

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра «Детали машин, путевые и строительные машины»

В. А. ДОВГЯЛО, А. А. ТАШБАЕВ

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Гомель 2016

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра «Детали машин, путевые и строительные машины»

В. А. ДОВГЯЛО, А. А. ТАШБАЕВ

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Одобрено методическими комиссиями механического и заочного факультетов в качестве учебно-методического пособия по выполнению лабораторных и практических работ для студентов механических специальностей по курсу «Детали машин и основы конструирования»

Гомель 2016

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.44
Д58

Р е ц е н з е н т – д-р техн. наук, профессор *О. В. Холодилов*
(УО «БелГУТ»).

Довгяло, В. А.

Д58 Соединения деталей машин : учеб.-метод. пособие по выполнению
лаб. и практ. работ / В. А. Довгяло, А. А. Ташбаев ; М-во трансп. и ком-
муникаций Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ,
2016. – 125 с.
ISBN 978-985-554-551-5

Приведены теоретические и справочные сведения по соединениям деталей
машин общего назначения, рассмотрены методики выполнения лабораторных и
практических работ, а также задачи и вопросы по соединениям деталей машин.

Предназначено для студентов механических специальностей и соответствует
программе дисциплины «Детали машин и основы конструирования».

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.44

ISBN 978-985-554-551-5

© Довгяло В. А., Ташбаев А. А., 2016
© Оформление. УО «БелГУТ», 2016

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
Часть I. Краткие теоретические сведения по соединениям деталей машин	
1 Общие сведения.....	5
2 Соединения деталей машин.....	5
2.1 Разъемные соединения.....	5
2.1.1 Резьбовые соединения.....	6
2.1.2 Шпоночные соединения.....	16
2.1.3 Шлицевые (зубчатые) соединения.....	22
2.1.4 Клеммовые соединения.....	25
2.1.5 Штифтовые соединения.....	28
2.2 Неразъемные соединения.....	30
2.2.1 Заклепочные соединения.....	30
2.2.2 Сварные соединения.....	36
2.2.3 Паяные соединения.....	49
2.2.4 Клеевые соединения.....	50
2.2.5 Соединения с натягом.....	52
Часть II. Лабораторные работы	
Лабораторная работа № 1. Исследование шпоночных и шлицевых соединений.....	56
Лабораторная работа № 2. Испытание болтового соединения на сдвиг.....	62
Лабораторная работа № 3. Исследование работоспособности соединений деталей с гарантированным натягом.....	70
Лабораторная работа № 4. Исследование работоспособности клеммовых соединений.....	76
Лабораторная работа № 5. Исследование сварных соединений.....	82
Часть III. Задачи и тестовые вопросы по теме «Соединения деталей машин»	
1 Задачи по теме «Разъемные соединения».....	88
1.1 Резьбовые соединения.....	88
1.2 Шпоночные соединения с призматическими шпонками.....	90
1.3 Шпоночные соединения с сегментными шпонками.....	91
1.4 Шлицевые соединения.....	92
2 Тестовые вопросы по теме «Неразъемные соединения».....	94
Приложение А. Справочные табличные данные.....	98
Приложение Б. Параметры шпоночных и шлицевых соединений.....	101
Приложение В. Сварные соединения.....	106
Приложение Г. Пример разработки сборочного чертежа сварной конструкции.....	118
Приложение Д. Стандарты по соединениям деталей машин.....	121
Список литературы.....	124

ВВЕДЕНИЕ

Целью лабораторных и практических работ является ознакомление с основными деталями машин общего назначения и их соединениями, а также освоение расчетов на прочность соединений.

Основными задачами лабораторных работ являются:

- 1) экспериментальное подтверждение теоретических выводов, полученных при изучении лекционного материала;
- 2) развитие навыков и способностей к самостоятельному выполнению экспериментальных работ на типовом оборудовании и практической оценки их результатов;
- 3) обобщение полученных результатов и формулирование выводов.

Выполнению каждой лабораторной работы должна предшествовать самостоятельная подготовка студентов. Необходимое условие допуска к лабораторным занятиям – проверка преподавателем теоретической подготовки студентов к данной работе.

К выполнению лабораторных работ студенты допускаются только после прохождения инструктажа по охране труда. Лабораторные работы проводятся под наблюдением преподавателя. **Студентам категорически запрещается самостоятельно подключать оборудование к электрической сети, включать рубильники и другие источники питания.**

Каждый студент составляет отчет по лабораторной работе, который должен содержать название, цель работы, общие положения, необходимые термины и определения, журнал испытаний, расчеты, схемы, графики и т.д. Отчет оформляется на листах бумаги формата А4.

Лабораторная работа, полностью оформленная, должна быть защищена студентом на текущем занятии.

Часть I. КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ ПО СОЕДИНЕНИЯМ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Любая машина состоит из деталей и сборочных единиц, которые составляют ее узлы, агрегаты и механизмы. *Деталь* – это изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала, без применения сборочных операций. *Сборочная единица* – это изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии–изготовителе сборочными операциями (свинчиванием, сочленением, клепкой, сваркой, пайкой, опрессовкой, развальцовкой, склеиванием, сшивкой, укладкой и т.п.).

Среди большого разнообразия деталей и сборочных единиц выделяют такие, которые применяют во многих машинах (крепёжные детали, муфты, подшипники и т.п.). Эти детали называют *деталью общего назначения*. Другие детали относятся к *деталью специального назначения*, которые изучают в специальных курсах.

2 СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Для выполнения своих функций детали машин соединяются между собой в сборочные единицы. При этом детали образуют *подвижные* (подшипники, зацепления и др.) и *неподвижные* (болтовые, сварные, шпоночные и др.) *соединения*. Наличие подвижных соединений в машине обеспечивает относительное перемещение деталей, предусмотренное её кинематической схемой. В неподвижных соединениях взаимное расположение соединяемых деталей и узлов остается неизменным.

Детали соединений образуют наиболее распространенную группу деталей машин. Работоспособностью соединений, как показывает практика, определяется надежность конструкции в целом. *В машиностроении термин «соединение» принято относить только к неподвижным соединениям деталей машин.*

По *форме сопрягаемых поверхностей* различают *плоские, цилиндрические, конические, сферические* и *винтовые* соединения.

По *возможности разборки* различают *разъемные* и *неразъемные* соединения.

2.1 Разъемные соединения

Разъемные соединения разбираются без разрушения или повреждения деталей. К этому типу относятся резьбовые, шпоночные, клеммовые, штифтовые и другие соединения.

2.1.1 Резьбовые соединения

Резьбовое соединение – соединение двух деталей с помощью резьбы, в котором одна из деталей имеет наружную резьбу, а другая – внутреннюю.

Резьбовые соединения (рисунок 1) являются наиболее распространенными из разъемных соединений, применяемых в машиностроении. Основные преимущества резьбовых соединений: универсальность, высокая несущая способность и надежность, простота сборки и разборки, невысокая стоимость, возможность применения однотипных стандартизованных деталей в различных машинах и механизмах. К недостаткам резьбовых соединений относится концентрация напряжений в местах резкого изменения поперечного сечения резьбы, снижающая их прочность.

Общие сведения о резьбе. В основе образования резьбы лежит принцип получения винтовой линии. *Винтовая линия* – это пространственная кривая, которая может быть образована точкой, совершающей движение по образующей какой-либо поверхности вращения, при этом сама образующая совершает вращательное движение вокруг оси.

Если в тело цилиндрического (конического) стержня, равномерно вращающегося вокруг своей оси, углубить резец и сообщить ему равномерно-поступательное движение параллельно оси цилиндра (конуса), то на поверхности последнего образуется винтовой выступ (рисунок 2).

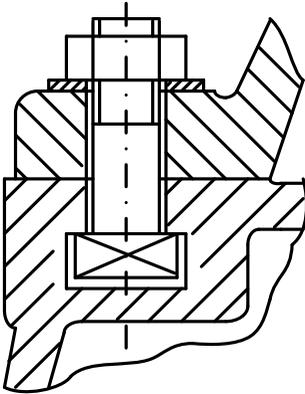


Рисунок 1 – Резьбовое соединение

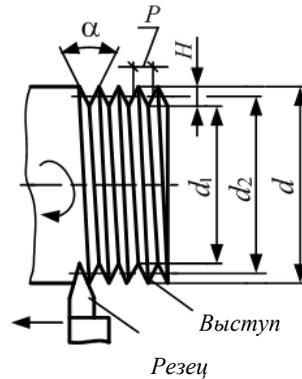


Рисунок 2 – Формообразование винтовой поверхности:

d – наружный диаметр резьбы; d_1 – внутренний диаметр резьбы; d_2 – средний диаметр резьбы; H – высота исходного треугольника; P – шаг резьбы; α – угол профиля резьбы

Резьба – один или несколько равномерно расположенных выступов постоянного сечения, образованных на боковой поверхности прямого кругового цилиндра или прямого кругового конуса. Резьбу, образованную на стержне, называют *наружной*, а резьбу, выполненную в отверстии – *внутренней*.

Для изготовления резьбы используют нарезку на токарно-винторезных станках, фрезерование на специальных резьбофрезерных станках, накатку на резьбонакатных станках, нарезку вручную метчиками или плашкой.

Классификация резьбы. По форме основной поверхности резьбы разделяют на *цилиндрические* и *конические*.

В зависимости от формы профиля резьбы делят на пять основных типов: *треугольные*, *упорные*, *трапецеидальные*, *прямоугольные* и *круглые* (рисунок 3).

В зависимости от направления винтовой линии резьбы бывают *правые* и *левые*. *Правая* резьба образуется контуром, вращающимся по часовой стрелке и перемещающимся вдоль оси в направлении от наблюдателя, а *левая* – контуром, вращающимся против часовой стрелки. Левая резьба имеет ограниченное применение.

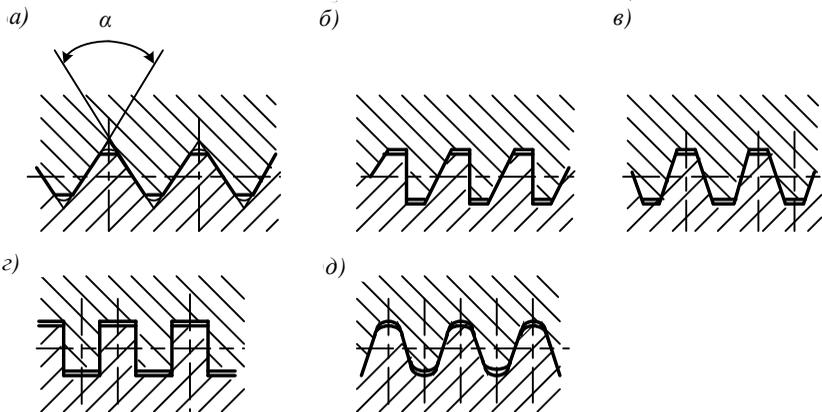


Рисунок 3 – Профили резьбы:

а – треугольная; б – упорная; в – трапецеидальная; г – прямоугольная; д – круглая

В зависимости от числа заходов резьбы делят на *однозаходные* и *многозаходные*. Заходность резьбы визуально можно определить, если посмотреть на торец винта и сосчитать число сбегających витков.

В зависимости от назначения резьбы делят на *крепёжные*, *крепёжно-уплотняющие* и для передачи движения (*ходовые*).

Резьбы крепежные: метрическая с треугольным профилем (рисунок 4) – основная крепежная резьба; трубная – треугольная со скругленными вершинами и впадинами; круглая; резьба винтов для дерева.

Резьбы крепежно-уплотняющие: отличаются от треугольной крепежной резьбы отсутствием радиальных зазоров между соединяемыми резьбовыми деталями, служат для создания герметичных соединений.

Резьбы для передачи движения: прямоугольная; трапецидальная симметричная; трапецидальная несимметричная или упорная. Их применяют в передачах винт – гайка, а также в червяках червячных передач.

Выбор профиля резьбы определяется многими факторами, в числе которых силы трения в резьбовом соединении. Крепежные соединения должны обладать относительно большими силами трения, предохраняющими их от самоотвинчивания. Винтовые механизмы должны иметь как можно меньшие силы трения для увеличения КПД и уменьшения износа.

Резьбы, получившие широкое распространение, стандартизованы. Термины и определения основных понятий в области цилиндрических и конических резьб приведены в ГОСТ 11708–82.

Геометрические параметры резьбы. Основными геометрическими параметрами цилиндрической резьбы являются (см. рисунок 4):

d (D) – наружный диаметр – номинальный диаметр резьбы;

d_1 (D_1) – внутренний диаметр резьбы;

d_2 (D_2) – средний диаметр резьбы (здесь d , d_1 , d_2 – диаметры, относящиеся к наружным резьбам; D , D_1 , D_2 – диаметры, относящиеся к внутренним резьбам);

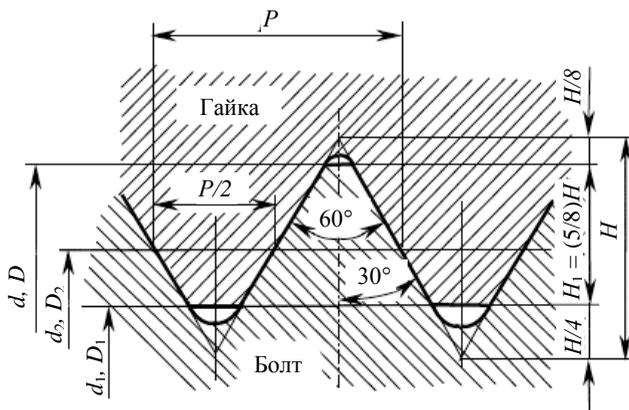


Рисунок 4 – Профиль метрической резьбы

p – шаг резьбы, т.е. расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков в осевом направлении;

p_1 – ход резьбы, т.е. расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении; $p_1 = p$ – для однозаходной резьбы,

$p_1 = zp$ – для многозаходных резьб;

z – число заходов;

α – угол профиля резьбы;

Ψ – угол подъема резьбы, т.е. угол, образованный винтовой линией по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной оси винта (рисунок 5). Угол подъема определяется зависимостью:

$$\operatorname{tg}\Psi = p_1/\pi d_2 . \quad (1)$$

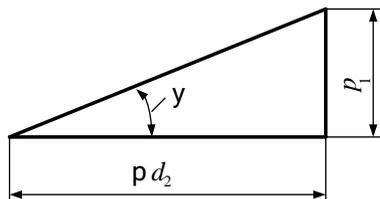


Рисунок 5 – Развертка на плоскость винтовой линии по среднему диаметру резьбы

Следовательно, угол Ψ возрастает с увеличением числа заходов z резьбы.

Основные типы резьбы. Резьба метрическая получила свое название потому, что все ее размеры измеряются в миллиметрах (в отличие от дюймовой резьбы, размеры которой измеряются в дюймах). Стандарт предусматривает метрические резьбы с крупным и мелким шагом. Для одного и того же диаметра мелкие резьбы отличаются от крупных величиной шага p . При уменьшении шага соответственно уменьшаются высота и угол подъема резьбы, а внутренний диаметр d_1 увеличивается. В общем машиностроении основное применение имеют крупные резьбы, как менее чувствительные к износу и погрешностям изготовления.

Резьба трубная применяется для герметичного соединения труб и арматуры (фитинги, штуцера и т.п.). На тонкой стенке трубы невозможно нарезать резьбу с крупным шагом без уменьшения прочности трубы. Поэтому трубная резьба имеет мелкий шаг. В международном стандарте для трубной резьбы до настоящего времени сохранено измерение в дюймах. Для лучшего уплотнения трубную резьбу выполняют без зазоров по выступам и впадинам и с закруглениями профиля. Коническая трубная резьба имеет высокую плотность соединения за счет плотного прилегания профилей по вершинам при затяжке соединения.

Резьба круглая удобна для изготовления способом литья на чугунных, стеклянных, пластмассовых и других изделиях, а также накаткой и выдавливанием на тонкостенных металлических и пластмассовых деталях.

Резьба прямоугольная, широко применявшаяся ранее в винтовых механизмах, не стандартизована и практически вытеснена трапецеидальной.

Резьба трапецеидальная изготавливается с симметричным и несимметричным профилями. *Симметричную* резьбу используют для передачи двустороннего (реверсивного) движения под нагрузкой. *Несимметричная*

резьба предназначена для одностороннего движения под нагрузкой и называется *упорной* резьбой. Ее применяют для винтов-домкратов, прессов и т.п.

Построение винтовой поверхности на чертеже – сложный процесс. Поэтому на чертежах изделий резьбу изображают условно, в соответствии с ГОСТ 2.311–68. Винтовую линию заменяют двумя линиями – сплошной основной и сплошной тонкой. Основные типы резьбы, их условные изображения и обозначения приведены в приложении А.

Расчет резьбы на прочность. Если на сопрягаемые резьбой детали (болт и гайку и пр.) действует осевая сила F (рисунок 6), то витки резьбы каждой детали работают на срез, смятие и изгиб. Резьбу крепежной детали рассчитывают только на срез и смятие, так как расчет ее на изгиб достаточно условен.

При одинаковых материалах сопрягаемых резьбовых деталей расчет резьбы на прочность производят по охватываемой детали по формулам:

– на срез –

$$\tau_{\text{н}} = \frac{F}{\pi d_1 n k P} \leq \tau_{\text{н}} \quad (2)$$

– на смятие –

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F}{\pi (d_2^2 - d_1^2) n} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (3)$$

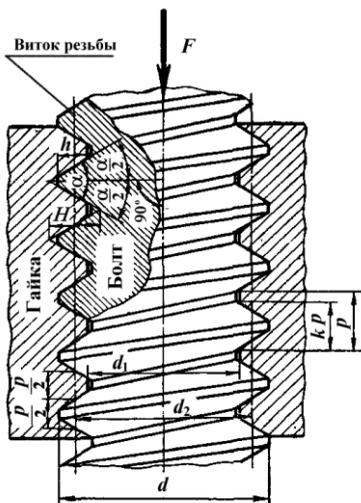


Рисунок 6 – Резьба крепежная метрическая с треугольным профилем

где $\tau_{\text{с}}$ – расчетное напряжение на срез резьбы, МПа;

$\sigma_{\text{см}}$ – расчетное напряжение на смятие между витками резьбы, МПа;

n – число витков резьбы, воспринимающих нагрузку;

k – коэффициент полноты резьбы (см. рисунок 6), показывающий отношение высоты витка в опасном сечении к шагу резьбы;

$[\tau_{\text{с}}]$ – допускаемое напряжение на срез резьбы, МПа;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение на смятие резьбы, МПа.

Коэффициент полноты резьбы для метрической резьбы болтов, винтов и шпилек $k = 0,75$; гаек – $k = 0,88$; трапецидальной резьбы – $k = 0,65$.

Если охватываемая резьбовая деталь изготовлена из менее прочного материала, чем материал охватываемой детали, то расчет резьбы на срез следует выполнять для каждой из этих деталей.

Так как прочность резьбы стандартных крепежных деталей гарантирована ГОСТом, то расчет резьбы этих деталей на прочность не производят.

Детали резьбовых соединений. Две детали, сопрягаемые резьбой (болт и гайка, винт и гайка и т.д.), называют *винтовой парой*.

Болт 1 представляет собой стержень с резьбой для гайки на одном конце и головкой на другом (рисунок 7, а). За головку болт вращают или, наоборот, удерживают от вращения при соединении деталей.

Гайка 2 – это деталь с резьбовым отверстием, навинчиваемая на болт (рисунок 7, а) или на шпильку (рисунок 7, в) и служащая для замыкания скрепляемых с помощью болта или шпильки деталей соединения.

Между гайкой 2 и соединяемыми деталями (см. рисунок 7, а, в, з) ставят шайбу 3. *Шайба* – это диск с отверстием, который подкладывается под гайку или головку болта для увеличения опорной поверхности, что позволяет предотвратить повреждение детали вращающейся гайкой.

Винт 4 – это стержень, обычно с головкой на одном конце и резьбой на другом конце, которым он ввинчивается в резьбовое отверстие одной из соединяемых деталей (см. рисунок 7, б).

Шпилька 5 представляет собой стержень, имеющий резьбу с обоих концов. При соединении шпилькой её ввёртывают в одну из скрепляемых деталей, а на другой конец шпильки навинчивают гайку (см. рисунок 7, в).

Соединение болтом применяют для деталей сравнительно малой толщины, а также при многократной разборке и сборке соединений. Возможны варианты установки болтов с зазором (см. рисунок 7, а) и без зазора (см. рисунок 7, з) между болтом и соединяемыми деталями.

При большой толщине соединяемых деталей предпочтительны соединения с помощью шпилек.

Помимо резьбовых соединений стандартных крепежных деталей находят широкое применение резьбовые соединения, в которых резьба выполняется непосредственно на деталях, входящих в соединение. На рисунке 8 представлено соединение труб с помощью муфты и контргайки (фитинговое соединение).

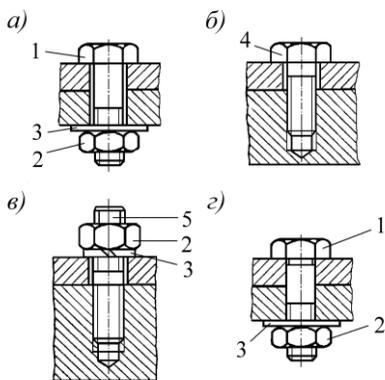


Рисунок 7 – Основные типы резьбовых соединений:

а – болтом (винтом) с гайкой; б – винтом; в – шпилькой с гайкой; з – специальным (установочным, призонным) болтом с гайкой

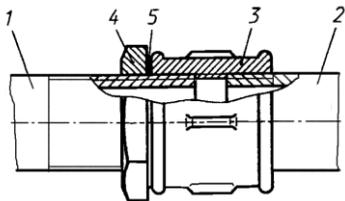


Рисунок 8 – Соединение труб:
1, 2 – соединяемые трубы; 3 – муфта;
4 – контргайка; 5 – прокладка

Резьбовые соединения разделяют на подвижные и неподвижные.

В *неподвижных* соединениях, выполняемых, как правило, с помощью крепежных резьб, соединяемые детали в процессе работы остаются неподвижными одна относительно другой. К ним относятся болтовое, шпилечное, трубное и другие соединения.

В *подвижных* резьбовых соединениях, выполняемых в основном с помощью ходовых резьб, соединяемые детали в процессе их работы перемещаются одна относительно другой (например, соединение винт-гайка применяется в домкратах).

Выбор материалов определяется особенностями работы соединений, технологией их изготовления и другими факторами. Основными материалами для изготовления винтов, болтов, шпилек и гаек общего назначения являются углеродистая сталь обыкновенного качества марок Ст3, Ст5, углеродистая качественная конструкционная сталь марок 10, 15, 20, 30, 35, 45, легированная конструкционная сталь марок 40Г, 35Х, 40Х и др.

Углеродистую сталь обыкновенного качества применяют для неотвечественных крепежных резьбовых деталей без термообработки, сталь углеродистую качественную – для ответственных крепежных деталей, легированные стали – для особо ответственных крепежных резьбовых деталей, в частности для скрепления быстро вращающихся частей и тяжело нагруженных ответственных соединений. Болты из среднеуглеродистых и легированных сталей подвергают термоулучшению или закачивают.

Расчет крепежных резьбовых соединений на прочность. Выход из строя резьбовых крепежных деталей обычно происходит вследствие разрыва стержня по резьбе или переходному сечению у головки или в результате разрушения или повреждения резьбы. Расчет обычно производят по основному критерию работоспособности – прочности нарезанной части стержня.

Из расчета стержня на прочность определяют номинальный диаметр резьбы крепежной детали. Длину стержня принимают в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры принимают в зависимости от диаметра резьбы по соответствующим ГОСТам.

Методика расчета стержня крепежной детали на прочность зависит от характера нагружения соединения, поэтому необходимо рассматривать различные случаи.

Рассмотрим *упрощенный расчет резьбовых соединений на прочность.*

I *Основной расчетный случай:*

а) *болт нагружен продольной силой, затяжка отсутствует* (соединение ненапряженное). В качестве примера рассмотрим грузовой крюк (рисунок 9). Хво-

стовик грузового крюка в этом случае находятся под действием силы тяжести, гайку не затягивают. Условие прочности можно представить в следующем виде:

$$\sigma_{\delta} = F / (\pi d_1^2 / 4) \leq [\sigma_p], \quad (4)$$

где σ_p – расчетное напряжение растяжения в поперечном сечении нарезанной части хвостовика, МПа;

F – растягивающая сила, Н;

d_1 – внутренний диаметр резьбы, мм;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение, МПа.

Из формулы (4) вытекает зависимость для проектно-расчета болта:

$$d_1 = \sqrt{4F / \pi [\sigma_p]} = 1,13 \cdot \sqrt{F / [\sigma_p]}; \quad (5)$$



Рисунок 9 – Силовая схема

б) болт испытывает растяжение и кручение, обусловленные затяжкой.

Болт, работающий одновременно на растяжение и кручение, можно рассчитывать только на растяжение по допускаемому напряжению на растяжение, уменьшенному в 1,3 раза, или по расчетной силе, увеличенной по сравнению с силой, растягивающей болт, в 1,3 раза. Проектный расчет болта в этом случае рекомендуется производить по формуле

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3F / \pi [\sigma_p]} = 1,3 \cdot \sqrt{F / [\sigma_p]}. \quad (6)$$

Этот случай подойдет также для расчета болтов, нагруженных осевыми растягивающими силами и испытывающих кручение от подтягивания гаек под нагрузкой, например в винтовых стяжках (рисунок 10).

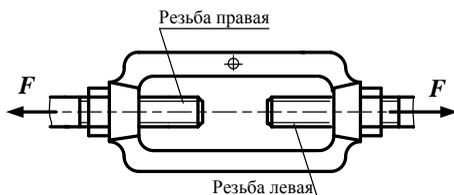


Рисунок 10 – Винтовая стяжка (талреп)

II *Дополнительные расчетные случаи:*

а) болт, поставленный с зазором, нагружен поперечной силой (рисунок 11, а). Такой болт рассчитывается на силу затяжки:

$$F_3 = \frac{F}{f} \leq \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma_p] \quad (7)$$

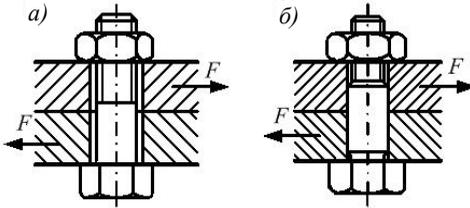


Рисунок 11 – Болты под действием поперечной силы:
a – болт, поставленный с зазором;
б – болт, поставленный без зазора

Проектный расчет болта в этом случае производят с учетом 20%-го запаса от сдвига деталей и с учетом крутящего момента при затяжке болта:

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot 1,2 F_c / \pi [\sigma_\delta]} = \sqrt{6,24 F / \pi f [\sigma_\delta]} \quad (8)$$

или

$$d_1 = 1,4 \sqrt{F / f [\sigma_\delta]} \quad (9)$$

Для стальных и чугунных деталей без смазки принимают коэффициент трения $f = 0,10 \dots 0,15$. Допускаемое напряжение при растяжении болта обычно принимают $[\sigma_p] \approx 0,6 \sigma_T$, где σ_T – предел текучести, МПа. Для двух и более стыков сила затяжки $F_3 = F / i f$, где i – число стыков;

б) болт, поставленный *без зазора*, нагружен поперечной силой (рисунок 11, *б*). В этом случае диаметр d_0 стержня болта в опасном сечении определяют из расчета на срез:

$$\tau_{\text{н}} = F / \pi d_0^2 \leq \tau_{\text{н}} \quad (10)$$

где τ_c – расчетное напряжение среза болта, МПа;

F – поперечная внешняя сила, срезающая болт, Н;

d_0 – диаметр стержня болта в опасном сечении, мм;

$[\tau_c]$ – допускаемое напряжение на срез болта, МПа. Обычно принимают

$[\tau_c] \approx (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$, где σ_T – предел текучести.

Проектный расчет выполняют по формуле

$$d_0 = 1,13 \cdot \sqrt{F / \sigma_{\text{с}}}. \quad (11)$$

При расчете ответственных резьбовых соединений необходимо учитывать, наряду с внешней нагрузкой, усилие затяжки и дополнительные напряжения от изгиба и кручения.

III Крепление крышек (прочно-плотные болтовые соединения).

Примером могут служить болты для крепления резервуара. Затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения.

Сила, пытающаяся открыть крышку и растягивающая болты (рисунок 12), может быть определена по формуле

$$F = \frac{\pi D^2}{4} p, \quad (12)$$

где D – внутренний диаметр сосуда, мм;

p – давление пара, газа или жидкости в сосуде, МПа.

Тогда сила, передаваемая одному болту,

$$F_2 = F / z, \quad (13)$$

где z – число болтов.

Расчетная нагрузка на болт

$$Q = F_1 + \beta F_2 \quad (14)$$

где F_1 – сила затяжки одного болта, Н;

β – коэффициент, зависящий от упругих свойств элементов, входящих в соединение. Ориентировочно коэффициент β принимают:

$$\beta = \begin{cases} 0,75 - \text{резина,} \\ 0,55 - \text{асбест и картон,} \\ 0,35 - \text{мягкая медь.} \end{cases}$$

Можно допустить, что $F_1 = F_2$, тогда получим

$$Q = F_2 (1 + \beta). \quad (15)$$

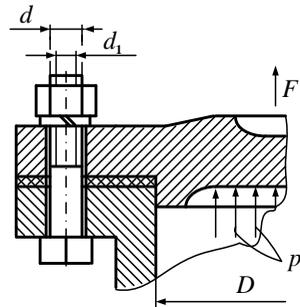


Рисунок 12 – Силовая схема крепления крышки резервуара

Если упругие свойства деталей соединения неизвестны и не требуется высокой точности расчета, то для надежности можно принять $Q = 2F_2$.

После несложных преобразований получим уравнение для упрощенного расчета прочности болтов

$$[\sigma_p] = \frac{2F}{z \frac{\pi d_1^2}{4}}, \quad (16)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы болта, мм;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение болта при растяжении, МПа.

2.1.2 Шпоночные соединения

Шпоночным называют соединение охватывающей (втулка) и охватываемой (вал) деталей для передачи крутящего момента с помощью шпонки (рисунок 13).

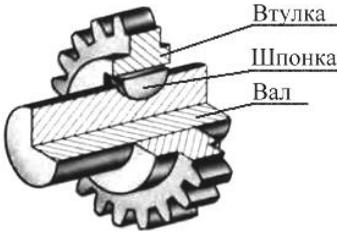


Рисунок 13 – Шпоночное соединение

Шпонкой называют деталь, устанавливаемую в разъем двух соединяемых деталей и препятствующую их взаимному перемещению.

В зависимости от формы шпонок выделяют соединения шпонками: призматическими (рисунок 14, а), сегментными (рисунок 14, б), клиновыми (рисунок 14, в), цилиндрическими (рисунок 14, г).

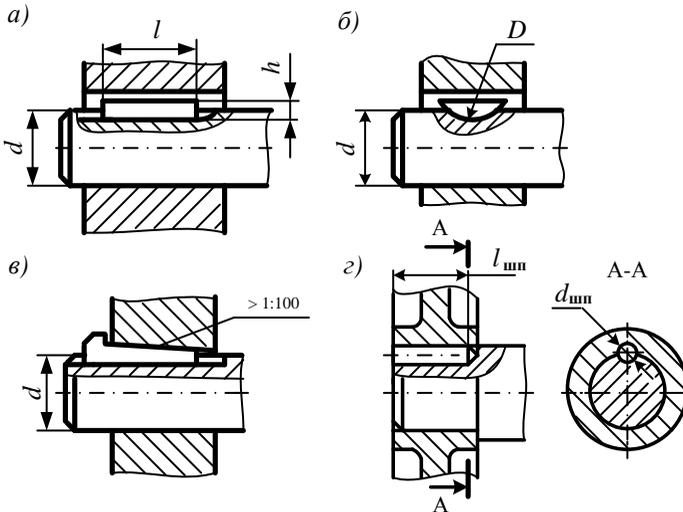


Рисунок 14 – Соединения шпонкой:

а – призматической; б – сегментной; в – клиновой;
г – цилиндрической

Шпоночные соединения преимущественно применяют для передачи крутящего момента от вала к ступице и наоборот, при отсутствии особых требований к точности центрирования соединяемых деталей.

Шпоночные соединения делятся на две группы: ненапряженные и напряженные.

Ненапряженные соединения осуществляются призматическими и сегментными шпонками, которые не вызывают деформации ступицы и вала при сборке.

Напряженные соединения осуществляются клиновыми и цилиндрическими шпонками, устанавливаемыми с натягом и вызывающими деформацию вала и ступицы при сборке.

Призматические шпонки по назначению различают:

– *обыкновенные* (ГОСТ 23360–78) и *высокие* (ГОСТ 10748–79) со скругленными или плоскими концами, предназначенные для неподвижных соединений ступиц с валами (рисунок 14, а);

– *направляющие* (ГОСТ 8790–79), применяемые в тех случаях, когда ступицы должны иметь возможность перемещаться вдоль валов (рисунок 15, а);

– *скользящие* (ГОСТ 12208–66), перемещающиеся вдоль вала вместе со ступицей и применяемые вместо направляющих шпонок в тех случаях, когда требуются большие перемещения ступиц (рисунок 15, б).

Направляющие шпонки прикрепляют к валу винтами, а скользящие соединяют со ступицей выступом цилиндрической формы.

Шпонка, находящаяся в пазу, называется *врезной*. Призматические шпонки врезные. Примерно половина их высоты расположена в пазу вала и половина – в пазу ступицы. Рабочими гранями призматических шпонок служат их боковые грани, передающие вращающий (крутящий) момент.

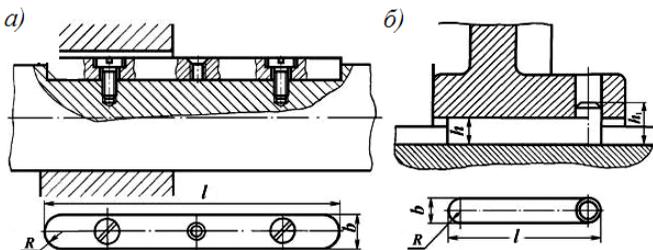


Рисунок 15 – Призматические шпонки:
а – направляющие; б – скользящие

Главным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность на смятие.

Сечение призматической шпонки (рисунок 16, а) выбирают по известному диаметру вала из соответствующего стандарта, а длину принимают на 5–8 мм меньше длины ступицы. Затем проверяют прочность соединения на смятие по формуле

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{P}{F_{\text{н}}} \leq \sigma_{\text{н}}^{\text{доп}}, \quad (17)$$

где $\sigma_{\text{н}}$, $\sigma_{\text{н}}^{\text{доп}}$ – расчётное и допускаемое напряжения смятия, МПа;

P – усилие, передаваемое шпонкой, Н; $P = T / 0,5d = 2T/d$,

T – крутящий момент, Н·мм;

d – диаметр вала, мм;

$F_{\text{см}}$ – площадь смятия, мм²; $F_{\text{см}} = (h - t_1)l_p$;

h – высота шпонки, мм;

t_1 – глубина паза на валу, мм;

l_p – рабочая длина шпонки, мм (при скругленных торцах $l_p = l - b$, при плоских торцах $l_p = l$);

b – ширина шпонки, мм.

Окончательно формула (17) примет вид

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{2T}{d h - t_1 l_{\text{р}}} \leq \sigma_{\text{н}}^{\text{доп}}. \quad (18)$$

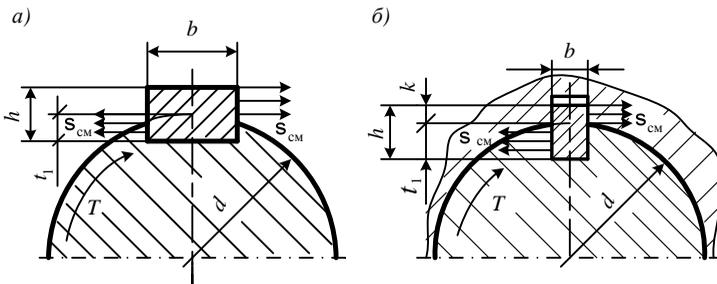


Рисунок 16 – Схема сил, действующих в призматической (а) и сегментной (б) шпонках:

$\sigma_{\text{см}}$ – расчетное напряжение смятия; b – ширина шпонки; d – диаметр вала;

h – высота шпонки; k – возвышение шпонки над валом; t_1 – глубина паза на валу

Призматические шпонки, как правило, не рассчитывают на срез, так как прочность их при срезе значительно выше прочности при смятии.

Сегментные шпонки, как и призматические, работают боковыми гранями. 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).

Крепление шпонок на валу надежнее по сравнению с призматическими шпонками, однако глубокие пазы значительно ослабляют валы. Сегментные шпонки стандартизованы (ГОСТ 24071–97).

Сегментная шпонка уже призматической (рисунок 16, б), поэтому ее проверяют на прочность и по напряжениям смятия и по напряжениям среза.

Условие прочности на смятие имеет вид

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dlk} \leq \sigma_{\text{см}}^{\text{д}} \quad (19)$$

где $\sigma_{\text{см}}$, $\sigma_{\text{см}}^{\text{д}}$ – расчётное и допускаемое напряжения смятия, МПа;

T – крутящий момент, Н·мм;

d – диаметр вала, мм;

l – длина шпонки, мм;

k – возвышение шпонки над валом, $k = h - t_1$, мм;

t_1 – глубина шпоночного паза на валу, мм.

Прочность шпонки на срез определяют по формуле

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{bld} \leq \tau_{\text{ср}}^{\text{д}} \quad (20)$$

где $\tau_{\text{ср}}$, $\tau_{\text{ср}}^{\text{д}}$ – расчётное и допускаемое напряжения на срез, МПа;

b – ширина шпонки, мм.

Клиновые шпонки по способу расположения на валах бывают *врезные* (рисунок 14, в), *на лыске* (рисунок 17, а), *фрикционные* (рисунок 17, б) и *тангенциальные* (рисунок 18).

Шпонки имеют форму односкосных самотормозящих клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют пазы в ступицах. Шпонки врезные и на лыске имеют в поперечном сечении форму прямоугольника. У фрикционной шпонки грань, прилегающая к валу, ограничивается цилиндрической поверхностью, радиус которой равен радиусу вала. Шпонки врезные, на лыске и фрикционные работают широкими гранями.

Клиновые шпонки на лыске и фрикционные помещаются всей своей высотой в пазу ступицы. Для шпонки на лыске на валу предусматривается плоская площадка, называемая лыской. Фрикционные шпонки передают вращающий момент только силами трения.

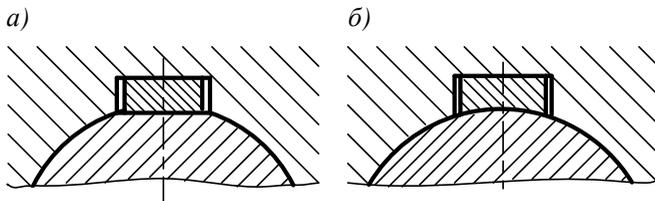


Рисунок 17 – Клиновые шпонки:
а – на лыске; б – фрикционная

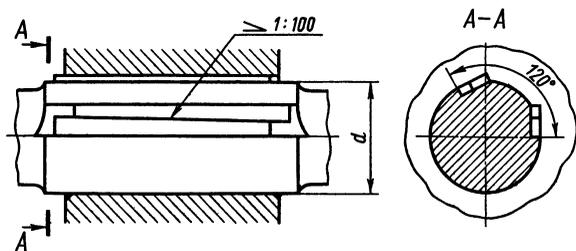


Рисунок 18 –
Тангенциальная
шпонка

Клиновые шпонки изготовляют без головок и с головками. Головка служит для выемки шпонки из паза. При установке (забивании) клиновых шпонок в пазы создается напряженное соединение, которое передает не только вращающий момент, но и осевую силу. При этом возникают распорные радиальные силы, которые нарушают центрирование детали на валу, вызывая биение.

Клиновые шпонки применяют в основном в тихоходных передачах. Они хорошо воспринимают ударные нагрузки. Шпонки на лыске и фрикционные шпонки служат для передачи небольших нагрузок, последние применяют также в случае необходимости частых перестановок ступиц по валу в угловом или осевом направлениях.

Размеры и предельные отклонения клиновых шпонок и пазов указаны в ГОСТ 24068–80.

Клиновую шпонку рассчитывают на смятие рабочей поверхности с учетом сил трения. Считают, что сила давления N втулки на шпонку по ширине от действия передаваемого крутящего момента T распределяется по закону треугольника (рисунок 19, а).

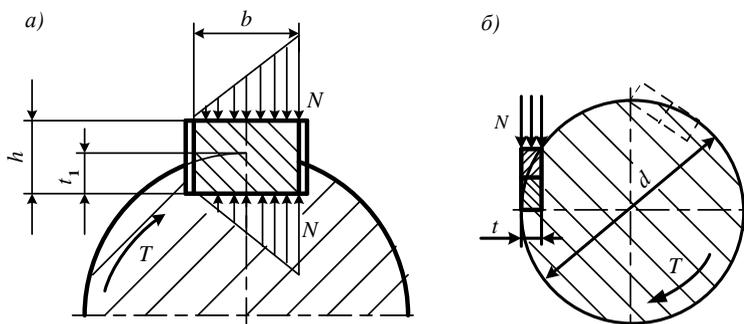


Рисунок 19 – Схема действия сил в шпонках:
а – клиновой врезной; б – тангенциальной

Проверочный расчет клиновой врезной шпонки на смятие производят по формуле

$$\sigma_{\text{м}} = 12T / [lb + 6fd] \leq \sigma_{\text{м}} \quad (21)$$

где $\sigma_{\text{см}}$, $[\sigma_{\text{см}}]$ – расчетное и допускаемое напряжения смятия, МПа;

T – передаваемый шпоночным соединением момент, Н·мм;

l – длина рабочей части шпонки, мм;

b – ширина шпонки, мм;

f – коэффициент трения, $f \approx 0,15$;

d – диаметр вала, мм.

Шпонку на лыске рассчитывают так же, как и клиновую врезную.

Тангенциальные шпонки, как и клиновые, создают натяг между валом и ступицей. От клиновых они отличаются тем, что создают натяг не в радиальном, а в касательном (к валу) направлении. Поэтому для передачи вращающего момента в противоположных направлениях приходится устанавливать не одну, а две шпонки под углом 120° относительно друг друга. Тангенциальная шпонка состоит из двух односкосных клиньев с уклоном 1:100, устанавливаемых встречно.

Тангенциальные шпонки применяют при больших динамических нагрузках. Размеры и допуски тангенциальных шпонок и пазов стандартизированы (ГОСТ 24069–97).

Тангенциальные шпонки рассчитывают на смятие рабочей грани. С целью упрощения расчета принимают следующие допущения:

а) всю нагрузку шпонка передает узкой гранью (рисунок 19, б);

б) трение на поверхности соприкосновения втулки с валом, вызванное затяжкой обеих шпонок, не учитывается.

Тогда прочность узкой грани проверяется по формуле

$$\sigma_{\text{м}} = \frac{2T}{t - c} \frac{1}{l_{\text{в}}} \frac{1}{d - t} \leq \sigma_{\text{м}} \quad (22)$$

где $\sigma_{\text{м}}$, $[\sigma_{\text{см}}]$ – расчетное и допускаемое напряжения смятия, МПа;

t – толщина шпонки, мм;

c – ширина фаски, мм.

Цилиндрические шпонки (см. рисунок 14, з) используют для закрепления деталей на концах валов. Шпонку в этом случае устанавливают с натягом. Отверстие под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой после посадки ступицы на вал. При больших нагрузках ставят две или три цилиндрические шпонки, располагая их под углом 180° или 120° соответственно.

Материалом для рассмотренных выше шпонок служат углеродистые стали с пределом прочности не ниже 590 МПа. Призматические шпонки и

клиновые шпонки без головок изготавливают из чистотянутой стали (ГОСТ 8787–68). Сегментные шпонки выполняют из чистотянутой стали (ГОСТ 8786–68). Обычно применяют стали Ст6, стали 45, 50 и др.

Допускаемые напряжения в неподвижных шпоночных соединениях при спокойной нагрузке рекомендуется принимать: на смятие – при стальной ступице $[\sigma_{см}] = 100 \dots 150$ МПа, чугунной $[\sigma_{см}] = 60 \dots 80$ МПа; на срез – для стальной и чугунной ступиц $[\tau_c] = 60 \dots 90$ МПа. Значения допускаемых напряжений следует снижать при работе со слабыми толчками на 30 %, а при ударной нагрузке – на 60 %.

2.1.3 Шлицевые (зубчатые) соединения

Шлицевое соединение условно можно рассматривать как многошпоночное, у которого шпонки, называемые шлицами (зубьями), выполнены как единое целое с валом 1 и они входят в соответствующие пазы ступицы 2 (рисунок 20, а). Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными имеют следующие преимущества: возможность передачи больших вращающих моментов в связи с большей поверхностью контакта соединяемых деталей; лучшее центрирование ступицы на валу; удобство сборки и разборки; большая усталостная прочность вала.

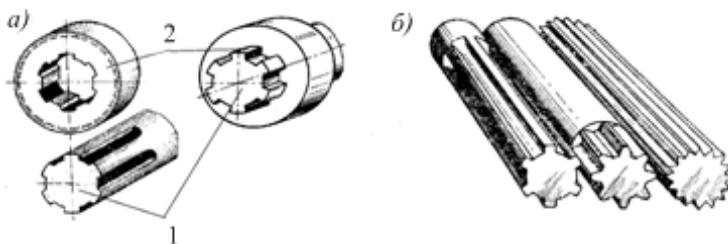


Рисунок 20 – Шлицевые соединения:
а – схема соединения; б – валь с прямоугольными, эвольвентными и треугольными зубьями; 1 – вал; 2 – ступица

Недостаток шлицевых соединений – высокая трудоемкость и стоимость их изготовления. Все размеры шлицевых соединений, а также допуски на них стандартизованы.

Шлицевые соединения различают:

– по характеру соединения – *неподвижные* для закрепления детали на валу; *подвижные*, допускающие перемещение детали вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач станка);

– форме зубьев (шлицев) – *прямоугольные, эвольвентные, треугольные* (рисунок 20, б);

– способу центрирования ступицы относительно вала – с *центрированием по наружному диаметру D* (рисунок 21, *а*), *внутреннему диаметру d* (рисунок 21, *б*), *боковым поверхностям зубьев* (рисунок 21, *в*). Зазор в контакте центрирующих поверхностей практически отсутствует, а в контакте нецентрирующих – значительный.

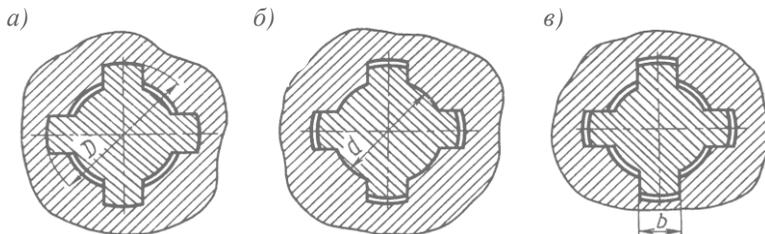


Рисунок 21 – Схемы центрирования вала:
а – по наружному диаметру; *б* – по внутреннему диаметру; *в* – по боковым поверхностям зубьев

Соединения с прямобочным профилем зубьев (ГОСТ 1139–80), имеющие постоянную толщину зубьев, применяют в неподвижных и подвижных соединениях и выполняют с различными способами центрирования. Стандарт предусматривает три серии соединений с прямобочным профилем зубьев – *легкую, среднюю и тяжелую*, которые отличаются высотой и числом зубьев (таблица Б.3 приложения Б).

Наилучшая соосность вала и ступицы достигается при центрировании по диаметрам, а при центрировании по боковым сторонам зубьев – более равномерное распределение нагрузки по зубьям. В большинстве случаев прямобочные шлицевые соединения выполняют с центрированием по наружному диаметру D , который выбирают из технологических условий.

Соединения с эвольвентным профилем зубьев (рисунок 22, *а*) используют в неподвижных и подвижных соединениях для передачи больших вращающих моментов. Их выполняют с центрированием по боковым поверхностям зубьев. Размеры соединения выбирают по ГОСТ 6033–80 (см. таблицу Б.4 приложения Б).

Соединения с треугольным профилем зубьев (рисунок 22, *б*) применяют в неподвижных соединениях для передачи небольших вращающих моментов. Их выполняют с центрированием по боковым поверхностям и рекомендуют для тонкостенных ступиц и пустотелых валов. Эти соединения не стандартизованы.

Наибольшее распространение имеют шлицевые соединения с прямобочным и эвольвентным профилями зубьев.

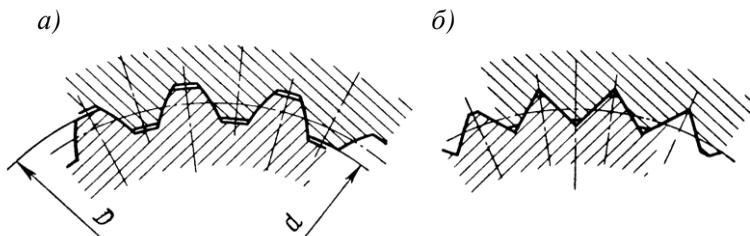


Рисунок 22 – Шлицевые (зубчатые) соединения:
 а – с эвольвентным профилем зубьев; б – с треугольным профилем зубьев

Обозначение шлицевого прямобочного соединения должно содержать: букву, обозначающую поверхность центрирования; число зубьев и номинальные размеры d , D , и b ; обозначения полей допусков или посадок по диаметрам или ширине b , размещенные после соответствующих размеров. Например: $d - 8 \times 36H7/e8 \times 40H12/a11 \times 7D9/f8$. Допуски нецентрирующих элементов в обозначении можно не указывать.

Обозначение эвольвентного шлицевого соединения должно включать: номинальный диаметр соединения D ; модуль m ; обозначение посадки соединения (полей допусков вала и втулки), размещаемое после размеров центрирующих элементов; обозначение стандарта. Например: $50 \times 2 \times 9H/9g$ ГОСТ 6033–80.

Расчет шлицевых (зубчатых) соединений. Для шлицевых соединений основным является расчет на износ с проверкой на смятие рабочих поверхностей зубьев. Раздельный расчет на смятие и износ с учетом срока службы и режима нагрузки выполняют по ГОСТ 21425–75. Учитывая его сложность, стандарт допускает упрощенные расчеты для машин массового производства.

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром – давлением $\sigma_{см}$, поэтому его принимают в качестве обобщенного критерия совместного расчета на износ и смятие. В упрощенной расчетной модели (рисунок 23) принято равномерное распределение нагрузки по длине зубьев. При этом получают:

$$\sigma_{\bar{m}} = \frac{2T}{\hat{\epsilon}_z z h d_{cp} l} \leq \sigma_{\bar{m}} \quad (23)$$

где $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, МПа;

T – номинальный крутящий момент, Н·мм;

k_z – коэффициент неравномерности нагрузки по зубьям, $k_z = 0,7 \dots 0,8$;

z – число зубьев;

h – рабочая высота зубьев, мм;

d_{cp} – средний диаметр соединения, мм;

l – рабочая длина зубьев, мм;

Для прямобочных зубьев
 $h = 0,5(D - d) - 2f$; $d_{cp} = 0,5(D + d)$,
 где f – фаска зуба.

Для эвольвентных зубьев $h \approx m$;
 $d_{cp} = zm$, где m – модуль зубьев.

Шлицевые валы и ступицы изготавливают из среднеуглеродистых и легированных сталей с $\sigma_B \geq 500$ МПа. Значения допускаемых напряжений смятия $[\sigma_{см}]$ для шлицевых соединений приведены в таблице Б.6 приложения Б.

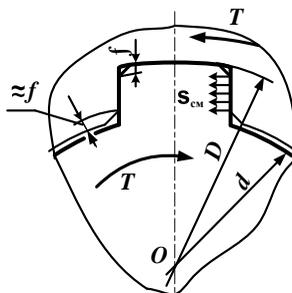


Рисунок 23 – Схема сил, действующих в шлицевом соединении

2.1.4 Клеммовые соединения

Клеммовые соединения (рисунок 24) представляют собой *фрикционные соединения*, в которых необходимое нормальное давление создается затяжкой болтов (винтов). Соединение обеспечивается силами трения, действующими между поверхностями вала и отверстия детали.

В отличие от шпоночного и шлицевого клеммовое соединение позволяет закреплять деталь на валу под любым углом и в любом месте по его длине. Клеммовые соединения применяют для закрепления на валах и на других деталях (кривошипях, шкивах, установочных кольцах) при необходимости последующих перестановок.

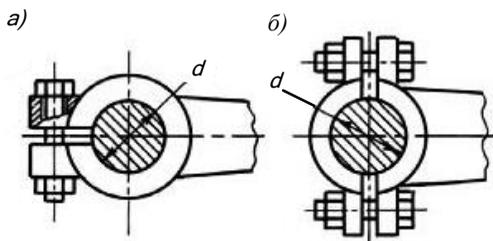


Рисунок 24 – Клеммовые соединения:

a – с неразъемной ступицей;
б – с разъемной ступицей

Соединение выполняют с неразъемной ступицей, имеющей прорезь (см. рисунок 24, *a*), или с разъемной (см. рисунок 24, *б*). Конструкция клеммового соединения с разъемной ступицей сложнее, но ее можно установить на любом участке вала без демонтажа других деталей, находящихся на нем. За счет сил трения, которые возникают на сопряженных поверхностях ступицы и вала после затяжки винтов (болтов), клеммовое соединение способно воспринимать вращающий момент, осевую сдвигающую силу и совместное действие вращающего момента и осевой силы.

Затяжка болтов должна быть достаточной для создания необходимых сил прижатия клеммы (ступицы) к валу и возникновения сил трения для

передачи соединением заданной нагрузки. Для нормальной работы клеммового соединения необходимо выполнение следующих условий:

$$F_{\text{тр}} \geq S; T_{\text{тр}} \geq T; F_{\text{тр}} \geq R, \quad (24)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения в соединении, Н;

S – внешняя осевая сила, Н;

$T_{\text{тр}}$ – момент от действия сил трения в соединении, Н·мм;

T – внешний вращающий момент, Н·мм;

R – равнодействующая сила при совместном действии осевой силы и вращающего момента, Н.

Сила трения и момент сил трения в клеммовом соединении зависят от величины удельного контактного давления p . Это в свою очередь связано с технологией изготовления сопряженных поверхностей и наличия (или отсутствия) зазора в соединении перед затяжкой болтов.

В первом случае (с зазором в соединении) считают, что контакт между ступицей и валом происходит по образующим цилиндрической поверхности перпендикулярно осям стягивающих болтов. Такое допущение является худшим случаем работы соединения.

Во втором случае (с натягом в соединении) считают, что после затяжки болтов давление распределено по контактной поверхности равномерно.

В соответствии с этими допущениями рассматривают два способа расчета при действии на соединение внешнего вращающего момента.

Первый способ. Клемма с разрезом до затяжки болтов образует с валом посадку с зазором. После затяжки болтов сопряжение нагружено вращающим моментом T . Допускают, что контакт сопряженных поверхностей происходит по линии (рисунок 25). В этом случае

$$F_{\text{тр}} \geq T \text{ или } fNd \geq T, \quad (25)$$

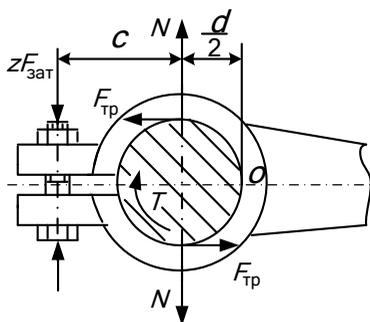


Рисунок 25 – Силовая схема клеммового соединения с зазором

Принимают коэффициент запаса сцепления k_3 в пределах от 1,2 до 1,8.

С учетом коэффициента запаса сцепления можно записать условие работоспособности соединения следующим образом:

$$fNd = k_3 T, \quad (26)$$

где f – коэффициент трения;

N – нормальная реакция, Н;

d – диаметр сопряжения, мм;

k_3 – коэффициент запаса;

T – внешний вращающий момент, Н·мм.

Рассматривая равновесие верхней полуклеммы относительно точки O , можно записать:

$$Nd / 2 = zF_{\text{заб}} \left(\tilde{n} + \frac{d}{2} \right), \quad (27)$$

где z – число болтов в соединении.

Отсюда

$$N = \frac{zF_{\text{заб}} (c + d)}{d}. \quad (28)$$

Подставляя N в уравнение (26), необходимое усилие затяжки болта

$$F_{\text{заб}} = \frac{\hat{e}_{\zeta} T}{fz (2\tilde{n} + d)}. \quad (29)$$

Второй способ. Клемма с разрезом до затяжки болтов образует с валом посадку с натягом. После затяжки болтов сопряжение нагружено вращающим моментом T . Допуская равномерное распределение давления по поверхности контакта сопряженных деталей (рисунок 26), соединение работоспособно при условии

$$\pi d l p f \frac{d}{2} \geq T, \quad (30)$$

где d – диаметр сопряжения, мм;

l – длина клеммы в осевом направлении, мм;

p – удельное давление на поверхности контакта, МПа;

f – коэффициент трения;

T – внешний вращающий момент, Н·мм.

С учетом коэффициента запаса уравнение (30) примет вид:

$$\pi d^2 l p f = 2 \hat{e}_{\zeta} T. \quad (31)$$

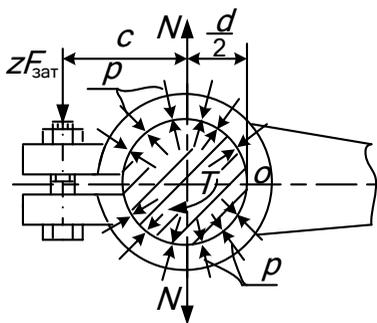


Рисунок 26 – Силевая схема клеммового соединения без зазора

Суммарную нормальную реакцию на верхнюю полуклемму определяют по формуле

$$N = p d l, \quad (32)$$

где p – удельное давление, МПа;
 d – диаметр сопряжения, мм;
 l – длина клеммы в осевом направлении, мм.

Подставляя равенство (32) в уравнение (28) и решая его относительно удельного давления p , получим

$$p = \frac{zF_{\text{зат}}}{d^2 l} \quad (33)$$

Необходимое усилие затяжки болта

$$F_{\text{зат}} = \frac{2k_3 T}{\pi f z} \quad (34)$$

При сопоставлении формул (34) и (29) видно, что они отличаются только множителем $2/\pi \approx 0,64$, т.е. при равномерном распределении давления по поверхности контакта усилие затяжки болтов будет в 0,64 раза меньше, чем при неравномерном распределении.

При совместном действии внешнего вращающего момента T и внешней осевой силы S усилие затяжки определяют по формуле

$$F_{\text{зат}} = \hat{\epsilon}_c \sqrt{\frac{2T/d^2 + S^2}{5zf}} \quad (35)$$

Затем болт по найденной силе $F_{\text{зат}}$ проверяют на прочность.

Зависимость осевой сдвигающей силы от силы затяжки болтов студенты определяют в лабораторной работе № 4 настоящего пособия.

2.1.5 Штифтовые соединения

Штифтовые соединения служат для фиксации взаимного положения деталей установочными штифтами, а также для передачи малых крутящих моментов с вала на ступицу колеса (полумуфты, шкива и др.) крепежными штифтами. По форме различают цилиндрические (рисунок 27, а) и конические (рисунок 27, б) штифты.

Отверстие в соединяемых деталях сверлят и развертывают совместно в один размер, для чего детали должны быть предварительно зафиксированы. Штифты ставят в отверстие с натягом (например, К7/м6, N7/м6 и др.). Соединение с цилиндрическими штифтами технологически проще, однако использование конических штифтов допускает многократную сборку – разборку. По конструкции конические и цилиндрические штифты делают *гладкими* и *просечными* (т.е. с насечными или выдавленными канавками).

Существуют также *специальные срезающиеся* штифты, которые применяют в качестве предохранительных деталей, например в соединительных муфтах. Для фиксации взаимного положения соединяемых деталей обычно пользуются двумя гладкими штифтами. Просечные штифты применяют только для скрепления деталей машин.

По сравнению с гладкими они не требуют развертки отверстий и при отсутствии дополнительных средств закрепления их в отверстиях создают более прочное соединение.

Конические штифты выполняют с конусностью 1:50, что обеспечивает их самоторможение. Обыкновенные конические штифты ставят в сквозные отверстия, при демонтаже соединения их можно выбивать с противоположной стороны.

В глухие отверстия устанавливают конические штифты с резьбой на одном конце (для разборки соединения). Конические разводные штифты используют в соединениях, испытывающих толчки и удары.

На рисунке 28 показаны следующие штифты:

- а) цилиндрические (ГОСТ 3128–70);
- б) цилиндрические заклепочные (ГОСТ 10774–80);
- в) цилиндрические насечные с коническими насечками (ГОСТ 10773–93);
- г) конические (ГОСТ 3129–70);
- д) конические с внутренней резьбой (ГОСТ 9464–79);
- е) конические с резьбовой цапфой (ГОСТ 9465–79).

Материалы штифтов – стали 35, 40 и др. Просечные штифты рекомендуются изготавливать из пружинной стали.



Рисунок 27 – Штифтовое соединение с цилиндрическими (а) и коническими (б) штифтами

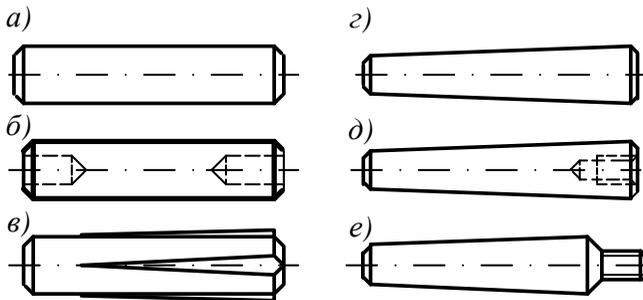


Рисунок 28 – Основные типы штифтов

Расчет штифтов выполняют на срез. Иногда проверяют поверхность и на смятие. Диаметр установочного штифта принимают конструктивно. Диаметр крепежного штифта определяют из расчета штифта на срез. При действии на штифт силы F , перпендикулярной его оси, условие прочности на срез

$$\tau_{\text{н}} = F / \left[z \pi d^2 / 4 \right] \leq \tau_{\text{н}} , \quad (36)$$

где z – число плоскостей среза.

Соответственно, диаметр штифта

$$d = 1,13 \sqrt{F / z \tau_c} . \quad (37)$$

Допускаемое напряжение на срез для штифта, изготовленного из стали 35 или 40, составляет $[\tau_c] = 35 \dots 75$ МПа. Меньшие значения рекомендуют при ударных нагрузках.

2.2 Неразъемные соединения

Неразъемные соединения – это соединения, которые невозможно разобрать без разрушения или повреждения деталей.

Неразъемные неподвижные соединения осуществляют за счет пластического деформирования материалов (заклепочные), термической (сварные, паяные) или физико-химической (клееные) обработки соединяемых материалов.

2.2.1 Заклепочные соединения

Общие сведения. Заклепка представляет собой стержень круглого поперечного сечения, на одном конце которого изготовлена закладная головка определенной формы. В процессе клепки на другом конце заклепки образуется замыкающая головка (рисунок 29).

Заклепочные соединения – это неразъемные соединения деталей при помощи заклепок. При клепке в результате пластической деформации одновременно с образованием замыкающей головки происходит осадка стержня заклепки и увеличение его диаметра. Заклепка плотно заполняет заклепочное отверстие, которое делают на 0,3–1,0 мм больше, чем диаметр стержня заклепки. Силы, вызванные упругими деформациями деталей и стержня заклепки, стягивают детали.

Клепку (осаживание стержня) можно производить вручную или машинным способом (пневматическим или гидравлическим).

Стальные заклепки малого диаметра (до 10 мм) и заклепки из цветных металлов ставят без нагрева – это холодная клепка. Стальные заклепки диаметром больше 10 мм ставят горячим способом – это горячая клепка. Для горячей клепки замыкающий конец заклепки разогревают до 1000...1100 °С.

Преимуществами заклепочных соединений являются стабильность и контролируемость качества.

Ранее заклепочные соединения применяли достаточно широко, в том числе для изделий из листового материала, полосового или профильного проката, для скрепления деталей из различных работающих в условиях ударных или вибрационных нагрузок.

Однако повышенный расход металла и высокая трудоемкость изготовления, а также неудобные конструктивные формы (необходимость наложения одного листа на другой или применение специальных накладок) привело к тому, что в настоящее время заклепочные соединения в большинстве областей вытеснены сварными.

Виды заклепок и заклепочных швов. Основные виды заклепок общего назначения:

- с полукруглой головкой (ГОСТ 14797–85 и ГОСТ 10299–80, рисунок 30, а);
- полупустотелые с полукруглой головкой (ГОСТ 12641–80, рисунок 30, б);
- с потайной головкой (ГОСТ 14798–85 и ГОСТ 10300–80, рисунок 30, в);
- с полупотайной головкой (ГОСТ 10301–80, рисунок 30, г).

Наиболее технологичными являются заклепки с полукруглой головкой. Кроме указанных в машиностроении применяют *заклепки пустотелые* (ГОСТ 12639–80 и ГОСТ 12640–80, рисунок 30, д, е), а также *трубчатые* (ГОСТ 26805–86). Их применяют в точных механизмах, слабонагруженных металлических соединениях, а также в соединениях неметаллических материалов.

В настоящее время довольно широко применяют *заклепки с вытяжным сердечником* (рисунок 31). Они предназначены для механического соединения двух и более деталей даже в том случае, когда доступ к месту соединения возможен только с одной стороны.

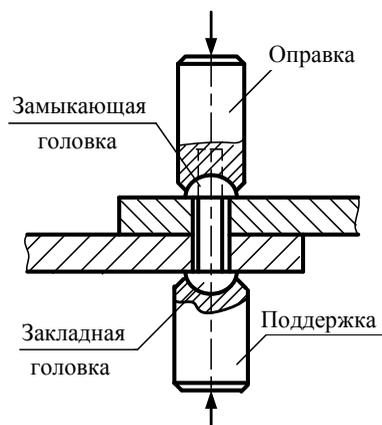


Рисунок 29 – Заклепочное соединение

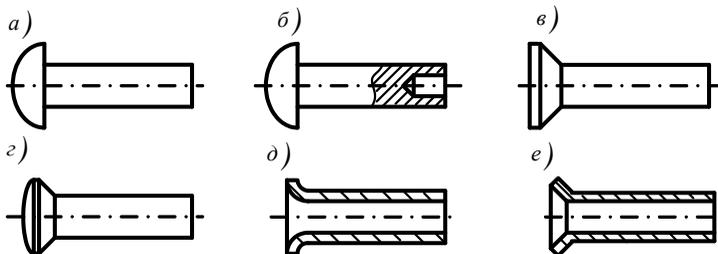


Рисунок 30 – Типы заклепок

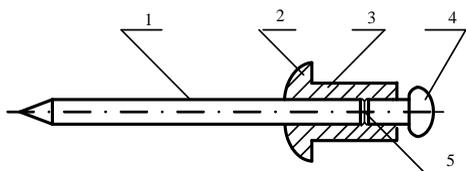


Рисунок 31 – Заклепка с вытяжным сердечником:
1 – сердечник; 2 – головка заклепки;
3 – корпус заклепки; 4 – головка сердечника; 5 – зона отрыва сердечника

Такие «слепые» заклепки используют в машиностроении для различных узлов и элементов самолетов, автомобилей и вагонов.

Термины и определения, конструкции и размеры заклепок с вытяжным сердечником регламентированы ГОСТ Р ИСО 14588–2005, ГОСТ Р ИСО 15973–2005, ГОСТ Р ИСО 15974–2005.

Пример крепления листового материала к несущему профилю «слепыми» заклепками показан на рисунке 32. Заклепочник (устройство для клепки), упираясь в головку 1 заклепки, вытягивает сердечник 2. Головка сердечника 3, двигаясь по направлению приложения силы F , впрессовывается в корпус заклепки, деформируя его и образуя замыкающую головку. При этом сердечник разрывается в зоне отрыва 5 (см. рисунок 31).

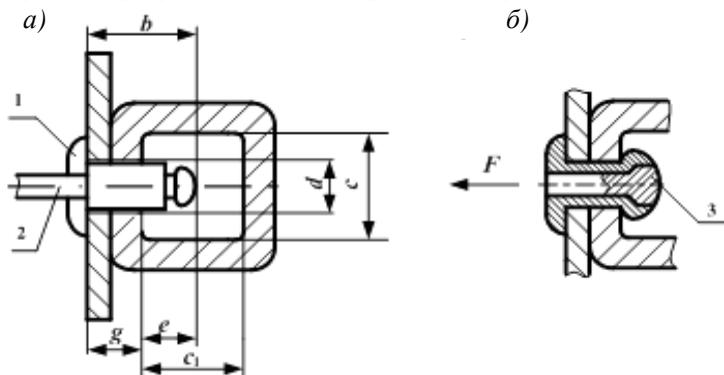


Рисунок 32 – Соединение «слепыми» заклепками:
а – установка заклепки в отверстия соединяемых деталей;
б – вид соединения после расклепки

Заклёпки изготавливают из низкоуглеродистых сталей, цветных металлов и их сплавов. При выборе материалов желательно, чтобы коэффициенты линейного расширения материалов заклёпок и соединяемых деталей были примерно равными. В противном случае при колебаниях температуры в соединении возникают температурные напряжения.

Соединение деталей машины или сооружения, осуществленное группой заклёпок, называется заклёпочным швом. По назначению различают прочные заклёпочные швы, предназначенные для восприятия внешних нагрузок (их применяют в металлических конструкциях машин и строительных сооружениях) и прочноплотные, обеспечивающие герметичность соединения при восприятии значительных усилий (их используют в паровых котлах, резервуарах и трубопроводах для газов и жидкостей при больших давлениях).

Отметим, что в современных конструкциях сосудов, работающих под давлением (паровые котлы) и в других указанных выше случаях, прочноплотные швы почти полностью вытеснены сварными швами.

По конструкции различают следующие заклёпочные швы:

- нахлесточные однорядные (рисунок 33, а), двухрядные (рисунок 33, б) и многорядные;
- стыковые с одной накладкой – однорядные (рисунок 34, а), двухрядные и многорядные;
- стыковые с двумя накладками – однорядные (рисунок 34, б), двухрядные и многорядные.

По расположению заклёпок двухрядные и многорядные заклёпочные швы различают с рядовым и шахматным расположением заклёпок.

По числу сечений заклёпок, работающих на срез, различают односрезные (см. рисунок 33), двухсрезные (см. рисунок 34, б) и многосрезные заклёпочные швы.

Расстояние p между заклёпками по длине шва называется шагом заклёпочного шва.

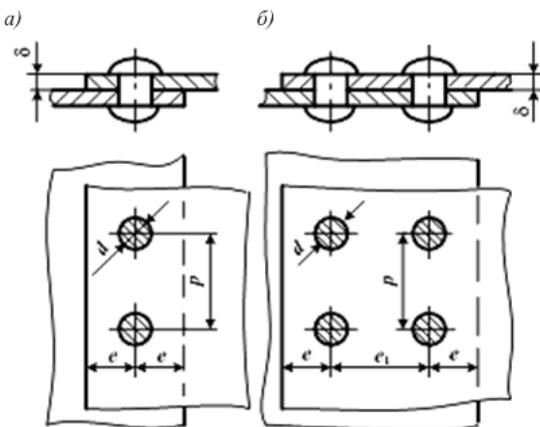


Рисунок 33 – Нахлесточные заклёпочные швы однорядные (а) и двухрядные (б)

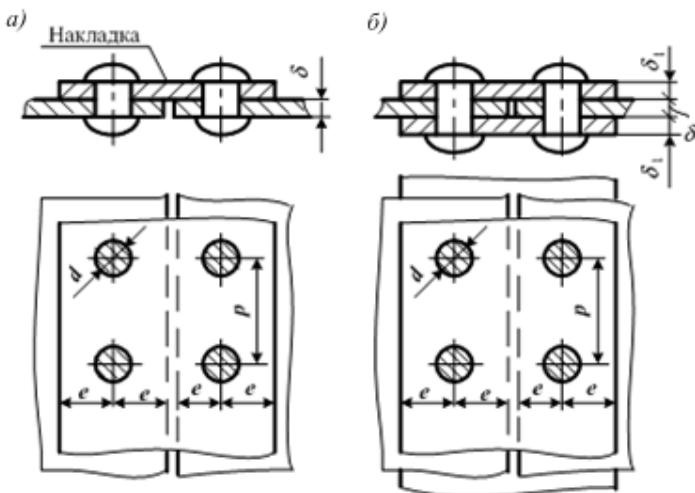


Рисунок 34 – Стыковые заклепочные швы с одной (а) и двумя (б) накладками:
 d – диаметр заклепки; e – расстояние от оси отверстия (заклепки) до края листа;
 p – шаг заклепочного шва; δ – толщина соединяемых деталей; δ_1 – толщина накладок

Расчет прочности заклепочных швов. Расчет заклепочного шва заключается в определении диаметра и числа заклепок, шага заклепочного шва, расстояния заклепок до края соединяемой детали и расстояния между рядами заклепок.

При расчете заклепочного шва предварительно определяют размеры площади сечения соединяемых заклепками деталей. В зависимости от их толщины принимают диаметр заклепок, по которому вычисляют шаг и другие размеры заклепочного шва. Затем производят проверочный расчет заклепок на прочность.

В проектировочных расчетах заклепки *прочноплотных швов* рассчитывают на срез, поскольку точно рассчитать силы, действующие в соединении, весьма затруднительно. Заклепки *прочных швов* рассчитывают на срез и на смятие, поскольку при работе прочного шва возможен сдвиг одной детали относительно другой.

Пример расчета прочности заклепочных швов. Примем для однорядного заклепочного шва внахлестку следующие обозначения: d – диаметр поставленной заклепки; δ – толщина соединяемых деталей (листов); p – шаг заклепочного шва; e – расстояние от оси отверстия (заклепки) до края листа;

В стальных металлоконструкциях для швов внахлестку диаметр заклепки

$$d = 2\delta. \quad (38)$$

Шаг заклепочного шва

$$p = 3d. \quad (39)$$

Расстояние от оси заклепки до края листа

$$e = \left(5 \dots 2 \right) \bar{d}. \quad (40)$$

Диаметр заклепки для швов с двумя накладками

$$d = \left(5 \dots 2 \right) \bar{\delta}. \quad (41)$$

Шаг заклепочного шва принимают:

– для двухрядного шва внахлестку –

$$p = 4d, \quad (42)$$

– для однорядного шва с двумя накладками –

$$p = 3,5d, \quad (43)$$

– для двухрядного шва с двумя накладками –

$$p = 6d. \quad (44)$$

Расстояние заклепки до края листа для всех швов

$$e = \left(5 \dots 2 \right) \bar{d}. \quad (45)$$

Расстояние между рядами заклепок двух- и многорядных швов при шахматном расположении заклепок

$$e = \left(\dots 3 \right) \bar{d}. \quad (46)$$

Толщина накладок у заклепочных швов с накладками

$$\delta_1 = 0,75\delta. \quad (47)$$

После определения необходимых размеров заклепки проверяют:

– на срез –

$$\tau_c = F / \left[\hat{e} \pi d^2 / 4 \right] \leq \tau_c \quad (48)$$

– и на смятие –

$$\sigma_{\bar{m}} = F / d\delta_{\min} \leq \sigma_{\bar{m}} \quad , \quad (49)$$

где d – диаметр поставленной заклепки, мм;

F – сила, действующая на одну заклепку, Н;

k – число плоскостей среза заклепок;

δ_{\min} – наименьшая толщина соединяемых деталей (листов), мм;

$[\tau_c]$ – допускаемое напряжение на срез для заклепок, МПа;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение заклепок на смятие, МПа.

Допускаемые напряжения для заклепок зависят в основном от способа получения отверстия (сверлением или продавливанием) и вида приложенной нагрузки (таблица 1).

Необходимое число заклепок в шве при симметрично действующей нагрузке F_o определяют расчетом заклепок на срез по формуле

$$z = F_o / \hat{\epsilon} \pi d^2 / 4 \tau_c \quad . \quad (50)$$

Таблица 1 – Допускаемые напряжения для соединения стальных деталей заклепками при статических нагрузках

Вид напряжений	Обработка отверстия	Допускаемые напряжения, МПа	
		Ст2	Ст3
Срез $[\tau_c]$	Сверлением	140	140
	Продавливанием	100	100
Смятие $[\sigma_{см}]$	Сверлением	280	320
	Продавливанием	240	280
<p><i>Примечание</i> – При переменных нагрузках допускаемые напряжения рекомендуют снижать на 10–20 %.</p>			

2.2.2 Сварные соединения

Общие сведения. Сварное соединение – *неразъемное соединение, выполненное сваркой. Сварка – процесс получения неразъемных соединений посредством установления межзатомных связей между свариваемыми частями при их местном или общем нагреве, или пластическом деформировании, или совместном действии того и другого.*

Сварные соединения (рисунок 35) являются наиболее совершенными неразъемными соединениями, поскольку прочность сварных соединений при

статических и ударных нагрузках приближается к прочности цельнометаллических деталей. В настоящее время освоена сварка всех конструкционных сталей, чугунов, цветных сплавов и пластмасс. Замена клепаных конструкций сварными уменьшает их массу до 20 %, а замена литых конструкций сварными экономит до 30 % и более металла.

Различают более 150 технологических процессов сварки. Классификацию сварки металлов по основным физическим, техническим и технологическим признакам устанавливает ГОСТ 19521–74.

По физическим признакам все виды сварки делят на три класса:

– *термический* – способы сварки плавлением с использованием тепловой энергии (газовая, дуговая, электронно-лучевая, лазерная, плазменная);

– *термомеханический* – способы сварки с использованием тепловой энергии и давления (контактная, диффузионная, газо- и дугопрессовая, кузнечная);

– *механический* – способы сварки с использованием механической энергии (холодная, трением, ультразвуковая, взрывом).

При сварке плавлением металл в местах соединения нагревают до перехода в жидкое состояние. Расплавленный металл свариваемых деталей образует общую жидкую ванну. После остывания получается шов, связывающий соединяемые части в одно целое.

При сварке с давлением используют термомеханические или механические процессы, при которых металл свариваемых деталей нагревают в местах соединений до пластического состояния. В процессе нагрева или после него детали сжимают и производят их соединение.

Выбор метода сварки зависит от многих факторов, одним из которых является свариваемость. *Под свариваемостью понимают способность материала образовывать в процессе сварки соединение, не уступающее по своим физико-механическим свойствам свариваемым материалам.*

Основными критериями свариваемости являются показатели физико-механических свойств в зоне сварного шва, а также склонность к образованию дефектов (трещин, пор, шлаковых включений и т.д.).

Сварной шов – это участок сварного соединения, образовавшийся в результате охлаждения расплавленного металла.

На рисунке 36 показаны образующиеся в результате сварки металла характерные зоны: зона сварного шва 1, зона сплавления 2, зона термического влияния 3 и часть основного металла 4, прилегающая к зоне термического влияния.

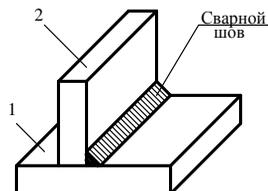


Рисунок 35 – Схема сварного соединения:
1 – плита; 2 – стойка

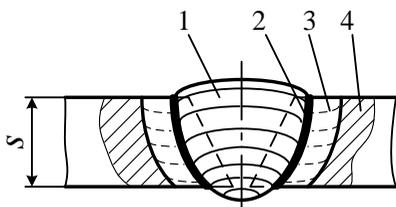


Рисунок 36 – Характерные зоны сварного соединения

нагрева ниже температуры плавления. Нерасплавленные зерна в этой зоне разъединяются жидкими прослойками, связанными с жидким металлом сварочной ванны и в эти прослойки имеют возможность проникать элементы, введенные в ванну с дополнительным металлом или сварочными материалами. Поэтому химический состав этой зоны отличен от химического состава основного металла.

Зона термического влияния – участок основного металла, не подвергшийся расплавлению, но структура и свойства которого изменились в результате нагрева при сварке.

В машиностроении наиболее часто применяют электродуговую и контактную сварку.

Электродуговая сварка бывает ручная, механизированная, автоматическая; а по способу защиты металла в зоне сварки – незащищенная, в вакууме, в защитном газе, под флюсом и др.

Контактную сварку осуществляют за счет расплавления под действием больших токов материала соединяемых деталей и прижатия их друг к другу. Контактная сварка бывает точечной, шовной, стыковой.

Ручная дуговая сварка плавящимся электродом. Подачу электрода и перемещение дуги вдоль свариваемых кромок выполняют вручную. Нагрев производят электрической дугой между электродом и деталью. Под воздействием электрической дуги электрод плавится и служит присадочным материалом для образования сварного шва. При данном способе возможна сварка стальных деталей толщиной 1–60 мм.

Автоматическая дуговая сварка плавящимся электродом под флюсом. Подача электрода и перемещение дуги вдоль кромок механизированы. Дуга горит под слоем флюса, в состав которого входят шлакообразующие, легирующие и раскислительные составляющие. Этот вид сварки обеспечивает высокую производительность процесса и высокое качество шва для деталей толщиной 2–130 мм.

Основной металл – металл свариваемых соединяемых частей.

Металл шва – сплав, образованный расплавленным основным и наплавленным металлами или только переплавленным основным металлом. *Зона сплавления* – зона, где находятся частично оплавленные зерна металла на границе основного металла и металла шва. Эта зона

Электрошлаковая сварка. Это сварка плавлением, при которой для нагрева металла используют теплоту, выделяющуюся при прохождении электрического тока через расплавленный шлак. Это самый производительный способ для сварки листов толщиной 40–50 мм.

Стыковая контактная сварка. Нагрев стыкуемых торцов деталей осуществляют теплотой, выделяющейся при прохождении электрического тока. Нагрев торцов деталей производят либо до их оплавления, либо до возникновения пластического состояния с последующим сдавливанием деталей. Этот вид сварки является наиболее рентабельным при массовом производстве.

Шовная контактная сварка. Соединение элементов выполняют внахлестку вращающимися дисковыми электродами в виде непрерывного или прерывистого шва и применяют для получения герметичных швов в тонколистовых конструкциях.

Точечная контактная сварка. Соединение элементов происходит на участках, ограниченных площадью торцов электродов. Ее применяют для тонколистовых конструкций, не требующих герметичности швов.

Необходимо разделять понятия «сварной шов» и «сварное соединение». Свойства сварного шва зависят от свойств металла непосредственно в месте сварки. Свойства сварного соединения определяются свойствами металла самого шва и зоны основного металла, прилегающего к шву, с измененной структурой и во многих случаях с измененными свойствами. Надо также учитывать и часть основного металла, прилегающую к зоне термического влияния и определяющую концентрацию напряжений в месте перехода от металла шва к основному металлу.

Термины и определения основных понятий, связанных с производством сварных конструкций, приведены в таблице В.1 приложения В.

Типы сварных соединений. Сварные соединения в зависимости от относительного расположения свариваемых деталей разделяют (ГОСТ 2601–84) на *стыковые* (рисунок 37, а), *нахлесточные* (рисунок 37, б), *тавровые* (рисунок 37, в) и *угловые* (рисунок 37, г). Они являются характерными для всех видов сварки (дуговой, электрошлаковой, газовой) стали и цветных металлов и различаются толщиной свариваемых деталей, конструктивными размерами деталей и швов. Существуют также *торцовые соединения*, у которых боковые поверхности соединяемых элементов примыкают друг к другу (рисунок 39, д). Их применяют редко, в основном для соединения тонкостенных деталей.

Стыковое соединение представляет собой сварное соединение двух элементов, примыкающих друг к другу торцовыми поверхностями. Они обеспечивают более равномерное распределение напряжений при передаче усилий от одного элемента к другому, минимальный по сравнению с другими типами сварных соединений расход металла, высокую надежность

и удобство контроля качества соединения. В зависимости от толщины металла сварка стыковых соединений может быть осуществлена без скоса (рисунок 38, а), с одно- и двусторонним скосом кромок (рисунок 38, б–д).

Стыковые сварные швы имеют буквенно-цифровое обозначение С1, С2, С3 и т.д. Цифра в условном обозначении определяет конструктивные элементы шва сварного соединения.

Нахлесточное соединение представляет собой сварное соединение, в котором соединяемые элементы расположены параллельно и частично перекрывают друг друга. Величина перекрытия составляет 3–240 мм и зависит от толщины свариваемого металла. Эти соединения имеют условное обозначение Н и могут быть выполнены как односторонним (Н1), так и двусторонним (Н2) швами.

Тавровое соединение – это сварное соединение, в котором торец одного элемента примыкает под углом и приварен к боковой поверхности другого элемента. Сечение такого соединения имеет вид буквы Т. Его применяют для металлов толщиной 2–120 мм. В зависимости от назначения соединения и толщины металла сварка может быть осуществлена угловым швом без разделки кромок или стыковым швом с разделкой кромок (рисунок 38, е). Для получения прочного шва зазор между свариваемыми элементами составляет 2–3 мм. Условные обозначения тавровых соединений: Т1, Т2, Т3 и т.д.

Угловое соединение – это сварное соединение двух элементов, расположенных под углом и сваренных в месте примыкания их краев. Условные обозначения угловых соединений: У1, У2 и т.д.

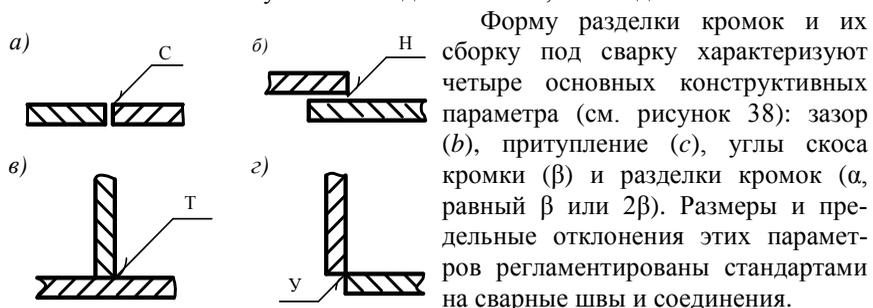


Рисунок 37 – Типы сварных соединений:
 а – стыковое; б – нахлесточное; в – тавровое,
 г – угловое

Форму разделки кромок и их сборку под сварку характеризуют четыре основных конструктивных параметра (см. рисунок 38): зазор (b), притупление (c), углы скоса кромки (β) и разделки кромок (α , равный β или 2β). Размеры и предельные отклонения этих параметров регламентированы стандартами на сварные швы и соединения.

Существующие способы дуговой сварки без разделки кромок позволяют сваривать металл ограниченной толщины (односторонней ручной сваркой – до 4 мм, механизированной под флюсом – до 18 мм). При сварке металла большой толщины необходимо разделять кромки. Угол скоса обеспечивает заданную величину угла разделки кромок, что необходимо для доступа дуги вглубь соединения и полного проплавления кромок на всю их толщину. Стандартный угол разделки кромок в зависимости от способа сварки и типа соединения изменяется в пределах от 60 до 20°.

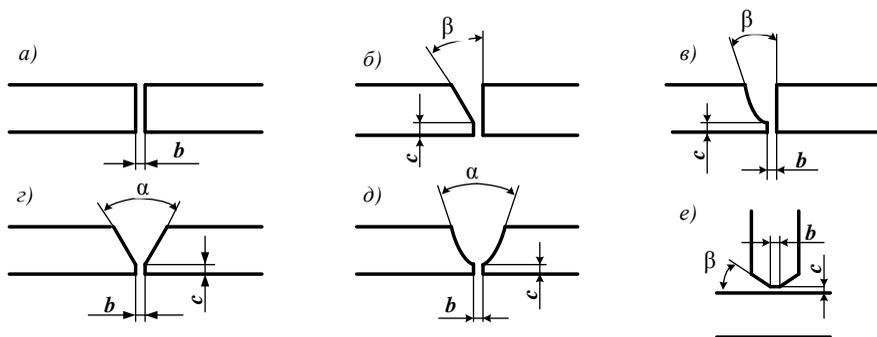


Рисунок 38 – Форма подготовки кромок свариваемых элементов и основные конструктивные параметры:

a – без скоса кромок; *б, в* – со скосом одной кромки; *г* – с V-образной разделкой кромок; *д* – с U-образной разделкой кромок; *е* – с двумя симметричными скосами одной кромки

Тип разделки и величина угла разделки кромок определяют количество необходимого дополнительного металла для заполнения разделки.

Притупление *c* обычно составляет 1–2 мм. Его назначение – обеспечить правильное формирование обратного валика и предотвратить прожоги в корне шва. Зазор *b* обычно принимают 1,5–2,0 мм, так как при принятых углах разделки кромок наличие зазора необходимо для провара корня шва. В отдельных случаях зазор между свариваемыми деталями изменяется в более широких пределах (от 0 до 8,0 мм и более).

Виды сварных соединений, конструктивные элементы и размеры для соответствующих видов дуговой сварки приведены в ГОСТ: 5264–80, 8713–79, 11533–75, 11534–75, 14771–76, 14776–79, 14806–80, 15164–78. Использование конкретного стандарта определяется, исходя из применяемого способа сварки.

Типы сварных швов. В зависимости от типов сварных соединений различают стыковые и угловые сварные швы. *Сварные швы стыковых соединений называют стыковыми* (рисунок 39, *a*). *Сварные швы угловых, тавровых и нахлесточных соединений называют угловыми* (рисунок 39, *б–г*).

Основными параметрами стыковых швов являются *высота шва*, принимаемая равной толщине свариваемых элементов *s*, и *длина шва*, принимаемая равной ширине детали. Геометрические параметры стыкового шва показаны на рисунке 40.

У *у г л о в о г о* шва основные параметры – *катет шва k* и *расчетная высота h* (рисунок 41). Для нормального шва $h \approx 0,7k$. За катет шва *k* принимают катет вписанного в сечение шва равнобедренного треугольника.

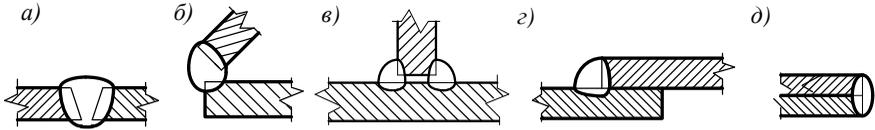


Рисунок 39 – Типы сварных швов

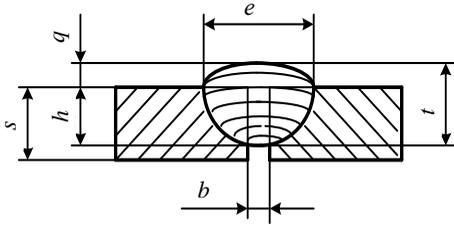
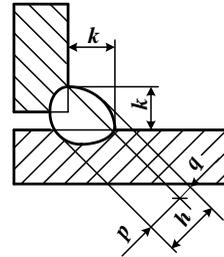


Рисунок 40 – Геометрические параметры стыкового шва:
 b – зазор; e – ширина шва; h – глубина провара; t – толщина шва; s – толщина свариваемого элемента; q – выпуклость (высота усиления) шва

Рисунок 41 – Геометрические параметры углового шва:
 h – толщина углового шва; k – катет углового шва; p – расчетная высота углового шва; q – выпуклость шва



- Сварные швы классифицируют по следующим признакам:
- 1) по форме сечения – стыковые, угловые и прорезные;
 - 2) внешнему виду – нормальные (плоские), выпуклые (усиленные) и вогнутые (ослабленные);
 - 3) выполнению – одно- и двусторонние;
 - 4) количеству слоёв – одно- и многослойные;
 - 5) числу проходов – одно- и многопроходные;
 - 6) протяжённости – непрерывные (рисунок 42, а), непрерывные двусторонние (рисунок 42, б), односторонние прерывистые, двусторонние шахматные (рисунок 42, в), двусторонние цепные (рисунок 42, з), точечные;
 - 7) направлению действующего усилия – фланговые (рисунок 42, д), лобовые (рисунок 42, е), комбинированные (рисунок 42, ж) и косые (рисунок 42, з);
 - 8) положению в пространстве – нижние, вертикальные, горизонтальные и потолочные;
 - 9) назначению – прочные, плотные (герметичные) и прочно-плотные;
 - 10) условиям работы сварного изделия – рабочие (предназначенные для нагрузок) и соединительные (используемые только для соединения элементов);
 - 11) способу удержания расплавленного металла – швы, выполненные без подкладок; на съёмных или остающихся стальных подкладках; на медных, керамических и асбестовых подкладках; флюсовых и газовых подушках;

12) по виду сварки – швы: ручной дуговой сварки; автоматической и механизированной сварки под флюсом; дуговой сварки в защитных газах; электрошлаковой сварки; контактной электросварки; газовой сварки;

13) применяемому для сварки материалу – швы соединения: углеродистых и легированных сталей; цветных металлов; биметалла; винипласта и полиэтилена.

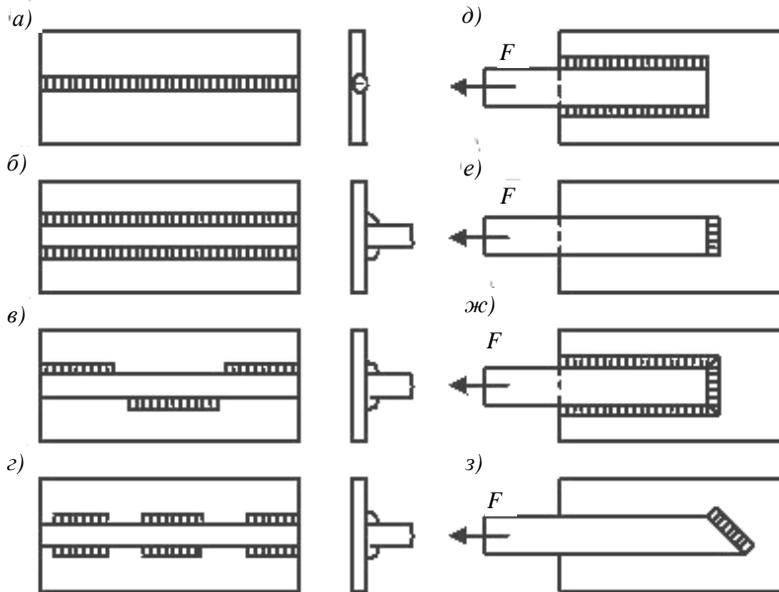


Рисунок 42 – Классификация сварных швов по протяженности и направлению действующей силы:

a – непрерывный стыковой; *б* – непрерывный угловой двусторонний; *в* – двусторонний шахматный; *г* – двусторонний цепной; *д* – продольный (фланговый); *е* – поперечный (лобовой); *ж* – комбинированный; *з* – косой

Условные изображения и обозначения швов сварных соединений.

В технической документации швы сварных соединений изображают в соответствии с ГОСТ 2.312–72 «Условные изображения и обозначения швов сварных соединений». По стандарту независимо от способа сварки видимый шов условно изображают сплошной основной линией, невидимый – штриховой линией; видимую одиночную сварную точку показывают знаком «+», невидимую – не показывают. От изображения шва или одиночной точки проводят линию-выноску, заканчивающуюся односторонней стрелкой. Структура условного обозначения стандартного шва включает комплекс геометрических, технологических и контрольных параметров. Эти параметры располагают на линии-выноске и ее полке в следующем порядке (рисунок 43):

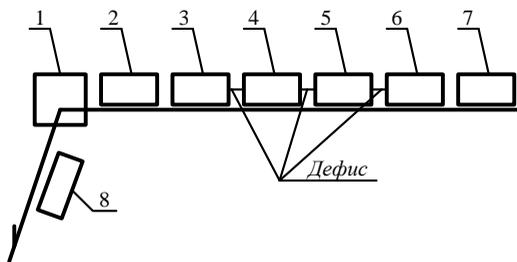


Рисунок 43 – Структура условного обозначения стандартного шва или одиночной сварной точки

- 1 – знаки № 1 и 8 (таблица 2) на изломе линии-выноски;
- 2 – обозначение стандарта;
- 3 – условное буквенно-цифровое обозначение по стандарту (например С2, С15, У4, У10, Т1, Т3, Н1, Н2);
- 4 – обозначение способа сварки по стандарту (например ИНп, Кт, ШЭ);
- 5 – знак № 3 (см. таблицу 2) и размер катета шва в миллиметрах;
- 6 – для прерывистых швов – длина провариваемого участка, знак № 4 или 5 (см. таблицу 2) и размер шага; для точечных швов – размер пятна, знак № 4 или 5 и размер шага;
- 7 – знак № 2 – шов по незамкнутой линии, поясненной на чертеже; знак № 6 – усиление шва снять; знак № 7 – обработать шов до плавного перехода к основному металлу;
- 8 – указание о контроле шва.

После знаков № 1–7 на полке ставят обозначение шероховатости механически обработанной поверхности шва.

Примеры условных обозначений сварных швов приведены в таблице В.2 приложения В.

Таблица 2 – Вспомогательные знаки в обозначениях сварных швов

Номер знака	Знак	Значение знака
1	○	Шов по замкнутой линии. Диаметр знака 3–5 мм
2	▭	Шов по незамкнутой линии. Знак применяют, если расположение шва понятно из чертежа
3	▴	Знак, после которого ставят размер катета шва в мм
4	/	Шов прерывистый или точечный с цепным расположением. Угол наклона линии $\approx 60^\circ$
5	∩	Шов прерывистый или точечный с шахматным расположением
6	○	Усиление шва снять
7	⌒	Наплывы и неровности шва обработать с плавным переходом к основному металлу
8	└	Шов выполнять при монтаже изделия

Методика расчета сварных соединений. Основные критерии расчета сварных соединений – *прочность* (статическая и усталостная) и *плотность* (герметичность). В зависимости от назначения свариваемых деталей расчеты выполняют по одному из этих критериев или по обоим.

Прочность сварного соединения зависит от свойств основного материала, определяющего его способность к свариванию, от технологических возможностей способа сварки и характера действующих нагрузок (постоянных или переменных). Все принятые в инженерной практике методы расчета сварных соединений являются приближенными.

Сварные швы разделяют на *рабочие* и *связующие*. На прочность рассчитывают только рабочие швы, которые воспринимают и передают рабочую нагрузку между соединяемыми деталями. Связующие швы служат только для связи элементов в неразъемную конструкцию. Они мало нагружены и поэтому их не рассчитывают.

Допускаемые напряжения в сварных швах *при статической нагрузке* определяют в зависимости от допускаемых напряжений на растяжение для основного металла (таблица 3).

Таблица 3 – Допускаемые напряжения для сварочных соединений деталей из низкоуглеродистых и легированных сталей

Вид деформации и напряжения	Автоматическая и полуавтоматическая сварка под флюсом	Ручная электродуговая сварка. Марка электродов	
		Э42А, Э50А	Э42, Э50
Растяжение, $[\sigma'_s]$	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,9[\sigma_p]$
Сжатие, $[\sigma'_x]$	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$
Срез, $[\tau'_n]$	$0,65[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$

Расчет сварных швов. Расчет *на прочность* основан на допущении, что напряжения в сварном шве распределены равномерно как по длине, так и по сечению.

Стыковое соединение (рисунок 44) во многих случаях является наиболее простым и надежным. Его рекомендуют в конструкциях, подверженных воздействию переменных напряжений.

В зависимости от толщины соединяемых элементов соединение выполняют с обработкой или без обработки кромок, с подваркой или без подварки с другой стороны. Для стыковых соединений расчет швов производят на растяжение или сжатие по сечению соединяемых деталей без учета возвышения шва.

Условие прочности стыкового шва на растяжение

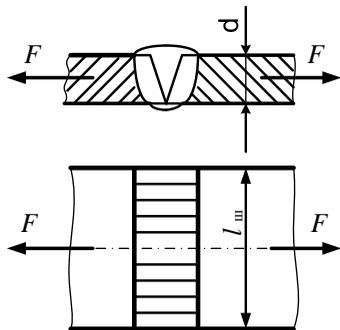


Рисунок 44 Схема стыкового соединения

$$\sigma_{\delta} = \frac{F}{\delta l_{\phi}} \leq [\sigma'_{\delta}], \quad (51)$$

где F – растягивающая сила, Н;
 δ – толщина шва, мм (принимают равной толщине детали);
 $l_{ш}$ – длина шва, мм;
 σ_p – расчетное напряжение растяжения для шва, МПа;
 $[\sigma'_p]$ – допускаемое напряжение растяжения для шва, МПа (назначают в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение для основного металла $[\sigma_p]$ и от вида сварки).

Допускаемые напряжения при растяжении для материала сварных швов металлоконструкций при постоянной нагрузке можно принять: для стали Ст2 $[\sigma_p] = 140$ МПа; для стали Ст3 $[\sigma_p] = 160$ МПа; для стали Ст5 $[\sigma_p] = 190$ МПа.

Условие прочности стыкового шва на сжатие

$$\sigma_{\text{жсж}} = \frac{F}{\delta l_{\phi}} \leq [\sigma'_{\text{жсж}}], \quad (52)$$

где $\sigma_{\text{жсж}}$ – расчетное напряжение в шве при сжатии, МПа;
 $[\sigma'_{\text{жсж}}]$ – допускаемое напряжение для шва при сжатии, МПа.

При действии изгибающего момента $M_{и}$ (Н·мм) в плоскости соединяемых элементов условие прочности стыковых швов имеет вид

$$\sigma = M_{\epsilon} / W_{\epsilon} \leq [\sigma'_{\delta}], \quad (53)$$

где $W_{и} = \delta l_{ш}^2 / 6$ – момент сопротивления расчетного сечения при изгибе, мм³.

При действии на стыковой шов изгибающего момента $M_{и}$ и растягивающей или сжимающей силы F шов рассчитывают по формуле

$$\sigma = F / \delta l_{ш} \pm 6M_{и} / \delta l_{ш}^2 \leq [\sigma'_p]. \quad (54)$$

Нахлесточное соединение выполняется угловым швом (лобовым, фланговым или комбинированным), (рисунок 45).

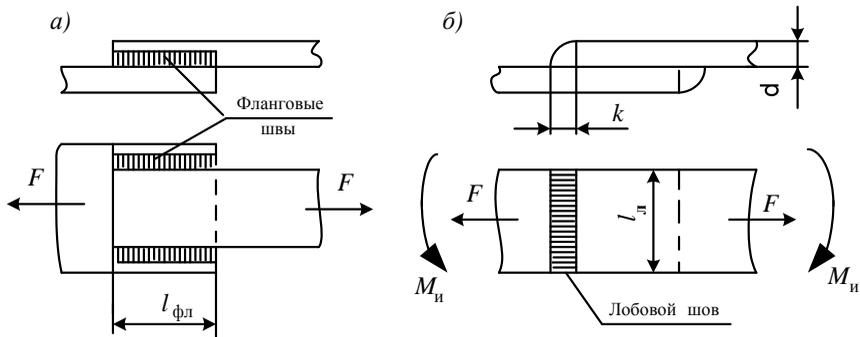


Рисунок 45 – Схемы нахлесточных соединений:
 а – фланговыми швами; б – лобовыми швами

Угловые швы рассчитывают на срез по опасному сечению I-I (рисунок 46), совпадающему с биссектрисой прямого угла. Расчетная высота в опасном сечении углового шва составляет: $0,7k$ – для ручной сварки и k – для автоматической сварки, где k – катет шва (обычно принимают $k = \delta$).

При действии на угловой шов силы F он рассчитывается по формуле

$$\tau_c = F / (0,7kl_{ш}) \leq [\tau'_c], \quad (55)$$

где τ_c и $[\tau'_c]$ – расчетное и допускаемое напряжения среза для углового шва, МПа (см. таблицу 3);

k – катет шва, мм;

$l_{ш}$ – расчетная длина шва, мм.

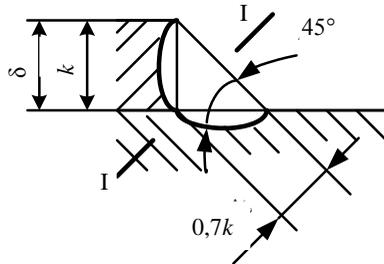


Рисунок 46 – Расчетная схема углового шва

Для соединений с несколькими швами под размером $l_{ш}$ принимают суммарную длину швов. Так, расчетная длина шва $l_{ш} = 2l_{фл}$ (рисунок 45, а), $l_{ш} = 2l_{л}$ (см. рисунок 45, б).

Если соединение угловым швом нагружено изгибающим моментом $M_{и}$ в плоскости приварки, то условие прочности шва определяют по формуле

$$\tau_c = M_{и} / W_{и} \leq [\tau'_c], \quad (56)$$

где $W_{и}$ – момент сопротивления расчетного сечения шва при изгибе, мм^3 ,
 $W_{и} = 0,7kl_{ш}^2 / 6$.

При действии на угловой шов изгибающего момента M_n и силы F , перпендикулярной шву (см. рисунок 45, б), условие прочности шва определяют по формуле

$$\tau_c = F / (0,7k_{ш}) \pm 6M_n / (0,7k_{ш}^2) \leq [\tau_c'] \quad (57)$$

Расчет сварной конструкции состоит из двух частей: проектного и проверочного расчетов.

Проектный расчет. Его целью является определение длины шва. В расчете придерживаются следующего порядка действий:

1) разрабатывают конструкцию соединения (задают взаимное положение деталей, размеры соединения и деталей, связанных непосредственно со сваркой; выбирают вид соединения);

2) выбирают тип сварного шва;

3) выбирают материал деталей, марку электродов и определяют допускаемые напряжения;

4) записывают условие прочности шва. В условии прочности углового шва две неизвестных величины: катет шва и длина сварного шва. Можно, задавшись толщиной шва или катетом шва, определить требуемую длину шва из условия прочности.

Проверочный расчет. В проверочном расчете целесообразен порядок действий путем последовательных приближений:

1) разрабатывают конструкцию соединения (задают взаимное положение деталей, размеры соединения и деталей, связанных непосредственно со сваркой); выбирают вид соединения;

2) выбирают тип сварного шва и его основные параметры: толщину, катет шва и длину шва (обычно из конструктивных соображений);

3) выбирают материал деталей и марку электродов; определяют допускаемые напряжения;

4) записывают условие прочности шва, определяют величину максимальных напряжений в шве и сравнивают с допускаемыми напряжениями;

5) расчёт считается законченным, если напряжения в шве отличаются от допускаемых напряжений менее чем на 3 % в большую сторону (перегрузка) или менее чем на 15 % в меньшую (недогрузка), т.е. условия прочности соблюдены;

6) при значительной (более 3 %) перегрузке следует увеличить размеры шва и вести расчет до выполнения пункта 5;

7) при значительной (более 15 %) недогрузке следует уменьшить размеры шва и вести расчет до выполнения пункта 5.

2.2.3 Паяные соединения

Паяные соединения – соединения, образованные пайкой.

Пайка – образование соединения путем нагрева соединяемых материалов ниже температуры их плавления, их смачивания расплавленным припоем, затекания припоя в зазор и последующего охлаждения.

Припой – материал для пайки и лужения с температурой плавления ниже температуры плавления паяемых материалов.

Паяные соединения подобны сварным, но отличаются от них отсутствием расплавления или высокотемпературного нагрева соединяемых деталей, поскольку припой имеет более низкую температуру плавления, чем материалы соединяемых деталей.

С помощью пайки соединяют стали, цветные металлы и сплавы, керамику, стекло, полимеры и др. Пайка позволяет соединять детали не только из однородных, но и из разнородных материалов. Пайкой соединяют стали со сплавами цветных металлов, металлы с графитом и фарфором, керамику с полупроводниками и др. Можно паять детали с тонкостенными элементами, где применение сварки недопустимо из-за опасности прожога.

Примерами использования паяных соединений в машиностроении могут служить радиаторы автомобилей и тракторов, тонкостенные трубопроводы и другие конструкции. Применение паяных соединений в машиностроении расширяется в связи с внедрением пластмасс и керамики.

Нагрев припоя и деталей осуществляют различными способами (паяльником, газовой горелкой, в термических печах). Для уменьшения вредного влияния окисления поверхностей деталей (удаления окислов и предотвращения их образования) применяют специальные флюсы (на основе буры, хлористого цинка, канифоли) а также паяют в среде нейтральных газов (аргона) или в вакууме.

В качестве припоев применяют как чистые металлы, так и сплавы. Припой с температурой плавления до 400 °С называют *легкоплавкими*. Наиболее широкое применение имеют оловянно-свинцовые припои (ПОС90, ПОС61). Их не следует применять для соединений, работающих при температуре свыше 100 °С. Припой с температурой плавления свыше 400 °С называют *тугоплавкими* (серебряные или на медной основе). Припой на медной основе (ВПр1, ВПр2) отличаются повышенной хрупкостью.

Серебряные припои (ПСр10, ПСр40) применяют для ответственных соединений.

Прочность соединения во многом зависит от зазора между соединяемыми деталями (от 0,03 до 0,2 мм), чистоты поверхности и равномерности нагрева элементов.

При пайке применяют главным образом стыковые и нахлесточные соединения, а также соединения труб (рисунок 47).

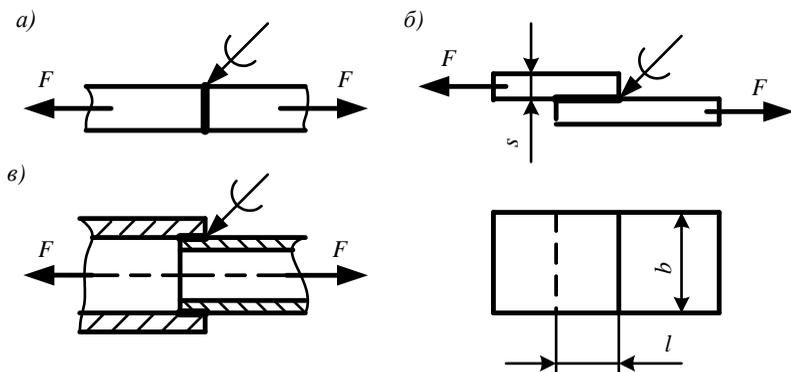


Рисунок 47 – Паяные соединения:
 а – стыковое; б – нахлесточное; в – телескопическое

К достоинствам паяных соединений относятся возможность соединять детали из однородных и разнородных материалов, паять в скрытых или малодоступных местах конструкции, малая концентрация напряжений из-за высокой пластичности припоя.

Недостатки паяных соединений – это прежде всего очень низкая прочность на отрыв, низкая прочность на сдвиг, а также значительная трудоемкость подготовки деталей к пайке.

Основные термины и определения, основные типы и параметры, условные изображения и обозначения швов паяных соединений приведены в ГОСТ 17325–79, ГОСТ 19249–73 и ГОСТ 2.313–82.

Расчет паяных стыковых и нахлесточных соединений на прочность аналогичен расчету сварных соединений. Допускаемое напряжение на срез принимают для паяных швов из оловянно-свинцовых припоев 20–30 МПа, из медно-цинковых припоев 175–230 МПа. Для паяных швов из серебряно-медных припоев предел прочности при растяжении в 1,5–2,0 раза больше, чем при срезе, и равен 400–600 МПа.

2.2.4 Клеевые соединения

Клеевыми соединениями называют неразъемные соединения, полученные с помощью клея, образующего между деталями соединения тонкую прослойку (клеевой шов). Клеевые соединения получили широкое распространение благодаря созданию конструкционных высокопрочных клеев на основе синтетических полимеров. В машиностроении в основном используют эпоксидные, акриловые, цианакриловые и силиконовые клеи.

Достоинства клеевых соединений:

– низкие требования к точности сопрягаемых деталей, быстрая и экономичная сборка деталей;

- способность скреплять детали, изготовленные из различных по физико-химическим свойствам материалов;
- герметичность соединения;
- снижение вероятности возникновения контактной коррозии.

Недостатки клеевых соединений:

- необходимость тщательной подготовки поверхностей под склеивание;
- нестабильность физико-химических свойств во времени;
- ухудшение механических характеристик при изменении температуры, при воздействии биологических и химических реагентов;
- малая прочность при неравномерно распределенных отрывающих нагрузках.

Соединение клеем происходит за счет адгезионного взаимодействия соединяемых поверхностей при отверждении клеевого слоя. Клеи могут обладать свойствами избирательной адгезии к различным материалам.

Прочность склеивания во многом зависит от толщины клеевого слоя. Оптимальная толщина составляет 0,05–0,25 мм. При большей толщине слоя прочность соединения снижается.

Температура эксплуатации клеевого соединения на основе доступных и распространенных клеев зависит от их теплостойкости и составляет от –70 до +120 °С. Вместе с тем разработаны теплостойкие клеи, выдерживающие температуру до 1000 °С.

Поэтому при выборе клея для неразъемного клеевого соединения необходимо учитывать условия эксплуатации, свойства склеиваемых материалов и клея, особенности конструкции и необходимую прочность соединения.

Шов клеевого соединения изображают сплошной линией, которая должна быть в два раза толще основной, и отмечают на чертеже знаком «К», проставленным на линии-выноске, (рисунок 48). В технических требованиях чертежа необходимо указать марку применяемого клея и номер (обозначение) стандарта. Условные изображения и обозначения швов неразъемных соединений установлены ГОСТ 2.313–82.

Расчет на прочность клеевых соединений аналогичен расчету паяных соединений. Обычно размер клеевого шва назначают в зависимости от размеров соединяемых деталей (рисунок 48).

Расчет на прочность клеевого нахлесточного соединения при сдвиге выполняют как проверочный по формуле

$$\tau'_c = F / \sum l \leq [\tau'_c], \quad (58)$$

где τ'_c , $[\tau'_c]$ – расчетное и допускаемое напряжения при сдвиге в клеевом шве, МПа;

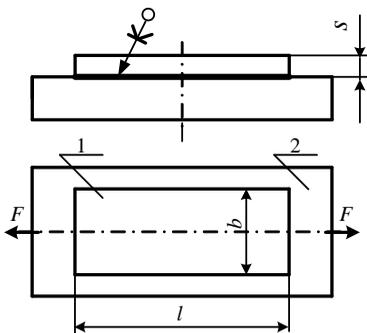


Рисунок 48 – Изображение и обозначение клевого шва:
1 и 2 – склеиваемые детали

F – сдвигающая сила, действующая на соединение, Н;

b – ширина шва, мм;

l – длина шва, мм.

При расчете клеевых соединений допускаемые напряжения на растяжение и сдвиг (срез) принимают в соответствии с маркой выбранного клея. При динамических нагрузках прочность при сдвиге принимают равной 30 % от ее значения при статическом нагружении.

В реальных конструкциях наблюдается значительный разброс показателей прочности. Это следует учитывать при проектировании

конструкций, вводя коэффициент запаса прочности. В зависимости от степени ответственности конструкции и условий ее работы выбирают значение коэффициента запаса прочности от 1,5 до 3,0.

2.2.5 Соединения с натягом

Соединение двух деталей, полученное запрессовкой одной детали (охватываемой) в другую (охватывающую) и обеспечивающее прочное неподвижное (условно неразъемное) соединение, называется соединением с натягом.

Натягом называют положительную разность диаметров вала и отверстия до сборки. Из соединений деталей с натягом наибольшее распространение получили цилиндрические соединения, в которых одна деталь охватывает другую по цилиндрической поверхности. В цилиндрических соединениях с натягом нагрузки передаются за счет сил трения, возникающих между двумя деталями после их сборки, с упругопластическим деформированием сопряженных поверхностей при необходимой разнице посадочных размеров. Увеличению коэффициента трения способствуют микронеровности на сопряженных поверхностях.

Надежность соединения с натягом в основном зависит от размера натяга, который принимается в соответствии с выбранной посадкой, установленной стандартной системой допусков и посадок (ГОСТ 25347–82).

Соединения с натягом условно делят на *продольно-прессовые* и *поперечно-прессовые*.

Сборку продольно-прессовых соединений производят с применением ручных, пневматических и гидравлических прессов путем приложения осе-

вой силы к одной из деталей (рисунок 49). На поверхности контакта деталей возникает равномерно распределенное нормальное (т.е. перпендикулярное к поверхности) давление p и силы трения, которые препятствуют сдвигу деталей (рисунок 50).

В поперечно-прессовых соединениях сближение сопрягаемых поверхностей происходит радиально к поверхности. Чтобы получить такие соединения, охватывающую деталь перед сборкой нагревают. При этом она расширяется, что облегчает посадку охватываемой детали. Затем вал быстро вставляют во втулку.

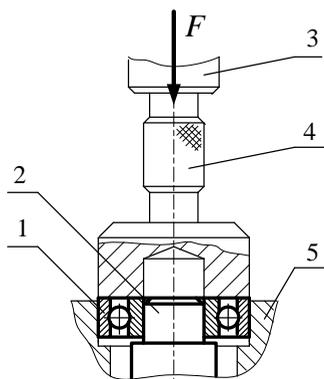


Рисунок 49 – Запрессовка подшипника качения одновременно в корпус узла и на вал: 1 – подшипник качения; 2 – вал; 3 – пресс; 4 – оправка; 5 – корпус

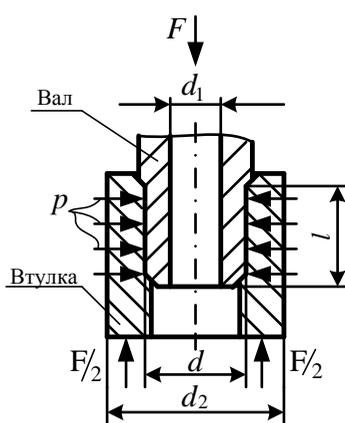


Рисунок 50 – Схема соединения с натягом

После остывания втулка плотно охватывает вал. Для сталей допустимая температура нагрева составляет $230 \dots 240 \text{ }^\circ\text{C}$, для бронз – $150 \dots 200 \text{ }^\circ\text{C}$.

Охватывающую деталь нагревают различными методами (в нагревательных установках в масле, током высокой частоты, газовыми горелками, в горнах и др.). Из них наибольшее распространение получил нагрев в масле.

В некоторых случаях применяют сборку соединений с охлаждением охватываемой детали. Для этого используют диоксид углерода CO_2 («сухой лед»), понижая температуру детали до $-80 \text{ }^\circ\text{C}$, или жидкий азот (понижая до $-190 \text{ }^\circ\text{C}$).

Соединения с натягом используют для соединения зубчатых колес, шкивов и звездочек с валом, для посадки подшипников качения на вал и во многих других случаях.

Характерные посадки в цилиндрических соединениях с натягом: $H7/p6$, $H7/z6$, $H7/s6$, $H7/t7$ и др.

Недостатками соединений с натягом являются отрицательные последствия даже однократной перегрузки, а также большой разброс натягов, который можно исключить за счет селективной сборки, т.е. подбора деталей соединения с допусками, близкими к расчетным.

Расчет соединений с натягом. Если на соединение действует осевая сила F (Н) и крутящий момент T (Н·мм), то для получения гарантированного натяга (отсутствия относительного перемещения деталей под нагрузкой) должны выполняться следующие условия:

$$F \leq \pi f d l p \quad (59)$$

и

$$T \leq 0,5 \pi f d^2 l p, \quad (60)$$

где l – длина соединения, мм;

d – номинальный диаметр соединения, мм;

f – коэффициент трения; для чугуновых и стальных деталей при запрессовке $f \approx 0,08 \dots 0,10$;

p – контактное давление в соединении, Н/мм².

Из формул (59) и (60) можно определить минимально необходимые значения контактного давления в соединении:

$$p_{\min} = F / (\pi f d l) \quad (61)$$

и

$$p_{\min} = 2T / (\pi f d^2 l) \quad (62)$$

Если соединение нагружено одновременно крутящим моментом T и сдвигающей силой F , то минимальное давление p в соединении можно определить по формуле

$$p_{\min} = \sqrt{F^2 + (2T/d)^2} / (\pi d l f) \quad (63)$$

где d и l – диаметр и длина посадочной поверхности, мм.

По теории расчета толстостенных цилиндров давление p на поверхности контакта связано с натягом N зависимостью

$$N_p = p d \left(c_1 / E_1 + c_2 / E_2 \right) \cdot 10^3, \quad (64)$$

где N_p – расчетный натяг, мкм;
 p – расчетное контактное давление, Н/мм²;
 d – диаметр посадочной поверхности, мм;
 c_1 и c_2 – коэффициенты Ляме,

$$\tilde{n}_1 = d^2 + d_1^2 / d^2 - d_1^2 - \mu_1; \quad \tilde{n}_2 = d_2^2 + d^2 / d_2^2 - d^2 + \mu_2,$$

d_1 – диаметр отверстия охватываемой детали (для вала сплошного сечения $d_1 = 0$), мм;

d_2 – наружный диаметр охватывающей детали (втулки), мм;

E_1 и E_2 – модули упругости материалов вала и втулки, Н/мм²;

μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки (для стали $\mu = 0,3$).

Учитывая частичное сглаживание микронеровностей посадочных поверхностей, действительный натяг определяют как сумму расчетного натяга и величины поправки:

$$N_d = N_p + 5,5 R_{a_1} + R_{a_2}, \quad (65)$$

где R_{a_1} и R_{a_2} – средние арифметические отклонения профиля микронеровностей посадочных поверхностей; чаще принимают $R_a = 1,25; 0,8; 0,63; 0,4$ мкм.

Зная величину действительного натяга, подбирают стандартную посадку.

Часть II. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

Лабораторная работа № 1

ИССЛЕДОВАНИЕ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель работы: рассмотреть шпоночные и шлицевые соединения; изучить методику их расчета на прочность и выполнить расчеты рассмотренных образцов соединений.

1 Шпоночные соединения

Шпоночным называют соединение охватывающей (штулка) и охватываемой (вал) деталей для передачи крутящего момента с помощью шпонки.

Шпоночные соединения (рисунок 1.1) состоят из вала, шпонки и ступицы колеса (зубчатого колеса, шкива, полумуфты и др.).

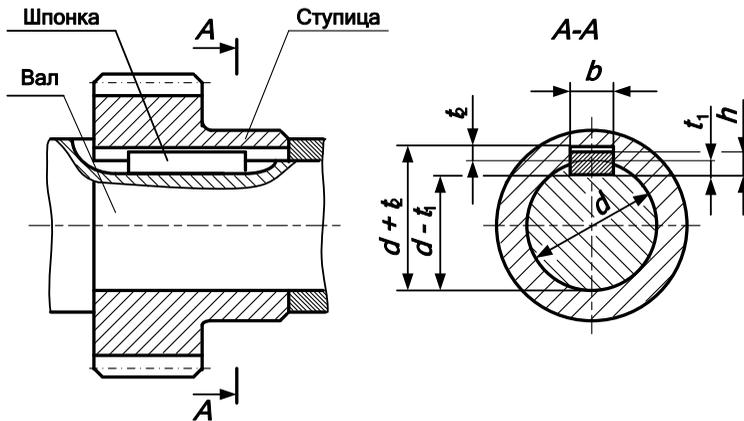


Рисунок 1.1 – Соединение призматической шпонкой

Шпонкой называют деталь, устанавливаемую в разъем двух соединяемых деталей и препятствующую их взаимному перемещению.

Шпонка служит для передачи крутящего момента между валом и ступицей колеса и является основным элементом соединения.

Все шпоночные соединения можно разделить на две группы: напряженные и ненапряженные. К первой группе относятся клиновые шпонки (см. рисунок 14, в), ко второй – призматические и сегментные (см. рисунок 14, а, б).

Клиновые шпонки имеют ограниченное применение, поскольку они вызывают смещение оси ступицы относительно вала, а при коротких ступицах – перекося соединяемых деталей. Поэтому в зубчатых передачах их не применяют.

Основные элементы шпоночных соединений стандартизованы. В стандартах размеры шпонок ($b \times h$) и пазов для различных конструкций приведены в зависимости от диаметра вала d (см. таблицы Б.1и Б.2, приложение Б). Длину шпонки принимают на 5–10 мм короче длины ступицы и выравнивают до стандартного значения. Если длина ступицы больше величины $1,5d$, то шпоночное соединение заменяют шлицевым.

Расчёт соединений сводится к проверке напряжений, которые возникают на рабочих поверхностях, или к определению расчётной длины шпонки при заданных допускаемых напряжениях.

1.1 Соединение призматическими шпонками

Наиболее распространены призматические обыкновенные шпонки (ГОСТ 23360–78), так как по сравнению с клиновыми шпонками они обеспечивают большую точность посадок ступиц на валах, а по сравнению с сегментными шпонками – врезаются в вал на меньшую глубину и, следовательно, в меньшей степени снижают прочность валов.

Соединение призматическими шпонками ненапряженное и требует изготовления вала и отверстий в ступице с большой точностью. Крутящий момент передается боковыми гранями шпонки.

Расчет соединения на смятие. Главным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность на смятие (рисунок 1.2).

Условие прочности шпоночного соединения:

$$\sigma_{\text{нi}} = \frac{P}{F_{\text{нi}}} \leq \sigma_{\text{нi}}^{\text{д}}, \quad (1.1)$$

где $\sigma_{\text{нi}}$, $\sigma_{\text{нi}}^{\text{д}}$ – расчётное и допускаемое напряжения смятия, МПа;

P – усилие, передаваемое шпонкой, Н;

$F_{\text{см}}$ – площадь смятия, мм².

Усилие P определяется как

$$P = \frac{T}{d/2} = \frac{2T}{d}, \quad (1.2)$$

где T – крутящий момент, Н·мм;

d – диаметр вала, мм.

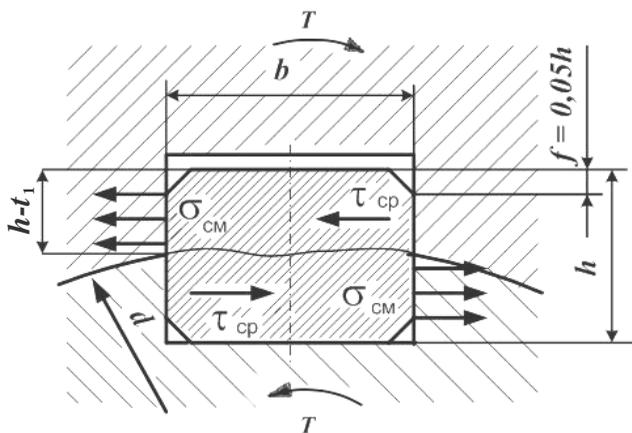


Рисунок 1.2 – Расчетная схема шпоночного соединения

Площадь смятия призматической шпонки

$$F_{\text{см}} = h - t_1 - f \cdot l_{\text{д}} = h - t_1 - 0,05h \cdot l_{\text{д}} = 0,95h - t_1 \cdot l_{\text{д}}, \quad (1.3)$$

где f – фаска шпонки, мм; $f \approx 0,05h$;

h – высота шпонки, мм;

t_1 – глубина шпоночного паза на валу, мм;

$l_{\text{р}}$ – рабочая длина шпонки, мм; $l_{\text{р}} = l - b$ (рисунок 1.3), для шпонок с плоскими торцами $l_{\text{р}} = l$.

С учетом формул (1.2) и (1.3) уравнение (1.1) приобретает вид

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d \cdot (0,95h - t_1) \cdot l_{\text{д}}} \leq \sigma_{\text{см}}^{\text{д}}, \quad (1.4)$$

Расчет шпонки на срез. Условие прочности на срез имеет вид

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P}{F_{\text{ср}}} \leq \tau_{\text{ср}}^{\text{д}}, \quad (1.5)$$

где, $\tau_{\text{ср}}^{\text{д}}, [\tau_{\text{ср}}^{\text{д}}]$ – расчетное и допускаемое напряжения среза, МПа.

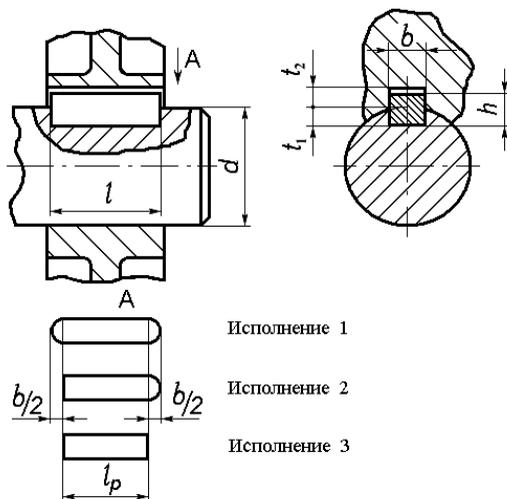


Рисунок 1.3 – Варианты исполнения призматических шпонок

Площадь среза

$$F_{\text{ср}} = bl_p, \quad (1.6)$$

где b – ширина шпонки, мм.

Учитывая зависимости (1.2) и (1.5), условие прочности на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{dbl_p} \leq [\tau]_{\text{ср}} \quad (1.7)$$

Призматические шпонки, как правило, не рассчитывают на срез, так как прочность их при срезе значительно выше прочности при смятии.

1.2 Соединение сегментными шпонками

Сегментные шпонки (ГОСТ 24071–80, рисунок 1.4) являются врезными и, подобно призматическим, работают боковыми гранями. При необходимости по длине ступицы ставят две сегментные шпонки. Сегментные шпонки – самые технологичные ввиду легкости изготовления самих шпонок и пазов для них, а также удобства сборки соединений. Глубокая посадка шпонки в вал обеспечивает более устойчивое положение, чем у призматической шпонки.

Шпоночный паз для сегментных шпонок фрезеруют специальной фрезой, соответствующей размеру шпонки. Однако глубокий паз значительно ослабляет вал. Поэтому сегментные шпонки применяют для передачи относительно небольших моментов.

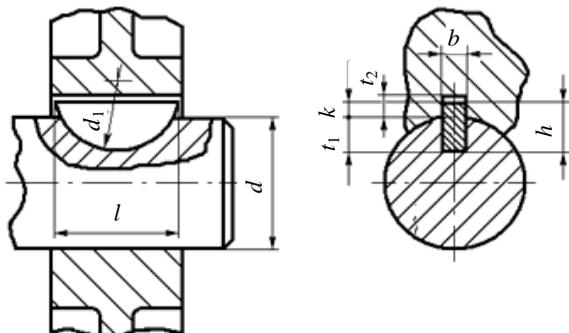


Рисунок 1.4 – Соединение сегментной шпонкой

Сегментные шпонки рассчитывают так же, как и призматические, из условия прочности на смятие и на срез. Условие прочности на смятие имеет вид

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dlk} \leq \sigma_{\text{см}} \quad , \quad (1.8)$$

где T – крутящий момент, Н·мм;

d – диаметр вала, мм;

l – длина шпонки, мм;

k – возвышение шпонки над валом, $k = h - t_1$, мм;

t_1 – глубина шпоночного паза на валу, мм.

Условие прочности на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{bld} \leq \tau_{\text{ср}} \quad , \quad (1.9)$$

где b – ширина шпонки, мм.

Шпонки изготавливают из среднеуглеродистой чистотянутой стали с пределом прочности не ниже $\sigma_{\text{в}} = 590$ МПа (обычно это Ст6, стали 45 и 50).

Величина допускаемых напряжений зависит от режима работы, прочности материала вала и втулки, типа посадки втулки на вал. Средние значения допускаемых напряжений для шпоночных соединений указаны в таблице Б.5 приложения Б.

2 Шлицевые соединения

Как уже было отмечено, *шлицевое соединение* условно можно рассматривать как многошпоночное, у которого шпонки, называемые шлицами (зубьями), выполнены как одно целое с валом, и они входят в соответствующие пазы ступицы.

В процессе эксплуатации шлицевое соединение подвергается смятию и износу рабочих поверхностей зубьев под действием давления $\sigma_{см}$, которое используют в качестве обобщенного критерия расчета на смятие и износ.

Для решения инженерных задач выполняют упрощенные расчеты на основе данных, обобщенных в ГОСТ 21425–75.

Упрощенный расчет по обобщенному критерию. Длина зубьев (шлицев) равна длине ступицы. Размеры зубьев (ширина и фаска) и их число z определяются по соответствующему стандарту в зависимости от диаметра вала d в месте посадки (см. таблицы Б.3 и Б.4, приложение Б). После определения размеров и длины зубьев производится проверочный расчет их прочности по напряжениям смятия $\sigma_{см}$.

В упрощенной расчетной модели (см. рисунок 25) принято равномерное распределение нагрузки по длине зубьев. При этом

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{2T}{\hat{\epsilon}_{\zeta} z h d_{\text{ср}} l} \leq \sigma_{\text{н}}^{\text{д}} \quad , \quad (1.10)$$

где T – номинальный крутящий момент (наибольший из длительно действующих), Н·мм;

k_3 – коэффициент неравномерности нагрузки по зубьям, $k_3 = 0,7 \dots 0,8$;

z – число зубьев;

h – рабочая высота зубьев, мм;

$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр соединения, мм;

l – рабочая длина зубьев, мм;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, МПа.

Для *прямобоковых зубьев* $h = 0,5(D - d) - 2f$, $d_{\text{ср}} = 0,5(D + d)$, где f – фаска зуба, мм.

Для *эвольвентных зубьев* $h \approx m$; $d_{\text{ср}} = zm$, где m – модуль зубьев, мм.

Шлицевые валы и ступицы изготавливают из среднеуглеродистых и легированных сталей с $\sigma_{в} \geq 500$ МПа. Значения допускаемых напряжений на смятие $[\sigma_{см}]$ для шлицевых соединений приведены в таблице Б.6 приложения Б.

3 Порядок выполнения работы

3.1 Под руководством преподавателя ознакомиться со шпоночными и шлицевыми соединениями, используя при этом образцы соединений, макеты, лабораторные установки и плакаты.

3.2 Выполнить эскизы представленных преподавателем шпоночных и шлицевых соединений и проставить необходимые размеры. По указанию преподавателя выполнить прочностные расчеты соединений.

3.3 Записать условные обозначения рассчитанных шпонок и шлицевых соединений согласно стандартам.

Содержание отчета

- 1 Цель работы.
- 2 Краткие сведения и основные определения.
- 3 Исходные данные для расчета шпоночного (шлицевого) соединения.
- 4 Эскизы рассчитываемых соединений.
- 5 Оформленные расчеты и условные обозначения соединений.
- 6 Выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Какие соединения относят к разъемным?
- 2 Назначение шпоночных и шлицевых соединений.
- 3 Какие виды шпонок вы знаете?
- 4 К какой группе относятся клиновые шпонки и почему?
- 5 Какие грани у клиновых шпонок являются рабочими?
- 6 Преимущества и недостатки призматических и сегментных шпонок.
- 7 Последовательность проектирования шпоночных соединений.
- 8 Как выбирают длину шпонки?
- 9 Классификация шлицевых соединений.
- 10 Преимущества и недостатки шлицевых соединений.

Лабораторная работа № 2

ИСПЫТАНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ НА СДВИГ

Цель работы: определить теоретически и экспериментально зависимость сдвигающей силы от момента завинчивания гайки в болтовом соединении.

Классификация резьбовых соединений обычно производится по способу установки болтов (с зазором или без зазора) и по схеме действия нагрузки:

- нагрузки действуют в плоскости стыка (сдвигающие усилия);
- нагрузки действуют в плоскости, перпендикулярной к стыку (отрывающие усилия).

Отдельные группы представляют собой соединения, нагруженные эксцентричной нагрузкой, вызывающей изгиб стержня болта, а также групповые соединения под действием нагрузки, раскрывающей стык деталей.

В настоящей работе изучается болтовое соединение, нагруженное силой, сдвигающей детали в стыке. Болт устанавливают в отверстие с зазором S (рисунок 2.1) и подвергают затяжке, в результате которой между деталями возникают силы трения, препятствующие их сдвигу.

При затяжке болт работает на растяжение и кручение. Вращающий момент при закручивании гайки равен сумме моментов сил сопротивления:

$$T_3 = T_p + T_T, \quad (2.1)$$

где T_p – момент сил трения в резьбе, Н·мм;

T_T – момент сил трения на опорном торце гайки, Н·мм.

Момент сил трения в резьбе

$$T_{\delta} = F_{\zeta} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \beta + \varphi, \quad (2.2)$$

где F_3 – сила затяжки болта (осевая сила, растягивающая болт), Н;

d_2 – средний диаметр резьбы, мм;

β – угол подъема винтовой линии, град;

φ' – приведенный угол трения, град.

Момент сил трения на опорной поверхности

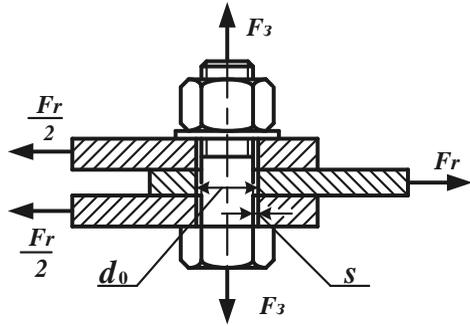


Рисунок 2.1 – Силовая схема болтового соединения, нагруженного силой F_r , сдвигающей детали в стыке

$$T_{\delta} = \frac{F_{\zeta} f_{\delta} D_{\text{нб}}}{2}, \quad (2.3)$$

где f_T – коэффициент трения на торце гайки (для условий опыта принимают $f_T = 0,2$);

$D_{\text{ср}}$ – средний диаметр опорной поверхности гайки,

$$D_{\text{нб}} = \frac{D + d_{\text{гв}}}{2}; \quad (2.4)$$

D – наружный диаметр опорной поверхности гайки (размер захвата гаечного ключа), мм;

$d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия в детали под болт, мм.

Подставляя выражения (2.2) и (2.3) в формулу (2.1), для момента завинчивания гайки получим

$$T_{\zeta} = \frac{F_{\zeta}}{2} \left[d_2 \operatorname{tg} \beta + \varphi' + D_{\text{нб}} f_{\delta} \right]. \quad (2.5)$$

Приведенный угол трения рассчитывают по формуле

$$\varphi' = \arctg \frac{f_p}{\cos \alpha/2} = \arctg \frac{f_p}{0,87}, \quad (2.6)$$

где f_p – коэффициент трения в резьбе (для условий опыта принято $f_p = 0,2$);
 $\alpha = 60^\circ$ – угол профиля метрической резьбы.

Наименьшая сила затяжки определяется по уравнению

$$F_3 = \frac{F_r}{f_0 i}, \quad (2.7)$$

где F_r – сдвигающая сила, Н (см. рисунок 2.1);

f_0 – коэффициент трения между соединяемыми деталями; его можно принять 0,15 при шероховатости поверхностей $Ra1,6$ без смазки;
 i – число стыков (поверхностей трения).

Сопоставляя уравнения (2.5) и (2.7), получим

$$F_r = \frac{2f_0 i T_3}{D_{cp} f_T + d_2 \operatorname{tg} \beta + \varphi'} \quad (2.8)$$

или

$$F_r = c T_3,$$

где $\tilde{n} = \frac{2f_0 i}{D_{cp} f_0 + d_2 \operatorname{tg} \beta + \varphi'}$ – постоянная величина для заданных условий эксперимента.

Таким образом, $F_r = f \cdot T_3$ является линейной зависимостью.

На величину момента завинчивания T_3 существенное влияние оказывают коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки. Эти коэффициенты зависят от материала трущихся поверхностей и их шероховатости, наличия смазки и загрязнений. Поэтому теоретическое значение T_3 не всегда совпадает с его действительной величиной, определяемой экспериментальным путем.

Значения коэффициентов трения f_p , f_T , f_0 приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Коэффициенты трения в резьбе, на торце гайки и в стыке

Характеристика шероховатости поверхности R_a , мкм	Наличие смазки	Коэффициенты трения f_p, f_T, f_0
5,0–20,0	Нет	0,2
	Есть	0,10–0,15
0,16–2,50	Нет	0,15
	Есть	0,05–0,10

Для предотвращения остаточных деформаций, которые могут возникнуть в стержне болта, необходимо ограничить силу затяжки. Эта сила определяется исходя из условия прочности стержня болта на одновременное действие растяжения и скручивания по уравнению

$$F_{\zeta} = \frac{\pi d_3^2 [\sigma_{\delta}]}{4 \cdot 1,3}, \quad (2.9)$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий скручивание тела болта;

d_3 – внутренний диаметр болта по дну впадины, мм.

Для болта, изготовленного из стали Ст3, принимаем $\sigma_T = 220$ МПа, коэффициент безопасности $n = 2$. Тогда допускаемое напряжение

$$[\sigma_{\delta}] = \frac{\sigma_{\delta}}{n} = \frac{220}{2} = 110 \text{ МПа}.$$

Например, для болта М18 при шаге 2,5 внутренний диаметр по дну впадины $d_3 = 14,933$ мм (таблица 2.2). Тогда

$$F_{\zeta} = \frac{3,14 \cdot 14,933^2 \cdot 110}{4 \cdot 1,3} = 14812 \text{ Н}.$$

Этому значению $[F_{\zeta}]$ отвечает максимально допустимый момент заворачивания, определяемый по уравнению (2.5).

Таблица 2.2 – Основные размеры резьбы метрической (ГОСТ 24705-81)

В миллиметрах

Диаметр резьбы, d	Шаг, p	Средний диаметр, d_2	Внутренний диаметр, d_1	Внутренний диаметр болта по дну впадины, d_3
16	2,0	14,701	13,835	13,546
	1,5	15,026	14,376	14,160
	1,0	15,350	14,917	14,773
18	2,5	16,376	15,294	14,933
	2,0	16,701	15,835	15,546
	1,5	17,026	16,376	16,160
20	2,5	18,376	17,294	16,933
	2,0	18,701	17,835	17,546
	1,5	19,026	18,376	18,160

1 Описание установки

Для испытания болтового соединения на сдвиг применяют машину для испытания на растяжение-сжатие типа ДМ30М (в дальнейшем – испытательная машина, рисунок 2.2) и приспособление ДМ23М с болтовым соединением, установленным на столе испытательной машины.

Испытательная машина состоит из следующих основных механизмов и узлов: механизма установочного перемещения; нагружающего устройства; станины; поперечины.

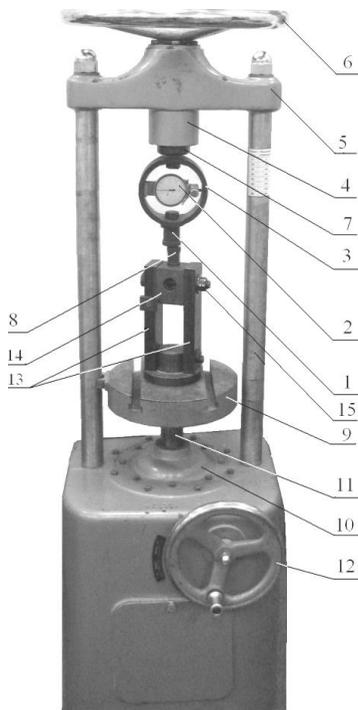


Рисунок 2.2 – Машина для испытания на растяжение-сжатие ДМ30М:

- 1 – наконечник;
- 2 – индикатор;
- 3 – кольцо динамометрическое;
- 4 – винтовая пара;
- 5 – поперечина;
- 6 – маховик ускоренного сближения;
- 7 – шток;
- 8 – упор приспособления;
- 9 – стол подвижный;
- 10 – редуктор червячный;
- 11 – винт грузовой;
- 12 – маховик подъема-опускания стола;
- 13 – щеки;
- 14 – колодка (ползун);
- 15 – болт стяжной с гайкой

Механизм установочного перемещения представляет собой винтовую пару 4, смонтированную в чугунной поперечине 5. При вращении маховика 6, закрепленного на конце винта, гайка (ползун) 7 получает осевое перемещение и может быть установлена на высоте исследуемого соединения. Ползун 7 скреплен с верхним захватом динамометра 3 при помощи болта.

Нагружение болтового соединения производится посредством червячного редуктора 10 и грузового винта 11 поворотом маховика 12 по часовой стрелке.

Испытательная машина оборудована силоизмерительным устройством, состоящим из динамометрического кольца 3 и стрелочного индикатора 2 с ценой деления шкалы 0,01 мм. При необходимости получения сжимающих

усилий нижний торец наконечника 1 будет базой сопряжения с испытуемым приспособлением.

Приспособление ДМ23М состоит из основания, двух щек 13, болта с гайкой 15, колодки 14 и упора 8.

В начальном положении колодка 14 устанавливается так, чтобы ее риска совпадала с верхней риской щеки 13. Опускание колодки ниже нижней риски на щеке недопустимо, так как при этом выбирается зазор и болт будет работать на срез.

Для завинчивания гайки применяют моментный (динамометрический) ключ с предельным моментом $T_3 = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

2 Порядок выполнения работы

2.1 Ознакомиться с конструкцией установки при осмотре.

2.2 По указанию преподавателя выбрать болт и гайку для испытуемого соединения.

2.3 Измерить наружный диаметр опорного торца гайки D и диаметр отверстия под болт d_0 . Вычислить средний диаметр опорной кольцевой площадки $D_{\text{ср}}$. Результаты измерений занести в таблицу 2.3.

2.4 Записать в таблицу 2.3 исходные данные для теоретического определения силы сдвига F_r .

2.5 По формуле 2.8 вычислить значения силы F_r при заданных значениях момента завинчивания T_3 . Результаты расчетов занести в таблицу 2.4.

2.6 По расчетным данным построить график зависимости $F_r = f(T_3)$.

2.7 Собрать приспособление ДМ23М, установив болт принятого размера. Колодку 14 установить так, чтобы его риска совпадала с верхней риской щеки 13 (см. рисунок 2.2).

2.8 Затянуть гайку болта моментным ключом, установив момент затяжки на ключе $T_3 = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Рукоятку ключа повернуть плавно и непрерывно до щелчка.

2.9 Вращением маховика 6 выбрать установочный зазор. Стрелку индикатора совместить с нулевым значением шкалы.

2.10 Нагрузить соединение. Для этого маховик 12 необходимо вращать по часовой стрелке до тех пор, пока стрелка индикатора не остановится, а затем быстро переместится в обратном направлении. В этот момент сила сдвига F_r и силы трения в стыках уравниваются, происходит раскрытие стыка и соединение не воспринимает нагрузку, превышающую силу трения покоя. Показание индикатора, соответствующее $T_3 = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}$, следует занести в таблицу 2.5 отчета.

2.11 Повторить действия, указанные в пп. 2.7, 2.8, 2.9 и 2.10 при $T_3 = 30; 40; 50; 60; 70; 80 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

2.12 По тарифовочному графику динамометрической пружины (рисунок 2.3) определить значение силы сдвига F_r для всех случаев нагружения. Данные занести в таблицу 2.5 отчета.

2.13 По полученным данным построить график зависимости $F_r = f(T_3)$.

Таблица 2.3 – Исходные данные для определения силы сдвига

Параметры	Обозначение	Величина
Наружный диаметр резьбы болта, мм	d	
Средний диаметр резьбы болта, мм	d_2	
Внутренний диаметр резьбы болта по дну впадины, мм	d_3	
Шаг резьбы, мм	p	
Угол подъема винтовой линии, градус	$\beta = \arctg \frac{P}{\pi d_2}$	
Угол профиля резьбы, градус	α	
Коэффициент трения на стыке деталей	f_0	
Действительный коэффициент трения в резьбе	f_p	
Коэффициент трения на торце гайки	f_r	
Приведенный коэффициент трения в резьбе	$f_1 = \frac{f_p}{\cos(\alpha/2)}$	
Приведенный угол трения, градус	$\varphi_1 = \arctg f_1$	
Наружный диаметр опорного торца гайки, мм	D	
Диаметр отверстия под болт, мм	d_o	
Средний диаметр опорной кольцевой площадки, мм	$D_{cp} = \frac{D + d_o}{2}$	

Таблица 2.4 – Результаты расчета силы F_r по формуле (2.8)

Момент T_3 , Н·м	20	30	40	50	60	70	80
Сила сдвига F_r , Н							

Таблица 2.5 – Результаты экспериментальных исследований

Момент на ключе T_3 , Н·м	20	30	40	50	60	70	80
Показания индикатора l , мм							
Сила сдвига F_r , Н							

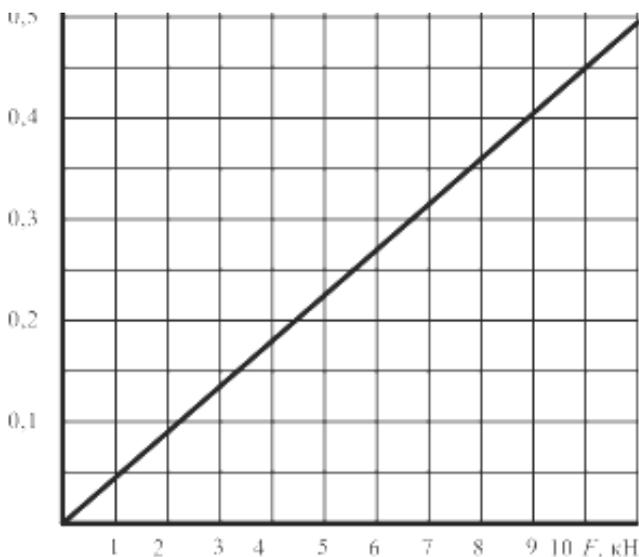


Рисунок 2.3 – Тарировочный график динамометрической пружины

Содержание отчета

- 1 Цель работы.
- 2 Постановка задач, подлежащих выполнению в процессе лабораторной работы.
- 3 Схема болтового соединения (см. рисунок 2.1).
- 4 Таблица исходных данных (см. таблицу 2.3).
- 5 Результаты расчета силы F_r (см. таблицу 2.4).
- 6 Таблица экспериментальных значений (см. таблицу 2.5).
- 7 Графики зависимости сдвигающей силы от момента завинчивания $F_r = f(T_3)$ по расчетным и экспериментальным данным.
- 8 Выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Принцип действия лабораторной установки.
- 2 Как в испытуемом соединении установлен болт?
- 3 Как затянуть болт до нужного значения момента завинчивания?
- 4 Как определить экспериментальную величину силы сдвига?
- 5 Как влияет шероховатость поверхности на силу сдвига?
- 6 За счет чего можно при одной и той же силе затяжки болта увеличить силу сдвига?
- 7 Как влияют коэффициенты трения на величину силы сдвига?

Лабораторная работа № 3

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ

Цель работы: определить зависимость усилия запрессовки от величины натяга и длины в соединениях деталей с гарантированным натягом типа «вал – втулка».

Соединение двух деталей по круговой цилиндрической поверхности можно осуществить непосредственно без применения болтов и шпонок. Для этого достаточно при изготовлении деталей обеспечить натяг посадки, а при сборке запрессовать одну деталь в другую.

Натягом N называют положительную разность диаметров вала (B) и отверстия (A) до сборки, т. е. $N = B - A$ (рисунок 3.1).

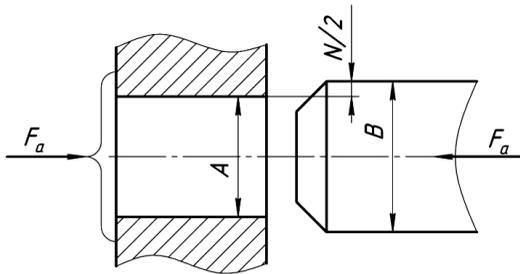


Рисунок 3.1 – Схема получения прессового соединения

После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр d посадочных поверхностей становится общим (рисунок 3.2). На поверхности посадки возникают удельное давление p и соответствующие ему силы трения. Последние обеспечивают неподвижность соединения и позволяют воспринимать как крутящие, так и осевые нагрузки.

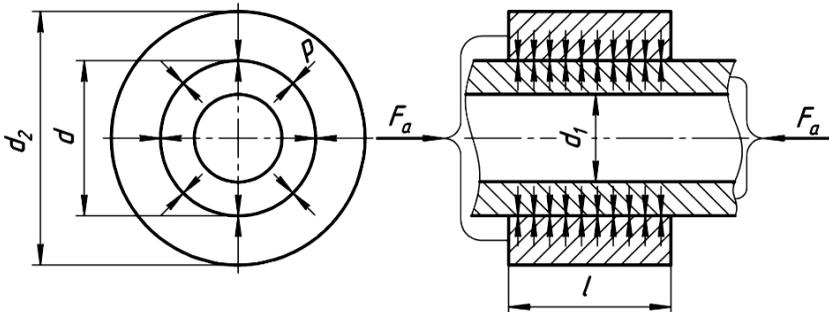


Рисунок 3.2 – Силовая схема соединения с натягом

Помимо этого, защемление вала во втулке позволяет нагружать соединение изгибающим моментом. В инженерной практике такое соединение называют *прессовым*.

Нагрузочная способность прессового соединения зависит от натяга, значение которого устанавливают в соответствии с нагрузкой.

В данной работе изучается соединение с гарантированным натягом, нагруженное осевой сдвигающей силой F_a .

При определении усилий запрессовки и выпрессовки полагают, что давление p распределено по контактной поверхности равномерно. Тогда

$$F_a = \pi d l p f, \quad (3.1)$$

где F_a – осевая сдвигающая сила, Н;

d – номинальный диаметр соединения, мм;

l – длина контактной поверхности, мм;

f – коэффициент трения; в приближенных расчетах прочности прессового соединения стальных деталей принимают коэффициент трения $f = 0,08 \dots 0,1$;

p – контактное давление в соединении, Н/мм².

Для обеспечения прочности соединения, нагруженного осевой силой F_a (см. рисунок 3.2), необходимо выполнение условия

$$F_a \leq \pi d l p f. \quad (3.2)$$

Давление p на поверхности контакта связано с натягом N зависимостью

$$p = \frac{N}{d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)}, \quad (3.3)$$

где N – расчетный натяг;

c_1 и c_2 – коэффициенты жесткости,

$$\tilde{n}_1 = d^2 + d_1^2 / d^2 - d_1^2 - \mu_1; \quad \tilde{n}_2 = d_2^2 + d^2 / d_2^2 - d^2 + \mu_2; \quad (3.4)$$

d_1 – диаметр отверстия вала (при сплошном вале $d_1 = 0$, мм);

d_2 – наружный диаметр втулки, мм;

d – номинальный диаметр соединения, мм;

E_1, E_2 – модули упругости материалов вала и втулки (для стали $E = (2,1 \dots 2,2) \cdot 10^5$ Н/мм²;

μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки (для стали $\mu = 0,3$).

Практически действительный (измеряемый) минимальный натяг N_{\min} должен быть несколько большим с учетом поправки на сглаживание микронеровностей на контактных поверхностях при запрессовке деталей:

$$N_{\min} = N + 5,5 R_{a_1} + R_{a_2} \quad , \quad (3.5)$$

где R_{a_1} и R_{a_2} – средние арифметические отклонения профиля микронеровностей посадочных поверхностей, чаще принимают $R_a = 1,25; 0,8; 0,63; 0,4$ мкм.

Зная величину действительного натяга, подбирают стандартную посадку.

1 Используемое оборудование и детали

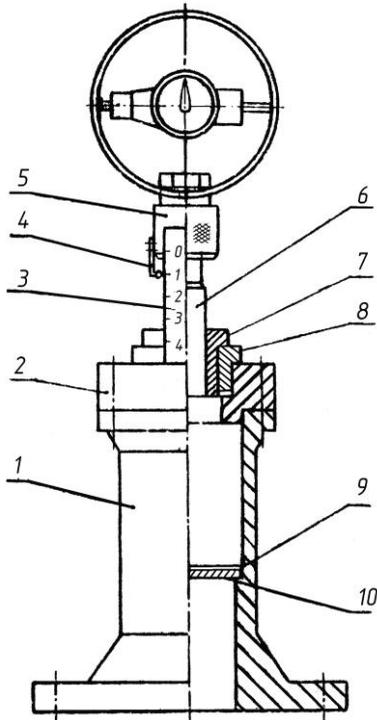


Рисунок 3.3 – Приспособление типа ДМ26М:

- 1 – подставка; 2 – фланец; 3 – планка со шкалой; 4 – стрелка; 5 – пуансон;
- 6 – вал; 7 – втулка; 8 – переходное кольцо;
- 9 – стопорное кольцо; 10 – доннышко

Для исследования применяют машину для испытания на растяжение-сжатие ДМ30М (см. рисунок 2.2) и приспособление типа ДМ26М (рисунок 3.3), которое состоит из подставки 1, набора втулок 7, набора валов 6 и пуансона 5 со стрелкой 4, который крепится к динамометрическому кольцу установки ДМ30М. Приспособление устанавливается и центрируется на подвижном столе машины. Внутри подставки 1 с помощью стопорного кольца 9 крепится доннышко 10, которое удерживает продавленные валы 6. Для контроля осевого перемещения к подставке сверху крепится фланец 2 со шкалой 3. При запрессовке втулка вкладывается в кольцевую выточку фланца 2, а вал вставляется в нее направляющей частью. При установке на приспособление валов Ø25 втулка вкладывается в переходное кольцо 8.

В случае выпрессовки соединение переворачивают и на вал надавливают пуансоном с обратной стороны. Усилия запрессовки и выпрессовки определяют по индикатору динамометрического кольца установки ДМ30М и тарифовочным графикам (рисунки 3.4 и 3.5).

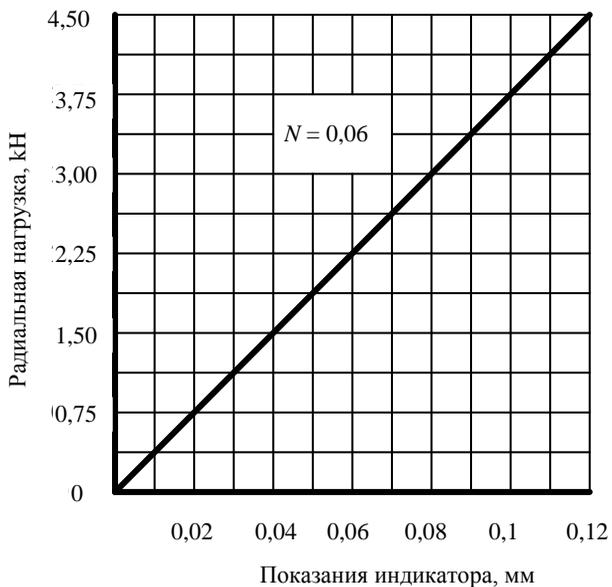


Рисунок 3.4 – График зависимости показаний индикатора от величины усилий запрессовки (выпрессовки) в соединении с натягом $N = 0,06$

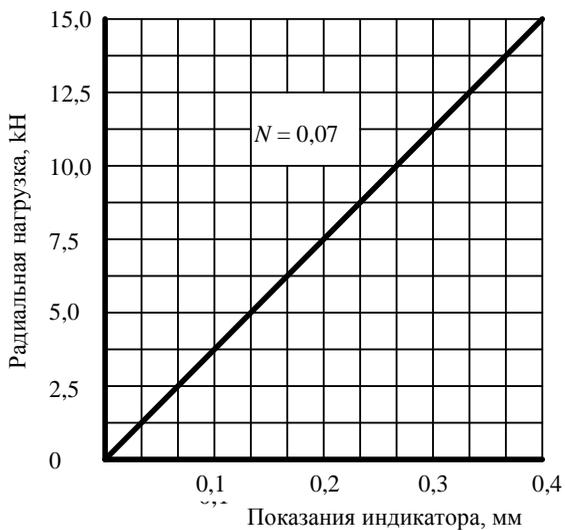


Рисунок 3.5 – График зависимости показаний индикатора от величины усилий запрессовки (выпрессовки) в соединении с натягом $N = 0,07$

2 Порядок выполнения работы

2.1 Получить у преподавателя исходные данные и составить расчетную схему соединения.

2.2 Измерить штангенциркулем внутренний d и наружный d_2 диаметры втулки и длину контактной поверхности l .

2.3 Определить экспериментально усилия запрессовки в соединении с натягом $N = 0,06$. Для этого установить втулку в приспособление ДМ26М, а вал вставить во втулку направляющей частью.

2.4 Вращением маховика 6 установки (см. рисунок 2.2) выбрать установочный зазор. Стрелку индикатора 2 совместить с нулевым значением шкалы и нагрузить соединение. С этой целью маховик 12 установки следует вращать по часовой стрелке. *Замерять величины усилий запрессовки и выпрессовки следует в процессе движения ползуна без его остановки, так как коэффициенты трения движения и покоя различны.*

При запрессовке показания индикатора динамометрического кольца машины ДМ30М снимать через равные отрезки хода пуансона, отмеряемые по шкале стрелкой 4 (см. рисунок 3.3). В конце хода пуансона измерить усилие запрессовки для нескольких точек через 2 мм до тех пор, пока не прекратится возрастание усилия.

2.5 По полученным показаниям индикатора определить усилия запрессовки F_3 , используя тарировочный график (рисунок 3.4).

2.6 Вращением маховика 6 (см. рисунок 2.2) освободить испытуемое соединение. Перевернув, установить соединение на подставке и выполнить действия согласно п.п. 2.4.

При выпрессовке пуансоном нажимать на соединение, установленное на подставке в перевернутом виде, до тех пор, пока не будет отмечено падений усилия.

2.7 По полученным показаниям индикатора определить усилия выпрессовки $F_в$, используя тарировочный график (см. рисунок 3.4).

2.8 Заполнить таблицу 3.1 для соединения с натягом $N = 0,06$.

2.9 Выполнить действия, указанные в пп. 2.2–2.7, но для соединения с натягом $N = 0,07$, и использовать тарировочный график на рисунке 3.5.

2.10 Заполнить таблицу 3.1 для соединения с натягом $N = 0,07$.

2.11 Построить графики усилий $F_з$ и $F_в$ в соединении в зависимости от длины контакта вала и втулки при запрессовке и выпрессовке, отдельно для натягов $N = 0,06$ и $N = 0,07$.

2.12 Определить максимальные усилия запрессовки по формуле (3.2). Заполнить таблицу 3.2.

Содержание отчета

- 1 Цель работы.
- 2 Термины и определения.
- 3 Расчетная схема соединения.
- 4 Таблица результатов измерений (см. таблицу 3.1).
- 5 Таблица результатов вычислений (см. таблицу 3.2).
- 6 Графики зависимости усилий запрессовки и выпрессовки от длины контактной поверхности $F = f(l)$ отдельно для натягов $N = 0,06$ и $N = 0,07$.
- 7 Выводы.

Таблица 3.1 – Результаты измерений

Расчётные величины	$N = 0,06$						$N = 0,07$					
	0	4	8	10	12	14	0	4	8	10	12	14
Длина запрессовки l , мм												
Показания индикатора, мм												
Усилие запрессовки $F_з$, кН												
Длина выпрессовки l , мм	0	4	8	10	12	14	0	4	8	10	12	14
Показания индикатора, мм												
Усилие выпрессовки $F_в$, кН												

Таблица 3.2 – Результаты вычислений

Расчётные величины	Формулы	Результаты расчёта N , мм	
		0,06	0,07
Расчётный натяг N , мм			
Коэффициент вала c_1			
Коэффициент втулки c_2			
Давление на контактной поверхности p , Н/мм ²			
Максимальное усилие запрессовки $F_з$, кН			

Вопросы для самоконтроля

- 1 Что такое «натяг»?
- 2 Способы получения соединений с гарантированным натягом.
- 3 Условие прочности (относительной неподвижности) соединения при нагружении осевой силой.
- 4 Условие прочности (относительной неподвижности) соединения при нагружении осевой силой и крутящим моментом.
- 5 Как правильно следует замерять величины усилий запрессовки и выпрессовки?

Лабораторная работа № 4

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ КЛЕММОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель работы: определить зависимость осевой сдвигающей силы от силы затяжки болтов при различных способах пригонки клеммы к валу.

Клеммовые соединения (рисунок 4.1) – это фрикционные соединения с соосными цилиндрическими посадочными поверхностями, у которых требуемое радиальное давление (натяг) и фиксация за счет сил трения создаются путем деформации изгиба охватывающей детали затянутыми болтами.

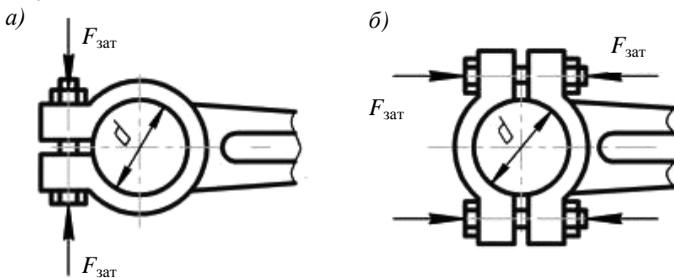


Рисунок 4.1 – Клеммовые соединения:
а – со ступицей, имеющей прорезь; б – с разъемной ступицей

Создаваемые затяжкой болтов силы трения позволяют нагружать соединения моментом или осевой силой. Клеммовые соединения применяют для закрепления на валах, осях, стойках, штангах и других деталях круглого поперечного сечения различных устройств (рычагов, шкивов, установочных колец, разъемных муфт и др.).

К достоинствам клеммового соединения относятся простота монтажа и демонтажа, возможность закрепления детали в любом месте оси и вала, самопредохранение от перегрузки, а также возможность перестановки и регулировки взаимного расположения деталей как в осевом, так и в окружном направлениях (регулировка положения рычагов и тяг в механизмах управления и т.п.).

По конструктивным признакам различают два основных типа клеммовых соединений: со ступицей, имеющей прорезь, и с разъемной ступицей. Они проектируются по условию передачи крутящего момента и осевой силы.

В данной работе изучается клеммовое соединение со ступицей, имеющей прорезь.

Рассмотрим два случая постановки клеммы на валу – без зазора и с зазором.

В первом случае для упрощения выводов предполагаем, что клемма достаточно гибкая, форма сопрягаемых деталей строго цилиндрическая, зазор в соединении близок к нулю, т. е. условно считаем, что давление на поверхности контакта распределено равномерно.

Условие неподвижности клеммы на валу при действии на нее осевой силы S выражается зависимостью

$$F_{\text{тр}} \geq S, \quad (4.1)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения в соединении.

Для рассматриваемого случая (рисунок 4.2) равномерного распределения удельного контактного давления p сила трения

$$F_{\text{тр}} = \pi d b p f, \quad (4.2)$$

где d – диаметр вала, мм;

b – ширина клеммы, мм;

p – контактное давление в соединении, Н/мм²;

f – коэффициент трения.

Удельное контактное давление p определяют из суммы моментов относительно точки O (рисунок 4.2):

$$Q \left(\frac{d}{2} + c \right) = p b d \frac{d}{2}, \quad (4.3)$$

откуда

$$p = \frac{2Q \left(\frac{d}{2} + c \right)}{b d^2}, \quad (4.4)$$

где Q – сила затяжки болта, кН.

Условие (4.1) неподвижности клеммы на валу с учётом зависимостей (4.2) и (4.4):

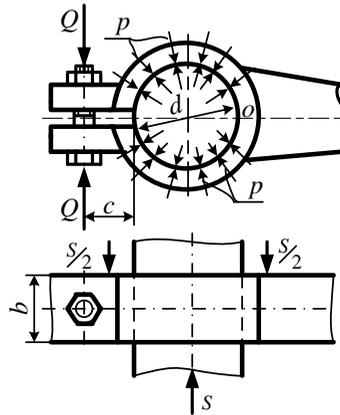


Рисунок 4.2 – Схема клеммового соединения с равномерным распределением давления P на поверхности контакта

$$\frac{2\pi Qf \overline{c+d}}{d} \geq S. \quad (4.5)$$

Во втором случае при постановке на валу жесткой клеммы с зазором (рисунок 4.3) допускают линейный контакт в клеммовом соединении, и условие (4.1) неподвижности клеммы относительно вала при действии осевой силы S имеет следующий вид:

$$2Nf \geq S, \quad (4.6)$$

где N – реакция в месте контакта.

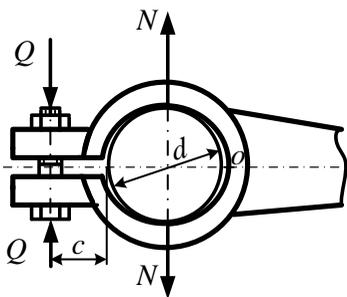


Рисунок 4.3 – Силевая схема клеммового соединения с зазором

Определяем величину реакции N из суммы моментов относительно точки O (см. рисунок 4.3):

$$Q \overline{c+d} = N \frac{d}{2}, \quad (4.7)$$

откуда

$$N = \frac{2Q \overline{c+d}}{d}. \quad (4.8)$$

Подставив полученное значение в выражение (4.6), получим

$$\frac{4Qf \overline{c+d}}{d} \geq S. \quad (4.9)$$

1 Используемое оборудование

Для выполнения работы применяют приспособление типа ДМ24М и машину для испытания на растяжение-сжатие типа ДМ30М. Приспособление состоит из подставки 6 (рисунок 4.4), клеммы 8 с динамометрической скобой 4 и набора стержней 3.

Усилие затяжки клеммы, создаваемое с помощью болта 7, определяют с использованием индикатора 5, динамометрической скобы 4 и тарировочного графика (рисунок 4.5).

Приспособление центрируют и закрепляют на столе машины ДМ30М, с помощью которой сдвигающее усилие через динамометрическое кольцо 1 передаётся на стержень 3. Сдвигающее усилие определяют с помощью индикатора 2 и тарировочного графика.

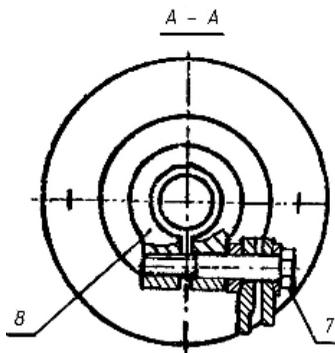
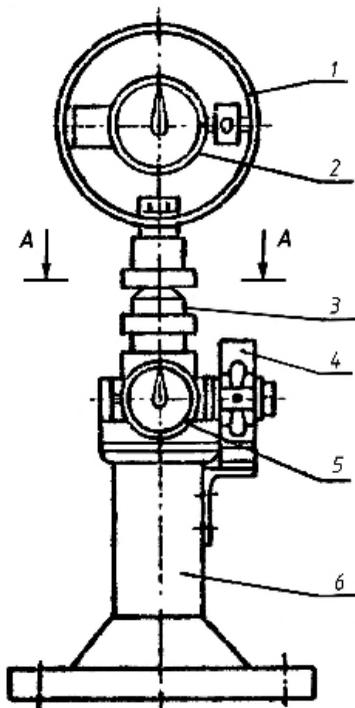


Рисунок 4.4 – Приспособление ДМ24М:

- 1 – динамометрическое кольцо;
- 2 – индикатор;
- 3 – стержень;
- 4 – динамометрическая скоба;
- 5 – индикатор для замера усилия затяжки клеммы;
- 6 – подставка;
- 7 – болт;
- 8 – клемма

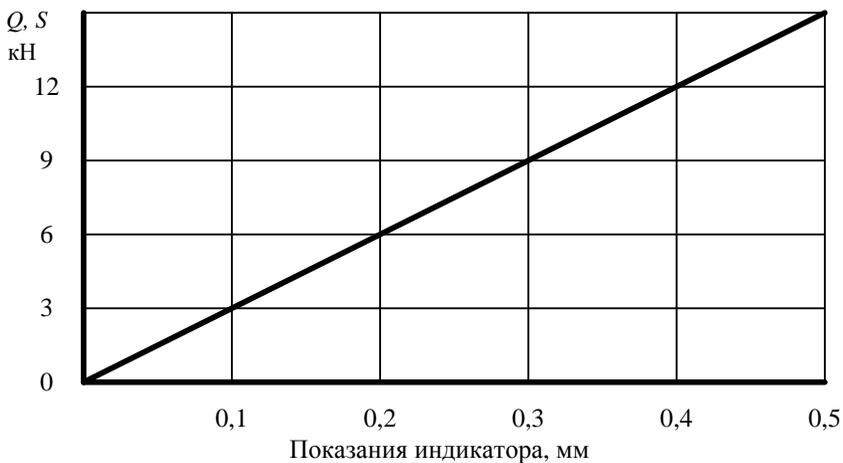


Рисунок 4.5 – Тарировочный график динамометрического кольца

2 Порядок выполнения работы

2.1 Приспособление отцентрировать по оси стола машины ДМЗ0М и закрепить к столу двумя болтами с гайками.

2.2 Получить у преподавателя исходные данные и занести их в графу 5 журнала наблюдений (таблица 4.1).

2.3 Измерить ширину клеммы b и расстояние c от оси болта до поверхности стержня.

2.4 Установить в клемму стержень, образующий плотное соединение, и затянуть его с помощью болта 7 на величину заданного усилия. Усилие затяжки Q определить по индикатору 5 (см. рисунок 4.4) динамометрической скобы и тарифовочному графику (см. рисунок 4.5).

2.5 С помощью маховика ускоренного сближения 6 (см. рисунок 2.2) машины ДМЗ0М подвести пуансон до его соприкосновения с торцевой частью стержня.

Осевое сдвигающее усилие создать с помощью вращения по часовой стрелке маховика 12 подъема-опускания стола (см. рисунок 2.2). Значение сдвигающей силы измерить с помощью индикатора 2 (см. рисунок 4.4) в момент начала движения стержня. Результаты измерений занести в соответствующие графы таблицы 4.1.

2.6 Снять нагрузку со стержня и усилие затяжки. Вставить в клемму другой стержень меньшего диаметра для образования соединения, показанного на рисунке 4.3. Произвести аналогичные испытания согласно пп. 2.4 и 2.5.

2.7 Принимая $f = 0,1 \dots 0,2$, рассчитать по формулам (4.5) и (4.9) значения сдвигающего усилия S при заданных значениях усилий затяжки Q . Результаты расчетов занести в таблицу 4.2.

Таблица 4.1 – Журнал наблюдений

Диаметр стержня, d , мм	Предельные отклонения диаметра стержня, мм	Ширина клеммы, b , мм	Сила затяжки Q клеммового соединения		Осевая сдвигающая сила S	
			показания индикатора, мм	сила, кН	показания индикатора, мм	сила, кН
1	2	3	4	5	6	7
50	+ 0,035	45				
	+ 0,018					
50	0	45				
	- 0,017					
<p><i>Примечание</i> – Графа 5 заполняется по данным преподавателя; для заполнения граф 4 и 7 используется тарифовочный график динамометрического кольца (см. рисунок 4.5).</p>						

Содержание отчёта

- 1 Цель работы.
- 2 Термины и определения.
- 3 Схемы соединений (см. рисунки 4.2 и 4.3).
- 4 Таблица результатов измерений (см. таблицу 4.1).
- 5 Графики зависимости $S = f(Q)$ по результатам измерений.
- 6 Таблица результатов вычислений (см. таблицу 4.2).
- 7 Графики зависимости $S = f(Q)$ по результатам вычислений.
- 8 Выводы.

Таблица 4.2 – Результаты вычислений

Рассматриваемый случай	Условие (формула) неподвижности клеммы на валу	Сила затяжки Q , кН	Расчет осевой сдвигающей силы S для выбранной силы затяжки Q , кН
1 Клеммовое соединение «без зазора»			$S_1 =$
			$S_2 =$
			$S_3 =$
2 Клеммовое соединение «с зазором»			$S_4 =$
			$S_5 =$
			$S_6 =$

Вопросы для самоконтроля

- 1 Дать определение клеммового соединения.
- 2 Назначение и достоинства клеммового соединения.
- 3 Условие неподвижности разъёмной клеммы на валу при действии на неё: осевой силы; вращающего момента.
- 4 Какое влияние на прочность соединения оказывает наличие боковых зазоров между жесткой клеммой и валом?
- 5 Оказывает ли влияние на прочность клеммового соединения состояние контактирующих поверхностей?

Лабораторная работа № 5

ИССЛЕДОВАНИЕ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель работы: рассмотреть типы сварных соединений и сварных швов; разработать конструкцию сварной сборочной единицы по исходным данным.

Неразъемные соединения, выполненные с помощью сварки, называют *сварными соединениями*. В сварное соединение входят сварной шов, прилегающая к нему зона основного металла с измененной структурой и свойствами в результате термического действия сварки (зона термического влияния) и примыкающие к ней участки основного металла (см. рисунок 36).

По форме сопряжения соединяемых деталей различают следующие типы сварных соединений: *стыковые, угловые, тавровые и нахлесточные* (см. рисунок 37). Они являются характерными для всех видов дуговой, электрошлаковой и газовой сварки стали и цветных металлов. Различаются толщиной свариваемых деталей, конструктивными размерами деталей и швов.

В зависимости от типов сварных соединений различают стыковые и угловые сварные швы. *Сварные швы стыковых соединений называют стыковыми* (см. рисунок 39, а). *Сварные швы угловых, тавровых и нахлесточных соединений называют угловыми* (см. рисунок 39, б-г).

Основными параметрами стыковых швов являются высота шва, принимаемая равной, как правило, толщине свариваемых элементов s , и длина шва $l_{ш}$, принимаемая равной ширине детали. Геометрические параметры стыкового шва показаны на рисунке 40.

У углового шва основные параметры – катет шва k и расчетная высота h (см. рисунок 41). Для нормального шва $h \approx 0,7k$. За катет шва k принимают катет вписанного в сечение шва равнобедренного треугольника. В большинстве случаев катет принимают равным толщине свариваемых деталей, но не менее 3 мм.

Структура условных обозначений швов сварных соединений приведена в п. 2.2.2 Части I настоящего пособия.

Термины и определения основных понятий сварки металлов изложены в таблице В.1 приложения В.

Примеры условных обозначений стандартных швов сварных соединений даны в таблице В.2 приложения В.

Конструктивные элементы и размеры некоторых сварных соединений из сталей, выполняемых ручной дуговой сваркой по ГОСТ 5264–80, приведены в приложении В (см. таблицы В.3, В.4, В.5, В.6).

1 Рекомендации по конструированию сварных соединений

1.1 Из-за дефектов сварки на концах шва принимают минимальную длину шва 30 мм.

1.2 В нахлесточных соединениях длину перекрытия принимают не менее величины $4s$, где s – минимальная толщина свариваемых деталей.

1.3 Длина лобовых швов не ограничивается.

1.4 Длина фланговых швов ограничивается, так как с увеличением их длины возрастает неравномерность распределения напряжений по длине шва: $l_{\text{фл}} \leq 50k$.

1.5 Сварные швы располагают так, чтобы они в соединении были нагружены равномерно. При конструировании уголков с косынками (рисунок 5.1) длины фланговых швов принимают из условия равенства

$$l_{1\text{фл}} z_0 = l_{2\text{фл}} b,$$

где $l_{1\text{фл}} + l_{2\text{фл}} = l_{\text{фл}}$ – суммарная длина фланговых швов.

После несложных преобразований находим длину флангового шва $l_{2\text{фл}}$:

$$l_{2\text{фл}} = l_{\text{фл}} z_0 / b.$$

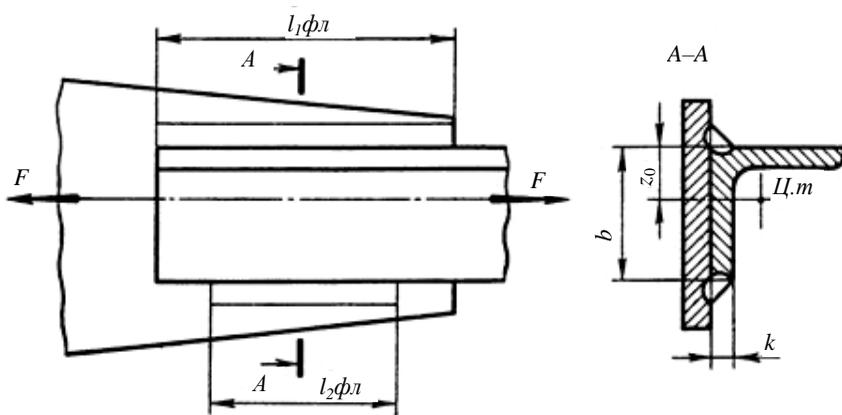
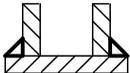
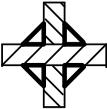
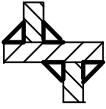
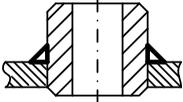
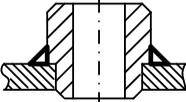
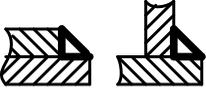
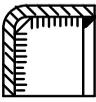
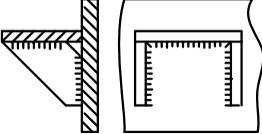
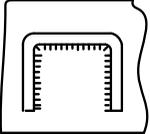


Рисунок 5.1 – Пример сварной конструкции

1.6 В таблице 5.1 приведены примеры конструирования сварных соединений.

Таблица 5.1 – Примеры конструирования сварных соединений

Неудовлетворительная конструкция	Рекомендуемая конструкция	
		<p>Сварные швы вынесены из тесного пространства между перегородками</p>
		<p>Сварной шов вынесен на торец фланца</p>
		<p>Для приварки перегородки раздвинуты</p>
		<p>Свариваемым кромкам придано примерно одинаковое сечение</p>
		<p>Для приварки бобышка зафиксирована буртиком</p>
		<p>Исключить трудоемкую разделку кромок. Для швов производить смещение свариваемых деталей</p>
		<p>Фигурный вырез у косынки заменен прямым срезом</p>
		<p>Составная полка заменена гнутой</p>

2 Порядок выполнения работы

2.1 Ознакомиться с конструкциями сварных соединений и типами сварных швов, используя для этого образцы соединений, макеты и плакаты.

2.2 Выполнить необходимые обмеры детали, выданной преподавателем (используют для этого штангенциркуль и другие измерительные инструменты); начертить эскиз детали и нанести необходимые размеры (рисунок Г.1 приложения Г).

2.3 Разработать конструкцию сварной сборочной единицы взамен представленной преподавателем литой детали, соблюдая при этом рекомендации по обеспечению технологичности сварных соединений. Для этого:

2.3.1 Визуально расчленив деталь на составляющие ее элементы (геометрические фигуры), указать на эскизе места их соединения и выбрать тип сварного соединения для соединения элементов ручной дуговой сваркой согласно ГОСТ 5264–80 (рисунок Г.2 приложения Г).

2.3.2 Место сварного шва, тип выбранного соединения, конструктивные элементы подготовки кромок свариваемых деталей свести в таблицу 5.2 (таблица Г.1 приложения Г).

2.4 Выполнить сборочный чертеж сварного соединения. Нанести на сборочном чертеже необходимые размеры и позиции деталей, допуски формы и расположения поверхностей. Обозначить сварные швы на чертеже согласно ГОСТ 2.312–72. При наличии на чертеже швов, выполняемых по одному и тому же стандарту, обозначение стандарта указать в технических требованиях чертежа (рисунок Г.3 приложения Г).

В процессе работы над заданием ознакомиться с условными изображениями и обозначениями швов сварных соединений (см. подразд. 2.2.2 Ч. I настоящего пособия).

2.5 Составить спецификацию.

Таблица 5.2 – Конструктивные параметры подготовки кромок

Соединяемые детали (наименование)	Место соединения (эскиз),	Тип соединения	Конструктивные параметры кромок свариваемых деталей (согласно ГОСТ 5264–80)

Содержание отчета

- 1 Цель работы.
- 2 Краткие сведения и основные определения.
- 3 Исходные данные для разработки сварного соединения (эскиз).
- 4 Заполненная таблица выбранных типов соединения и конструктивных элементов подготовки кромок свариваемых деталей.

- 5 Сборочный чертеж разработанной сварной конструкции, выполненный на листе формата А4 (А3).
- 6 Спецификация сборочной единицы.
- 7 Выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Какое соединение называют сварным?
- 2 Назвать типы сварных соединений и изобразить их схемы.
- 3 Назвать типы сварных швов и перечислить их основные геометрические параметры.
- 4 Почему необходимо разделять понятия «Сварной шов» и «Сварное соединение»?
- 5 Как классифицируются сварные швы по расположению относительно линии действия сил?
- 6 Как классифицируются сварные швы по назначению и по условиям работы сварного изделия?
- 7 От чего зависят допускаемые напряжения сварных соединений?
- 8 В каких случаях и для чего выполняют «разделку» кромок соединяемых сваркой деталей?
- 9 Назвать основные конструктивные параметры подготовки кромок.
- 10 Какие вспомогательные условные знаки используют в обозначениях сварных швов?

Часть III. ЗАДАЧИ И ТЕСТОВЫЕ ВОПРОСЫ ПО ТЕМЕ «СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН»

Методика решения задач по курсу «Детали машин и основы конструирования» несколько отличается от методики решения задач по другим общетехническим дисциплинам. Это отличие заключается в многовариантности решения, в необходимости использования справочной и технической литературы, а также стандартов. Поэтому для студентов важно не только знание теории, но и приобретение навыков самостоятельного решения типовых задач и овладения методикой проектно-конструкторских расчетов.

Общий алгоритм решения задач по курсу «Детали машин и основы конструирования» можно представить следующим образом:

- изучить условия задачи, выбрать и обосновать недостающие данные;
- ознакомиться с разделом курса, к которому относится решаемая задача;
- составить (при необходимости) расчетную схему рассматриваемой детали (конструкции), указать заданные нагрузки (силы, моменты и т.д.);
- написать в общем виде расчетные формулы, связывающие заданные и искомые величины, указать числовые значения заданных и принимаемых величин с соответствующим обоснованием;
- выполнить расчеты;
- окончательно согласовать и принять значение искомых величин по соответствующим стандартам.

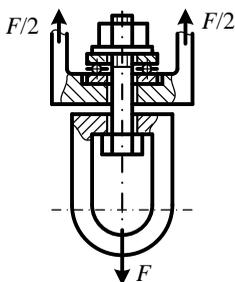
При решении задач следует обратить внимание на используемые единицы измерения рассчитываемых параметров. Расчетно-справочные данные и условия задач даны в единицах Международной системы (СИ) и ее производных. Так, за единицу длины принят миллиметр – мм (10^{-3} м); силы – ньютон – Н (10^{-3} кН); напряжения (давления) – паскаль – Па (1 Па = 1 Н/м²) или мегапаскаль – МПа (1 МПа = 10^6 Па); момента силы – Н·мм (10^{-3} Н·м); мощности – ватт – Вт (10^{-3} кВт), угловой скорости ω – рад/с; частоты вращения n – мин⁻¹. В ряде случаев удобнее применять кратные и дольные единицы измерений.

Задачи и тестовые вопросы, включенные в данный раздел пособия, не содержат сложных расчетов. Поэтому их можно использовать в качестве контроля знаний студентов для текущей аттестации.

1 ЗАДАЧИ ПО ТЕМЕ «РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ»

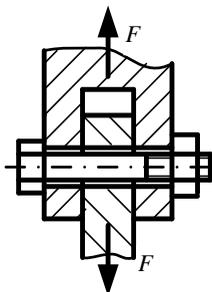
1.1 Резьбовые соединения

Задача 1



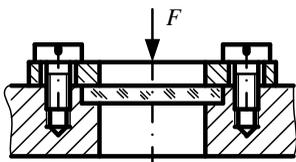
Рассчитать болт грузовой скобы, воспринимающий максимальную нагрузку $F \approx 30$ кН (см. рисунок 1), при условии, что болт изготовлен из стали марки: 1) Ст3; 2) Ст45. Физико-механические свойства некоторых марок сталей приведены в таблице А.2 приложения А.

Задача 2



Рассчитать болт соединения «ухо – серьга», используемого для крепления троса подвески контактной сети. Сила, действующая на соединение, $F = 3$ кН, серьга податливая (легко деформируется силой затяжки болта). Материал болта – сталь 20, коэффициент трения между ухом и серьгой $f = 0,2$, затяжка неконтролируемая. Расчет выполнить для двух вариантов установки болта: 1) без зазора; 2) с зазором. При решении использовать таблицу А.3 приложения А.

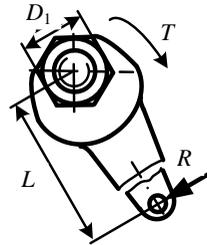
Задача 3



Рассчитать винты кольца крепления стекла в смотровом окне вакуум-камеры. По условию герметичности общее усилие прижатия кольца должно составлять $F = 8$ кН; число винтов $z = 6$; материал винтов – сталь 40Х. Затяжка винтов неконтролируемая.

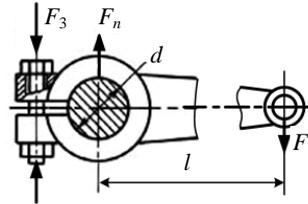
Задача 4

Определить силу R , которую необходимо приложить к стандартному ключу при завинчивании гайки до появления в стержне болта (резьба М8) напряжений, равных пределу текучести. Ориентировочная длина ручки ключа $L = 15d$; коэффициент трения в резьбе и на торце гайки принять $f = 0,15$. Материал болта – сталь 20. При решении использовать теоретический материал лабораторной работы № 2. «Испытание болтового соединения на сдвиг».



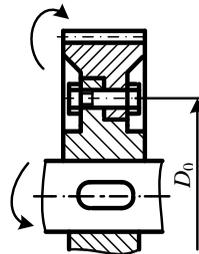
Задача 5

Определить болт клеммового соединения со ступицей, имеющей прорезь, если плечо $l = 800$ мм, нагрузка $F = 300$ Н, диаметр вала $d = 50$ мм, коэффициент трения между валом и клеммой $f = 0,15$, число болтов $z = 1$, материал болта – сталь А12 ($\sigma_T = 240$ Н/мм²), затяжка – неконтролируемая, нагрузка – переменная.



Задача 6

Рассчитать болты крепления венца зубчатого колеса с колесным центром. Диаметр окружности центров болтов $D_0 = 300$ мм; вращающий момент, передаваемый колесом, $T = 9$ кН·м; коэффициент трения между венцом и центром $f = 0,08$; материал болтов – сталь 20. Числом болтов задаться. Затяжка контролируемая. Расчет выполнить для двух случаев установки болтов: 1) без зазора, 2) с зазором.



1.2 Шпоночные соединения с призматическими шпонками

Задача 1

Выбрать по стандарту призматическую шпонку для соединения шестерни с валом диаметром d . Материал шпонки – сталь 45. Длина ступицы $l_{ст}$, передаваемый момент T . Соединение работает со слабыми толчками. Параметры d , $l_{ст}$ и T приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1– Исходные данные к задаче 1

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	26	28	30	32	36	40	42	46	48	50
$l_{ст}$, мм	45	48	50	52	56	60	62	64	68	70
T , Н·м	280	300	320	360	400	420	460	470	480	500

Задача 2

Определить предельный крутящий момент, который передает призматическая шпонка размером $b \times h \times l$ (ГОСТ 23360–78), установленная на валу диаметром d (размеры приведены в таблице 1.2). Материал шпонки – сталь 45, ступицы – серый чугун.

Таблица 1.2 – Исходные данные к задаче 2

В миллиметрах

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d	20	30	32	40	44	55	65	70	80	100
b	6	8	10	12	14	16	18	20	22	28
h	6	7	8	8	9	10	11	12	14	16
l	40	50	56	63	80	90	110	125	140	200

Задача 3

Выбрать по ГОСТу призматическую шпонку со скругленными торцами для вала диаметром d .

Определить размеры пазов, вычертить поперечное сечение вала со шпонкой (масштаб 1:1) и дать условное обозначение шпонки по ГОСТу. Определить при $[\sigma_{см}] = 100 \text{ Н/мм}^2$ минимальную длину шпонки для передачи соединением постоянного момента T . Диаметр вала d и крутящий момент T приведены в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Исходные данные к задаче 3

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	18	20	25	28	32	35	40	45	50	55
T , Н·м	100	120	140	150	160	180	200	220	240	250

Задача 4

Шкив плоскоременной передачи передает от электродвигателя к вентилятору мощность P при частоте вращения n . Подобрать и проверить на прочность призматическую шпонку, если диаметр вала d , длина ступицы $l_{ст}$. Параметры P , n , d и $l_{ст}$ заданы в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Исходные данные к задаче 4

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	6	7,2	7,6	8,1	9,4	10	11,2	12,4	13,7	14
n , мин ⁻¹	1470	1440	1430	955	990	915	740	740	720	710
d , мм	32	34	34	36	38	40	40	42	42	45
$l_{ст}$, мм	50	55	58	60	65	75	78	80	82	85

1.3 Шпоночные соединения с сегментными шпонками

Задача 5

Стальное зубчатое колесо, имеющее длину ступицы $l_{ст}$, закреплено на валу диаметром d и передает мощность P при частоте вращения n . Подобрать сегментную шпонку и проверить соединение на прочность, если нагрузка передается с легкими толчками. Данные по выбору параметров $l_{ст}$, d , P и n приведены в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Исходные данные к задаче 5

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	2	2,8	4	5,2	5,8	7	7,8	8,2	8,6	9
n , мин ⁻¹	1470	1450	1430	1400	1360	980	955	930	740	710
d , мм	10	12	16	20	22	25	30	32	34	38
$l_{ст}$, мм	10	12	14	16	18	22	24	26	28	30

Задача 6

Втулочная муфта длиной l , соединяющая два вала, установлена на сегментных шпонках. Момент, передаваемый валом диаметром d , составляет T . Нагрузка спокойная. Подобрать шпонки и проверить соединение на смятие и срез, если материал муфты, валов и шпонки – сталь 50. Длина муфты l , диаметр вала d и крутящий момент T приведены в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Исходные данные к задаче 6

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	12	14	16	22	24	26	30	32	34	36
l , мм	70	82	94	106	120	136	148	154	160	180
T , Н·м	150	215	280	360	400	520	610	730	810	920

Задача 7

Крыльчатка длиной l крепится на вал ротора генератора диаметром d сегментной шпонкой. Определить предельный крутящий момент T , который может передать шпонка при колебательной нагрузке. Длина l и диаметр вала ротора d заданы в таблице 1.7.

Таблица 1.7 – Исходные данные к задаче 7

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	9	11	12	14	17	20	21	25	27	28
$l_{ст}$, мм	16	18	21	24	28	32	34	38	42	48

1.4 Шлицевые соединения

Задача 8

Зубчатое колесо коробки передач токарного станка установлено на шлицевом валу с диаметров D неподвижно. Длина ступицы колеса l . Нагрузка переменная. Материал – Ст45Х, термообработка – улучшение. Определить допускаемую величину крутящего момента для соединения, если шлицы выполнены прямобочными легкой серии. Диаметр D и длина l приведены в таблице 1.8.

Таблица 1.8 – Исходные данные к задаче 8

В миллиметрах

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D	26	32	36	40	50	62	68	78	88	98
l	20	24	30	34	40	58	66	70	82	90

Задача 9

Блок шестерен коробки передач, изготовленный из стали 40ХН ($HRC52$), длиной $l = 60$ мм передвигается по валу с эвольвентными шлицами. Вал из стали 45 ($HRC52$). Переключение производится не под нагрузкой. Соединение выполнено с центрированием по боковым сторонам. Диаметр шлицевого вала D , модуль m .

Записать условное обозначение соединения и определить приблизительно величину крутящего момента, которую может передать соединение при средних условиях работы. Диаметр D и модуль m приведены в таблице 1.9.

Таблица 1.9 – Исходные данные к задаче 9

В миллиметрах

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D	38	38	40	40	42	45	50	50	55	60
m	1,5	2	2	2,5	2	2,5	2	2,5	2,5	2,5

Задача 10

Подобрать и проверить на прочность подвижное шлицевое соединение вторичного вала коробки передач автомобиля с шестерней при передаче крутящего момента T . Диаметр вала d . Расчет провести для двух вариантов:

а) шлицы прямоугольные;

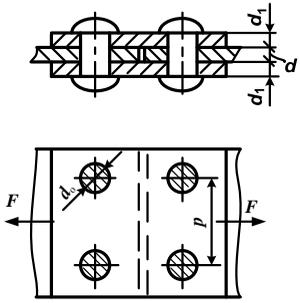
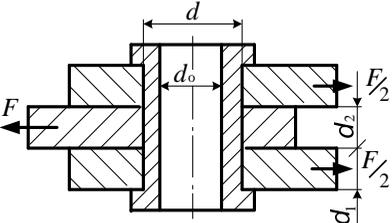
б) шлицы эвольвентные с диаметром D и модулем m . Материал – Ст45, улучшение. Длина ступицы шестерни l . Параметры T , d , D , m , l приведены в таблице 1.10.

Таблица 1.10 – Исходные данные к задаче 10

Параметр	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Н·м	400	550	700	900	1100	1300	1400	1700	1900	2100
d , мм	28	32	36	42	46	52	56	62	72	82
D , мм	35	38	40	50	60	65	70	75	80	90
m , мм	0,8	1	1,5	2	2,5	2	2,5	3	5	10
l , мм	55	58	60	63	65	70	72	76	80	100

2 ТЕСТОВЫЕ ВОПРОСЫ ПО ТЕМЕ «НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ»

Таблица 2.1 – Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
<p>1 Как называется заклепочный шов, изображенный на рисунке?</p> 	Односрезной двухрядный с одной накладкой шахматный	1
	Двухсрезной двухрядный встык с одной накладкой	2
	Двухсрезной однорядный встык с двумя накладками	3
	Односрезной двухрядный внахлестку шахматный	4
<p>2 По какой формуле следует рассчитывать на прочность заклепки в изображенном соединении (см. рисунок к вопросу 1)?</p>	$F/\pi d_{\xi}^2 \leq \tau_c$	1
	$F/2\pi d_{\xi}^2 \leq \tau_{\bar{n}}$	2
	$F/2\delta_1 d_3 \leq \sigma_{\bar{m}}$	3
	$F/b - 2d_3 \delta \leq \sigma_{\bar{m}}$	4
<p>3 Определить внутренний диаметр заклепки из условия ее прочности на срез и проверить заклепку на смятие. Исходные данные: $\delta_1 = \delta_2 = 8$ мм; диаметр заклепки $d = 15$ мм; $[\sigma_{сж}] = 120$ МПа; $[\tau_{ср}] = 70$ МПа; сила $F = 12$ кН</p> 	$d_0 = 9$ мм; $\sigma_{сж} \geq [\sigma_{сж}]$	1
	$d_0 = 11$ мм; $\sigma_{сж} \leq [\sigma_{сж}]$	2
	$d_0 = 13$ мм; $\sigma_{сж} \leq [\sigma_{сж}]$	3
	$d_0 = 15$ мм; $\sigma_{сж} \leq [\sigma_{сж}]$	4

Окончание таблицы 2.1

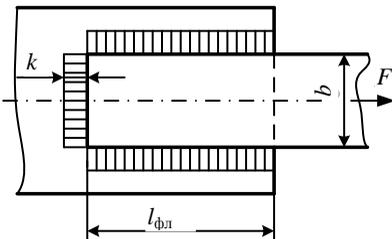
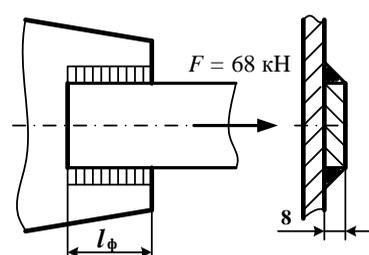
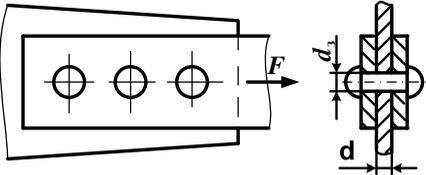
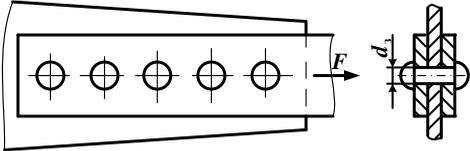
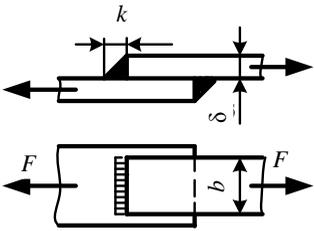
Вопросы	Ответы	Код
4 Выбрать формулу для расчета допускаемого напряжения для металла шва, если шов работает на растяжение; сварка ручная дуговая; электроды марки Э42А	[σ_p]	1
	0,9[σ_p]	2
	0,6[σ_p]	3
	0,65[σ_p]	4
5 Для изображенного нахлесточного соединения выбрать формулу для расчетной площади шва 	$2 \cdot 0,7l_{\text{фл}} bk$	1
	$2l_{\text{фл}} + b \cdot 0,7k$	2
	$2l_{\text{фл}} + b k$	3
	$2 \cdot 0,7l_{\text{фл}} k$	4
6 Определить необходимую длину фланговых швов для соединения полосы толщиной 8 мм к косынке из расчета сварного соединения на прочность, если допускаемое напряжение для металла шва 75 МПа 	162 мм	1
	81 мм	2
	58 мм	3
	114 мм	4

Таблица 2.2 – Вариант 2

Вопросы	Ответы	Код
<p>1 Как называется изображенный на рисунке заклепочный шов?</p> 	<p>Односрезной трехрядный внахлестку шахматный</p> <p>Двухсрезной двухрядный встык с одной накладкой</p> <p>Двухсрезной однорядный встык с двумя накладками</p> <p>Двухсрезной трехрядный</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>2 По какой формуле следует рассчитывать на прочность заклепки в соединении (см. рисунок к вопросу 1), если z – число заклепок, i – число площадок среза?</p>	<p>$F/2\delta d_3 \leq \sigma_{см}$</p> <p>$F/z\delta d_3 \leq \sigma_{см}$</p> <p>$4F/\pi d_3^2 z \leq \sigma_c$</p> <p>$4F/\pi d_3^2 zi \leq \sigma_c$</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>3 Определить допустимую нагрузку для соединения листа с косынкой из расчета заклепок, если допустимое напряжение для материала заклепок на срез 50 МПа, диаметр заклепок равен 22 мм</p> 	<p>759,9 кН</p> <p>190 кН</p> <p>95 кН</p> <p>60,5 кН</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>

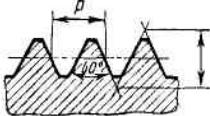
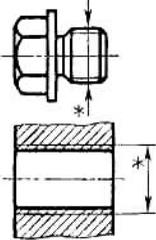
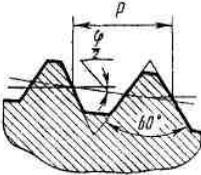
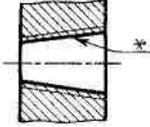
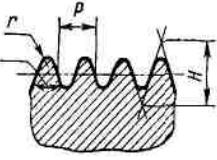
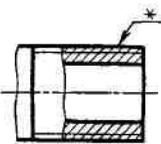
Окончание таблицы 2.2

Вопросы	Ответы	Код
4 Выбрать формулу для расчета допускаемого напряжения для металла шва, если шов угловой, сварка автоматическая под флюсом, электрод марки Э50	$0,9[\sigma_p]$	1
	$[\sigma_p]$	2
	$0,6[\sigma_p]$	3
	$0,65[\sigma_p]$	4
5 Выбрать формулу для расчета площади сечения изображенного сварного соединения 	$2kb$	1
	$2 \cdot 0,7kb$	2
	δb	3
	$0,7kb$	4
6 Определить допускаемую нагрузку для изображенного соединения (см. рисунок к вопросу 5), если сварка ручная; электрод марки Э50А; $\delta = k = 6$ мм; $b = 80$ мм; допускаемое напряжение для основного металла $[\sigma_p] = 120$ МПа	115,2 кН	1
	48,38 кН	2
	24,19 кН	3
	34,56 кН	4

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(справочное)

СПРАВОЧНЫЕ ТАБЛИЧНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица А.1 – Типы резьбы. Условные изображения и обозначения

Тип резьбы	Профиль резьбы (некоторые параметры)	Условное изображение резьбы	Стандарт	Пример обозначения
Метрическая			Профиль по ГОСТ 9150–81 Основные размеры по ГОСТ 24705–81 Диаметр и шаги по ГОСТ 8724–81	<i>M12 – 6g</i> (наружная резьба) <i>M12LH – 6H</i> (внутренняя резьба) <i>LH</i> – обозначение левой резьбы
Метрическая коническая			ГОСТ 25229–82 Устанавливает профиль, диаметры, шаги, основные размеры и допуски	<i>MK 20 x 1,5</i> <i>MR 20 x 1,5 LH</i>
Трубная цилиндрическая			ГОСТ 6357–81	<i>G 1 1/2 – A</i> <i>G 1 1/2 – B</i> <i>A</i> и <i>B</i> – классы точности <i>G 1 1/2 LH – B – 40</i> (где 40 – длина свинчивания)

Окончание таблицы А.1

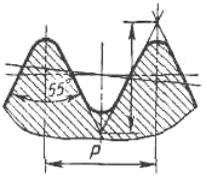
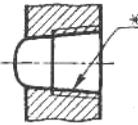
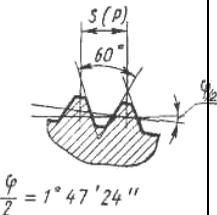
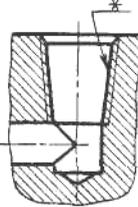
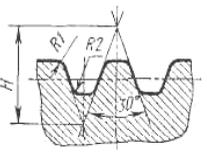
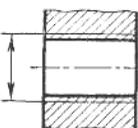
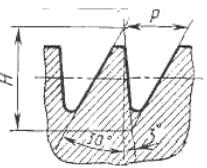
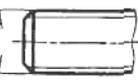
Тип резьбы	Профиль резьбы (некоторые параметры)	Условное изображение резьбы	Стандарт	Пример обозначения
Трубная коническая			ГОСТ 6211-81	1 Наружная коническая резьба $R 1\frac{1}{2}$ 2 Внутренняя коническая резьба $R_c 1\frac{1}{2}$
Коническая дюймовая	 <p>$\frac{\phi}{2} = 1^\circ 47' 24''$</p>		ГОСТ 6111-75	$K 1\frac{1}{2}''$ ГОСТ 6111-52
Трапецидальная			ГОСТ 24737-81 Однозаходная резьба Профиль по ГОСТ 9481-81	$Tr 32 \times 3LH - 7e$ $Tr 32 \times LH - 7H$ Многозаходная $Tr 20 \times 4(P4)LH - 8H$ (где 4 – ход, P4 – шаг, LH – левая резьба)
Упорная			ГОСТ 10177-82	$S80 \times 10 - 7h$ $S80 \times 10LH - 7h$ Многозаходная $S80 \times 10(P10)LH - 7h$ (где 10 – ход, P10 – шаг)

Таблица А.2 – Физико-механические свойства некоторых сталей

Марка стали	Временное сопротивление σ_b , МПа	Предел текучести σ_t , МПа	Предел выносливости σ_{-1} , МПа	Модуль упругости $E \cdot 10^{-5}$, МПа	Коэффициент Пуассона μ
Ст 3	380–470	200–240	120–160	2,0	0,3
Сталь 20	420–500	240	120–160	2,0	
Сталь 30	500–600	300	170–210	2,0	
Сталь 45	610–750	360	190–250	2,1	
60Г	710	420	250–320	2,1	
40Х	730–1050	650–900	240–340	2,1	

Таблица А.3 – Значения коэффициентов запаса прочности для болтов с метрической резьбой при неконтролируемой затяжке

Материал болта	Значения n при постоянной нагрузке для резьбы		Значения n , при переменной нагрузке для резьбы	
	M6 – M16	M16 – M30	M6 – M16	M16 – M30
Углеродистая сталь	5 – 4	4,0 – 2,5	12,0 – 8,5	8,5
Легированная сталь	6,5 – 5,0	5,0 – 3,3	10,0 – 6,5	6,5
<p><i>Примечание</i> – При контролируемой затяжке коэффициент запаса прочности выбирают в пределах $n = 1,2 \dots 1,5$.</p>				

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(справочное)

ПАРАМЕТРЫ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Таблица Б.1 – Основные размеры призматических шпонок и сечений шпоночных пазов (по ГОСТ 23360–78)

В миллиметрах

Диаметр вала d		Сечение шпонки		Глубина паза		Длина l	
свыше	до	b	h	вала t_1	втулки t_2	от	до
6	8	2	2	1,2	1	6	20
8	10	3	3	1,8	1,4	6	36
10	12	4	4	2,5	1,8	8	45
12	17	5	5	3	2,3	10	56
17	22	6	6	3,5	2,8	14	70
22	30	8	7	4	3,3	18	90
30	38	10	8	5	3,3	22	110
38	44	12	8	5	3,3	28	140
44	50	14	9	5,5	3,8	36	160
50	58	16	10	6	4,3	45	180
58	65	18	11	7	4,4	50	200

Примечания

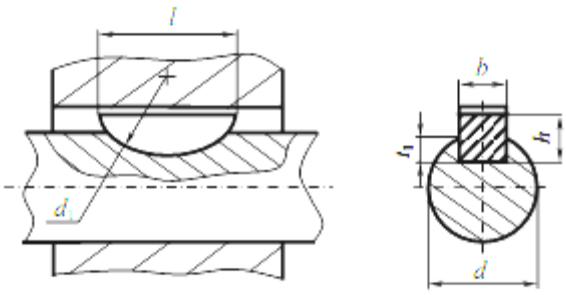
1 Длины шпонок выбирают из ряда: 6, 8, 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200;... (до 500).

2 Материал шпонок – сталь чистотянутая с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МПа.

3 Пример условного обозначения шпонки сечением $b \times h = 20 \times 12$ мм, длиной 90 мм:
Шпонка 20 x 12 x 90 ГОСТ 23360–78

Таблица Б.2 – Основные размеры сегментных шпонок и сечений шпоночных пазов (по ГОСТ 24071–97)

В миллиметрах



Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h \times d_1$	Глубина паза вала t_1
Свыше 8 до 10	3×5×13	3,8
» 10 » 12	3×6,5×16	5,3
» 12 » 14	4×6,5×16	5,0
» 14 » 16	4×7,5×19	6,0
» 16 » 18	5×6,5×16	4,5
» 18 » 20	5×7×19	5,5
» 20 » 22	5×9×22	7,0
» 22 » 25	6×9×22	6,5
» 25 » 28	6×10×25	7,5
» 28 » 32	8×11×28	8,0
» 32 » 38	10×13×32	10

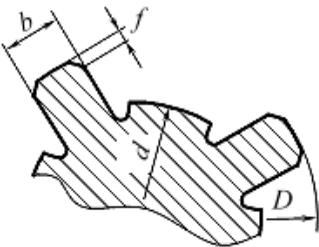
Примечания

1 Сталь чистотянутая σ_b , не менее 590 МПа.

2 В обозначении шпонки должны указываться ее ширина, высота и обозначение стандарта. Пример обозначения шпонки нормальной формы и сечением $b \times h_1 = 5 \times 6,5$ мм:
Шпонка 5 × 6,5 ГОСТ 24071–97

Таблица Б.3 – Параметры шлицевых прямоблочных соединений
(по ГОСТ 1139–80)

В миллиметрах



d	Легкая серия				Средняя серия				Тяжелая серия				
	D	b	z	f	D	b	z	f	D	b	z	f	
11					14	3	6	0,3					
13					16	3		0,3					
16					20	4		0,4	20	2,5	10	0,3	
18					22	5		0,4	23	3	10	0,4	
21					25	5		0,4	26	3	10	0,4	
23	26	6	6	0,2	28	6		0,4	29	4	10	0,4	
26	30	6		0,3	32	6		0,4	32	4	10	0,4	
28	32	7		0,3	34	7		0,4	35	4	10	0,4	
32	36	6	8	0,4	38	6		8	0,4	40	5	10	0,4
36	40	7		0,4	42	7			0,4	45	5	10	0,5
42	46	8		0,4	48	8	0,4		52	6	10	0,5	
46	50	9		0,4	54	9	0,5		56	7	10	0,5	
52	58	10		0,5	60	10	0,5		60	5	16	0,5	
56	62	10		0,5	65	10	0,5		65	5	16	0,5	
62	68	12		0,5	72	12	0,5		72	6	16	0,5	
72	78	12		10	0,5	82	12		10	0,5	82	7	16
82	88	12	0,5		92	12	0,5	92		6	20	0,5	
92	98	14	0,5		102	14	0,5	102		7	20	0,5	

Таблица Б.4 – Параметры шлицевых эвольвентных соединений
(по ГОСТ 6033-88)

В миллиметрах

D	Число зубьев Z при модуле m					D	Число зубьев Z при модуле m				
	0,8	1	1,5	2	2,5		2	2,5	3	5	10
20	23	18	12	8	6	65	31	24	20	15	-
22	26	20	14	9	7	70	34	26	22	12	-
25	30	24	15	11	8	75	36	28	24	13	
28	34	26	17	12	10	80	38	30	25	14	6
30	36	28	18	13	10	85	41	32	27	15	7
32	38	30	20	14	11	90	44	34	28	16	7
35	42	34	22	16	15	95	46	36	30	18	8
38	46	36	24	18	14	100	48	38	32	18	8
40	48	38	25	18	14	110	54	42	35	20	9
42	51	40	26	20	15	120	58	46	38	22	10
45	55	44	28	21	16	130	64	50	42	24	11
50	60	48	32	24	18	140	68	54	45	26	12
55	66	54	35	26	20	150	74	58	48	28	13
60	74	58	38	28	22	160	-	-	52	30	14

Таблица Б.5 – Средние значения допускаемых напряжений смятия [$\sigma_{см}$] и среза [$\tau_{ср}$] для шпоночных соединений

Соединение	Материал	Нагрузка		
		спокойная	слабые толчки	ударная
		Напряжение смятия [$\sigma_{см}$], МПа		
Неподвижное	Сталь	150	120	90
	Чугун	80	53	27
Подвижное	Сталь	50	40	30
Неподвижное, подвижное	Напряжение среза, МПа			
	Сталь	90	72	54

Таблица Б.6 – Средние значения допускаемых напряжений смятия [$\sigma_{см}$] для шлицевых соединений

Соединение	Условия эксплуатации	Значения [$\sigma_{см}$], МПа, для поверхности зуба	
		без термо-обработки	с термо-обработкой
Неподвижное	Легкие	80–120	120–200
	Средние	60–100	100–140
	Тяжелые (с ударами)	36–50	40–70
Подвижное без нагрузки	Легкие		40–70
	Средние		30–60
	Тяжелые (с ударами)		20–30
Подвижное под нагрузкой	Легкие		10–20
	Средние		5–15
	Тяжелые (с ударами)		3–10

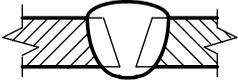
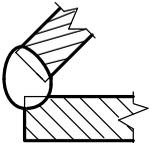
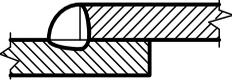
ПРИЛОЖЕНИЕ В
(справочное)

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

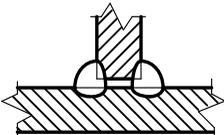
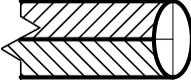
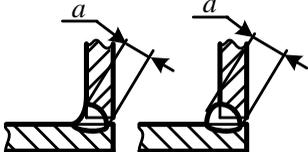
Таблица В.1 – Термины и определения основных понятий сварки металлов (по ГОСТ 2601–84)

Термин	Определение
Виды сварки	
1 Ручная сварка	Сварка, выполняемая человеком с помощью инструмента, получающего энергию от специального источника
2 Механизованная сварка	Сварка, выполняемая с применением машин и механизмов, управляемых человеком
3 Автоматическая сварка	Сварка, выполняемая машиной, действующей по заданной программе, без непосредственного участия человека
4 Сварка плавлением	Сварка, осуществляемая местным сплавлением соединяемых частей без приложения давления
5 Наплавка	Нанесение посредством сварки плавлением слоя металла на поверхность изделия
6 Дуговая сварка	Сварка плавлением, при которой нагрев осуществляется электрической дугой
7 Дуговая сварка плавящимся электродом	Дуговая сварка, выполняемая электродом, который, расплавляясь при сварке, служит присадочным металлом
8 Дуговая сварка неплавящимся электродом	Дуговая сварка, выполняемая нерасплавляющимся при сварке электродом
9 Дуговая сварка в защитном газе	Дуговая сварка, при которой дуга и расплавляемый металл, а в некоторых случаях, и остывающий шов, находятся в защитном газе, подаваемом в зону сварки с помощью специальных устройств
10 Аргонодуговая сварка	Дуговая сварка, при которой в качестве защитного газа используется аргон
11 Дуговая сварка в углекислом газе	Дуговая сварка, при которой в качестве защитного газа используется углекислый газ
12 Ручная дуговая сварка	Дуговая сварка, при которой возбуждаемая дуга, подача электрода и его перемещение проводятся вручную
13 Механизованная дуговая сварка	Дуговая сварка, при которой подача плавящегося электрода или присадочного металла, или относительное перемещение дуги и изделия выполняются с помощью механизмов

Продолжение таблицы В.1

Термин	Определение
14 Автоматическая дуговая сварка	Механизированная дуговая сварка, при которой возбуждение дуги, подача плавящегося электрода или присадочного металла и относительное перемещение дуги и изделия осуществляется механизмами без непосредственного участия человека, в том числе и по заданной программе
15 Плазменная сварка	Сварка плавлением, при которой нагрев проводится сжатой дугой
16 Электрошлаковая сварка	Сварка плавлением, при которой для нагрева используется тепло, выделяющееся при прохождении электрического тока через расплавленный шлак
17 Газовая сварка	Сварка плавлением, при которой для нагрева используется тепло пламени смеси газов, сжигаемой с помощью горелки
18 Контактная сварка	Сварка с применением давления, при которой используется тепло, выделяющееся в контакте свариваемых частей при прохождении электрического тока
19 Точечная контактная сварка	Контактная сварка, при которой сварное соединение получается между торцами электродов, передающих усилие сжатия
Сварные соединения и швы	
20 Стыковое соединение 	Сварное соединение двух элементов, примыкающих друг к другу торцовыми поверхностями
21 Угловое соединение 	Сварное соединение двух элементов, расположенных под углом и сваренных в месте примыкания их краев
22 Нахлесточное соединение 	Сварное соединение, в котором сваренные элементы расположены параллельно и частично перекрывают друг друга

Продолжение таблицы В.1

Термин	Определение
<p>23 Тавровое соединение</p> 	<p>Сварное соединение, в котором торец одного элемента примыкает под углом и приварен к боковой поверхности другого элемента</p>
<p>24 Торцевое соединение</p> 	<p>Сварное соединение, в котором боковые поверхности сваренных элементов примыкают друг к другу</p>
<p>25 Сварная конструкция</p>	<p>Металлическая конструкция, изготовленная сваркой отдельных деталей</p>
<p>26 Сварной узел</p>	<p>Часть конструкции, в которой сварены примыкающие друг к другу элементы</p>
<p>27 Сварной шов</p>	<p>Участок сварного соединения, образовавшийся в результате кристаллизации расплавленного металла или пластической деформации при сварке давлением или сочетания кристаллизации и деформации</p>
<p>28 Стыковой шов</p>	<p>Сварной шов стыкового соединения</p>
<p>29 Угловой шов</p>	<p>Сварной шов углового, нахлесточного или таврового соединений</p>
<p>30 Точечный шов</p>	<p>Сварной шов, в котором связь между сваренными частями осуществляется сварными точками</p>
<p>31 Сварная точка</p>	<p>Элемент точечного шва, представляющий собой в плане круг или эллипс</p>
<p>32 Ядро точки</p>	<p>Зона сварной точки, металл которой подвергался расплавлению</p>
<p>33 Толщина углового шва</p> 	<p>Наибольшее расстояние от поверхности углового шва до точки максимального проплавления основного металла</p>

Окончание таблицы В.1

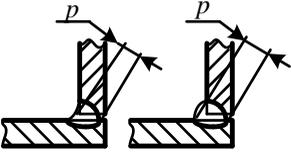
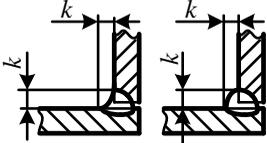
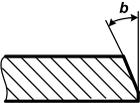
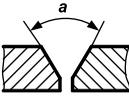
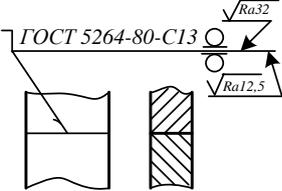
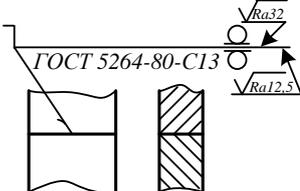
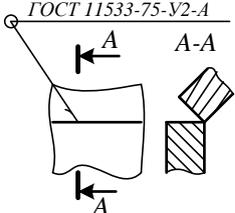
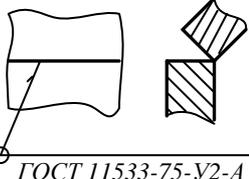
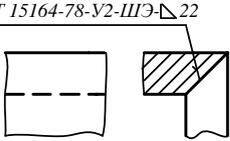
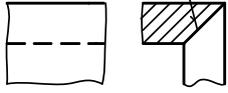
Термин	Определение
<p>34 Расчетная высота углового шва</p> 	<p>Длина перпендикуляра, опущенного из точки максимального проплавления в месте сопряжения свариваемых частей на гипотенузу наибольшего вписанного во внешнюю часть углового шва прямоугольного треугольника</p>
<p>35 Катет углового шва</p> 	<p>Кратчайшее расстояние от поверхности одной из свариваемых частей до границы углового шва на поверхности второй свариваемой части</p>
<p>36 Разделка кромки</p>	<p>Придание кромкам, подлежащим сварке, необходимой формы</p>
<p>37 Скос кромки</p> 	<p>Прямолинейный наклонный срез кромки, подлежащей сварке</p>
<p>38 Притупление кромки</p> 	<p>Нескошенная часть торца кромки, подлежащей сварке</p>
<p>39 Угол скоса кромки</p> 	<p>Острый угол между плоскостью скоса кромки и плоскостью торца</p>
<p>40 Угол разделки кромок</p> 	<p>Угол между скошенными кромками свариваемых частей</p>
<p>41 Зазор</p>	<p>Кратчайшее расстояние между кромками собранных для сварки деталей</p>
<p>42 Сварочная ванна</p>	<p>Часть металла свариваемого шва, находящаяся при сварке плавлением в жидком состоянии</p>

Таблица В.2 – Примеры условных обозначений стандартных швов сварных соединений (ГОСТ 2.312–72)

Характеристика шва	Форма поперечного сечения шва	Условное обозначение шва, изображенного на чертеже	
		с лицевой стороны	с оборотной стороны
<p>Шов стыкового соединения с криволинейным скосом одной кромки, двусторонний, выполняемый дуговой ручной сваркой при монтаже изделия. Усиление снято с обеих сторон. Параметр шероховатости поверхности шва: с лицевой стороны – R_z 20 мкм; с оборотной стороны – R_z 80 мкм.</p>		<p>ГОСТ 5264-80-С13</p> 	<p>ГОСТ 5264-80-С13</p> 
<p>Шов углового соединения без скоса кромок, двусторонний, выполняемый автоматической дуговой сваркой под флюсом по замкнутой линии</p>		<p>ГОСТ 11533-75-V2-A</p> 	<p>ГОСТ 11533-75-V2-A</p> 
<p>Шов углового соединения со скосом кромок, выполняемый электрошлаковой сваркой проволочным электродом. Катет шва 22 мм.</p>		<p>ГОСТ 15164-78-V2-IIIЭ-22</p> 	<p>ГОСТ 15164-78-V2-IIIЭ-22</p> 

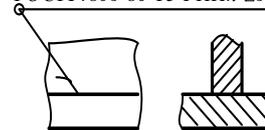
Шов таврового соединения без скоса кромок, двусторонний, прерывистый с шахматным расположением, выполняемый ручной дуговой сваркой в инертных газах неплавящимся электродом с присадочным металлом по замкнутой линии. Катет шва 6 мм. Длина провариваемого участка 50 мм. Шаг 100 мм



ГОСТ14806-80-T3-ПИИп-Δ6-50Z100



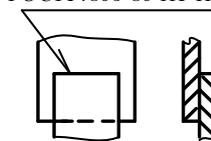
ГОСТ14806-80-T3-ПИИп-Δ6-50Z100



Шов соединения внахлестку без скоса кромок, односторонний, выполняемый дуговой полуавтоматической сваркой в инертных газах плавящимся электродом.
Шов по незамкнутой линии.
Катет шва 5 мм



ГОСТ14806-80-Н1-ПИИПΔ5□



ГОСТ14806-80-Н1-ПИИПΔ5□

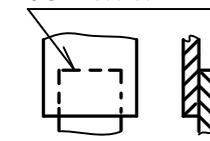


Таблица В.3 – Конструктивные элементы (и их размеры) стыковых сварных соединений из стали, выполняемых ручной дуговой сваркой (ГОСТ 5264–80)

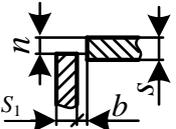
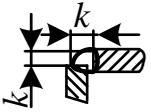
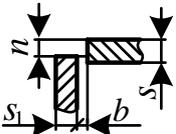
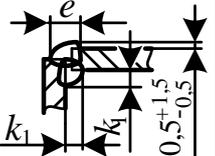
В миллиметрах

Условное обозначение соединения и характеристика сварного шва	Конструктивные элементы		s = s ₁	b		e, не более	g	
	подготавливаемых кромок свариваемых деталей	сварного шва		номин.	пред. откл.		номинальное	предельное отклонение
С2 (односторонний без скоса кромок)			От 1,0 до 1,5	0	+0,5	6	1,0	±0,5
			Св. 1,5 до 3,0	1	+1,0 -1,0	7	1,5	±1,0
			» 3,0 » 4,0	2	+1,0 -0,5	8	2,0	±1,0
С7 (двусторонний без скоса кромок)			2	2	+1,0	8	1,5	
			» 2 до 4			9	1,5	
			» 4 до 5			10	2,0	
С8 (односторонний со скосом одной кромки)			От 3 до 5			8	0,5	±0,5
			Св. 5 » 8			12		±1,5
			» 8 » 11			16		-0,5 +2,0
			» 11 » 14			20		
			» 14 » 17			24		
			» 17 » 20			28		
			» 20 » 24			32		
			» 24 » 28			35		

C12 (двусторонний со скосом одной кромки)			Св.8 до 11			16	$g = g_1 =$ $= 0,5$	$+1,5$ $-0,5$
			Св. 11 до 14			20		
			Св. 14 до 17			24		
			Св. 17 до 20			28		
			Св. 20 до 24			32		
			Св. 24 до 28			35		
			Св. 28 до 32			38		
			Св. 32 до 36			41		
			Св. 36 до 40			44		
C15 (двусторонний с двумя симметричными скосами одной кромки)			Св. 8 до 11			10	0,5	$+1,5$ $-0,5$
			Св. 11 до 14			12		
			Св. 14 до 17			14		
			Св. 17 до 20			16		
			Св. 20 до 24			18		
			Св. 24 до 28			20		
			Св. 28 до 32			22		
			Св. 32 до 36			24		
			Св. 36 до 40			26		
C17 (односторонний со скосом кромки)			От 3 до 5			8	0,5	$+1,5$ $-0,5$
			Св. 5 до 8			12		
			Св. 8 до 11			16		
			Св. 11 до 14			19		
			Св. 14 до 17			22		
			Св. 17 до 20			26		
			Св. 20 до 24			30		

Таблица В.4 – Конструктивные элементы (и их размеры) угловых сварных соединений из стали, выполняемых ручной дуговой сваркой (ГОСТ 5264-80)

В миллиметрах

Условное обозначение соединения и характеристика сварного шва	Конструктивные элементы		s	n	b		e, не более
	подготавливаемых кромок свариваемых деталей	сварного шва			номинальное	предельное отклонение	
У4 (односторонний без скоса кромок)	 $s_1 \geq 1$		Св. 0,1 до 1,5	От 0,5 до s	0	+0,5	
			Св. 1,5 до 3,0			+1,0	
			Св. 3,0 до 30,0			+2,0	
У5 (двусторонний без скоса кромок)	 $s_1 \geq 2$	 $0,5 \pm 0,5$	От 2 до 3	От 0 до 0,5 s	0	+1	8
			Св. 3 до 5				10
			Св. 5 до 6				12
			Св. 6 до 8			+2	14

Окончание таблицы В.4

Условное обозначение соединения и характеристика сварного шва	Конструктивные элементы		s	e		g		
	подготавливаемых кромок свариваемых деталей	сварного шва		номинальное	предельное отклонение	номинальное	предельное отклонение	
У6 (односторонний со скосом одной кромки)			Св. 8 до 11	16	+2	-2	0,5	+1,5 -0,5
			» 11 » 14	20				
			» 14 » 17	24				
			» 17 » 20	28				
			» 20 » 24	32				
			» 24 » 28	35				
			» 28 » 32	38	+3	-3	+2,0 -0,5	
			» 32 » 36	41				
» 36 » 40	44							
У10 (двусторонний со скосом кромок)			» 14 » 17	22	+2	-2	0,5	+1,5 -0,5
			» 17 » 20	26				
			» 20 » 24	30				
			» 24 » 28	34				
			» 28 » 32	38	+3	-3	+2,0 -0,5	
			» 32 » 36	42				
			» 36 » 40	47				

115

Таблица В.5 – Конструктивные элементы (и их размеры) тавровых сварных соединений из стали, выполняемых ручной дуговой сваркой (ГОСТ 5264-80)

В миллиметрах

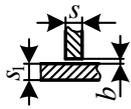
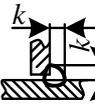
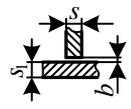
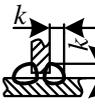
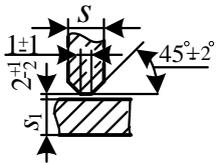
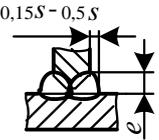
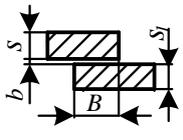
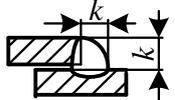
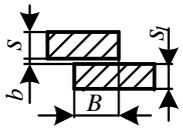
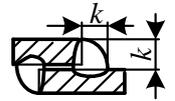
Условное обозначение соединения и характеристика сварного шва	Конструктивные элементы		s	b	
	подготавливаемых кромок свариваемых деталей	сварного шва		номинальное	предельное отклонение
T1 (односторонний без скоса кромок)	 $s_1 \geq 2$		От 2 до 3	0	+1
			Св. 3 до 15		+2
			« 15 » 40		+3
T3 (двусторонний без скоса кромок)	 $s_1 \geq 2$		« 2 » 3	0	+1
			Св. 3 до 15		+2
			» 15 » 40		+3
T8 (двусторонний с двумя симметричными скосами одной кромки)	 $s_1 \geq 0,5$		s	e	
			От 8 до 11	9	±2,0
			Св. 11 до 14	11	
			» 14 » 17	12	
			» 17 » 20	14	
			» 20 » 24	16	
» 24 » 28	18				

Таблица В.6 – Конструктивные элементы (и их размеры) нахлесточных сварных соединений из стали, выполняемых ручной дуговой сваркой (ГОСТ 5264-80)

В миллиметрах

Условное обозначение соединения и характеристика сварного шва	Конструктивные элементы		s	B	b	
	подготавливаемых кромок свариваемых деталей	сварного шва			номинальное	предельное отклонение
Н1 (односторонний без скоса кромок)	 $s_1 \geq 2$		От 2 до 5	3–20	0	+1,
			Св. 5 до 10	8–40		+1,5
			« 10 » 29	12–100		+2,0
			« 29 » 60	30–240		
Н2 (двусторонний без скоса кромок)	 $s_1 \geq 2$		От 2 до 5	3–20	0	+1,0
			Св. 5 до 10	8–40		+1,5
			« 10 » 29	12–100		+2,0
			« 29 » 60	30–240		

ПРИЛОЖЕНИЕ Г
(справочное)

**ПРИМЕР РАЗРАБОТКИ СБОРОЧНОГО ЧЕРТЕЖА
СВАРНОЙ КОНСТРУКЦИИ**

Исходные данные: образец детали, выполненной литьем из однородного материала.

Требуется разработать конструкцию сварной сборочной единицы взамен предложенной преподавателем литой детали, соблюдая рекомендации по обеспечению технологичности сварного соединения.

Рекомендуемая последовательность выполнения задания:

1 Выполнить необходимые обмеры детали, используя при этом штангенциркуль и другие измерительные инструменты; начертить эскиз (чертеж) детали, проставить необходимые размеры (рисунок Г.1).

Эскиз выполняется с соблюдением пропорций, чертеж – в масштабе согласно ГОСТ 2.302–68. Общее количество размеров на чертеже должно быть достаточным для изготовления и контроля изделия. Правила нанесения размеров устанавливает ГОСТ 2.307–68.

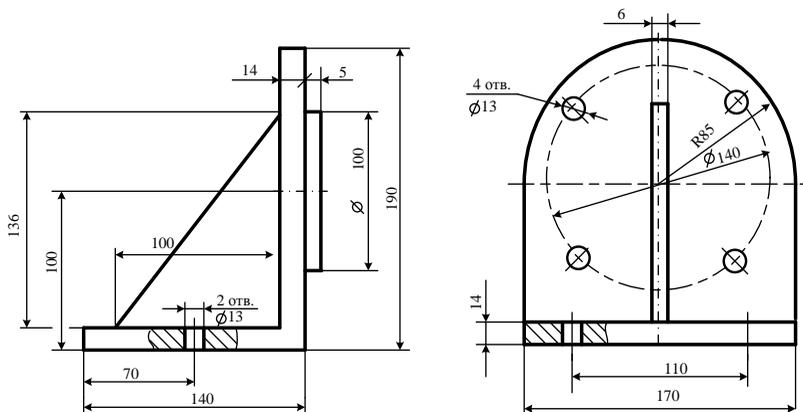


Рисунок Г.1 – Эскиз детали

2 Визуально «разложить» деталь на составляющие ее элементы, указать на эскизе места их соединения и выбрать тип сварного соединения для соединения элементов ручной дуговой сваркой согласно ГОСТ 5264–80.

В данном случае раскладываем деталь на четыре элемента: стойка, полка, ребро, диск. В конструируемой сварной сборочной единице предлагается использовать три типа сварных соединений (рисунок Г.2).

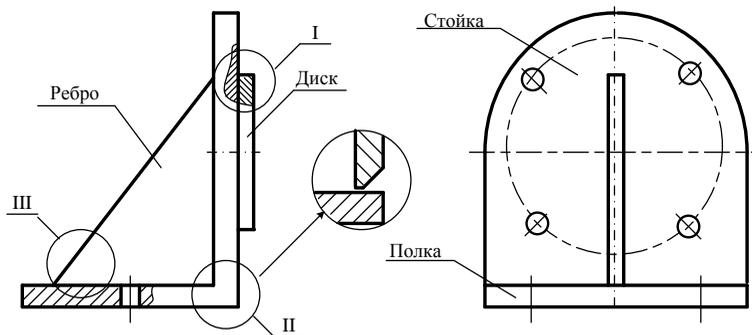


Рисунок Г.2 – Типы сварных соединений

3 Типы сварных соединений для указанных деталей и конструктивные элементы разделки кромок свести в таблицу Г.1.

Таблица Г.1 – Конструктивные параметры для выбранных типов соединений

Наименование соединяемых деталей	Место соединения	Тип соединения	Конструктивные элементы кромок
I Стойка и диск		Н1	Шов угловой без разделки кромок; катет 5 мм
II Стойка и полка		У6	
III Ребро и полка III Ребро и стойка		Т3	Шов угловой двусторонний без разделки кромок; катет 6 мм

4 Выполнить сборочный чертеж сварной конструкции согласно требований ЕСКД (рисунок Г.3).

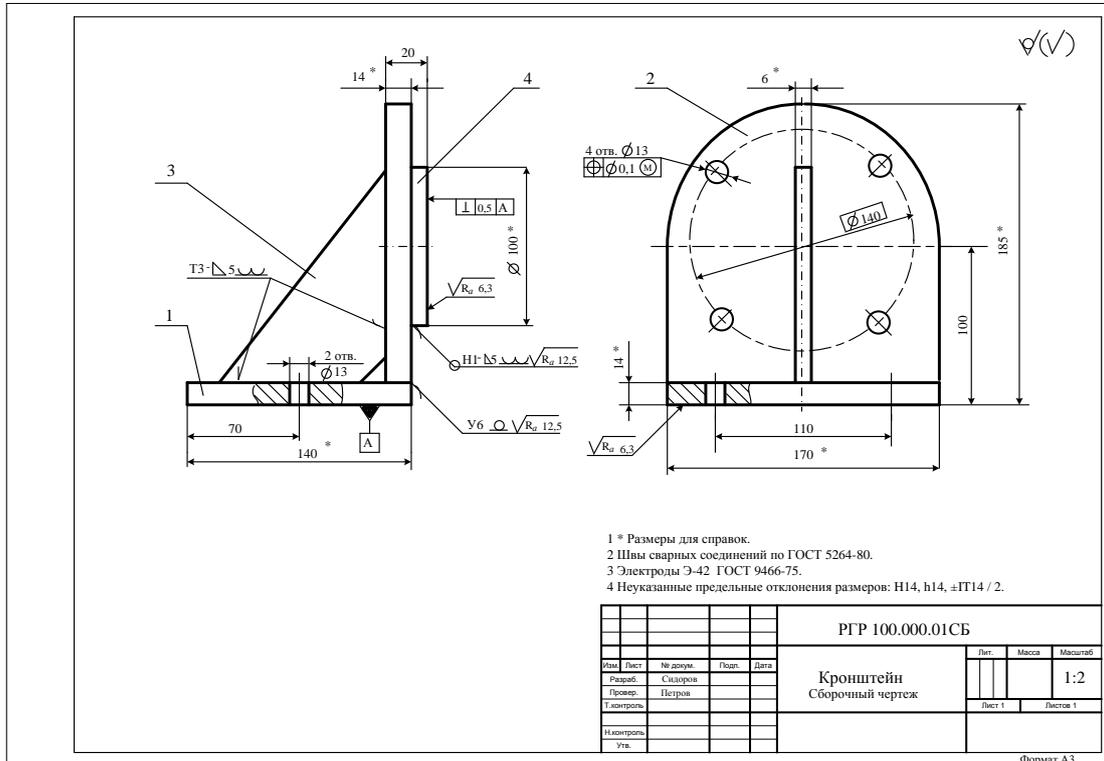


Рисунок Г.3 – Сборочный чертеж кронштейна

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

(справочное)

СТАНДАРТЫ ПО СОЕДИНЕНИЯМ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1 **ГОСТ 10177–82.** Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба упорная. Профиль и основные размеры.

2 **ГОСТ 10299–80.** Заклепки с полукруглой головкой классов точности В и С. Технические условия.

3 **ГОСТ 10300–80.** Заклепки с потайной головкой классов точности В и С. Технические условия.

4 **ГОСТ 10301–80.** Заклепки с полупотайной головкой классов точности В и С. Технические условия.

5 **ГОСТ 10748–79.** Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими высокими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.

6 **ГОСТ 10773–93.** Штифты цилиндрические насечные с коническими насечками. Технические условия.

7 **ГОСТ 10774–80.** Штифты цилиндрические заклепочные. Технические условия.

8 **ГОСТ 1139–80.** Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобоочные. Размеры и допуски.

9 **ГОСТ 11533–75.** Автоматическая и полуавтоматическая дуговая сварка под флюсом. Соединения сварные под острыми и тупыми углами. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

10 **ГОСТ 11534–75.** Ручная дуговая сварка. Соединения сварные под острыми и тупыми углами. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

11 **ГОСТ 11708–82.** Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба. Термины и определения.

12 **ГОСТ 12208–66.** Приспособления станочные. Шпонки призматические скользящие сборные. Конструкция.

13 **ГОСТ 12639–80.** Заклепки пустотелые с плоской головкой. Технические условия.

14 **ГОСТ 12640–80.** Заклепки пустотелые с потайной головкой. Технические условия.

15 **ГОСТ 12641–80.** Заклепки пустотелые с полукруглой головкой. Технические условия.

16 **ГОСТ 14771–76.** Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

17 **ГОСТ 14776–79.** Дуговая сварка. Соединения сварные точечные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

18 **ГОСТ 14797–85.** Заклепки с полукруглой головкой (повышенной точности). Конструкция и размеры.

19 **ГОСТ 14798–85.** Заклепки с потайной головкой (угол 90°) (повышенной точности). Конструкция и размеры.

20 **ГОСТ 14806–80.** Дуговая сварка алюминия и алюминиевых сплавов в инертных газах. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

21 **ГОСТ 15164–78.** Электрошлаковая сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

22 **ГОСТ 17325–79.** Пайка и лужение. Основные термины и определения.

23 **ГОСТ 19249–73.** Соединения паяные. Основные типы и параметры.

24 **ГОСТ 19521–74.** Сварка металлов. Классификация.

25 **ГОСТ 2.311–68.** Единая система конструкторской документации. Изображение резьбы.

26 **ГОСТ 2.312–72.** Единая система конструкторской документации. Условные изображения и обозначения швов сварных соединений.

27 **ГОСТ 2.313–82.** Единая система конструкторской документации. Условные изображения и обозначения неразъемных соединений.

28 **ГОСТ 21425–75.** Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные. Методы расчета нагрузочной способности.

29 **ГОСТ 23360–78.** Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.

30 **ГОСТ 24068–80.** Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с клиновыми шпонками.

31 **ГОСТ 24069–97.** Основные нормы взаимозаменяемости. Тангенциальные шпонки и шпоночные пазы.

32 **ГОСТ 24071–97.** Основные нормы взаимозаменяемости. Сегментные шпонки и шпоночные пазы.

33 **ГОСТ 24705–2004.** Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры.

34 **ГОСТ 24737–81.** Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трапециевидальная однозаходная. Основные размеры.

35 **ГОСТ 25229–82.** Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая коническая.

36 **ГОСТ 25347–82.** Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки.

37 **ГОСТ 2601–84.** Сварка металлов. Термины и определения основных понятий.

38 **ГОСТ 26805–86.** Заклепка трубчатая для односторонней клепки тонколистовых строительных металлоконструкций.

39 **ГОСТ 3128–70.** Штифты цилиндрические незакаленные. Технические условия.

40 **ГОСТ 3129–70.** Штифты конические незакаленные. Технические условия.

41 **ГОСТ 5264–80.** Ручная дуговая сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

42 **ГОСТ 6033–80.** Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30 град. Размеры, допуски и измеряемые величины.

43 **ГОСТ 6111–52.** Резьба коническая дюймовая с углом профиля 60°.

44 **ГОСТ 6211–81**. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трубная коническая.

45 **ГОСТ 6357–81**. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трубная цилиндрическая.

46 **ГОСТ 8713–79**. Сварка под флюсом. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

47 **ГОСТ 8724–2002**. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Диаметры и шаги.

48 **ГОСТ 8786–68**. Сталь чистотянутая для шпонок сегментная. Сортамент.

49 **ГОСТ 8787–68**. Сталь чистотянутая для шпонок. Сортамент.

50 **ГОСТ 8790–79**. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими направляющими шпонками с креплением на валу. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.

51 **ГОСТ 9150–2002**. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Профиль.

52 **ГОСТ 9464–79**. Штифты конические с внутренней резьбой незакаленные. Технические условия.

53 **ГОСТ 9465–79**. Штифты конические с резьбовой цапфой незакаленные. Технические условия.

54 **ГОСТ Р ИСО 14588–2005**. Заклепки «слепые». Термины и определения.

55 **ГОСТ Р ИСО 15973–2005**. Заклепки «слепые» с закрытым концом, разрывающимся вытяжным сердечником и выступающей головкой (корпус из алюминиевого сплава и стальной сердечник).

56 **ГОСТ Р ИСО 15974–2005**. Заклепки «слепые» с закрытым концом, разрывающимся вытяжным сердечником и потайной головкой (корпус из алюминиевого сплава и стальной сердечник).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Анурьев, В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В.И. Анурьев ; под ред. И.Н. Жестковой. – 8-е изд. – М. : Машиностроение, 2001. – Т. 1 – 920 с.; Т. 2 – 912 с.; Т. 3 – 864 с.

2 **Березовский, Ю.Н.** Детали машин : учеб. для машиностроительных техникумов / Ю.Н. Березовский, Д.В. Чернилевский, М.С. Петров ; под ред. Н.А. Бородина. – М. : Машиностроение, 1983. – 384 с.

3 **Гузенков, П.Г.** Детали машин : учеб. для вузов / П. Г. Гузенков. – 4-е изд. – М. : Высш. шк., 1986. – 359 с.

4 **Гулиа, Н.В.** Детали машин : учеб. для студ. учреждений сред. проф. образования / Н.В. Гулиа, В.Г. Клоков, С.А. Юрков ; под общ. ред. Н.В. Гулиа. – М. : Изд. центр «Академия», 2004. – 416 с.

5 **Детали машин в примерах и задачах** : учеб. пособие / С.Н. Ничипорчик [и др.] ; под общ. ред. С.Н. Ничипорчика. – М. : Высш. шк., 1981. – 432 с.

6 **Детали машин. Расчет и конструирование** : справ. / под ред. Н.С. Ачеркана. – Т. 1. – 3-е изд. – М. : Машиностроение, 1968. – 440 с.

7 **Иванов, М.Н.** Детали машин : учеб. для студентов вузов / М. Н. Иванов ; под ред. В.А. Финогенова. – 6-е изд. – М. : Высш. шк., 2000. – 383 с.

8 **Сборник задач и примеров расчета по курсу деталей машин** / Г.М. Ицкович [и др.]. – М. : Машиностроение, 1974. – 287 с.

9 **Кузьмин, А.В.** Расчеты деталей машин : справ. пособие / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов. – 3-е изд. – Мн. : Выш. шк., 1986. – 400 с.

10 **Куклин, Н.Г.** Детали машин : учеб. для машиностроит. спец. техникумов / Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина. – М. : Высш. шк., 1987. – 383 с.

11 **Лабораторный практикум по курсу «Детали машин и основы конструирования»** / В.А. Довгяло [и др.]. – Гомель : БелГУТ, 1999. – 50 с.

12 **Олофинская, В.П.** Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания : учеб. пособие / В. П. Олофинская. – 3-е изд. – М. : ФОРУМ, 2012. – 240 с.

13 **Паспорт** машины для испытания на растяжение-сжатие. Тип ДМ30М. – Одесса, 1978.

14 **Паспорт** приспособления для испытания болтового соединения на сдвиг. Тип ДМ23М. – Одесса, 1977.

15 **Паспорт** приспособления для исследования трения в клеммовом соединении со ступицей, имеющей прорезь. Тип ДМ24М. – Одесса, 1977.

16 **Паспорт** приспособления для исследования работоспособности соединений деталей с гарантированным натягом. Тип ДМ26М. – Одесса, 1977.

17 **Проектирование** и оформление чертежей деталей в машиностроении : учеб. пособие : в 2 ч. / А.М. Щемелев [и др.] ; под общ. ред. А.М. Щемелева. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – Ч. I. – 245 с.; Ч. II. – 294 с.

18 **Решетов, Д.Н.** Детали машин : учеб. для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.

19 **Романов, М.Я.** Сборник задач по деталям машин : учеб. пособие для учащихся техникумов / М.Я. Романов, В.А. Константинов, Н.А. Покровский. – М. : Машиностроение, 1984. – 240 с.

20 **Сборник** задач по деталям машин : учеб. пособие / Н.А. Синицын [и др.]; под общ. ред. И.М. Чернина. – М. : Высш. шк., 1969. – 288 с.

21 **Скойбеда, А.Т.** Детали машин и основы конструирования : учеб. / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик ; под общ. ред. А.Т. Скойбеды. – 2-е изд. – Минск: Высш. шк., 2006. – 560 с.

22 **Тюняев, А. В.,** Детали машин : учеб. / А. В. Тюняев, В. П. Звездаков, В. А. Вагнер. – 2-е изд. – СПб. : Изд-во «Лань», 2013. – 736 с.

