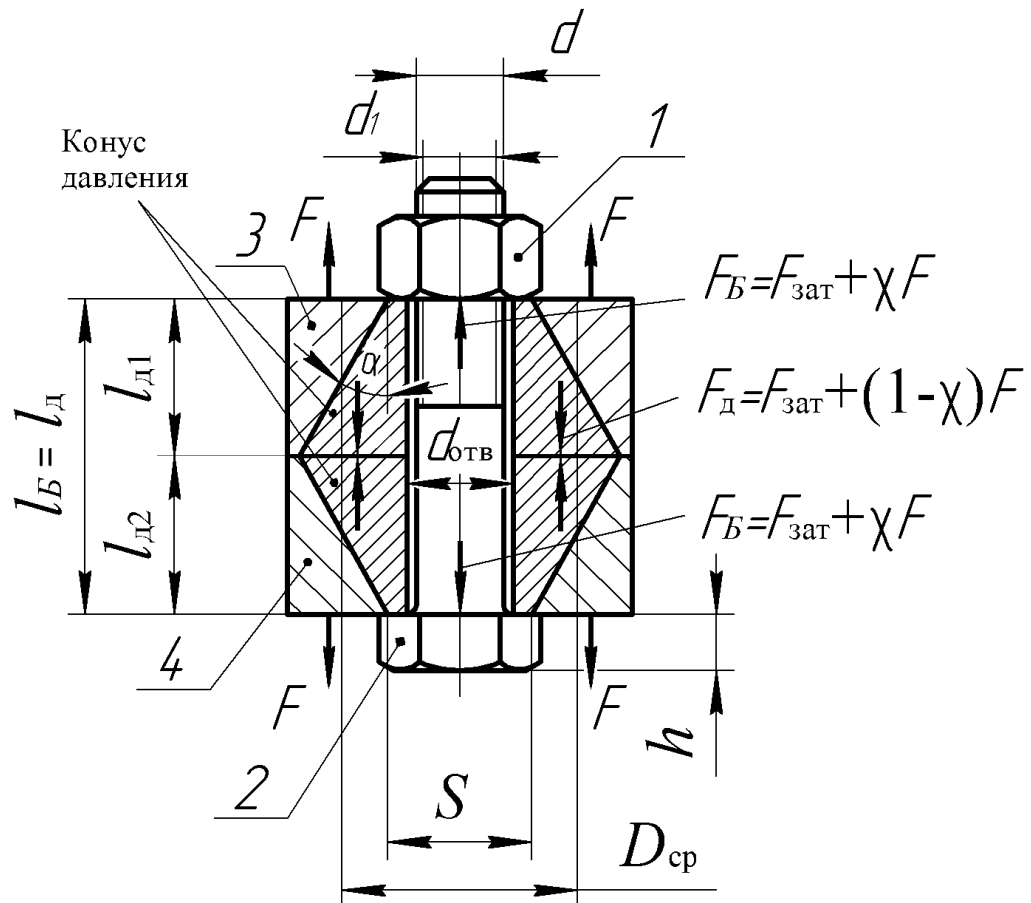


Рис.2.3 Схема работы болтового соединения

$E_{\text{ПР}}$, $E_{\text{Д1}}$, $E_{\text{Д2}}$ – модули нормальной упругости материала деталей и прокладки.

$A_{\text{Д}}$ – расчетная площадь поперечного сечения деталей и прокладки
Площадь поперечного сечения условного полого цилиндра $A_{\text{Д}}$ принимается равной

$$A_{\text{Д}} \approx \frac{\pi(D_{\text{ср}}^2 - d_{\text{отв}}^2)}{4}. \quad (2.22)$$

$D_{\text{ср}}$ – средний диаметр "конуса давления" при $\text{tg } \alpha = 0,5$ (см. рис. 2.3)

$$D_{\text{ср}} = S + 0,25l_{\text{Д}}, \quad (2.23)$$

где дополнительно S – внешний диаметр опорной поверхности гайки (размер под ключ); $l_{\text{Д}}$ – суммарная высота деталей.

Определение необходимой величины предварительной затяжки болта и расчет его на прочность при статических нагрузках

Усилие затяжки ($F_{\text{зат}}$) болта определяется из условия нераскрытия стыка (формулы 2.13 и 2.15)

$$F_{\text{зат}} = K(1 - \chi) \cdot F, \quad (2.24)$$

где K – коэффициент запаса затяжки при статической нагрузке (см. табл. П4).

Дополнительно отметим, что на практике нераскрытие стыка деталей зависит не только от значения силы затяжки $F_{\text{зат}}$, но и от её сохранения в процессе эксплуатации. Последнее зависит от многих факторов [1]: качества обработки поверхностей стыка, числа стыков, точности резьбы, надёжности стопорения резьбы, качества прокладки. Эти факторы сложно поддаются учёту особенно при переменных во времени нагрузках. Поэтому в ряде случаев логично принимать $F_{\text{зат}} \approx K \cdot F$.

Эквивалентные напряжения в болте

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{4 \cdot F_{\text{Б,Р}}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_{\text{Р}}], \quad (2.25)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы болта (табл. П5); $[\sigma_{\text{Р}}]$ – допускаемые напряжения растяжения материала болта (формула 2.2); $F_{\text{Б,Р}}$ – расчётное усилие в болте.

Расчет $F_{Б,Р}$ может быть выполнен по двум вариантам:

вариант 1 – болт можно подтягивать после приложения внешней силы F (т.е. непосредственно в процессе работы). В этом случае усилие в болте (см. формулу 2.12 с учетом 2.24)

$$F_{Б,Р} = 1,3F[K(1 - \chi) + \chi], \quad (2.26)$$

вариант 2 - затяжка болта производится при отсутствии внешней силы F

$$F_{Б,Р} = F[1,3K(1 - \chi) + \chi]. \quad (2.27)$$

2.2. Расчет болтов, нагруженных поперечной силой

Примером могут служить крепления различных кронштейнов. Условием работоспособности болтового соединения, нагруженного силами, действующими в плоскости стыка, является отсутствие сдвига деталей. Болтовые соединения, нагруженные поперечной сдвигающей силой, могут быть выполнены в двух вариантах постановки болтов: с зазором (рис. 2.4а) и без зазора (рис. 2.4б).

2.2.1. Установка болта с зазором

Основными критериями работоспособности болтовых соединений нагруженных поперечной силой при установке болтов с зазором (рис. 2.4а) являются отсутствие сдвига между деталями, прочность стержня болта на растяжение с кручением и соединяемых деталей на смятие (на плоскости стыка).

Для обеспечения относительной неподвижности соединяемых деталей необходимо затянуть болт такой силой затяжки $F_{зат}$, чтобы возникающая при этом между деталями сила трения была больше внешней сдвигающей силы F , т. е.

$$F_f > F,$$

или с учетом коэффициента запаса затяжки K

$$F_f = K \cdot F, \quad (2.28)$$

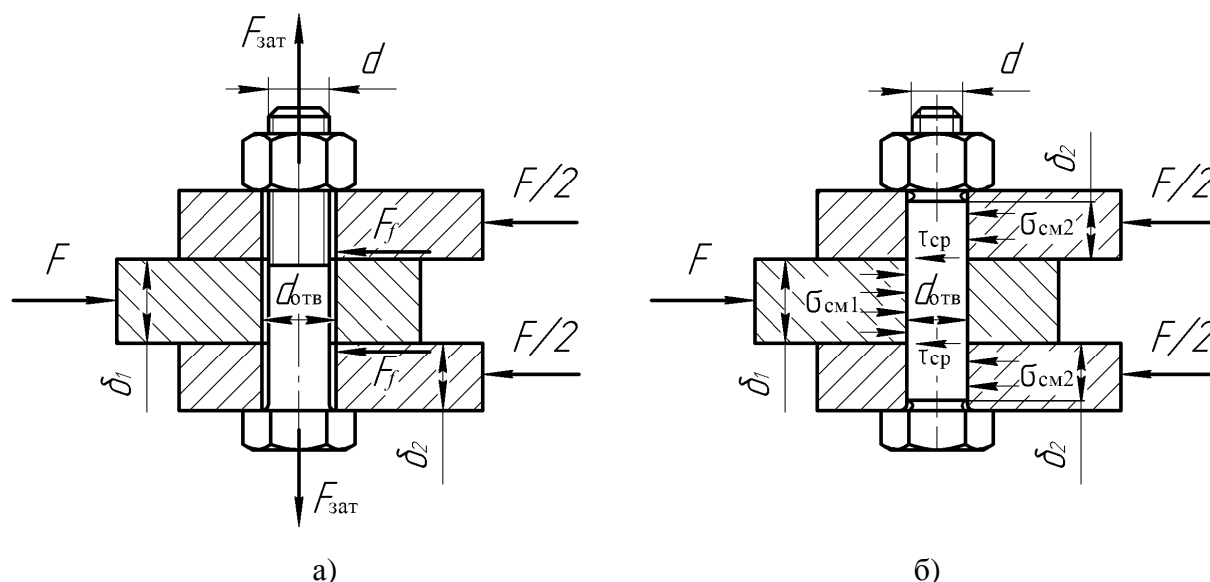


Рис. 2.4 Болтовые соединения, нагруженные поперечной сдвигающей силой при постановке болтов: а) с зазором, б) без зазора

здесь создаваемая затяжкой сила трения определяется зависимостью

$$F_f = F_{\text{зат}} \cdot f_c \cdot i,$$

отсюда, с учётом (2.28)

$$F_{\text{зат}} = \frac{K \cdot F}{f_c \cdot i}, \quad (2.29)$$

где f_c – коэффициент трения в стыке; i – число стыков деталей в соединении (в соединении, показанном на рис. 2.4а $i = 2$).

При расчете такого соединения принимают K по табл. П4.

В момент начала относительного сдвига деталей предельная внешняя сдвигающая сила $F_{\text{пр}}$ будет равна силе трения между деталями, т.е.

$$F_{\text{пр}} = F_f = F_{\text{зат}} \cdot f_c \cdot i, \quad (2.30)$$

Таким образом, величина предельной сдвигающей силы зависит от материала соединяемых деталей (от коэффициента трения в стыке между ними), числа стыков и наибольшей для данного соединения силы затяжки.

Условие прочности стержня болта на растяжение с кручением

$$\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma_p],$$

или для метрической резьбы (форм. 2.10)

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1,3 \cdot 4 F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]. \quad (2.31)$$

По условию прочности соединяемых деталей на смятие

$$\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

или

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{зат}}}{A_{\text{д}}} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (2.32)$$

Для предельного случая силу затяжки определяем

$$[F_{\text{зат}}] = A_{\text{д}}[\sigma_{\text{см}}], \quad (2.33)$$

где $A_{\text{д}}$ – деформируемая площадь деталей (см. формулу 2.22);

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия материала деталей (табл. П2).

Предельная допускаемая сдвигающая сила, определяющая нагрузочную способность болтового соединения, при максимально допустимой силе затяжки $[F_{\text{зат}}]$ в соответствии с формулой (2.30) будет равна

$$[F_{\text{пр}}] = \frac{[F_{\text{зат}}] \cdot f_c \cdot i}{K}, \quad (2.34)$$

где $[F_{\text{зат}}]$ из формулы 2.31 при $\sigma_{\text{экв}} = [\sigma_p]$.

2.2.2. Установка болта без зазора

При постановке болта без конструктивного зазора (рис. 2.4б) отверстие под него калибруют разверткой. Поэтому диаметр стержня болта d принимается равным диаметру отверстия $d_{\text{отв}}$. При расчете элементов соединения на прочность не учитывают силы трения в стыке, так как затяжка болта может практически отсутствовать (в общем случае болт можно заменить штифтом, пальцем или осью). Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия.

Условие прочности на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4F}{\pi d^2 i} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (2.35)$$

здесь i – число плоскостей среза (в соединении на рис. 2.4б $i = 2$).

Условие прочности болта на смятие (рис. 2.4 б) для средней детали

$$\sigma_{см1} = \frac{F}{d\delta_1} \leq [\sigma_{см}], \quad (2.36)$$

для крайних деталей

$$\sigma_{см2} = \frac{F}{2d\delta_2} \leq [\sigma_{см}], \quad (2.37)$$

где δ_1, δ_2 – соответственно толщина средней и крайней деталей.

Формулы (2.35 – 2.37) справедливы как для болта, так и для деталей. Расчет производится по наибольшему напряжению смятия $\sigma_{см}$, а допускаемое напряжение $[\sigma_{см}]$ определяют по менее прочному материалу болта или соединяемых деталей.

3. Контрольные вопросы

1. Какие различают болты и винты по форме головок и какие из них стандартизованы ГОСТом?
2. Из какого материала выполняются крепежные детали?
3. Какое резьбовое соединение применяют для скрепления деталей, одна из которых имеет большую толщину, а при эксплуатации одна деталь часто снимается, а затем снова ставится на место?
4. Какое резьбовое соединение наиболее просто и дешево применяют для скрепления деталей небольшой толщины, а также деталей, материал которых не обеспечивает достаточной прочности резьбы?
5. Запишите условие работоспособности болтового соединения при действии на него статистической нагрузки, если болт нагружен:
 - осевой растягивающей силой;
 - осевой силой и крутящим моментом затяжки;
 - поперечной силой и установлен в отверстие без зазора;
 - поперечной силой и установлен в отверстие с зазором.
6. Как рассчитывается предварительно затянутое болтовое соединение при действии внешней силы, раскрывающей стык деталей?

7. Как определяется допускаемое напряжение при расчете болтовых соединений на прочность?

8. Каким образом учитывается в стержне болта напряжение кручения от момента затяжки?

9. Как влияет податливость соединяемых деталей на величину действующего на болт усилия?

10. Как определить момент закручивания гайки болтового соединения?

11. Объясните порядок условного обозначения болтов и гаек для болтового соединения. Приведите пример обозначения.

12. Расскажите о классах прочности для болтов и гаек и их условное обозначение. Приведите пример обозначения.

13. Классификация болтов и гаек.

4. Примеры решения инженерных задач

Пример 1. Рассчитать резьбовой участок крюка для подъема груза (рис. 2.1) воспринимающий максимальную нагрузку $F = 11,5$ кН. Материал крюка сталь 20 (ГОСТ 1050–74).

Решение:

1. Определение допускаемого напряжения.

Гайка навёрнута на резьбовой участок крюка без затяжки, поэтому он воспринимает только внешнюю растягивающую нагрузку от веса груза. Согласно табл. П1 для заданного материала $\sigma_T = 240$ МПа. Тогда допускаемое напряжение (табл. П2):

$$[\sigma_p] = 0,6 \sigma_T = 0,6 \cdot 240 = 144 \text{ МПа.}$$

2. Определение внутреннего диаметра резьбы.

Из условия прочности на растяжение (форм. 2.1):

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} = [\sigma_p]$$

внутренний диаметр резьбы

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11500}{3,14 \cdot 144}} = 10,08 \text{ мм.}$$

Согласно табл. П5 подбираем резьбу М12 с шагом 1,5 мм, для которой $d_1 = 10,376 \text{ мм} > 10,08 \text{ мм}$.

Ответ: резьба М12 ГОСТ 24765-81.

Пример 2. Рассчитать винты кольца крепления стекла в смотровом окне вакуум-камеры (рис. 4.1). По условию герметичности общее усилие прижатия кольца должно составлять 8 кН, число винтов $z = 6$. Материал винтов сталь 40Х ГОСТ 4543-71.

Решение:

1. Определение допускаемого напряжения.

Винты, после создания необходимой силы затяжки, в процессе работы вакуум-камеры не подвергаются действию дополнительной нагрузки, поэтому расчёт будем вести исходя из формулы 2.10.

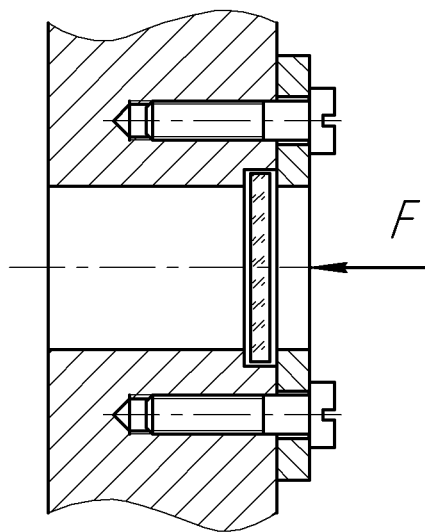


Рис. 4.1

Предположим, что резьба болтов соответствует М6-М8, тогда согласно табл. П3 для неконтролируемой затяжки принимаем $[s] = 6,5$. По табл. П1 для стали 40Х $\sigma_T = 650 \text{ МПа}$.

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]} = \frac{650}{6,5} = 100 \text{ МПа.}$$

2. Определение нагрузки, приходящейся на один винт

$$F_{\text{зат}} = \frac{F}{z} = \frac{8 \cdot 10^3}{6} = 1320 \text{ Н.}$$

3. Определение внутреннего диаметра винта из условия прочности (форм. 2.10):

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{\text{зат}}}{\pi \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 1320}{3,14 \cdot 100}} = 4,67 \text{ мм.}$$

По табл. П5 подбираем резьбу М6 с шагом 1,0 мм и внутренним диаметром $d_1 = 4,918$ мм.

Ответ: Винт М6 ГОСТ 1759.2 – 82.

Пример 3 Рассчитать болтовое соединение нагруженное силами, сдвигающими детали в стыке (рис. 2.4). Сила, сдвигающая детали $F = 2$ кН, нагрузка статическая, толщина соединяемых деталей $\delta = \delta_1 = \delta_2 = 10$ мм. Рассмотреть два случая установки болтов в отверстие: без зазора и с зазором.

Решение:

а) Болт установлен в отверстие без зазора (рис. 2.4 б).

1. Определяем диаметр винта из расчёта на смятие.

Условие прочности (форм.2.36):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{d\delta} = [\sigma_{\text{см}}],$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$ - допускаемое напряжение на смятие. $[\sigma_{\text{см}}] = 0,8 \sigma_T$ (табл. П2).

Примем материал винта – сталь 20, тогда предел текучести $\sigma_T = 240$ МПа (табл. П1) и $[\sigma_{\text{см}}] = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 240 = 192$ МПа.

Расчёт на смятие будем вести по средней пластине, т.к. её толщина в два раза меньше суммарной толщины наружных пластин.

Из формулы (2.36) получим:

$$d \geq \frac{F}{\delta_1 [\sigma_{\text{см}}]} = \frac{2000}{10 \cdot 192} = 1,04 \text{ мм.}$$

2. Определяем диаметр болта d из расчёта на срез. Условие прочности (форм. 2.35):

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4F}{\pi d^2 i} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где $i = 2$ – число плоскостей среза (сдвига), $[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение на срез. $[\tau_{\text{ср}}] = 0,4 \sigma_T = 0,4 \cdot 240 = 96$ МПа (табл. П 2). Из формулы 2.35 получим:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot [\tau_{cp}] \cdot i}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2000}{3,14 \cdot 96 \cdot 2}} = 3,64 \text{ мм.}$$

Диаметр винта выбираем из расчёта на срез и увеличиваем до стандартного (табл. П5): Болт М6×40.4.6 ГОСТ 24765-81 [6].

б) Болт установлен в отверстие с зазором (рис. 2.4 а).

В данном случае прочность соединения обеспечивается благодаря силам трения в стыке, которые создаются затяжкой болта.

Сила затяжки болта определяется по зависимости (форм.2.28 и 2.29):

$$F_{\text{зат}} = \frac{K \cdot F}{i \cdot f_c},$$

где $f = 0,15$ – коэффициент трения для стальных деталей в плоскости сдвига (табл. П4); K – коэффициент запаса затяжки. При статической нагрузке $K = 1,5$ (табл. П4).

$$F_{\text{зат}} = \frac{1,5 \cdot 2000}{2 \cdot 0,15} = 10000 \text{ Н.}$$

Внутренний диаметр винта d_1 определяется расчётом на растяжение с учётом напряжений от кручения, возникающих при завинчивании гайки, по формуле 2.31

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F_{\text{зат}}}{\pi [\sigma_p]}},$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала винта.

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]},$$

$[s]$ – коэффициент запаса прочности. С учётом материала винта (сталь 20) и неконтролируемой затяжке (табл. П2) $[s] = 4$.

$$[\sigma_p] = \frac{240}{4} = 60 \text{ МПа.}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 10000}{3,14 \cdot 60}} = 16,61 \text{ мм.}$$

Так как $d \approx 1,2d_1$ то $d \approx 1,2 \cdot 16,61 = 19,93$ мм. На основании этого примем (табл. П5 и [6]): Болт М20х40.4.6 ГОСТ 24765-81.

Пример 4. Рассчитать болтовое соединение крышки с цилиндрическим сосудом для сжатого газа (рис. 4.2); давление газа в сосуде $p = 0,5$ МПа, $D_1 = 400$ мм; $D_3 = 540$ мм, $l_{д1} = l_{д2} = 30$ мм; $z = 12$. Между стальной крышкой и цилиндром имеется неметаллическая прокладка толщиной $l_{пр} = 2$ мм с $E_{пр} = 7 \cdot 10^2$ МПа. Затяжка болтов контролируемая. Провести проектный и проверочный расчет болтового соединения.

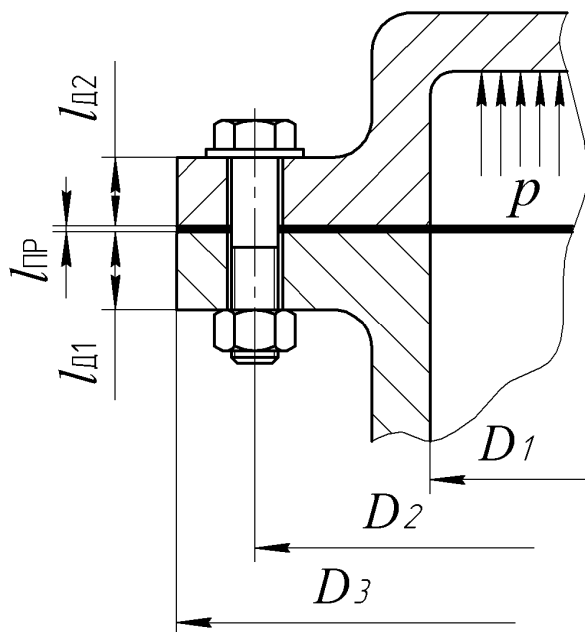


Рис. 4.2 Крышка сосуда, нагруженная внутренним давлением

Решение:

Проектный расчёт на прочность.

1). Определение внешней нагрузки на один болт.

$$F = \frac{p \cdot \pi \cdot D_1^2}{4 \cdot z} = \frac{0,5 \cdot 3,14 \cdot 400^2}{4 \cdot 12} = 5230 \text{ Н};$$

2) Определение расчетной нагрузки на болт с учетом наличия податливой прокладки.

Для статической нагрузки по табл. П4 примем коэффициент затяжки $K = 2$, коэффициент внешней нагрузки $\chi = 0,4$.

$$F_{б,р} = F [1,3K(1-\chi) + \chi] \text{ (см. вариант 2 формула 2.27)}$$

$$F_{б,р} = 5230 [1,3 \cdot 2(1-0,4) + 0,4] = 10250 \text{ Н}$$

3) Определение допускаемого напряжения.

Примем материал болтов Ст 3 ГОСТ 380-2005, согласно табл. П1 $\sigma_T = 200$ МПа. При контролируемой затяжке по табл. П2 примем $[s] = 2,5$.

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [s]; \quad [\sigma_p] = 200 / 2,5 = 80 \text{ МПа}$$

4) Определение внутреннего диаметра болтов с учётом напряжения кручения в стержне болта ($k = 1,3$) (форм. 2.25).

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot k \cdot F_p}{\pi \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 10250}{3,14 \cdot 80}} = 14,56 \text{ мм.}$$

По табл. П5 и [6] подбираем болты с резьбой М20 диаметр болта 20 мм выбираем из первого ряда с шагом 2,5 мм ($d_1 = 17,294$ мм).

Проверочный расчет

1) Определение податливости болтов

$$\lambda_B = \frac{l_B}{E_B \cdot A_B} = \frac{62 \cdot 4}{2 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 17,294^2} = 1,32 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н;}$$

$$l_B = l_{Д1} + l_{Д2} + l_{ПР} = 30 + 30 + 2 = 62 \text{ мм;}$$

$$A_B = \pi(d_1)^2/4.$$

2) Определение податливости деталей.

Диаметр опорной поверхности гайки $D = 40$ мм, принимаем, диаметр отверстий под болты $d_{отв} = 21$ мм.

$$\lambda_D = \frac{2l_{Д1}}{E_{Д1} \cdot A_{Д1}} + \frac{l_{ПР}}{E_{ПР} \cdot A_{ПР}} = \frac{2 \cdot 4l_{Д1}}{E_{Д1} \cdot \pi[(D + 0,5l_{Д1})^2 - d_{отв}^2]} + \frac{4l_{ПР}}{E_{ПР} \cdot \pi[(D + 0,5l_{Д1})^2 - d_{отв}^2]};$$

$$\lambda_D = \frac{2 \cdot 4 \cdot 30}{2 \cdot 10^5 \cdot 3,14[(40 + 0,5 \cdot 30)^2 - 21^2]} + \frac{4 \cdot 2}{7 \cdot 10^2 \cdot 3,14[(40 + 0,5 \cdot 30)^2 - 21^2]} = 1,56 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

3) Определение коэффициента внешней нагрузки

$$\chi = \frac{\lambda_D}{\lambda_D + \lambda_B} = \frac{1,56 \cdot 10^{-6}}{1,56 \cdot 10^{-6} + 1,32 \cdot 10^{-6}} = 0,54.$$

4). Определение нагрузки, действующей на болт

$$F'_{Б,Р} = F[1,3K(1 - \chi) + \chi] = 5230(1,3 \cdot 2(1 - 0,54) + 0,54) = 9079,3 \text{ Н.}$$

5) Проверка выполнения условия прочности:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot k \cdot F'_{Б,Р}}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 9079,3}{3,14 \cdot 17,294^2} = 50,27 \text{ МПа} \leq [\sigma_p] = 80 \text{ МПа.}$$

6) Определение силы затяжки болта:

$$F_{зат} = K \cdot F(1 - \chi) = 2 \cdot 5230(1 - 0,54) = 4811,6 \text{ Н.}$$

Ответ: болт М20×80 ГОСТ 24765-81.

Пример 5. Рассчитать болтовое соединение венца составного зубчатого колеса с диском ступицы болтами, установленными с зазором. Количество болтов $z = 8$. Окружная сила в зацеплении $F_t = 30$ кН, начальный диаметр зубчатого колеса $d_w = 650$ мм, диаметр окружности центров болтов $D_0 = 440$ мм. Определить: диаметр болтов, установленных с зазором и необходимый момент затяжки. Принять: материал зубчатого венца – сталь 40Х, диска ступицы - чугун СЧ 20, класс прочности установленных болтов 6.8, коэффициент запаса затяжки принять равным $K = 1,5$ (табл. П4).

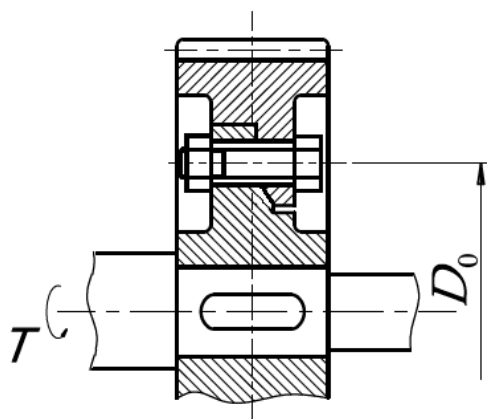


Рис. 4.3

Решение:

Венец зубчатого колеса центрируется с диском ступицы по диаметру. Радиальная сила воспринимается упорным буртом, а на болты действует только сдвигающая сила от крутящего момента

$$T = F_t \cdot d_w / 2 = 30 \cdot 10^3 \cdot 650 / 2 = 9750 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Сила затяжки болтов, обеспечивающая несдвигаемость зубчатого венца относительно диска ступицы, под действием только момента трения будет (см. формулу 2.28 и 2.29)

$$F_{\text{зат}} = \frac{K \cdot F}{i \cdot f_c},$$

где F – сила сдвига равна $F = 2T/D_0$, таким образом сила затяжки болта

$$F_{\text{зат}} = \frac{2T \cdot K}{i \cdot z \cdot f_c \cdot D_0} = \frac{2 \cdot 9750 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{1 \cdot 8 \cdot 0,15 \cdot 440} = 55397,7 \text{ Н}.$$

Здесь принято: коэффициент трения на стыке (сталь-чугун) при обработке резанием $f_c = 0,15 \dots 0,2$; количество стыков $i = 1$; $K = 1,5$ [табл. П4].

Поскольку болты являются затянутыми, то расчетный внутренний диаметр резьбы из формулы (2.10)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{\text{зат}} \cdot k}{\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 55397,7 \cdot 1,3}{3,14 \cdot 288}} = 17,84 \text{ мм.}$$

здесь: $F_{\text{зат}}$ – сила затяжки болтов; $k = 1,3$ – коэффициент, учитывающий напряжения кручения; $[\sigma_p]$ – допускаемые напряжения растяжения стержня болта из углеродистой стали при контролируемой затяжке (табл. П2)
 $[\sigma_p] = 0,6 \cdot \sigma_T = 0,6 \cdot 480 = 288$ МПа; σ_T – предел текучести материала болтов класса прочности 6.8 (см. стр. 5).

Выбираем Болт М24 – 6g × 60 6.8 ГОСТ 24765-81, имеющий резьбу с параметрами: $d = 24$ мм; $d_1 = 20,75$ мм; $d_2 = 22,05$ мм; $p = 3$ мм (П5); длина болта 60 мм.

Момент на ключе рассчитываем по формуле (2.3)

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_T.$$

Момент сил в резьбе определяется по формуле (2.4)

$$T_p = F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi'),$$

где $F_{\text{зат}}$ – осевое усилие затяжки; d_2 – средний диаметр резьбы; ψ – угол подъема резьбы; φ' – приведенный угол трения.

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_2} = \operatorname{arctg} \left(\frac{3}{3,14 \cdot 22,05} \right) = 2,48^\circ,$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_p}{\cos(\alpha/2)} = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,2}{\cos(60^\circ/2)} \right) = 13^\circ,$$

где p – шаг резьбы; f_p – коэффициент трения в резьбе, для стальных болта и гайки без покрытия $f_p = 0,2$ (П4); α – угол профиля метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$.

$$T_p = 55397,7 \frac{22,05}{2} \operatorname{tg}(2,48 + 13) = 169149,07 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Момент сил трения на опорном торце гайки равен (формула 2.7)

$$T_T = F_{\text{зат}} \cdot f_T \cdot \frac{D + d_{\text{отв}}}{4},$$

где f_t – коэффициент трения материалов гайки и опорной поверхности, для пары сталь-чугун $f_t = 0,15$; S – наружный диаметр опорной поверхности гайки равный размеру под ключ – 30 мм; D_{cp} – средний диаметр опорной поверхности гайки; $d_{отв}$ – диаметр отверстия под стержень болта, принимаем 25 мм.

$$T_t = 55397,7 \cdot 0,15 \cdot \frac{30+25}{4} = 114257,75 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$T_{зав} = 169149,07 + 114257,75 = 283406,83 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

5. Задачи для самостоятельного решения.

Задача 1. Рассчитать прочность нарезанного участка крюка для подъема груза $F=40$ кН (рис.2.1). Материал болта сталь 20 ГОСТ 1050-74.

Задача 2. Рассчитать винты крепления корпуса микроскопа к станине экспериментальной установки. Число винтов $z = 4$. По техническим условиям для нормальной работы микроскопа необходимо создать силу прижатия $F = 8$ кН. Материал винтов Ст3 ГОСТ 380–2005. Коэффициент запаса прочности принять как для болтов с резьбой М6...М16. Затяжка неконтролируемая.

Задача 3. Рассчитать болты крепления рамы основания привода цепного конвейера. Максимальная сила на болт 2 кН. Затяжка неконтролируемая. Материал болтов Ст3 ГОСТ 380–2005. Коэффициент запаса прочности принять минимальным.

Задача 4. Рассчитать болты фланцевой муфты (рис. 4.4). Передаваемая мощность $N = 40$ кВт; частота вращения соединяемых муфтой валов равна 300 мин^{-1} ; диаметр окружности центров болтов $D_0 = 240$ мм; число болтов $z = 4$; материал болтов Ст3 ГОСТ 380–71.

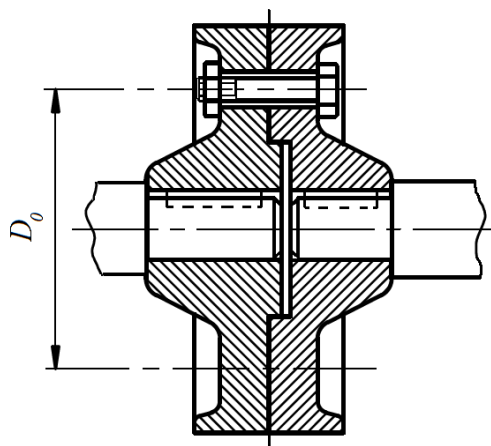


Рис. 4.4

Нагрузка статическая. Затяжка неконтролируемая. Коэффициент запаса прочности принять как для болтов с резьбой М16...М30. Расчет болтов выполнить для двух различных случаев установки болтов – с зазором и без зазора.

Задача 5. Рассчитать болты крепления венца зубчатого колеса с колесным центром (рис. 4.3), диаметр окружности центров болтов $D_0 = 300$ мм, вращающий момент, передаваемый зубчатым колесом $T = 9$ кН·м.

Коэффициент трения между венцом и центром $f = 0,08$, материал болтов сталь 20 ГОСТ 1050–74. Числом болтов задаться. Затяжка контролируемая. Расчет выполнить для двух случаев установки болтов: 1) без зазора; 2) с зазором.

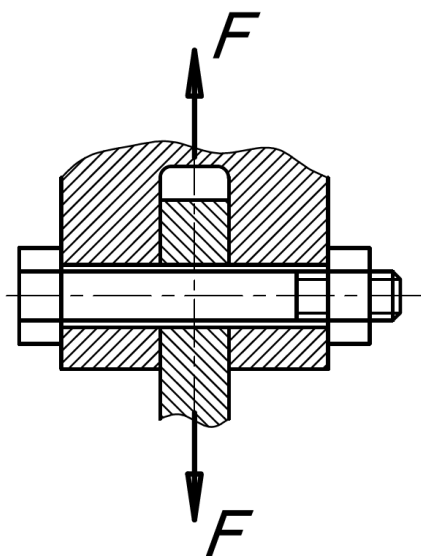


Рис. 4.5

Задача 6. Рассчитать болт соединения уха-серьга, используемого для крепления троса подвески контактной сети (рис. 4.5). Сила, действующая на соединение $F = 3$ кН, серьга податлива (легко деформируется силой затяжки болта). Материал болта Сталь 10 ГОСТ 1050–74, коэффициент трения между ухом и серьгой $f = 0,2$, затяжка неконтролируемая. Расчет выполнить для двух случаев установки болтов: 1) без зазора; 2) с зазором.

Задача 7. Рассчитать болты фланцевого соединения водопроводных труб, находящихся под постоянным давлением $p = 2$ МПа. Размеры соединения $D_1 = 240$ мм, $D_2 = 290$ мм, $D_3 = 340$ мм. Прокладка тонкая из паронита. (рис. 4.2) $l_{D1} = l_{D2} = 20$ мм; $l_{ПР} = 4$ мм.

Задача 8. Проверить правильность выбора болтов крепления крышки (рис. 4.2). Внутренний диаметр прокладки $D_1 = 520$ мм, диаметр центров болтов $D_2 = 620$ мм, рабочее давление в автоклаве $p = 4$ МПа, число болтов

$z = 18$. Болты М30 из Ст 3 ГОСТ 380–2005, коэффициент внешней нагрузки $\chi = 0,5$. Прокладка податливая, затяжка неконтролируемая.

Задача 9. Винтовая стяжка имеет левую и правую резьбы (рис. 4.6). Рассчитать винт и гайку стяжки при условии, что сила F , действующая на стяжку, равна 30 кН. Нагрузка статическая, затяжка неконтролируемая.

Задача 10. Канат крепится на барабане грузоподъемной машины (рис. 4.7) посредством прижимной планки и двух нажимных винтов из стали Ст 3 ГОСТ 380–2005. Считая, что усилие, приложенное к канату $F = 6$ кН, приближённо рассчитать нажимные винты (изгибом винтов и разгружающим влиянием планки пренебречь). Коэффициент трения между канатом, барабаном и прижимной планкой $f = 0,16$.

Задача 11. Венец червячного колеса соединён с диском колеса аналогично рис. 4.3, только болты уставлены без зазора. Допускаемое напряжение среза в болтах $[\tau_{ср}] = 70$ МПа, диаметр окружности центров $D_0 = 270$ мм, диаметр болтов $d = 12$ мм, число болтов $z = 8$. Определить максимальную величину крутящего момента передаваемого червячным колесом.

Задача 12. Определить необходимый диаметр болтов из Ст3 ГОСТ 380–2005 крепления крышки радиально-упорного подшипника червяка, если осевая сила, воспринимаемая подшипником, $F_a = 3300$ Н; число болтов $z = 6$; коэффициент запаса затяжки $K = 3$; коэффициент внешней нагрузки $\chi = 0,3$.

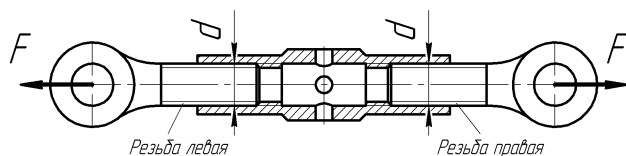


Рис. 4.6

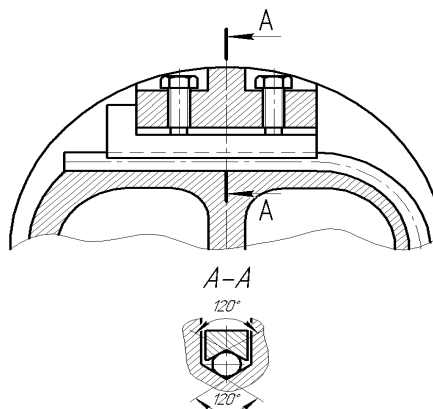


Рис. 4.7

Приложение.
Таблица П1.

Физико-механические свойства некоторых материалов

Материал	Временное со- противление σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости σ_{-1} , МПа								
СТАЛЬ											
Ст3-Ст10	380-470	200-240	120-160								
Ст20	420-500	240	120-160								
Ст30	500-600	300	170-210								
Ст45	610-750	360	190-250								
Ст50Г	710	420	250-320								
Ст40Х	730-1050	650-900	240-340								
Ст30ХГСА	1100-1700	850-1500	340-500								
ЧУГУН											
Сч15	147	-	-								
Сч35	340	-	-								
ЛАТУНЬ											
Л68	320	80	1720								
БРОНЗА											
БрОФ10-1	250	-	-								
БрОЦС5-5-5	200	40-50	-								
БрАЖ9-4	550	200	-								
Механические свойства болтов с шестигранной головкой (ГОСТ 7798–70 , ГОСТ 7796–70)											
Класс прочно- сти	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	8.8	9.8	10.8	12.9
Материал и термообработка	Сталь 10	Сталь20	Сталь 10	Сталь 30(35)	Сталь 10	Сталь 35	Сталь20	Сталь 35,40Х, 35Х, 30ХГСА, т.о. – за- калка, отпуск			
Предел проч- ности, (МПа)	300	400		500		600		800	900	1000	1200
Твер- дость по Бринел- лю, НВ	<i>min</i>	90	114	124	147	152	181	238	276	304	366
	<i>max</i>	238						318	342	361	414

Таблица П2.

Значения коэффициентов запаса прочности и допускаемых напряжений при расчете болтовых соединений

Вид нагрузки		Номер формул	Допускаемое напряжение	Рекомендуемые значения		
				затяжка	Статическая нагрузка	Переменная нагрузка
Растягивающая внешняя нагрузка: без затяжки болтов с затяжкой болтов		2.1	$[\sigma_p]=0,6 \sigma_T$	Контролируемая	$[s]=1,2-1,5$	$[s_T]=1,5-2,5$
		2.11	$[\sigma_p] = \sigma_T/[s]$	Неконтролируемая	по табл. ПЗ	$[s_T]=2,5-4$ $[s]$ —по табл. ПЗ
		2.25				
Поперечная внешняя нагрузка:	болты поставлены с зазором	2.31	$[\sigma_p] = \sigma_T/[s]$	Контролируемая $[s]=1,5-2,5$ Неконтролируемая $[s]$ по табл. ПЗ		
	болты поставлены без зазора	2.35 2.36	$[\tau_{cp}]=0,4\sigma_T$ – статическая нагрузка $[\tau_{cp}]=(0,2-0,3)\sigma_T$ – переменная нагрузка $[\sigma_{cm}]=0,8 \sigma_T$ – сталь $[\sigma_{cm}]= (0,4-0,5)\sigma_B$ - чугун			

При оценке прочности деталей в стыке в зависимости от материала:
 $[\sigma_{cm}]=0,8 \sigma_T$ – сталь; $[\sigma_{cm}]=0,4 \sigma_T$ – чугун; $[\sigma_{cm}]=1-2$ МПа – бетон;
 $[\sigma_{cm}]=2-4$ МПа – дерево.

Таблица П3.

Значения коэффициентов запаса прочности при расчете болтов с неконтролируемой затяжкой

Материал болта	Постоянная нагрузка		Переменная нагрузка	
	М6-М16	М16-М30	М6-М16	М16-М30
Углеродистая сталь	5-4	4-2,5	12-8,5	8,5
Легированная сталь	6.5-5	5-3,3	10-6,5	6,5

Таблица П4.

Значение различных коэффициентов, применяемых при расчете болтовых соединений

Нагрузка	Формула	Коэффициент	Рекомендуемые значения	Примечание
Предварительно затянутое болтовое соединение	2.24	К	1,25-2 2-4 1,3-2,5 2-3,5 3-5	Статическая нагрузка Переменная нагрузка Мягкая прокладка Металлическая фасонная прокладка Металлическая плоская прокладка
		χ	0,2-0,3 0,5-0,7	Жесткие фланцы Податливые фланцы
Поперечная внешняя нагрузка	2.28 2.34	f_c	0,15-0,2	Для сухих стальных и чугунных поверхностей
		К	1,3-1,5 1,8-2	Статическая нагрузка Переменная нагрузка

Таблица П5.

Некоторые значения сочетаний наружного диаметра d , внутреннего диаметра d_1 , шага p (мм) для метрической резьбы по ГОСТ 24765-81

d	p	d_1	d	p	d_1	d	p	d_1
5	0,8 ^x	4,134	16	2 ^x	13,835	24	1	22,917
	0,5	4,459		1,5	14,376		0,75	23,188
6	1 ^x	4,917		1	14,917	(27)	3 ^x	23,752
	0,75	5,188		0,75	15,188		2	24,835
	0,5	5,459		0,5	15,459		1,5	25,376
8	1,25 ^x	6,647	(18)	2,5 ^x	15,294		1	25,917
	1	6,917		2	15,935		0,75	26,188
	0,75	7,188		1,5	16,376	30	3,5 ^x	26,211
	0,5	7,459		1	16,917		3	26,752
10	1,5 ^x	8,376	20	0,75	17,185		2	27,835
	1,25	8,647		0,5	17,459		1,5	28,376
	1	8,917		2,5 ^x	17,294		1	28,918
	0,75	9,188		2	17,835	(33)	0,75	29,188
	0,5	9,459		1,5	18,376		3,5 ^x	29,211
12	1,75 ^x	10,106	(22)	1	18,917		3	29,752
	1,5	10,376		0,75	19,188		2	30,835
	1,25	10,647		0,5	19,159		1,5	31,376
	1	10,917		2,5 ^x	19,294	36	1	31,918
	0,75	11,188		2	19,835		0,75	32,188
	0,5	11,459		1,5	20,376		4	31,670
(14)	2 ^x	11,835	24	1	20,917		3	35,752
	1,5	12,376		0,75	21,188	42	4,5	37,129
	1,25	12,647		0,5	21,459		3	38,752
	1	12,917		3 ^x	20,752	48	5	42,752
	0,75	13,188		2	21,835			
	0,5	13,459		1,5	22,376			

Примечание: 1. ^x - резьбы с крупным шагом. 2. Без скобок приведены диаметры первого ряда, которые следует предпочитать диаметрам второго ряда, заключенным в скобки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов, М. Н. Детали машин: учеб. для студ. ВТУЗов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 10-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2006. – 407 с.
2. Любошиц М. Н., Ицкович Г. М. Справочник по сопротивлению материалов. – 2-е, изд.. испр. . Минск, Вышэйш. школа, 1969. – 464 с.
3. Ицкович, Г. М. Сборник задач и примеров расчёта по курсу деталей машин / Г. М. Ицкович, С. А. Чернавский, В. А. Киселёв и др. – М.: Машиностроение, 1965. – 328с.
4. Исследование работы предварительно затянутого болтового соединения: Методические указания к лабораторной работе № 4 / Сост. С. Л. Лебский, М. М. Матлин – Волгоград. гос. техн. ун-т – Волгоград, 2001. – 18 с.
5. Биргер, И. А. Резьбовые и фланцевые соединения / И. А. Биргер, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
6. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для машиностроит. и спец. высш. учеб. заведений / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд., перераб. и доп. – М. : Академия, 2006. – 495 с.

Составители: Сергей Львович Лебский
 Михаил Маркович Матлин
 Андрей Васильевич Попов
 Анатолий Александрович Тетюшев
 Ирина Михайловна Шандыбина

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Методические указания

Темплан 2010 г. Поз. № 75

Подписано к печати .

Формат 60x84 1/16.

Бумага газетная. Печать офсетная. Гарнитура Times.

Усл. печ. л, 2,0. Тираж 500 экз. Заказ . Бесплатно.

Волгоградский государственный технический университет.

400131 Волгоград, просп. им. В. И. Ленина, 28.

РПК «Политехник» Волгоградского государственного технического университета. 400131 Волгоград, ул. Советская, 35.