

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**БРАТСКИЙ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНЫЙ КОЛЛЕДЖ
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БРАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

15.02.12 Монтаж, техническое обслуживание и ремонт промышленного
оборудования (по отраслям)

**МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ
по дисциплине
«ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА»**

Братск 2020

Составила (разработала) Никитина Н.А., преподаватель кафедры химико-механических дисциплин

Методическое пособие по дисциплине «Техническая механика» предназначено для студентов специальности 15.02.12 Монтаж, техническое обслуживание и ремонт промышленного оборудования (по отраслям) для самостоятельной работы студентов.

Рассмотрено на заседании кафедры химико-механических дисциплин

« _____ » _____ 20__ г.

(Подпись зав. кафедрой)

Одобрено и утверждено редакционным советом

(Подпись председателя РС)

« _____ » _____ 20__ г.

№ _____

Содержание

Введение	4
1 Заклепочные соединения	5
2 Сварные соединения	9
3 Клеевые соединения	12
4 Прессованные соединения	14
5 Резьбовые соединения	17
6 Шпоночные соединения	29
7 Шлицевые соединения	33
Заключение	36
Список использованных источников	38
Приложения	39

Введение

В процессе изготовления машины некоторые её детали соединяют между собой, при этом образуются неразъемные или разъемные соединения.

Неразъемными называют соединения, которые невозможно разобрать без разрушения или повреждения деталей. К ним относятся заклепочные, сварные, клеевые соединения, а также посадки с натягом (прессованные соединения).

Разъемными называют соединения, которые можно разбирать и вновь собирать без повреждения деталей. К разъемным соединениям относятся резьбовые, шпоночные и шлицевые (зубчатые) соединения.

В настоящих методических рекомендациях представлен теоретический материал по всем типам соединений и рекомендации по их расчету. В приложениях приведена справочная информация, необходимая для расчетов.

Методические рекомендации предназначено для самостоятельного изучения студентами темы «Неразъемные и разъемные соединения» дисциплины Техническая механика.

1 Заклёпочные соединения

1.1 Общие сведения

Заклёпочное соединение – неразъёмное соединения деталей при помощи заклепок, показано на рисунке 1, обеспечивает высокую стойкость в условиях ударных и вибрационных нагрузок. На современном этапе развития технологии уступает место сварке и склеиванию, которые обеспечивают большую производительность и более высокую прочность соединения. Однако, заклепочные соединения, по-прежнему, находят применение по конструктивным или технологическим соображениям, в соединениях, где необходимо исключить изменение структуры металла, коробление конструкции и перегрев расположенных рядом деталей. Например, соединение разнородных, трудно свариваемых и не свариваемых материалов, в соединениях с затруднительным доступом и контролем качества, в случаях, когда необходимо предотвратить распространение усталостной трещины из детали в деталь.

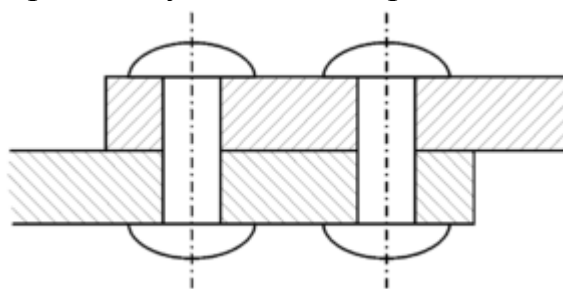


Рисунок 1 – Двухрядное заклёпочное соединение внахлёстку (внакрой)

Заклепочные соединения применяют в основном в авиа- и судостроении, металлоконструкциях и других изделиях с внешними нагрузками, действующими параллельно плоскости стыка.

1.2 Классификация заклепочных соединений

Заклёпочные соединения делятся на:

- прочные (расчитанные только на восприятие и передачу силовых нагрузок);
- плотные (герметичные) (обеспечивают герметичность конструкций в резервуарах с невысоким давлением);
- прочноплотные (восприятие силовых нагрузок и герметичность соединения).

По конструкции заклёпочные соединения делятся на однорядные и многорядные с цепным или шахматным расположением заклёпок, а в зависимости от количества плоскостей среза — одно- и много- срезные.

По характеру воздействия нагрузки на заклёпочное соединение — швы с поперечной нагрузкой, перпендикулярной оси заклёпок, и продольной, параллельной оси заклёпок.

Заклёпочные соединения по конструкции близки к паянным, сварным и клеевым соединениям. Наиболее распространены соединения внахлёстку (внакрой) и встык со стыковыми планками. Герметичность соединения обеспечивается нанесением различных герметиков на поверхность стыка или подкладыванием под стык различных пластичных материалов. Заклёпки герметичных соединений имеют усиленные головки. В зависимости от требований к поверхности, заклепки могут иметь полукруглую головку, потайную, полупотайную или плоскую (в процессе клёпки для создания внутренних усилий сжатия, которые снижают возможность усталости материала). Заклёпки изготовляют для разных способов установки. Для односторонней клёпки существует множество видов заклёпок, в том числе отрывные и взрывные. Обычная клёпка может выполняться, когда наковальня-поддержка находится с лицевой стороны и, когда наковальня находится с тыльной стороны. Последний способ стал наиболее распространенным, поскольку требует меньшей массы наковальни-поддержки. В предварительно подготовленные отверстия в деталях (пакете листов) вставляют заклепки. После производится осадка (клёпка) специальным инструментом второй замыкающей головки.

В процессе клёпки производят стяжку (сжатие) пакета, и за счет поперечной упругопластической деформации стержня происходит заполнение начального зазора между стержнем и стенками отверстия, часто приводящее к образованию натяга.

1.3 Достоинства и недостатки заклёпочных соединений

Достоинства заклёпочного соединения:

- не позволяет распространяться усталостным трещинам, таким образом, повышает надёжность всего изделия;
- позволяет соединять не поддающиеся сварке материалы;

В последнее время эти преимущества нивелируются тем, что появились достаточно прочные сплавы, поддающиеся сварке, появились синтетические клеи, позволяющие получить у клееного шва прочность не хуже, чем у основного материала. На смену алюминиевым сплавам пришли композиты, в которые на стадии изготовления клеивают металлические закладные элементы.

Недостатки заклёпочного соединения:

- трудоёмкость процесса. Необходимо просверлить множество отверстий, установить заклепки, расклепать их. Эти операции выполняются вручную двумя слесарями-сборщиками. До последней четверти 20-го века в СССР на авиационные заводы специально нанимались худощавые юноши и

- девушки, способные влезть в узкий отсек, чтобы удерживать там наковальню-поддержку;
- повышенная материалоемкость соединения. Заклёпочный шов ослабляет основную деталь, поэтому она должна быть толще. Нагрузку несут заклёпки, поэтому их сечение должно соответствовать нагрузке;
 - необходимость специальных мер для герметизации. Это очень важно для самолётостроения и ракетной техники, при сборке баков-кессонов и пассажирских отсеков. В баках-кессонах, расположенных в крыле самолётов, как правило, держат топливо — авиационный керосин. Резиновый герметик, устойчивый к керосину, должен закрывать все заклёпочные швы. Вес его может составлять десятки килограммов;
 - процесс сопровождается шумом и вибрацией. Это приводит к ряду профессиональных заболеваний у сборщиков и вызывает глухоту, поэтому везде, где можно, внедряются новые инструменты для клёпки.

1.4 Расчет заклепочных соединений

Заклепочные соединения рассчитывают на срез заклепок и смятие соединяемых листов, обозначения для расчетов, указаны на рисунке 2.

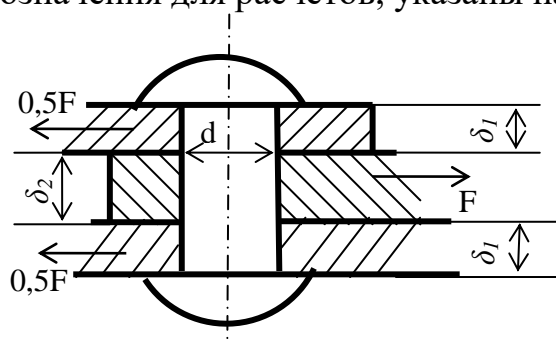


Рисунок 2 – Двухсрезное заклёпочное соединение

Расчет на срез проводят по формулам 1.1, 1.2 и 1.3

Проверочный расчет

$$\tau_{cp} = \frac{F}{A_{cp}} \leq [\tau_{cp}], \quad (1.1)$$

Проектный расчет

$$[A_{cp}] \geq \frac{F}{[\tau_{cp}]}, \quad (1.2)$$

Определение нагрузки

$$F = A_{cp} \cdot [\tau_{cp}] \quad (1.3)$$

Расчет на смятие проводят по формулам 1.4, 1.5 и 1.6

Проверочный расчет

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}], \quad (1.4)$$

Проектный расчет

$$[A_{cm}] \geq \frac{F}{[\sigma_{cm}]}, \quad (1.5)$$

Определение нагрузки

$$F = A_{cm} \cdot [\sigma_{cm}], \quad (1.6)$$

Где F – нагрузка, Н;

τ_{cp} и σ_{cm} – напряжения среза и смятия, соответственно, МПа;

A_{cp} – площадь среза, мм², $A_{cp} = z \cdot i \cdot \frac{\pi d^2}{4}$;

A_{cm} – площадь смятия, мм², $A_{cm} = z \cdot i \cdot d \cdot \delta_{min}$,

Где z – число заклепок;

i – число площадок среза;

d – диаметр заклёпки;

δ_{min} – толщина наиболее тонкого листа;

$[\tau_{cp}]$, $[\sigma_{cm}]$ – допускаемые напряжения среза и смятия соответственно, определяют по таблице А1 приложения.

2 Сварные соединения

2.1 Общие сведения

Сварные соединения получают путем местного нагрева сопрягаемых участков свариваемых деталей. По состоянию металла в зоне соединения различают сварку плавлением (металл доводят до расплавленного состояния) и сварку давлением (металл доводят до пластического состояния, с последующим сдавливанием соединяемые детали).

Сварку плавлением различают: электрическую и химическую (газовую).

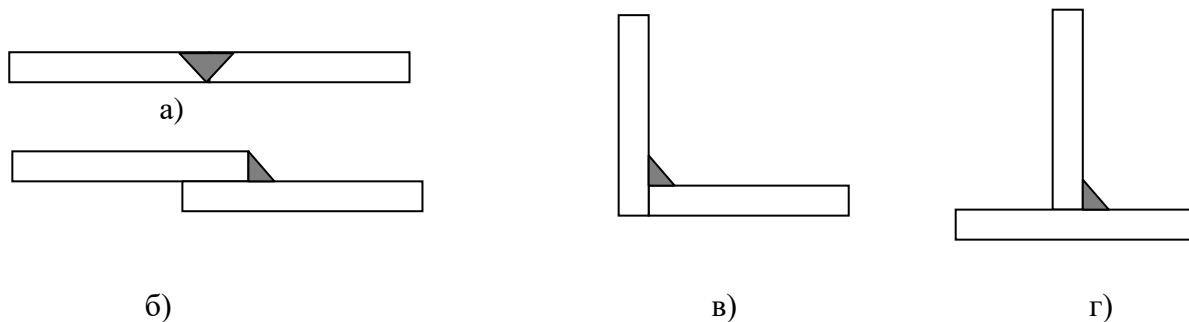
Сварка давлением применяется в массовом и серийном производстве, в заводских условиях. Наибольшее распространение получила электроконтактная сварка.

2.2 Классификация сварных соединений

В зависимости от расположения соединяемых деталей сварные соединения бывают:

- стыковые;
- угловые;
- тавровые;
- нахлесточные.

Виды сварных соединений показаны на рисунке 3.



- а) стыковое;
- б) нахлесточное;
- в) угловое;
- г) тавровое.

Рисунок 3 – Виды сварных соединений

Различают следующие виды сварных швов:

- стыковые, которые используют в стыковых соединениях;
- угловые, которые применяют в нахлесточных, угловых и тавровых соединениях;
- точечные швы, которые применяют в нахлесточных соединениях.

2.3 Достоинства и недостатки сварных соединений

Достоинства сварных соединений :

- экономия металла и высокая производительность;
- возможность механизации и автоматизации;
- возможность изготовления сложных конструкций и конструкций больших размеров;
- снижение стоимости изготовления в условиях единичного производства;
- малая трудоемкость.

Недостатки сварных соединений:

- плохое восприятие ударов и вибраций;
- сложность контроля сварных изделий и зависимость сварных швов от квалификации сварщика;
- пониженная прочность сварного шва по сравнению с основным металлом;
- сложность технологии сварки из разных металлов.

Конструкции сварных соединений приведены в таблицах Б1 и Б2 приложения. Сварные конструкции вытеснили заклепочные из машиностроения, за исключением некоторых случаев.

2.4 Расчеты сварных швов при статических нагрузках

Стыковые швы, как правило, рассчитывают на растяжение, угловые на срез.

2.4.1 Расчет стыковых соединений

Расчет стыкового соединения, при осевом нагружении, , показанного на рисунке 4, проводят по условию прочности на растяжение.

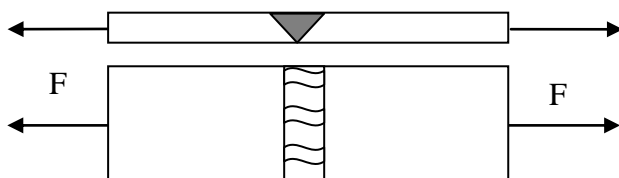


Рисунок 4 – Стыковое соединение

Условие прочности сварного шва

$$\sigma'_p = \frac{F}{A'} = \frac{F}{\delta l_{ш}} \leq [\sigma_p]' , \quad (2.1)$$

где $[\sigma_p]'$ – допускаемое напряжение растяжения для шва;

A' – расчетная площадь сварного шва;

δ – толщина листа;

$l_{ш}$ – длина сварного шва

2.4.2 Расчет нахлесточного соединения

Расчет нахлесточного соединения угловыми швами проводят из условия среза (сдвига).

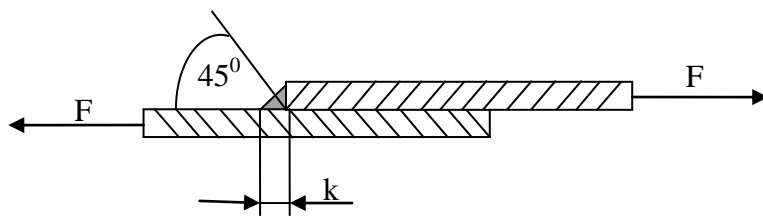


Рисунок 5 – Нахлесточное соединение

Условие прочности на сдвиг (срез)

$$\tau'_c = \frac{Q}{A'_c} \leq [\tau_c]', \quad (2.2)$$

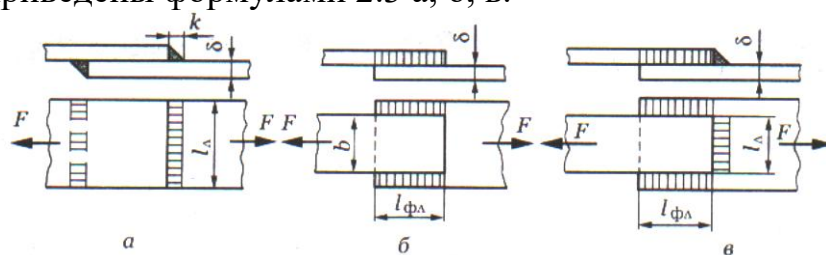
где τ'_c - фактическое напряжение шва;

Q - поперечная сила, $Q = F$;

A'_c - расчетная площадь сварочного шва на срез.

2.4.3 Расчет на прочность комбинированных нахлесточных соединений

Условия прочности для сварных швов, изображенных на рисунке 6, приведены формулами 2.3 а, б, в.



а) лобовые швы;

б) фланговые швы;

в) комбинированные.

Рисунок 6 – Нахлесточные соединения

$$\tau'_c = \frac{F}{2 \cdot 0.7 k l_{л}} \leq [\tau_c]', \quad (2.3a)$$

$$\tau'_c = \frac{F}{2 \cdot 0.7 k l_{фл}} \leq [\tau_c]', \quad (2.3б)$$

$$\tau'_c = \frac{F}{0.7 k (l_{л} + 2l_{фл})} \leq [\tau_c]', \quad (2.3в)$$

где τ'_c - фактическое напряжение шва;

$l_{фл}$ и $l_{л}$ – длина флангового или лобового сварного шва;

k – катет сварного шва, как правило, $k = \delta$.

Допускаемое напряжение для металла швов выбирают в зависимости от типа сварки и материала основного металла по таблице Б3.

3 Клеевые соединения

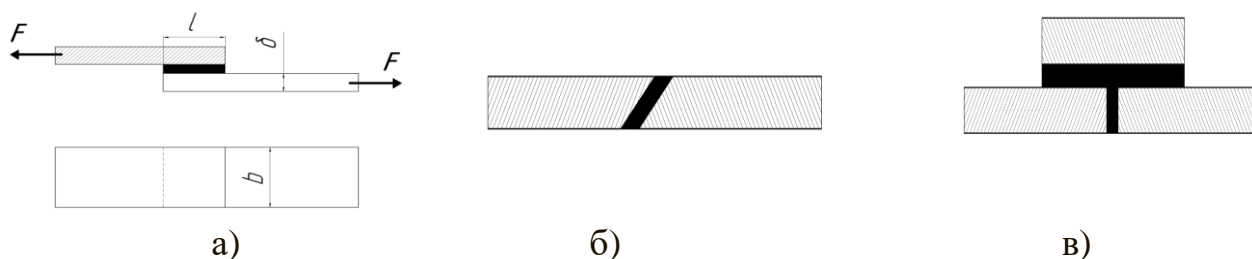
3.1 Общие сведения

Клеевые соединения — неразъёмные соединения при помощи клея. Создание высококачественных синтетических клеев на базе фенольных, эпоксидных и других смол, а также фенолокаучуковых и других композиций, явилось основанием для более широкого применения в машиностроении и приборостроении клеевых соединений. Их применяют в тех же конструкциях, что и сварные соединения, но преимущественно тонкостенных, выполненных из листового материала. Клеевые соединения применяют даже в ответственных машинах и сооружениях, например самолетах и мостах. В отличие от сварки склеиванием соединяют детали не только из однородных, но и разнородных материалов, например металлическую деталь с пластмассовой и т. д.

Перед склеиванием поверхности деталей очищают, обезжиривают, зачищают наждачной шкуркой. Затем, наносят клей и выдерживают соединения при требуемом давлении и температуре.

3.2 Классификация клеевых соединений

По расположению склеиваемых деталей соединения бывают стыковые и нахлесточные, как показано на рисунке 7.



- а) нахлесточные;
- б) стыковые по косому срезу;
- в) с накладками.

Рисунок 7 – Наиболее распространенные виды клеевых соединений

Клеевые соединения, работающие на срез, по сравнению с соединениями, работающими на разрыв, более прочны. Поэтому нахлесточные клеевые соединения получили широкое распространение. Клеевое соединение, работающее на разрыв, рекомендуется конструировать так, чтобы отрыв был равномерным. При неравномерном отрыве для обеспечения надежности предусматривают еще и механическое крепление соединяемых деталей. При создании более прочных соединений применяют комбинированные

соединения: клеесварные (с использованием точечной сварки), клеезаклепочные и клеерезьбовые.

3.3. Достоинства и недостатки клеевых соединений

Достоинства клеевых соединений:

- возможность соединения деталей из разнородных материалов и тонколистовых, не поддающихся сварке и пайке;
- герметичность, обеспечиваемая непрерывной клеевой пленкой;
- высокая коррозионная стойкость;
- хорошее сопротивление усталости.

Недостатки клеевых соединений:

- низкая прочность при неравномерном отрыве (отдире);
- низкая теплостойкость (лучший клей выдерживает температуру до 250°);
- зависимость прочности от сочетания материалов склеиваемых деталей и условий работы;
- требования точной подгонки поверхностей.

3.4 Расчет клеевых соединений

Прочность клеевого соединения зависит от марки клея, материалов соединяемых деталей, качества подготовки склеиваемых поверхностей деталей, режима склеивания и толщины клеевого шва. Толщина шва, зависящая от вязкости клея и давления при склеивании соединяемых деталей, рекомендуется в пределах 0,05...0,15 мм.

При расчете на прочность нахлесточного клеевого соединения, показанного рисунке 7а, размер нахлестки может быть определен из условия равно прочности соединяемых деталей и клеевого шва по формуле

$$l = \delta \cdot \frac{[\sigma_p]}{[\tau_{cp}]}, \quad (3.1)$$

где: δ - толщина склеиваемых деталей;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение этих деталей;

$[\tau_{cp}]$ – допускаемое напряжение на срез клеевого шва.

Расчет на прочность клеевых соединений аналогичен расчету сварных соединений. Обычно размер клеевого шва назначают в зависимости от размеров соединяемых деталей и расчет шва на прочность осуществляют как проверочный. Соответственно расчет на прочность клеевого шва нахлесточного соединения (рисунок 3.1а) производят по формуле

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{(b \cdot l)} \leq [\tau'_{cp}], \quad (3.2)$$

где: $\tau'_{\text{ср}}$ – расчетное напряжение на срез в клеевом шве;

F – сила, действующая на соединение;

b - ширина соединяемых деталей.

Допускаемое напряжение на срез шва принять можно принимать для клея БФ-2 [$\tau_{\text{ср}}$]=15...20 МПа, для клея БФ-4 [$\tau_{\text{ср}}$] = 25...30 МПа.

4 Соединение с натягом

4.1 Общие сведения

Соединение с натягом – это соединение, в котором детали удерживаются силами трения.

Натяг – это разность размеров охватываемой и охватывающей деталей. Обычно соединяют детали с цилиндрическими или коническими поверхностями, также эти поверхности могут быть, например, посадки подшипников на вал или в корпус. Для получения неподвижного соединения необходим натяг (положительная разность диаметров валов и отверстий). После сборки вал и отверстие благодаря упругим и пластическим деформациям принимают один размер.

4.2 Способы получения соединений с натягом

Сборка соединения с натягом производится:

- запрессовкой – простейший способ, при наличии необходимого оборудования;
- нагревом охватывающей детали;
- охлаждением охватываемой детали применяют при установки с натягом небольших деталей в крупные;
- гидрозапрессовкой – нагнетанием масла под давлением в зону контакта через сверления в валу.

Запрессовкой или температурным деформированием. В зависимости от относительной величины натяга, пластичности материалов, качества поверхности запрессовка производится с различными усилиями и на различном оборудовании. Сборка температурным деформированием позволяет произвести сборку наименьшими усилиями (свободное соединение) и минимальными повреждениями. Это достигается нагревом отверстия (но ниже температуры структурных изменений) или охлаждением вала (сухой лёд $-79\text{ }^{\circ}\text{C}$, жидкий азот $-198,6\text{ }^{\circ}\text{C}$), либо использованием обоих методов одновременно. При сильном нагреве охватывающей детали при сборке может возникнуть «спекание», при котором соединение окажется неразборным. Разборка соединения производится в обратной последовательности в направлении рассоединения деталей распрессовкой или температурным деформированием.

При распрессовке можно применить гидростатическую распрессовку как дополнительное средство для более лёгкого снятия детали. Для этого необходимо подать гидравлическое масло под давлением по каналу (предусмотренному конструкцией вала или ступицей) под место соединения. Под действием гидравлических сил масло раздвигает соединение, образуя зазор, и одновременно вымывает и смазывает его, что позволяет выпрессовывать с меньшими усилиями и с меньшими повреждениями.

4.3 Достоинства и недостатки соединений с натягом

Достоинства соединений:

- простая технология получения;
- хорошее центрирование соединяемых деталей;
- способность воспринимать динамические нагрузки, удары и колебания.

Недостатки соединений:

- снижение усталостной прочности;
- трудности контроля прочности соединения;
- сложность сборки и разборки;
- возможность повреждения посадочных поверхностей при разборке.

4.4 Расчет соединений с натягом

Расчёт соединения с натягом – расчет втулки и вала. При этом втулка и вал считается толстостенным цилиндром.

Исходя из сил, действующих на соединение, находят контактное давление p

$$p = k \frac{\sqrt{F + \left(\frac{M}{d}\right)^2}}{\pi d l f}, \quad (4.1)$$

где k — коэффициент запаса сцепления, $k=1,5\dots 3$;

F — осевая сила, Н;

M — крутящий момент, Н·мм;

d — номинальный диаметр, мм;

l — длина соединения, мм;

f — коэффициент трения скольжения.

Далее находят расчётный натяг N_p по формуле 4.2

$$N_p = p d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (4.2)$$

$$C_1 = \left(\frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} \right) - \mu_1, \quad C_2 = \left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} \right) + \mu_2, \quad (4.3)$$

где E — модуль упругости, МПа;

μ — коэффициент Пуассона.

Так как имеются неровности профиля, которые деформируются и затрудняют продвижение запрессовки, полученное значение увеличиваем на величину поправки и получаем практический натяг

$$N_{pr} = N_p + 5,5(R_{a1} + R_{a2}), \quad (4.4)$$

где R_{a1} и R_{a2} — среднее арифметическое отклонение профиля микронеровностей посадочных поверхностей.

Если сборка производится температурным деформированием, то нет необходимости вводить поправку.

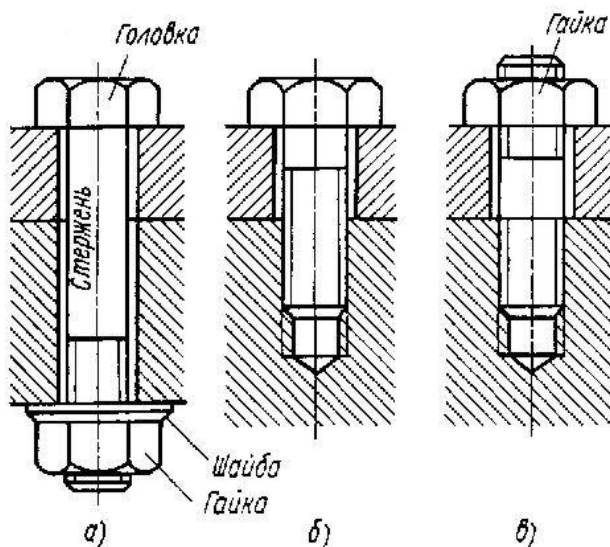
5 Резьбовые соединения

5.1 Общие сведения

Резьбовые соединения – такие соединения, которые осуществляются крепёжными деталями посредством резьбы.

Основными крепёжными деталями резьбовых соединений являются болт, винт, шпилька и гайка, детали представлены на рисунке 8.

Болт и гайка – это кинематическая пара низшего порядка, где соприкосновение друг с другом происходит по винтовым поверхностям.



- а) соединение болтом;
- б) соединение винтом;
- в) соединение шпилькой.

Рисунок 8 – Основные типы резьбовых соединений

5.2 Классификация резьбовых соединений

В зависимости от формы поверхности, на которой образуется резьба, различают:

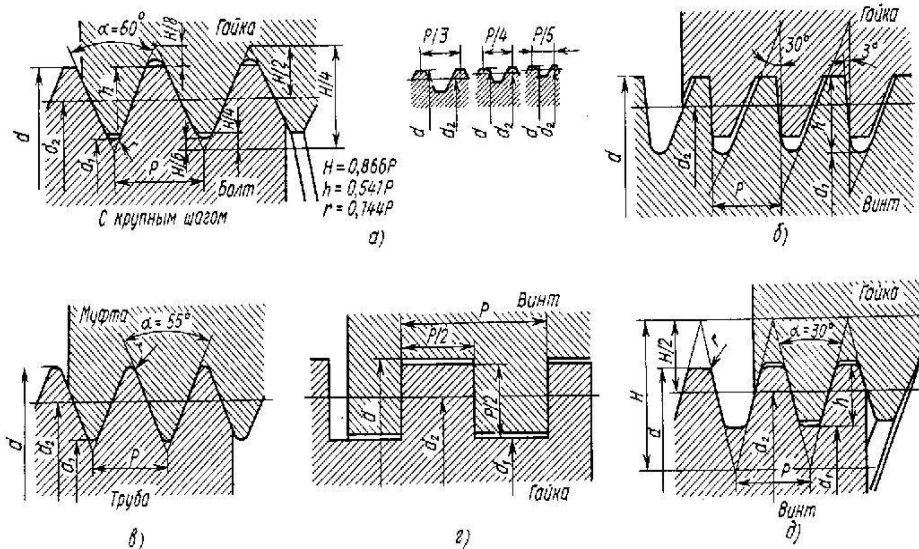
- цилиндрические и
- конические резьбы.

В зависимости от формы профиля резьбы делятся на:

- треугольные;
- упорные;
- трапецеидальные;
- прямоугольные;
- круглые.

В зависимости от назначения резьбы делятся на:

- крепежные;
- крепёжно-уплотняющие;
- для передачи движения.



а)

- а) метрическая резьба;
- б) упорная резьба;
- в) дюймовая (трубная) резьба;
- г) прямоугольная резьба;
- д) трапецидальная резьба.

Рисунок 9 – Распространенные типы резьбы

Крепежная резьба показана на рисунке 9а. Профили крепежной резьбы треугольные. Основная треугольная резьба – это метрическая, с углом профиля 60° . Метрическая резьба может быть с крупным и мелким шагом, за основную крепежную резьбу принята резьба с крупным шагом. Метрическую резьбу обозначают буквой М и указывают наружный диаметр. В мелкой резьбе дополнительно указывают шаг.

Например:

M20 – метрическая резьба с крупным шагом и наружным диаметром 20мм;
 M20x1,5 – метрическая резьба с мелким шагом, равным 1,5мм, наружным диаметром 20мм.

К крепежной резьбе относится дюймовая резьба, угол профиля 55° . Дюймовая резьба не стандартизована и для новых изделий не применяется.

Круглая крепежная и метрическая коническая резьба применяются в специальных случаях.

Крепежно-уплотняющая резьба показана на рисунке 9в. Для соединения труб применяется специальная трубная резьба: трубная цилиндрическая, трубная коническая и дюймовая коническая.

Обозначение трубной резьбы: G1 – цилиндрическая трубная резьба, размер 1 дюйм. (1дюйм=25,4мм).

Резьба для передачи движения показана на рисунке 9 б, г, д. Для передачи движения применяют трапецеидальную (одно- и много-заходную) и упорную.

Трапецеидальную резьбу обозначают: Tr30x4 – наружный диаметр 30мм, шаг 4мм.

Упорную резьбу обозначают: S30x4 – наружный диаметр резьбы 30мм, шаг 4мм.

Обозначение резьбы указано в таблице В1 приложения.

В зависимости от направления винтовой линии резьба, различают:

- правую (винтовая линия поднимается слева вверх направо);
- левую (левая ограничена в применении).

В зависимости от числа заходов резьба делится на:

- однозаходную и
- многозаходную.

5.3 Достоинства и недостатки резьбовых соединений

Достоинства резьбовых соединений :

- высокая нагрузочная способность и надежность;
- наличие большой номенклатуры резьбовых соединений для различных условий работы;
- удобство сборки и разборки;
- малая стоимость, благодаря стандартизации и высокопроизводительным процессам изготовления.

Недостатки резьбовых соединений :

- Главный недостаток – это наличие большого количества концентраторов напряжений на поверхности резьбовых деталей, которые снижают сопротивление усталости при переменных напряжениях.

5.4 Геометрические параметры резьбы

Основными параметрами для цилиндрической резьбы являются:

- d , d_2 и d_3 – наружный, средний и внутренний диаметр винта;
- D_1 , D_2 и D – внутренний, средний и наружный диаметр гайки;
- P – шаг резьбы;
- P_h – ход резьбы;
- α – угол профиля ($\alpha=60^\circ$ для метрической и $\alpha=55^\circ$ для дюймовой);

- ψ – угол подъема резьбы (винтовой линии)
- H – высота теоретического профиля;
- z – число заходов.

Имеются соотношения: $P_h = P \cdot z$; $\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2}$.

Геометрические параметры резьбы указаны на рисунке 10

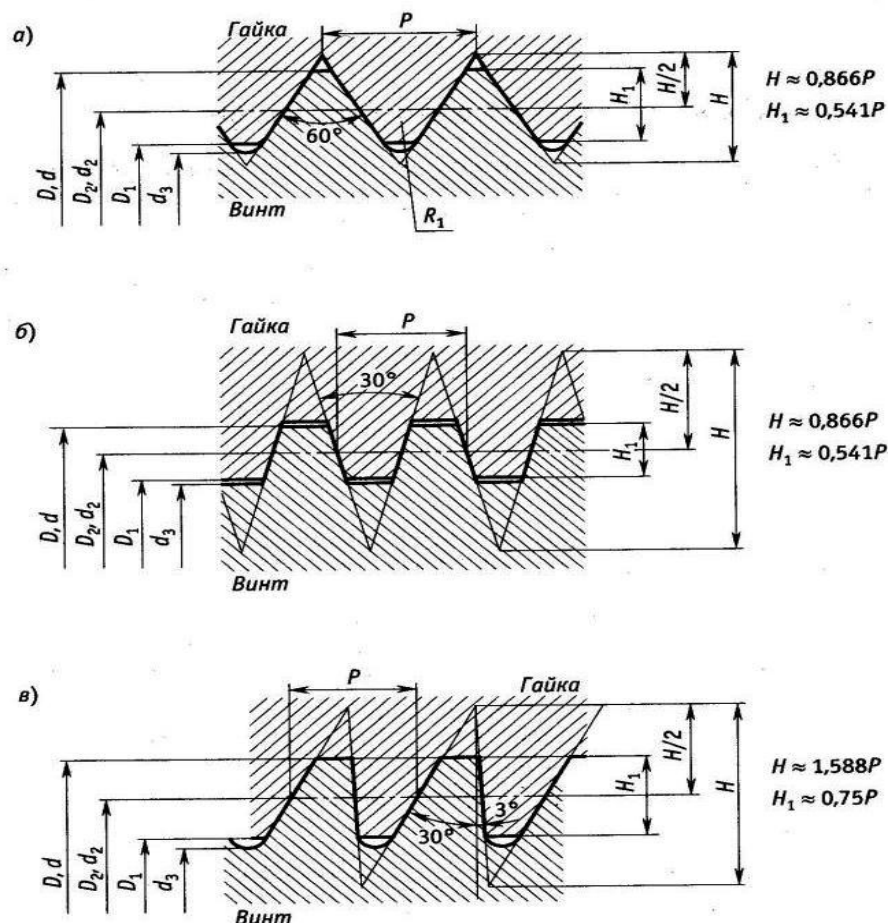


Рисунок 10 – Основные параметры резьбы

5.5 Стандартные крепежные изделия

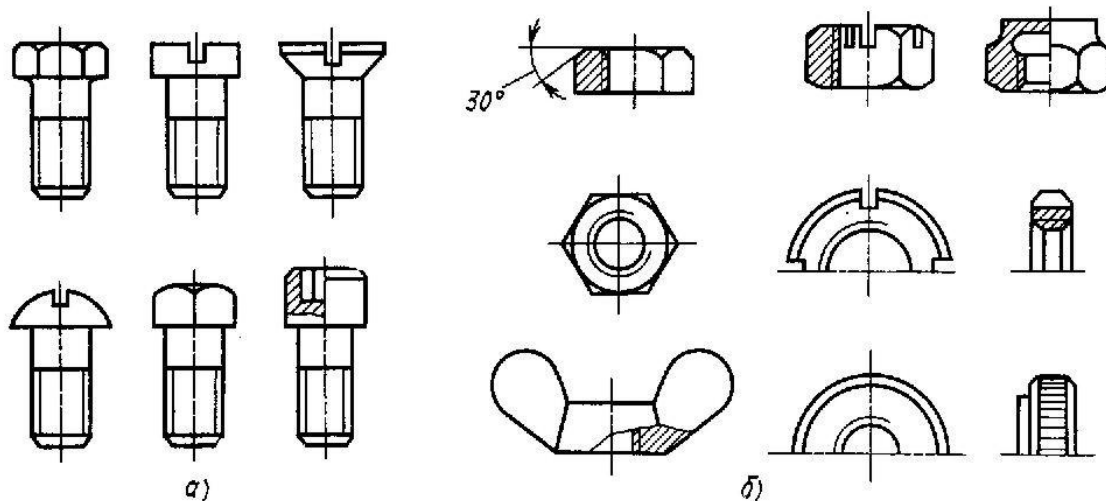
Стандартные крепежные изделия – болт, винт, шпилька и гайка.

Болты и винты имеют головку и резьбовую часть, как показано на рисунке 11а. По форме головки могут быть шестигранными, полукруглыми, цилиндрическими, потайными и могут иметь другие головки. В зависимости от назначения болты и винты могут быть общего, установочного (для фиксации) и специального (конусные, , грузовые) назначения.

Гайки имеют внутреннюю резьбу. Гайки бывают шестигранные, круглые, гайки-барашки и др. В зависимости от высоты бывают нормальными, высокими и низкими. В зависимости от точности изготовления – нормальные и повышенной точности. Конструктивные разновидности гаек показаны на рисунке 11б.

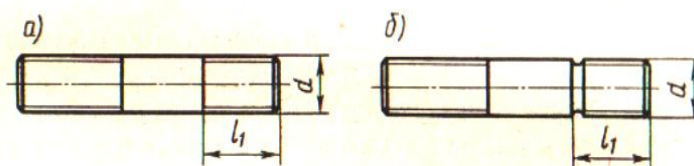
Шпильки имеют резьбу по всей длине или с двух сторон. Шпильки могут быть с канавкой и без неё, как показано на рисунке 12 а и б. При переменных нагрузках прочность шпилек выше, чем болтов.

Шайбы подкладывают под гайки для предохранения деталей от задиров и увеличения опорной поверхности. Шайбы бывают точеные и штампованные. Имеется большая группа стопорных шайб для предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания. На рисунке 13 показаны шайбы.



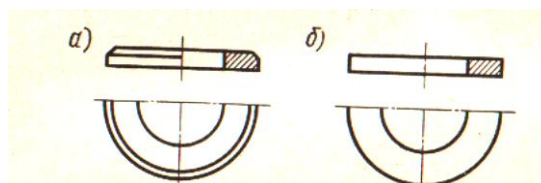
- а) головки болтов (винтов);
- б) гайки.

Рисунок 11 – Конструктивные формы



- а) без канавки;
- б) с канавкой.

Рисунок 12 – Шпильки



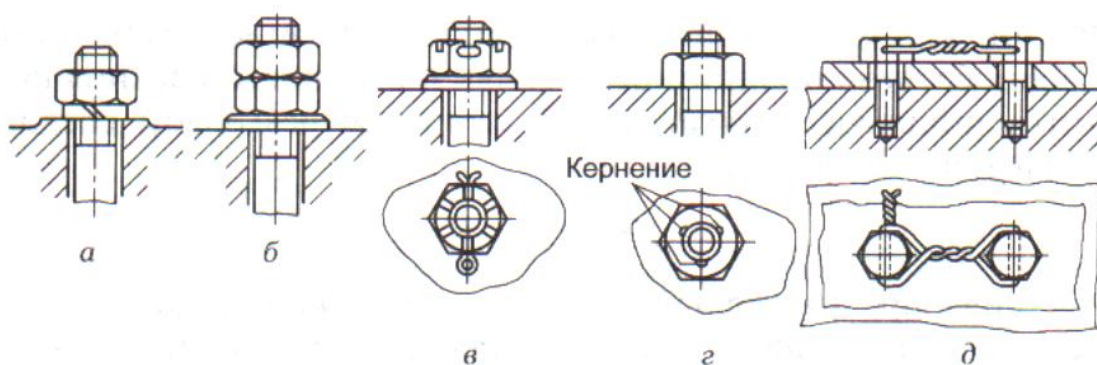
- а) точеная;
- б) штампованная.

Рисунок 13 – Шайбы

5.6 Стопорение резьбовых соединений

Резьбы, применяемые для крепежа деталей, должны создавать большое трение. Угол подъёма винтовой линии $\psi \approx 2^{\circ}29'$ обеспечивает условие самоторможения. При вибрации и ударах самоторможения недостаточно, поэтому используют различные способы стопорения.

Стопорением резьбового соединения называют предотвращение самоотвинчивания. Несмотря на то, что резьба резьбового соединения имеет угол подъёма винтовой линии намного меньше, чем угол трения, вибрация, переменные нагрузки, нарушение технологии способствуют рассоединению (самоотвинчиванию) деталей резьбового соединения. Способы стопорения показаны на рисунке 14.



- а) стопорение пружинной шайбой;
- б) двумя гайками;
- в) стопорение шплинтами;
- г) стопорение приваркой или кернением;
- д) стопорение проволокой.

Рисунок 14 – Способы стопорения крепежных деталей

Можно отметить следующие способы (средства, методы) стопорения:

- создание дополнительного трения в резьбовом соединении при помощи контргайки (рисунок 14 б). Дополнительно встречается и сочетание с другими способами, т.е. контргайку шплинтуют, обвязывают проволокой, кернят и т.д. Самый простой способ;
- применение деформируемого элемента – шплинта (рисунок 14 в). Шплинт – стальная проволока полукруглого сечения, сложенная вдвое, пропускаемая через радиальное отверстие в резьбе и фиксирующая прорезные и корончатые гайки относительно болта.
- фиксация крепежных элементов (болтов, гаек) при помощи обвязки проволокой относительно неподвижных элементов конструкции или расположенных рядом однотипных крепежных элементов (рисунок 14 д).
- установка пружинной шайбы (так называемая шайба Гровера) под гайку или головку болта с созданием дополнительного натяжения в резьбе и предотвращением вращения соединительных деталей (рисунок 14 а).

Стопорящее действие шайбы Гровера основано на врезке острых кромок шайбы в прилегающие к ней поверхности при попытке отворачивания вплоть до начала снятия стружки, что препятствует неконтролируемому прокручиванию гайки или болта после затяжки либо незначительного расслабления резьбового соединения.

- установка стопорной шайбы с лапкой или носком. Стопореие шестигранных болтов и гаек с помощью загибания специальных элементов шайбы.
- приварка, пайка, расклёпывание, кернение. Превращение резьбового соединения в условно разъёмное соединение, приваркой (пайкой) резьбы или гайки (головки болта) к конструкции или путём изменения профиля витка резьбы (рисунок 14 г).
- нанесение на резьбу клея, лаков, краски. Фиксация происходит за счёт прилипания (сцепления) при затвердении (полимеризации) клея, лаков, краски: Этот метод имеет такие достоинства, как быстрый, надёжный, защищает резьбу от внешних воздействий атмосферы. Недостатки: требуется очистить резьбу от грязи и масел перед нанесением на неё связующего состава, низкая химическая стойкость против органических растворителей, кислот и щелочей, а также разрушение связующего элемента от воздействия температуры.
- использование гаек с некруглой резьбой. Это очень простой способ, заключающийся в том, что обычную шестигранную гайку слегка сминают ударом молотка, резьбовое отверстие становится эллиптическим и завинчивается со значительным усилием. При этом возможно повреждение антикоррозионного покрытия болта или шпильки.
- использование анкерных гаек По сути метод похож на использование гаек с некруглой резьбой. Анкерные гайки имеют разрез с одной стороны вдоль оси. Отверстие в этом месте слегка сжато, разрезанные участки слегка пружинят и хорошо противостоят самопроизвольному отвинчиванию. Как правило, вторая сторона анкерных гаек имеет фланец, которым гайка крепится неразъёмным соединением (клёпкой или сваркой) с одной из соединяемых деталей. Этот способ наиболее широко используется в авиации. Почти все лючки, съёмные панели на крыльях и фюзеляже привинчиваются винтами к анкерным гайкам. Винтовое соединение может использоваться многократно без ухудшения характеристик. Важным свойством является и то, что доступ к винтам возможен только с одной стороны, и другие способы стопорения резьбы неприменимы.

5.7 Механические свойства крепежных деталей и классы прочности

Механические свойства крепежных деталей болтов, крепёжных винтов и шпилек из углеродистых нелегированных и легированных сталей по *ГОСТ Р 52627-2006 (ISO 898-1:1999)* при нормальных условиях характеризуют 10 классов прочности: 3.6; 4.6; 4.8; 5.6; 5.8; 6.8; 8.8; 9.8; 10.9; 12.9. Первое число, умноженное на 100, определяет номинальное значение предела прочности на растяжение в $\text{H}/\text{мм}^2$, второе число (отделённое точкой от первого) разделенное на 10 – отношение предела текучести к номинальному пределу прочности на растяжение. Произведение этих чисел, умноженное на 10, определяет номинальный предел текучести в $\text{H}/\text{мм}^2$.

Гайки из углеродистых нелегированных и легированных сталей по *ГОСТ Р 52628-2006 (ISO 898-2:1992, ISO 898-6:1994)* разделяются по классу прочности:

- 4; 5; 6; 8; 9; 10; 12 – для гаек с нормальной высотой, равной или более 0,8d и крупной резьбой;
- 5; 6; 8; 10; 12 – для гаек с нормальной высотой, равной или более 0,8d и мелкой резьбой;
- 04; 05 – для гаек с номинальной высотой от 0,5d до 0,8d (d – номинальный диаметр резьбы).

Класс прочности для гаек с нормальной высотой указывает на наибольший класс прочности болтов, с которыми они могут создавать соединение, то есть на первую из цифр в обозначении класса прочности соответствующего болта.

Для гаек с номинальной высотой от 0,5d до 0,8d первая цифра «0» указывает на более низкую нагрузочную способность резьбового соединения с такой гайкой, а вторая цифра, умноженная на 100, соответствует номинальному напряжению от пробной нагрузки при испытаниях.

Число, обозначающее класс прочности гайки, - это уменьшенное в 100 раз минимальное значение предела прочности болта, в паре с которым гайка может работать и полностью выдерживать нагрузку. Например, гайка класса прочности 10 может использоваться в паре с болтом, у которого минимальный предел прочности равен $1000 \text{ H}/\text{мм}^2$, т.е. с болтом класса прочности 10.9.

Болты, винты, шпильки и гайки, изготавливаемые из нержавеющей стали, также классифицируются по прочности, но система обозначения классов прочности отличается от системы обозначения классов прочности для изделий из углеродистой стали. Так для изделий из нержавеющей стали существуют только три класса: -50, -70 и -80. Эти числа – уменьшенные в 10 раз минимальные значения пределов прочности, т.е. 500, 700 и 800 $\text{H}/\text{мм}^2$. Кроме числового обозначения предела прочности у изделий из нержавеющей стали в маркировке присутствует ещё и марка стали. Например, маркировка А4-70 на головке болта означает, что данный болт изготовлен из аустенитной нержавеющей стали А4 (обозначение в системе EN ISO), минимальный предел прочности – 700 $\text{H}/\text{мм}^2$

5.8 Материалы и допускаемые напряжения

Крепежные изделия общего назначения изготавливают из сталей: Ст3, Сталь 10, 20 35 45.

Для ответственных соединений крепежные изделия изготавливают из сталей 35Х, 40Х, 38ХА, 30ХГСА.

Допускаемое напряжение при растяжении получают путем понижения предела текучести на нормативный коэффициент запаса прочности и определяется по формуле

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_m}{[s]}, \quad (5.1)$$

где σ_m – предел текучести определяют по справочнику, от марки стали.

$[s] = 1,5 \dots 2,5$ – нормативный коэффициент запаса при растяжении и сжатии, зависит от диаметра и материала.

Допускаемое напряжение при срезе можно принять: $[\tau_{ср}] = (0,2 \dots 0,3)\sigma_m$

Допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_m$

5.9 Виды разрушения и критерии работоспособности

Основные виды разрушения резьбовых соединений:

- разрыв стержня болта;
- смятие, износ, срез резьбы;
- разрушение головки.

Прочность является основным критерием работоспособности резьбовых соединений. Стандартные крепежные изделия рассчитывают на прочность при растяжении и срезе.

5.10 Расчеты резьбовых соединений

5.10.1 Расчет незатянутых болтов

Примером такого соединения может являться грузовой крюк. Гайка свободно навинчивается на стержень и фиксируется штифтом. Под действием внешней нагрузки стержень работает только на растяжение, как показано на рисунке 15.

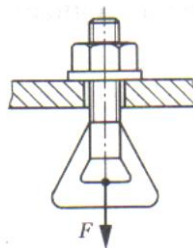


Рисунок 15 – Схема к расчету незатянутого болта

Проектный расчет проводят по формуле 5.2:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}}, \quad (5.2)$$

где d_1 – минимальный расчетный диаметр болта;
 F – внешняя осевая сила.

Зная диаметр, можно определить остальные размеры резьбы по ГОСТу.
 Проверочный расчет ведут по формуле:

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} \leq [\sigma_p], \quad (5.3)$$

5.10.2 Расчет затянутого болта силой F_0 , без внешней нагрузки

Примером такого соединения, является крепление крышек корпусов механизмов, клеммовое соединение, которое показано на рисунке 16.

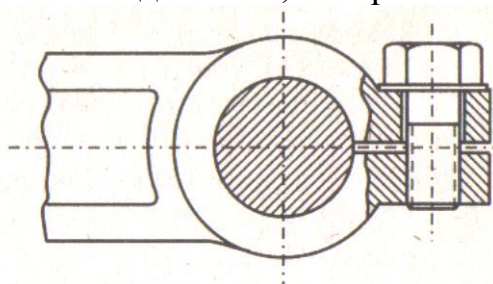


Рисунок 16 – Схема к расчету клеммового соединения

Стержень болта растягивается усилием затяжки и скручивается моментом в резьбе M_p . Кроме момента в резьбе, необходимо учитывать момент для преодоления трения между торцом головки болта и стягиваемой детали $M_{оп}$. Учитывая, что для метрической резьбы эквивалентное напряжение больше σ_p примерно на 30%, расчет можно упростить. Вместо расчета на сложное сопротивление, рассчитать на растяжение, увеличив усилие затяжки в 1,3 раза.

Проектный расчет, тогда проводится по формуле:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{5,2F}{\pi[\sigma_p]}}, \quad (5.4)$$

где, F – усилие затяжки, Н;

d_1 – внутренний диаметр резьбы, мм.

Проверочный расчет ведут по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma_p], \quad (5.5)$$

Нормальное напряжение от усилия затяжки по формуле

$$\sigma_p = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}}, \quad (5.6)$$

Наибольшее касательное напряжение от момента M_p , скручивающего стержень болта по формуле

$$\tau_{cp} = \frac{M_p}{W_p}, \quad (5.7)$$

где $W_p \approx 0,2 d_1^3$ – полярный момент инерции, мм^3

5.10.3 Расчет болтов для крепления крышек цилиндров, находящихся после затяжки под давлением

Схема крепление крышек показана на рисунке 17.

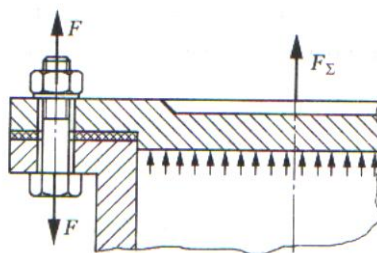


Рисунок 17 – Схема к расчету затянутого болта под действием внешних сил

Внешняя сила, действующая на один болт, определяется по формуле

$$F = \frac{F_\Sigma}{z}, \quad (5.8)$$

где z – количество болтов;

F_Σ – суммарная внешняя нагрузка, Н.

Расчетный диаметр болта определяют по формуле

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}}, \quad (5.9)$$

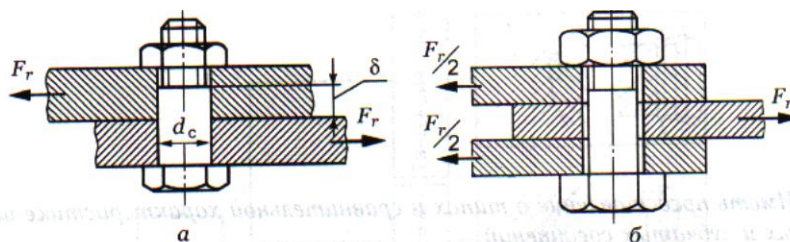
Проверочный расчет из условия прочности на растяжение

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} \leq [\sigma_p], \quad (5.10)$$

где A_p – площадь всех болтов, мм^2 .

5.10.4 Расчет болта под действием поперечной силы

Расчет болта под действием поперечной силы, если болт установлен без зазора, работает на срез и смятие, как показано на рисунке 18



- а) затянутый болт без зазора ;
б) затянутый болт с зазором.

Рисунок 18 – Схема к расчету затянутого болта под действием поперечной силы

Проектный расчет из условия прочности на срез ведут по формуле

$$d_c \geq \sqrt{\frac{4F_r}{\pi[\tau_{ср}]}} \quad (5.11)$$

Проверочный расчет на смятие проводят по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{F_r}{d_c \cdot \delta} \leq [\sigma_{см}] \quad (5.12)$$

где F_r - внешняя сила, Н;

$[\sigma_{см}]$ и $[\tau_{ср}]$ – допускаемые напряжения на срез и смятие, н/мм², указаны в п 5.8;

$\sigma_{см}$ – фактическое напряжение на смятие, н/мм²;

δ – толщина соединяемых листов, мм;

d_c – диаметр болта, мм.

6 Шпоночные соединения

6.1 Общие сведения

Шпоночное соединение образуют вал, шпонка и ступица колеса (шкива, звездочки и др.). Шпонка представляет собой стальной брус, устанавливаемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием дисковым или концевыми фрезами, в ступицах протягиванием.

6.2 Достоинства и недостатки шпоночных соединений

К достоинствам относятся:

- простота конструкции;
- сравнительная легкость монтажа и демонтажа, вследствие чего их широко применяют во всех отраслях машиностроения.

К недостаткам относятся:

- шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу насаживаемой на вал детали, за счет уменьшения сечения и концентрации напряжений шпоночным пазом;
- шпоночное соединение трудоемко в изготовлении: при изготовлении паза концевой фрезой требуется ручная пригонка шпонки по пазу; при изготовлении паза дисковой фрезой крепление шпонки в пазу винтами (от возможных осевых смещений).

6.3 Классификация шпоночных соединений

Шпоночные соединения подразделяют на:

- ненапряженные (призматические и сегментные) и
- напряженные (клиновые и тангенциальные) .

Ненапряженные соединения показаны на рисунках 19 и 20 получают при использовании призматических и сегментных шпонок. В этих случаях при сборке соединений в деталях не возникает предварительных напряжений. для обеспечения центрирования и исключения контактной коррозии ступицы устанавливают на валы с натягом.

Напряженные соединения, получают при применении клиновых и тангенциальных шпонок, показаны на рисунках 21 и 22. При сборке таких соединений возникают предварительные (монтажные) напряжения.

Основное применение имеют ненапряженные соединения.

Соединения призматическими шпонками. Конструкции соединений призматическими шпонками изображены на рисунке 18. Рабочими являются

боковые, более узкие грани шпонок высотой h . Размеры сечения шпонки и глубины пазов принимают в зависимости от диаметра d вала.

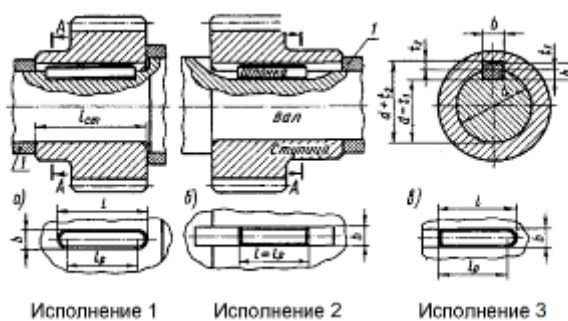


Рисунок 19 – Соединение призматическими шпонками

По форме торцов различают шпонки со скругленными торцами исполнение 1, с плоскими торцами исполнение 2, с одним плоским, а другим скругленным торцом исполнение 3 рисунок 19.

Шпонку запрессовывают в паз вала. Шпонку с плоскими торцами кроме того помещают вблизи деталей (концевых шайб, колец и др.), препятствующих ее возможному осевому перемещению. Призматические шпонки не удерживают детали от осевого смещения вдоль вала. Для фиксации зубчатого колеса от осевого смещения применяют распорные втулки, установочные винты и др.

Соединения сегментными шпонками показано на рисунке 20. Сегментные шпонки, как и призматические, работают боковыми гранями.

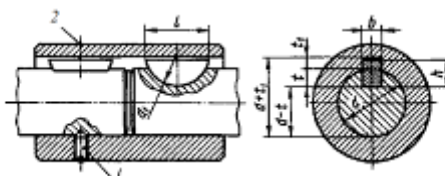


Рисунок 20 – Соединение сегментной шпонкой

Их применяют при передаче относительно небольших вращающих моментов. Сегментные шпонки и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже (шпонки свободно вставляют в паз и вынимают). Широко применяют в серийном и массовом производстве.

Соединения клиновыми шпонками показано на рисунке 21. Клиновые шпонки имеют форму односкосных самотормозящих клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют и пазы в ступицах.

Клиновые шпонки изготовляют без головок и с головками. Головка служит для выбивания шпонки из паза. По нормам безопасности выступающая головка должна иметь ограждение (1 рисунок 21). В этих соединениях ступицу устанавливают на валу с небольшим зазором. Клиновую шпонку забивают в пазы вала и ступицы, в результате на рабочих широких гранях

шпонки создаются силы трения, которые могут передавать не только вращающий момент, но и осевую силу. Соединение хорошо воспринимает ударные и переменные нагрузки.

Соединения клиновыми шпонками применяют в тихоходных передачах.

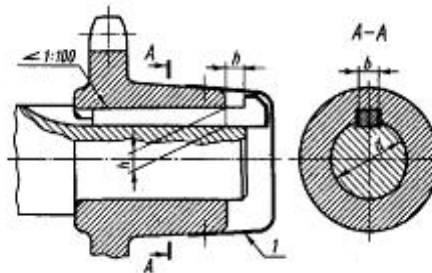


Рисунок 21 – Соединение клиновой шпонкой

Соединения тангенциальными шпонками показано на рисунке 22. Тангенциальная шпонка состоит из двух односкосных клиньев с уклоном 1:100 каждый. Работает узкими боковыми гранями. Клинья вводятся в пазы вала и ступицы ударом; образуют напряженное соединение. Распорная сила между валом и ступицей создается в касательном (тангенциальном) направлении. В соединении ставят две тангенциальные шпонки под углом 120°, каждая шпонка передает момент только в одну сторону.

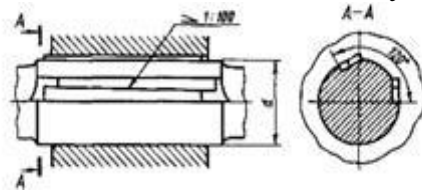


Рисунок 22 – Соединение тангенциальными шпонками

Применяют для валов диаметром свыше 60 мм при передаче больших вращающих моментов с переменным режимом работы (крепление маховика на валу двигателя внутреннего сгорания и др.).

6.4 Расчет шпоночных соединений

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. Шпонки выбирают по таблицам ГОСТ, в зависимости от диаметра вала, а затем соединения проверяют на прочность. Размеры шпонок и пазов подобраны так, что прочность их на срез и изгиб обеспечивается, поэтому, проверку шпонок на срез в большинстве случаев не проводят. Основной расчет шпоночных соединений – проверка выбранной шпонки на смятие.

Определяют площадь смятия по формуле:

$$A_{см} = (0,94h - t_1)(l - b) \quad (6.1)$$

где h , t_1 , l , b – размеры шпонки, мм.

Определяют напряжение смятия по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}}, \quad (6.2)$$

где F_t – окружная сила, Н, $F_t = \frac{2M}{d_{вала}}$;

M – момент на валу, н/мм².

Сравнивают полученное напряжение с допустимым напряжением

$$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}], \quad (6.3)$$

где $[\sigma_{см}] = 110 \dots 190$ Н/мм² – допускаемое напряжение.

Если условие выполняется, то прочность шпонки достаточная.

Информация по выбору размеров, приведена в приложении Г.

7 Шлицевые соединения

7.1 Общие сведения

Шлицевое соединение образуют выступы зубья на валу и соответствующие впадины шлицы в ступице (рис. 5.1, а—в). Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. Зубья вала фрезеруют по методу обкатки или накатывают в холодном состоянии профильными роликами по методу продольной накатки. Шлипы отверстия ступицы изготавливают протягиванием.

Шлицевые соединения стандартизованы и широко распространены в машиностроении.

7.2 Достоинства и недостатки шлицевых соединений

Достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными:

- лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при их относительном осевом перемещении;
- меньшее число деталей соединения: шлицевое соединение образуют две детали, шпоночное три, четыре;
- при одинаковых габаритах возможна передача больших вращающих моментов за счет большей поверхности контакта;
- большая надежность при динамических и реверсивных нагрузках;
- большая усталостная прочность вследствие меньшей концентрации напряжений изгиба, особенно для эвольвентных шлицев;
- меньшая длина ступицы и меньшие радиальные размеры.

Недостатки шлицевых соединений по сравнению со шпоночными:

- более сложная технология изготовления;
- более высокая стоимость.

7.3 Классификация шлицевых соединений

Шлицевые соединения различают:

а) по характеру соединения:

- неподвижные для закрепления детали на валу;
- подвижные, допускающие перемещение вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач).

б) по форме зубьев:

- прямоугольные, рисунок 23;
- эвольвентные, рисунок 24а;
- треугольные, рисунок 24б.

в) по способу центрирования ступицы относительно вала:

- по наружному диаметру;
- по внутреннему диаметру;
- по боковым поверхностям зубьев.

Зазор в контакте поверхностей: центрирующих практически отсутствует, нецентрирующих значительный.

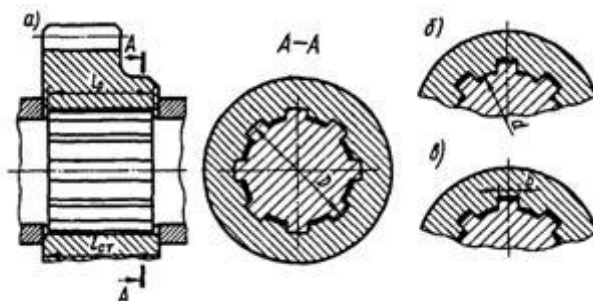
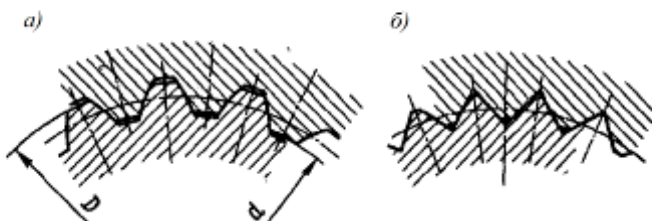


Рисунок 23 – Прямобоочные шлицевые соединения



- а) эвольвентное;
- б) треугольное.

Рисунок 24 – Эвольвентное и треугольное шлицевые соединения

7.4 Расчет шлицевых соединений

Основными критериями работоспособности шлицевых соединений являются сопротивления рабочих поверхностей смятию и изнашиванию. Параметры соединения выбирают по таблицам стандарта в зависимости от диаметра вала, а затем проводят расчет по критериям работоспособности. Смятие и изнашивание рабочих поверхностей связаны с действующими на контактирующих поверхностях напряжениями $\sigma_{см}$.

Упрощенный (приближенный) расчет основан на ограничении напряжений смятия допускаемыми значениями $\sigma_{см}$, назначаемыми на основе опыта эксплуатации подобных конструкций:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T \cdot K_3}{d_{ср} \cdot z \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}] \quad (7.1)$$

где T – расчетный вращающий момент (наибольший из длительно действующих моментов при переменном режиме нагружения), Н·м;

K_3 – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями (зависит от точности изготовления и условий работы), $K = 1,1 \dots 1,5$;

d_{cp} – средний диаметр соединения, мм;

z – число зубьев;

h – рабочая высота зубьев, мм;

l_p – рабочая длина соединения, мм;

$\sigma_{см}$ – допускаемое напряжение смятия, Н/мм².

Для соединений с прямобочными зубьями рабочая высота и средний диаметр определяют по формулам

$$h = 0,5(D - d) - 2f; \quad d_{cp} = 0,5(D + d), \quad (7.2 \text{ а,б})$$

где f – фаска зуба.

Для соединения с эвольвентными зубьями рабочая высота и средний диаметр определяют по формулам

$$h = 0,851m; \quad d_{cp} = D - 1,1m, \quad (7.3 \text{ а,б})$$

Для соединения с треугольными зубьями по формулам

$$h = 0,5(D - d) \quad d_{cp} = m \cdot z, \quad (7.4 \text{ а,б})$$

где m – модуль зубьев, мм;

z – число зубьев.

Заключение

Методические рекомендации предназначены для самостоятельного изучения студентами неразъемные и разъемные соединения. Соединения деталей применяются во всех отраслях промышленности.

Методические рекомендации разработаны с учетом требований ФГОС по специальности 151031 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) и обеспечивают студентов теоретическим и справочным материалом для более глубокого изучения таких тем Технической механики, таких как «Растяжение и сжатие», «Срез и смятие. Основы расчетов соединений», «Кручение», «Сложное деформированное состояние», «Трение. Условие самоторможения».

Методические рекомендации помогают студентам самостоятельно осваивать устройство и расчеты простейших сборочных единиц и усваивать методику расчетов простейших сборочных единиц общего назначения.

Методические рекомендации будут полезны при изучении студентами профессиональных модулей ПМ01 «Организация и проведения монтажа и ремонта промышленного оборудования» и ПМ02 «Организация и проведение работ по эксплуатации промышленного оборудования»

Методические рекомендации содержат рисунки соединений, которые изучают студенты и могут быть использованы, как наглядный материал при проведении теоретических занятий в аудитории.

Список использованных источников

- 1 Андросов А.А., Расчет и проектирование деталей машин. Ростов на Дону., 2006, С 285.
- 2 Иосилевич Г.Б. Детали машин. М., 1988, С 368.
- 3 Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин Учебник для техникумов. М., 1987, С 383.
- 4 Куприянов Д.Ф., Метальников Г.Ф. Техническая механика. М., 1975., С 448.
- 5 Олофинская В.П. Детали машин Краткий курс лекций. М.,2008, С. 208.
- 6 Ряховский О.А., Клыпин А.В. Детали машин. М., 2002, С 288.
- 7 Чернавский С.А., Ицкович Г.М., Боков К.Н., Чернин И.М., Чернилевский Д.В. Курсовое проектирование деталей машин. М., 1979, С 351.
- 8 Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. М., 2004, С 432.

Приложение А

Таблица А1 – Допускаемые напряжения заклепочных швов при статической нагрузке

Элемент шва	Вид деформации, напряжение	Способ изготовления отверстия	Допускаемые напряжения, МПа	
Склепываемые детали	Растяжение, $[\sigma_p]$	-	140	160
	Срез, $[\tau_{ср}]$	-	90	100
Заклепки	Срез $[\tau_{ср.з}]$	Продавливание	100	100
		Сверление	140	140
	Смятие, $[\sigma_{см}]$	Продавливание	240	280
		Сверление	280	320

Приложение Б

Таблица Б 1 – Конструкции стыковых соединений

Шов	Схема	Примечание
С обработкой кромок		Для материала $\delta \leq 2\text{мм}$
Односторонний без скоса кромок		Для листов $\delta \leq 8\text{мм}$
Односторонний со скосом одной кромки		Для листов $\delta \leq 12\text{мм}$
Двухсторонний с двумя симметричными скосами двух кромок		При толщине до 60 мм
Односторонний со скосом двух кромок		При толщине до 26 мм
Двухсторонний с двумя симметричными скосами кромок одного из листов		При толщине до 40 мм

Таблица Б 2 – Конструкции угловых и тавровых соединений

Вид соединения	Шов	Схема	Условное обозначение
Угловое	Односторонний		У7/3-60
Тавровое	Односторонний		Т1/2-40
Тавровое	Двухсторонний		Т7/3-60
Тавровое	Двухсторонний		Т8/8-100

Примечание – В знаменателе – пределы толщины для ручной сварки.

Таблица Б 3 – Допускаемые напряжения для сварных швов

Способы сварки и марка электрода	Допускаемые напряжения		
	$[\sigma_p]$	$[\sigma_{сж}]$	$[\tau_p]$
Автоматическая под флюсом и ручная электродуговая электродами Э42А и Э50А	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$
Ручная дуговая электродами Э42А и Э50А	$0,9[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$

Примечание $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей: для Ст2 $[\sigma_p]=140\text{МПа}$; для Ст3 $[\sigma_p]=160\text{МПа}$. При переменных и знакопеременных нагрузках допускаемое напряжение следует уменьшить.

Приложение В

К расчету резьбовых соединений

Таблица В1 – Условные обозначения резьбы

Тип резьбы и номер стандарта (ГОСТ или СТ СЭВ)	Условное обозначение	Указываемые на чертеже размеры	Пример обозначения резьбы
Метрическая с крупным шагом ГОСТ 8724-81	M	Наружный диаметр, мм	M10; M36; M10LN
Метрическая с мелким шагом ГОСТ 8724-81	M	Наружный диаметр и шаг, мм	M64 x 2
Метрическая для диаметров менее 1мм (часовая) ГОСТ 9000-73	M	Наружный диаметр, мм	M0,6
Трапецеидальная однозаходная ГОСТ 24738-81	Tr	Наружный диаметр и шаг, мм	Tr36x6 ГОСТ 24738-81
Упорная ГОСТ 10177-81	S	Наружный диаметр и шаг, мм	S80x16
Трубная коническая ГОСТ 6211-69	G	Условное обозначение, размеры резьбы в дюймах	G2 ¹ / ₂
Трубная коническая ГОСТ 6211-69	R	Условное обозначение, размеры резьбы в дюймах, ГОСТ	R3 ³ / ₄ ГОСТ 6211-81 (наружный) R _c 3 ³ / ₄ ГОСТ 6211-81 (внутренний)
Коническая дюймовая с углом профиля 60° ГОСТ 6111-52	K	Обозначение резьбы в дюймах, ГОСТ	K 3 ³ / ₄ ГОСТ 6111-52

Таблица В2 – Резьба метрическая (выборка). Размеры, мм

Номинальный диаметр резьбы d	Резьба с крупным шагом			Резьба с мелким шагом		
	Шаг p	Средний диаметр d ₂	Расчетный диаметр d ₁	Шаг p	Средний диаметр d ₂	Расчетный диаметр d ₁
10	1,5	9,026	8,59	1,25	9,188	8,83
12	1,75	10,863	10,36	1,5	11,026	10,59
16	2	14,701	14,12	1,5	15,026	14,59
20	2,5	18,376	17,65	2	18,701	18,12
24	3	22,051	21,18	2	22,701	22,12
30	3,5	27,727	26,211	2	28,701	27,835
36	4	33,492	31,670	3	34,051	32,752
42	4,5	39,077	37,129	3	40,051	38,752
48	5	44,752	42,587	3	46,051	44,752
56	5,5	52,428	50,046	3	54,051	52,752

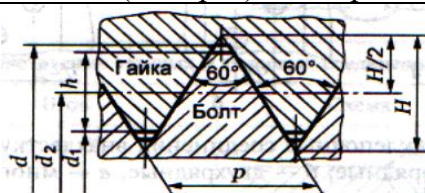


Таблица В3 – Механические свойства и маркировка наиболее употребительного крепежа по ГОСТ Р52627-2006, ISO898-1:1999.

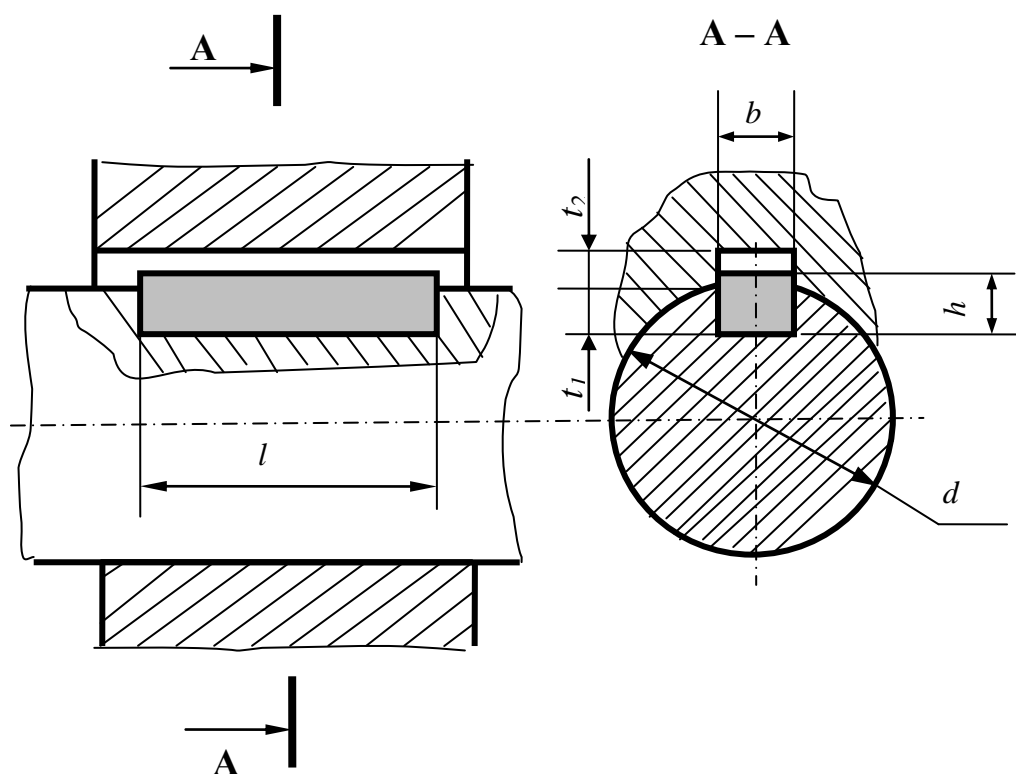
Класс прочности болта	Материал	Напряжение от пробной нагрузки МПа	Предел текучести, не менее МПа	Предел прочности на растяжение, не менее. МПа	Маркировка болта	Маркировка гайки	Класс гайки ¹
5.8	Низко или средне углеродистая сталь	380	420	520			5
8.8	Среднеуглеродистая сталь, закалённая и отпущенная	580	640 (условный предел текучести)	800			8
10.9	Углеродистая сталь с добавками. Легированная сталь	830	940 (условный предел текучести)	1040			10

Таблица В4 – Механические свойства болтов, шпилек, винтов по ГОСТ Р 52627-2006

Болты		Применяемые гайки		Предел прочности на растяжение МПа		Предел текучести МПа	Относительное удлинение после разрыва %
Класс прочности	Марка стали	Класс прочности	Марка стали	номинальный	минимальный		
				3.6	10, 10кп	4	Ст3кп, Ст3сп
4.6	20	5	10, 10кп, 20	400	420	240	22
4.8	10, 10кп					320	14
5.6	30, 35	6	Ст5, 15, 15кп, 35	500	520	300	20
5.8	10, 10кп, 20, 20кп					400	10
6.6	35, 45, 40Г	8	20, 20кп, 35, 45	600	600	360	16
6.8	20, 20кп					480	8
8.8	35, 35Х, 38ХА, 45Г	9	35Х, 39ХА	800	830	640	12
9.8	40Г2, 40Х, 30ХГСА,	10	40Х, 40ХГСА, 16ХСН	900	900	720	10
10.9	35ХГСА,	12	30ХГСА	1000	1040	900	9
12.9	16ХСН, 20Г2Р	12	30ХГСА, 40ХН2МА	1020	1200	1080	8

Приложение Г

Таблица Г1 – Шпоночные соединения с призматическими шпонками



Диаметр вала d	Сечение шпонки		Фаска	Глубина паза		Длина l
	b	h		вала t_1	ступицы t_2	
Свыше 12 до 17	5	5	0,25...0,4	3	2,3	10...567
Свыше 17 до 22	6	6		3,5	2,8	14...70
Свыше 22 до 30	8	7	0,4...0,6	4	3,3	18...90
Свыше 30 до 38	10	8		5	3,3	22...110
Свыше 38 до 44	12			5,5	3,8	36...160
Свыше 44 до 50	14	9		6	4,3	45...180
Свыше 50 до 58	16	10		7	4,4	50...200
Свыше 58 до 65	18	11	0,6...0,8	7,5	4,9	56...220
Свыше 65 до 75	20	12		9	5,4	63...250
Свыше 75 до 85	22	14				70...280
Свыше 85 до 95	25					

Примечания

1 Длины призматических шпонок l выбирают из следующего ряда : 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.

2 Пример условного обозначения шпонки: размеры $b=16\text{мм}$, $h=10\text{мм}$, $l=50\text{мм}$: Шпонка 16x10x50 ГОСТ 23360 – 78.