

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение
высшего образования
«Чувашская государственная сельскохозяйственная академия»

**СБОРНИК
ЗАДАНИЙ И МЕТОДИЧЕСКОЕ РУКОВОДСТВО
К РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЕ
по курсу "Детали машин и основы конструирования"**

Чебоксары-2019

Составители: канд. техн. наук, доцент А.О. Григорьев, канд. техн. наук, доцент Р.В. Андреев

УДК 621.81

ББК 34.44

Рецензент: канд. техн. наук, доцент кафедры технического сервиса Новиков Алексей Михайлович

Сборник заданий и методическое руководство к расчетно-графической работе по курсу деталей машин и основ конструирования: Учебно-методическое пособие. / Сост. А.О. Григорьев - Чебоксары: ФГБОУ ВО ЧГСХА, 2019. – 60 с.

В пособии приведены задания к расчетно-графической работе по деталям машин и основам конструирования, краткие теоретические сведения в виде методических рекомендаций к выполнению работы. В пособии представлены также вопросы для самопроверки при подготовке к публичной защите работы.

Оно предназначено для обеспечения самостоятельной работы студентов очного и заочного обучения при изучении курса деталей машин и основ конструирования по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства», по направлению подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

© Полиграфический отдел ФГБОУ ВО ЧГСХА, 2019

© А.О. Григорьев, Р.В. Андреев 2019

Предисловие

Дисциплина «Детали машин и основы конструирования» является одной из определяющих в формировании инженеров всех профилей. Она завершает общепрофессиональную подготовку будущих инженеров, включающую дисциплины «Начертательная геометрия и инженерная графика», «Теоретическая механика», «Материаловедение», «Технология конструкционных материалов», «Сопротивление материалов», «Теория механизмов и машин» и др. В свою очередь, она является базовой для многих специальных дисциплин.

Основная задача курса – изучение общих методов инженерных расчетов и проектирования на базе типовых элементов машин. Типовыми называются детали и узлы, входящие в состав большинства машин: соединения, передачи (зубчатые, червячные, ременные, цепные и др.), элементы передач (валы, подшипники, муфты и др.).

Таким образом, «Детали машин и основы конструирования» – это базовый курс для всех расчетно-конструкторских дисциплин не только потому, что изучаемые в ней типовые конструктивные элементы составляют большую часть любой машины, но и по общности расчетов и методов проектирования.

В результате изучения курса «Детали машин и основы конструирования» студент должен знать различные методы проверочных и проектировочных расчетов типовых механических передач, элементов передач, деталей их соединений; уметь проектировать механические передачи с подробной эскизной и рабочей проработкой отдельных элементов конструкции и последующей разработкой общей компоновки привода.

Настоящее учебно-методическое пособие учитывает отмеченные выше особенности и составлено в соответствии с государственным образовательным стандартом третьего поколения.

При выполнении расчетно-графической работы вариант индивидуальных заданий студент определяет по шифру, установленному преподавателем.

Указания к выполнению расчетно-графической работы

Расчетно-графическая работа восполняет дефицит в самостоятельной работе студентов в 5 семестре, по одной из составляющих разделов дисциплины «Соединения». Задания к расчетно-графической работе, в отличие от примеров в задачниках по деталям машин [4, 5], предполагают широкую инициативу в выборе всех параметров соединения, общей конструкции. Задачи по расчетно-графической работе включают, как правило, проектный и проверочный расчеты. В полной мере это относится к задачам №1 и №2, на заклёпочные и сварные соединения.

Исходные данные для всех задач содержат лишь минимальное количество параметров, что предполагает для студентов широкую инициативу в выборе недостающих. При решении задач на расчёт заклепочных и сварных соединений к числу этих параметров относятся материал и сортамент соединяемых профилей, которые необходимо выбрать и определить из расчётов на прочность.

Заклёпочное соединение — неразъёмное соединение деталей при помощи заклёпок. Обеспечивает высокую стойкость в условиях ударных и вибрационных нагрузок. На современном этапе развития технологии уступает место сварке и склеиванию, обеспечивающим большую производительность и более высокую прочность соединения. Однако, по-прежнему находит применение в следующих случаях: в соединениях, где необходимо исключить изменение структуры металла, коробление конструкции и перегрев расположенных рядом деталей; соединение разнородных, трудно свариваемых и не свариваемых материалов; в соединениях с затруднительным доступом и контролем качества; в случаях, когда необходимо предотвратить распространение усталостной трещины из детали в деталь. Большинство соединений в самолётах по-прежнему выполняется клёпкой.

В зависимости от характеристики и назначения заклепочного соединения заклепочные швы делят на три вида: прочные, плотные и прочноплотные.

Прочный шов применяют для получения соединений повышенной прочности. Прочность шва достигается тем, что он имеет несколько рядов заклёпок. Эти швы применяют при клёпке балок, колонн, мостов и других металлических конструкций.

Плотный шов применяют для получения достаточно плотной и герметичной конструкции при небольших нагрузках.

Соединения с плотным швом выполняют обычно холодной клёпкой. Для достижения необходимой герметичности шва применяют различного рода прокладки из бумаги, ткани, пропитанные олифой или суриком, или подчеканку шва.

Прочноплотные швы выполняют горячей клёпкой с помощью клепальных машин с последующей подчеканкой головок заклёпок и кромок листов.

В каждом заклепочном соединении заклёпки располагают в один, два и более рядов. В соответствии с этим заклепочные швы делятся на однорядные, двухрядные, многорядные, параллельные и шахматные.

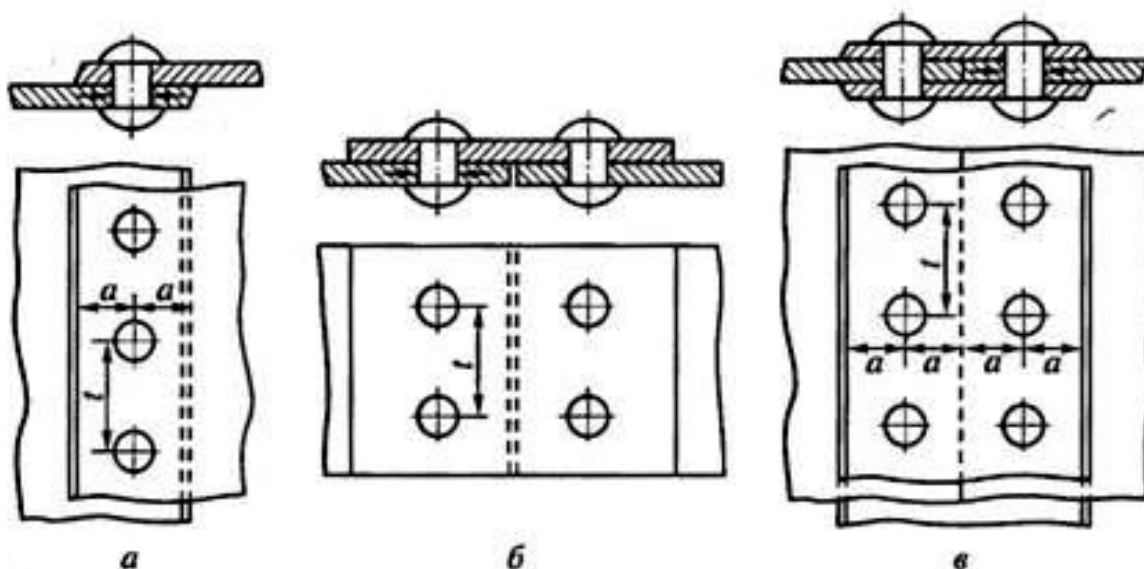


Рисунок 1 - Типы заклепочных швов в зависимости от расположения соединяемых заготовок: а - внахлестку; б - встык с одной накладкой; в - встык с двумя накладками; t - шаг соединения; a - расстояние от края детали до центра отверстия под заклепку

Виды заклепок

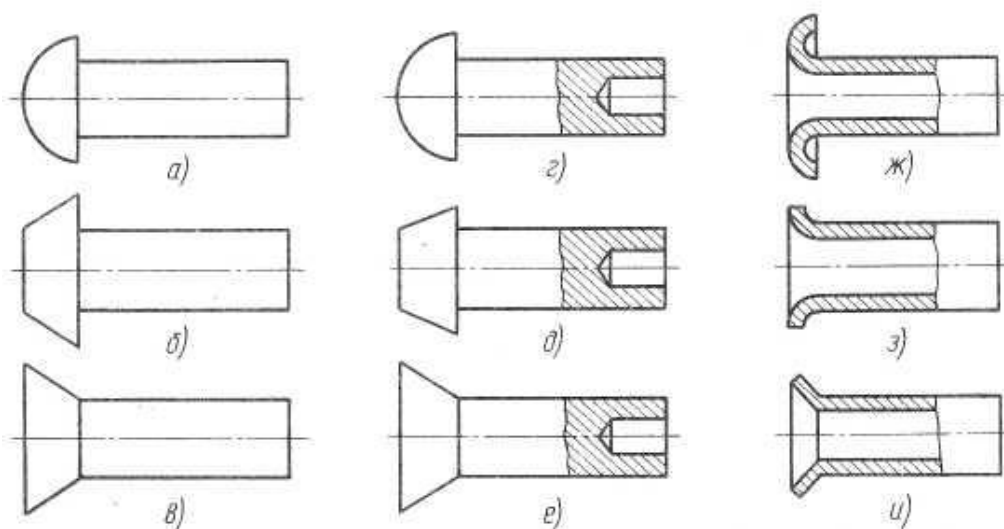


Рисунок 2 - Виды заклепок: заклепки со сплошным стержнем: а) с полукруглой головкой, б) с плоскоконической головкой, в) с конической головкой; заклепки полупустотелые: г) с полукруглой головкой, д) с плоскоконической головкой, е) с конической головкой; заклепки пустотелые: ж) со скругленной головкой, з) с плоской головкой, и) с потайной головкой.

Заклёпочные соединения, составляющие главную часть задач №1, необходимо разделить на 2 группы, принципиально отличающиеся по методике их расчёта. К первой группе отнесём соединения, нагруженные центральной силой. Главное их отличие – все заклёпки нагружены одинаково, что облегчает

расчёт. К другой группе отнесём все другие соединения, нагруженные эксцентричной силой, создающей дополнительный момент.

В обоих случаях первым шагом в решении задачи является выбор материала соединяемых профилей. Рекомендуются для них недефицитные стали общего назначения (Ст.2, Ст.3 и др.). Допускаемые напряжения при этом определяются

$$[\sigma_p] \approx [\sigma_u] = \frac{\sigma_T}{n},$$

где σ_T – предел текучести (по справочнику);

n – коэффициент запаса. Рекомендуется $n \approx 1,5$.

Далее определяется сортамент профиля соединяемых деталей, но уже по различной методике, как, впрочем, и весь последующий расчёт.

В соединениях I группы (рис. 3) определяется необходимая площадь сечения соединяемых профилей по формуле: $A \geq F/\varphi[\sigma_p]$, где φ – коэффициент, учитывающий ослабление профиля отверстиями под заклёпки. Рекомендуется $\varphi \approx 0,7$.

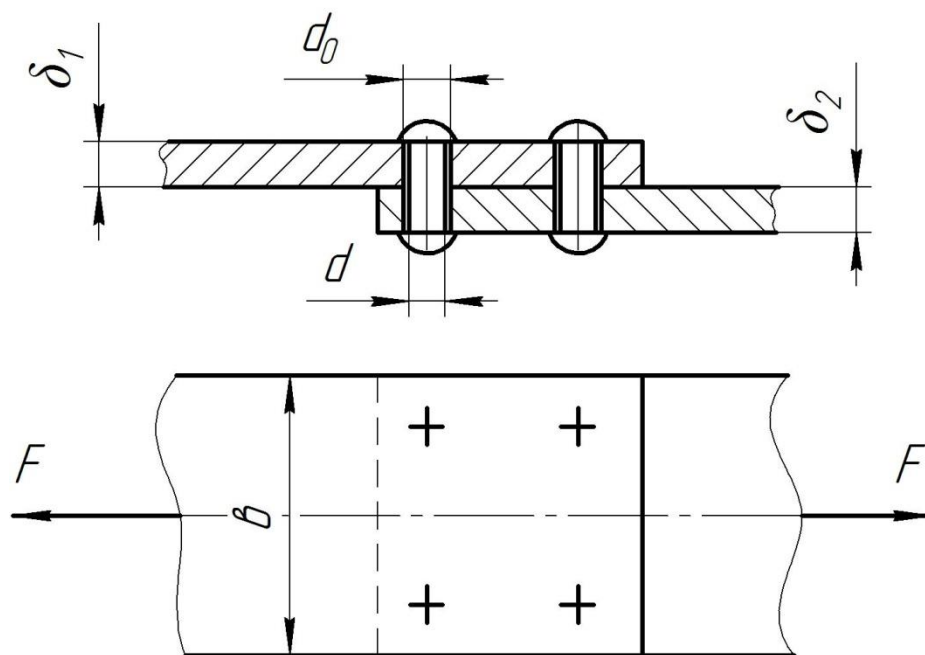


Рисунок 3 - Схема к расчёту заклёпочных соединений, нагруженных центральной силой

Профили угольников, швеллеров и двутавров выбираются непосредственно по расчётной площади, с рекомендуемым округлением в сторону увеличения. При выборе профиля полосовой стали, когда площадь сечения определяется двумя параметрами ($A = b \cdot \delta$), рекомендуется задаться дополнительно соотношением $b/\delta \approx 15...20$. При меньшем значении b/δ возникают трудности с размещением заклёпок, бóльшем – будет ослабление соединяемых полос отверстиями под заклёпки.

Выбор соединяемых профилей и запись выбора должны производиться в полном соответствии с ГОСТ. Например

$$\text{Швеллер } \frac{10\text{ГОСТ } 8240-89}{\text{Ст.3 ГОСТ } 535-88}.$$

Следующим этапом расчета служит определение диаметра заклепок, который выбирается из условия равнопрочности их по напряжениям среза и смятия $d \approx 2 \delta_{\min}$, где δ_{\min} – минимальная толщина соединяемой детали. Рекомендуется при этом округлять диаметр заклёпок в меньшую сторону, т.к. заклёпки большого диаметра сложно расклёпывать (при $d \geq 12$ мм заклёпки ставятся лишь в нагретом состоянии).

Определяется необходимое число заклёпок из условия прочности на срез по формуле

$$Z \geq \frac{4F}{\pi d_o^2 \cdot i \cdot [\tau_{cp}]},$$

где d_o – диаметр отверстий под заклёпки. По технологическим соображениям рекомендуется $d_o \approx d + (0,2 \dots 0,5)$ мм;

i – число плоскостей среза;

$[\tau_{cp}]$ – допускаемое напряжение среза заклёпок.

Полученное число заклёпок необходимо округлить, желательно в большую сторону, отдавая по возможности предпочтение четному числу (особенно при расположении заклёпок в 2 ряда).

Важным моментом является размещение расчётного числа заклёпок. При этом шаг заклёпок не должен быть меньше $3d$, а расстояние их от краёв полосы – не меньше $1,5d$.

Необходимо в заключение проверить заклёпки на смятие по формуле

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{d_o \cdot z \cdot \delta_{\min}} \leq [\sigma_{cm}],$$

где δ_{\min} – минимальная толщина сминаемых деталей (при многосрезных заклёпках это может быть и суммой толщин);

$[\sigma_{cm}]$ – допускаемое напряжение смятия, выбирается также в зависимости от способа получения отверстий (сверление отверстия предпочтительнее полученных штамповкой).

Для выбора заклёпок необходимо определить их требуемую длину по формуле

$$l = \delta_1 + \delta_2 + \Delta,$$

где δ_1 и δ_2 – толщины соединяемых деталей;

Δ – запас на расклёпывание. Устанавливается в зависимости от формы образуемой головки и зазора в отверстии. Принимается $\Delta \approx 1,5d$ при расклёпывании впотай и $\Delta \approx (2 \dots 2,5)d$ – при образовании полукруглой головки.



где z – число заклёпок в проверяемом опасном сечении.

В заключение необходимо представить эскиз соединения. Не следует путать это с эскизом конкретных деталей соединения. Эскиз в данном случае предназначен не для изготовления деталей, а лишь для выполнения необходимых сборочных операций. Пример выполнения эскиза соединения приведенной выше схемы дан на рис. 4.

Рисунок 4 - Эскиз заклёпочного соединения

В заклёпочных соединениях 2-й группы ход расчёта принципиально отличается от приведенного выше. Рассмотрим это на примере (рис. 5).

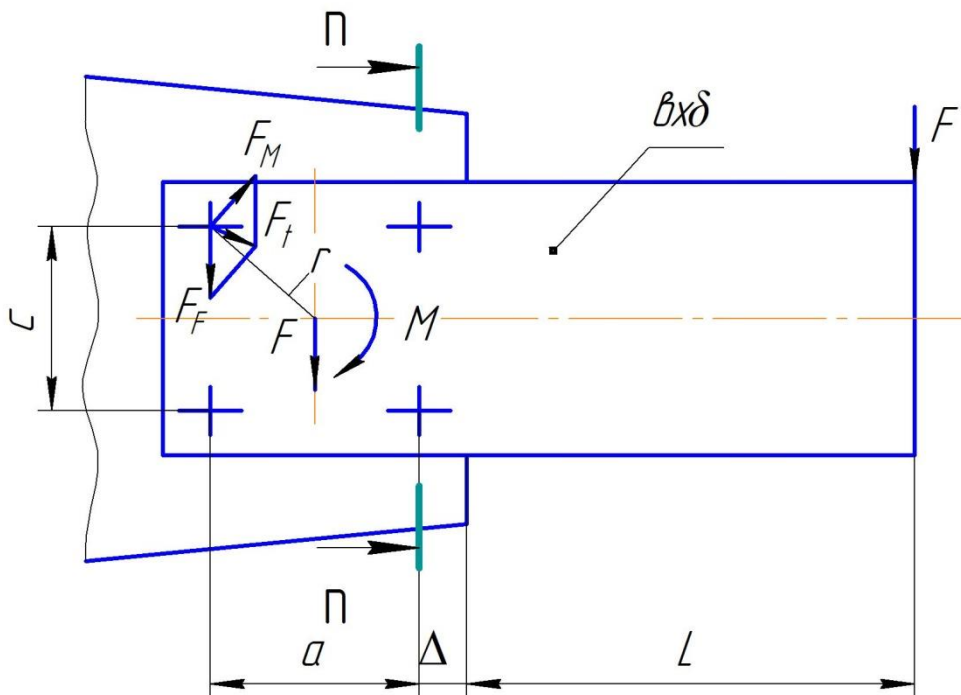


Рисунок 5 - Схема к расчёту заклёпочного соединения, нагруженного эксцентричной силой

Выбор сортамента полосы здесь затрудняется тем, что полоса в опасном сечении $n-n$ испытывает сложнапряжённое состояние: действия нормальных

напряжений изгиба σ_u и касательных напряжений сдвига $\tau_{сдв}$. Условие прочности в этом случае имеет вид

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_{сдв}^2} \leq [\sigma_u]$$

где

$$\sigma_u = \frac{M}{W_{x\text{нetto}}} = \frac{M}{\varphi \cdot \delta \cdot \varrho^2 / 6};$$

$$\tau_{сдв} = \frac{F}{A_{\text{нetto}}} = \frac{F}{\varphi \cdot \delta \cdot \varrho}.$$

Определение параметров ϱ и δ из данного условия связано с большими сложностями. Поэтому рекомендуется воспользоваться возможными допущениями при проектных расчётах – пренебречь менее существенным фактором. Таким рекомендуется считать сдвигающую силу F (плечо силы L в заданиях значительно). Условие прочности при этом имеет вид

$$\sigma_u = \frac{M}{\varphi \cdot W_x} \leq [\sigma_u]$$

Момент M желательно определять точнее, т.е. $M = F(L + \Delta)$, где $\Delta \approx 1,5d$ (параметром заклёпок приходится задаться ориентировочно). Из предыдущего условия прочности

$$W_x = \frac{\varrho^2 \delta}{6} \geq \frac{F(L + \Delta)}{\varphi [\sigma_u]}.$$

Для определения размеров ϱ и δ необходимо второе уравнение, рациональное соотношение ϱ и δ . Рекомендуется $\varrho/\delta = 10 \dots 20$ (обозначим κ). Тогда

$$\delta \geq \sqrt[3]{\frac{6W_x}{\kappa}},$$

$$\varrho = \kappa \cdot \delta.$$

Окончательно сортамент полосы выбирается по ГОСТ.

Ответственным моментом является выбор количества заклёпок и координат их расположения. Без этого задачу не представляется возможным решить. Для этого, кроме того, необходимо заменить эксцентричную силу центральной (для заклёпочного соединения) и моментом, равным

$$M = F \left(L + \Delta + \frac{a}{2} \right).$$

От центральной силы F все заклёпки нагружены одинаково $\left(F_F = \frac{F}{z} \right)$, силы от момента зависят от радиуса расположения заклёпок и определяются по формуле:

$$F_{M_i} = \frac{M \cdot r_i}{\sum r_i^2},$$

где r_i – радиус расположения конкретной заклёпки;

$\sum r_i^2$ – сумма квадратов радиусов всех заклёпок.

Для расчётной схемы (рис. 3), где все заклёпки расположены на одном радиусе,

$$F_M = \frac{M}{4r},$$

где $r = \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + \left(\frac{c}{2}\right)^2}$.

Направление сил F_F и F_M рекомендуется выбрать в соответствии с направлениями F и M (не будет ошибкой и обратный вариант).

Результирующая сила в общем случае определяется по теореме косинусов

$$F_t = \sqrt{F_F^2 + F_M^2 + 2F_F \cdot F_M \cdot \cos \alpha},$$

где α – угол между векторами.

Частным случаем является $\alpha = 90^\circ$ (результирующая определяется по теореме Пифагора) и $\alpha \leq 15^\circ$, когда результирующую силу допустимо определять простой их суммой.

По полученной силе на наиболее нагруженную заклёпку определяется их диаметр (точнее, диаметр отверстия под заклёпку) из условия прочности на срез по формуле:

$$d_o \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_t}{\pi \cdot [\tau_{ср}] \cdot i}}.$$

Полученный диаметр необходимо проверить по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{d_o \cdot \delta_{\min}} \leq [\sigma_{см}].$$

В результате проектных и проверочных расчётов выбирается необходимый диаметр заклёпок. В заключение необходима проверка на прочность выбранного сортамента полосы, с учётом реального ослабления отверстиями под заклёпки. Условие прочности полосы при этом имеет вид

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_{сдв}^2} \leq [\sigma_u],$$

где $\sigma_u = \frac{M}{W_{x \text{ нетто}}}$;

$$\tau_{сдв} = \frac{F}{A_{\text{нетто}}}.$$

Момент сопротивления сечения $n-n$ $W_{x \text{ нетто}}$ определяется по схеме рис. 6.

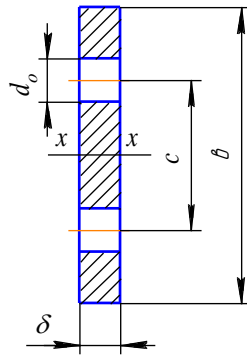


Рисунок 6 - Схема к расчёту полосы на прочность

$$W_{x_{\text{нетто}}} = \frac{J_{x_{\text{нетто}}}}{b/2} = \frac{\delta \cdot b^3 / 12 - 2 \left[\frac{\delta \cdot d_o^3}{12} + \delta \cdot d_o \cdot (c/2)^2 \right]}{b/2}$$

В приведённой выше формуле площадь $A_{\text{нетто}}$ определяется $A_{\text{нетто}} = \delta (b - 2d_o)$.

Если условие прочности удовлетворяется, решение завершается рабочим эскизом соединения. В противном случае (как и в соединениях группы I) требуется корректировка выбора полосы (уголка, швеллера, двутавра).

В заклёпочных соединениях угольников, швеллеров, двутавров особое значение приобретает расположение заклёпок. В соединениях угольников заклёпки рекомендуется располагать в один ряд по линии действия растягивающей силы, по возможности ближе к линии центра тяжести (координата z_0 , ГОСТ 8509-86 и ГОСТ 8510-86). В соединениях швеллеров рекомендуемые места расположения заклёпок и болтов регламентируются ГОСТ 8240-89.

Задачи №2 посвящены преимущественно расчёту и конструированию сварных конструкций. В задания включены в основном конструкции нахлесточных и тавровых соединений. Объясняется это тем, что стыковые швы фактически на прочность не рассчитываются (рассчитываются на прочность сами детали по обычной методике, изложенной в курсе «Сопротивление материалов»), а угловые швы на прочность не рассчитываются вообще.

Сварным соединением называют неразъёмное соединение деталей с помощью сварных швов. Если в заклёпочном соединении соединяющим элементом является заклёпка, то в сварных - расплавленный металл, создающий при остывании неразъёмное соединение, то есть такое, которое не может быть разобрано без повреждения деталей. Сварные соединения лучше других приближают составные детали к целым и позволяют изготавливать

детали неограниченных размеров. Прочность сварных соединений при статических и ударных нагрузках доведена до прочности деталей из целого металла. Освоена сварка всех конструкционных сталей, включая высоколегированные, цветных сплавов и пластмасс.

Масса сварных конструкций при тех же габаритах значительно меньше клепаных (на 15%). Экономия металла достигается за счет использования полной площади сечения, а также возможности более рационального конструирования (например, применения стыковых соединений в тех случаях, когда при заклепочном соединении приходится применять накладки).

Достоинства и недостатки сварных соединений по сравнению с заклепочными (или литыми деталями).

Достоинства:

- простота конструкции сварного шва и меньшая трудоемкость в изготовлении, обусловленной сравнительной простотой технологического процесса сварки.

- значительное снижение массы конструкции при тех же габаритах. При замене заклепочных соединений сварными экономия в весе получается за счет отказа от применения различных накладок, необходимых в заклепочных соединениях, а также части веса самих заклепок; при замене литых деталей сварными конструкциями вес их уменьшается за счет более высоких механических свойств прокатного металла.

- возможность соединения деталей любых форм;
- герметичность и плотность соединения;
- бесшумность технологического процесса сварки;
- возможность автоматизации сварочного процесса;
- сварное соединение дешевле заклепочного.
- соединение деталей может выполняться встык без накладок.
- возможность сварки толстых профилей.

Недостатки:

- возникновение остаточных напряжений в свариваемых элементах;
- коробление деталей из-за неравномерного нагрева в процессе сварки;
- зависимость качества шва от исполнителя и трудность контроля;

применение автоматической сварки устраняет этот недостаток.

- склонность к образованию трещин в местах перехода от шва к цельному металлу вследствие термических напряжений, возникающих при остывании. Трещины особенно опасны при динамических нагрузках (вибрационных и ударных), поэтому в таких случаях сварные швы стараются не применять, заменяя их заклепочными соединениями. Термические напряжения могут быть частично или полностью устранены термообработкой сварного

соединения (низкотемпературным отжигом). Термическая обработка исключает также последующее коробление сварных конструкций.

Область применения. В настоящее время сварные соединения почти полностью вытеснили заклепочные соединения. Сварка применяется для соединения элементов сосудов, испытывающих давление (резервуары, котлы); для изготовления турбин, доменных печей, мостов, химической аппаратуры; с помощью сварки изготавливают станины, рамы и основания машин, корпуса редукторов, зубчатые колеса, шкивы, звездочки, маховики, барабаны и т. д. Сварку широко применяют как способ получения заготовок деталей из проката в мелкосерийном и единичном производстве, а также в ремонтном деле.

Сварные соединения и швы классифицируются по следующим основным признакам:

- виду соединения;
- положению, в котором выполняется сварка;
- конфигурации и протяженности;
- применяемому виду сварки;
- способу удержания расплавленного металла шва;
- количеству наложения слоев;
- применяемому для сварки материалу;
- расположению свариваемых деталей относительно друг друга;
- действующему на шов усилию;
- объему наплавленного металла;
- форме свариваемой конструкции;
- форме подготовленных кромок под сварку,

По виду соединения сварные швы бывают стыковыми и угловыми. По расположению в пространстве швы сварных соединений подразделяются на нижние, вертикальные, горизонтальные и потолочные. Выход шва из потолочного положения в вертикальное при сварке цилиндрических изделий называется полупотолочным положением.

По конфигурации швы сварных соединений бывают прямолинейными, кольцевыми, вертикальными и горизонтальными. По протяженности швы разделяются на сплошные и прерывистые. Сплошные швы в свою очередь делятся на короткие, средние и длинные.

По виду сварки швы сварных соединений разделяются на:

- швы дуговой сварки
- швы автоматической и полуавтоматической сварки под флюсом
- швы дуговой сварки в защитных газах
- швы электрошлаковой сварки
- швы электрозаклепочные

швы контактной электросварки

швы паяных соединений

По способу удержания расплавленного металла швы сварных соединений делятся на швы, выполненные без подкладок и подушек; на съемных и остающихся стальных подкладках: на медных, флюсомедных, керамических и асбестовых подкладках, а также флюсовых и газовых подушках. В зависимости от того, с какой стороны накладывается шов, различают односторонние и двусторонние швы.

По применяемому для сварки материалу швы сварных соединений подразделяются на швы соединения углеродистых и легированных сталей; швы соединения цветных металлов; швы соединения биметалла; швы соединения винипласта и полиэтилена.

По расположению свариваемых деталей относительно друг друга швы сварных соединений могут быть под острым или тупым углом, под прямым углом, а также располагаться в одной плоскости.

По объему наплавленного металла различают нормальные, ослабленные и усиленные швы.

Сварными называют неразъемные соединения, выполненные при помощи сварки. Они могут быть стыковыми, угловыми, нахлесточными, тавровыми и торцевыми (рис. 7).

Стыковым называют соединение двух деталей их торцами, расположенными в одной плоскости или на одной поверхности. Толщина свариваемых поверхностей может быть одинаковой или отличаться одна от другой. На практике стыковое соединение чаще всего применяют при сварке трубопроводов и различных резервуаров.

Угловое – сварное соединение двух элементов, расположенных под углом относительно друг друга и сваренных в месте примыкания их краев. Такие сварные соединения нашли широкое применение в строительной практике.

Нахлесточное – сварное соединение предусматривает наложение одного элемента на другой в одной плоскости с частичным перекрытием друг друга. Такие соединения чаще всего встречаются в строительном-монтажных работах, при сооружении ферм, резервуаров и т.д.

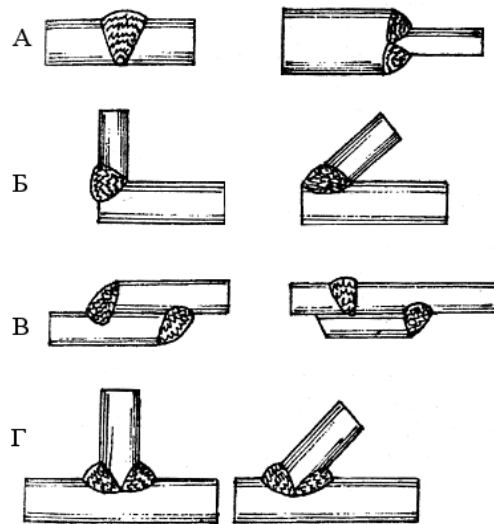


Рисунок 7 - Соединения сварные: А – стыковые; Б – угловые; В-нахлесточные; Г – тавровые

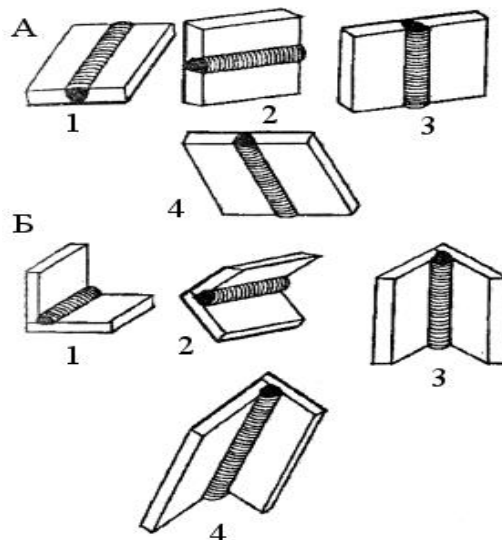


Рисунок 8 - Основные положения сварных швов в пространстве: А – стыковые; Б – угловые; 1 – нижнее; 2 – горизонтальное; 3 – вертикальное; 4 – потолочное

Тавровым называют соединение, в котором к плоскости одного элемента приложен торец другого соединения под определенным углом.

Как и в заклёпочных соединениях, решение задач начинается с выбора материалов свариваемых профилей, определения допустимых напряжений. Обычно выбираются хорошо свариваемые низкоуглеродистые стали марок 15, 20, для неответственных конструкций стали общего назначения Ст.2, Ст.3 и др. Допускаемые напряжения при этом определяются по обычной методике, как и для заклёпочных соединений

$$[\sigma_p] \approx [\sigma_u] = \frac{\sigma_T}{n},$$

При проектировочном расчете здесь также возможны упрощения, допущения (см. расчёт заклёпочных соединений при нагружении эксцентричной силой). Проверочный расчёт выбранных профилей проводится также с учётом действия всех факторов.

1. Стыковой шов

Расчет шва:

$$\sigma = \frac{P}{Sl} \leq [\sigma]'$$

где σ - нормальное напряжение в шве;

P - нагрузка;

S - минимальная толщина детали;

l - периметр шва;

$[\sigma]'$ - допускаемое нормальное напряжение для металла шва.

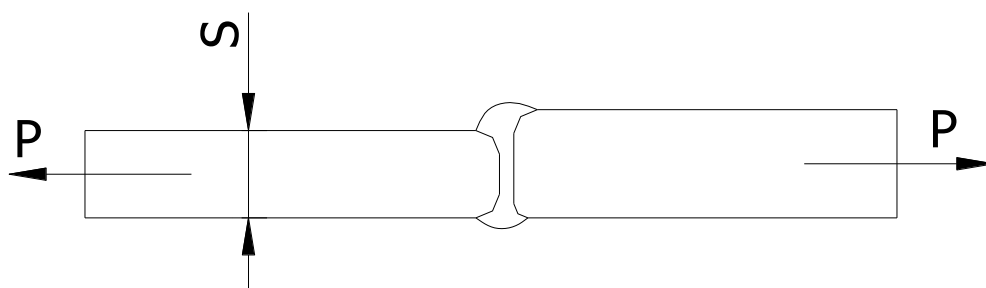


Рисунок 9 - Стыковой шов

Для увеличения периметра шов иногда выполняют косым тавровым или фигурным.

2. Швы внахлестку.

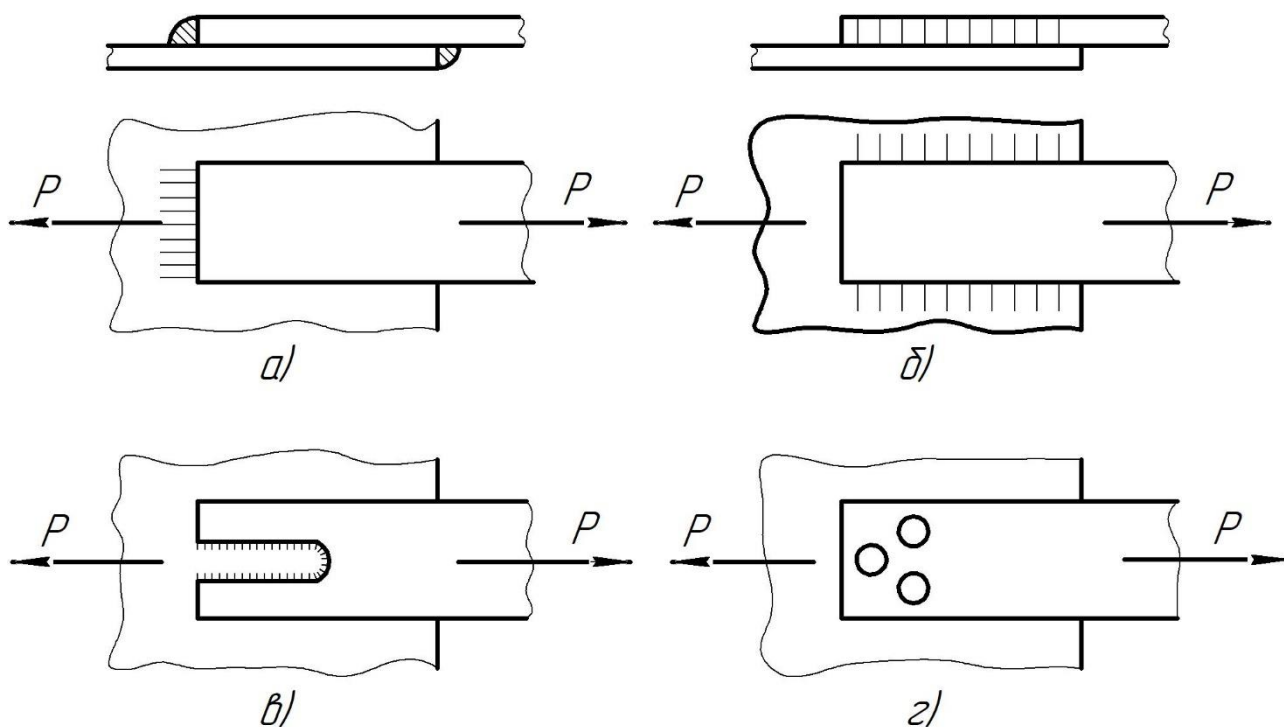


Рисунок 10 - Швы внахлестку: а) лобовой; б) фланговый; в) прорезной; г) пробочный

Опасными принято считать касательные напряжения в сечении под углом 45° к основанию шва (рис.11), там, где они достигают максимального значения.

Касательное напряжение (рис.11):

$$\tau = \frac{P}{0,7Kl} \leq [\tau]'$$

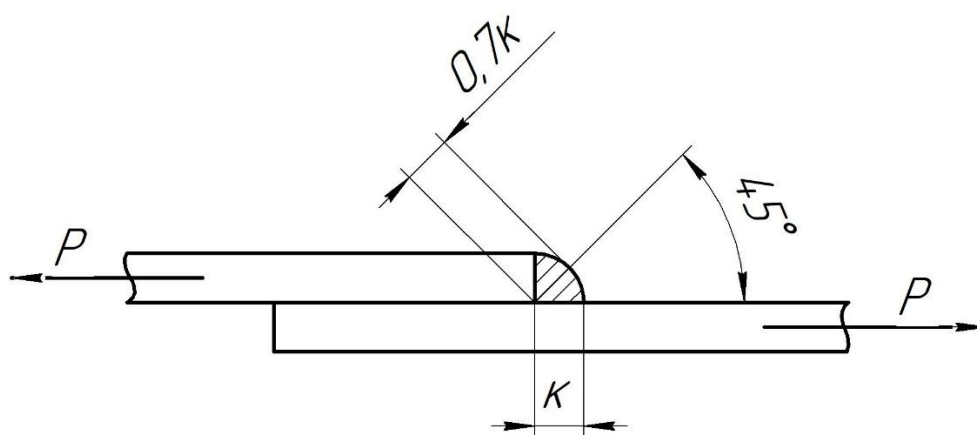


Рисунок 11 - Опасное сечение в сварном шве

где $[\tau]'$ - допускаемое касательное напряжение для металла шва; К - катет шва.

Распределения нагрузок по длине флангового шва неравномерна, поэтому фланговые швы не рекомендуется делать длинными, при большой длине их делают прерывистыми (рис. 12).

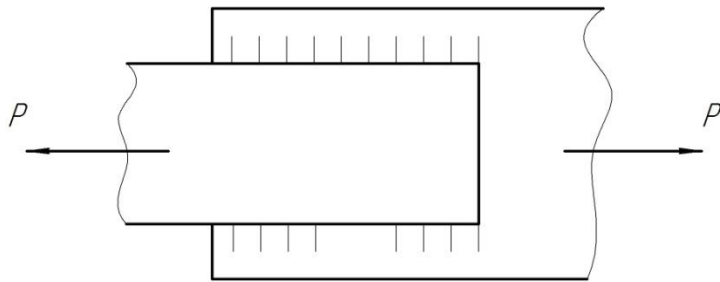


Рисунок 12 - Прерывистые фланговые швы

3. Угловые и тавровые швы

Рассматриваются наиболее характерные случаи нагружения тавровых швов, которые могут встречаться также и в комбинациях.

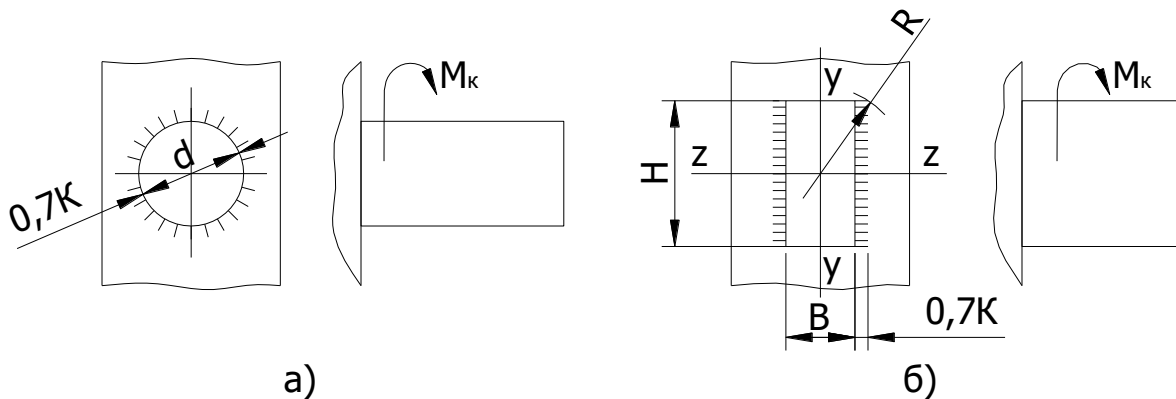


Рисунок 13 - характерные случаи нагружения тавровых швов:

а) нагрузка моментом в плоскости шва; б) внецентренно приложенная нагрузка или нагрузка моментом

При нагружении моментом в плоскости шва, если привариваемая деталь круглая (рис.13, а) (шов круглый кольцевой), то расчет шва проводится на кручение в кольцевом сечении, расположенном под углом 45° к основанию шва.

$$\tau = \frac{M_{\kappa} R}{J_p} \leq [\tau]'$$

Здесь: J_p - полярный момент инерции расчетного сечения;

$$J_p = 0,1(D^4 - d^4)$$

где $D = d + 2 \cdot 0,7K$;

R - расстояние до наиболее удаленного от центра волокна, сечения шва.

Если сечение шва не круглое (рис. 13, б), то оно всё же условно рассчитывается по уравнению кручения для круглых стержней. В этом случае принято пренебрегать возникающим при такой расчетной схеме короблением сечения и нелинейный характером эпюр напряжений:

$$\tau = \frac{M_k R}{J_p} \leq [\tau]'$$

Здесь: J_p - условный полярный момент инерции сечения;

$[\tau]'$ - допускаемое напряжение кручения для наплавленного металла шва.

Для указанного на рис. 13, а примера:

$$J_p = J_y - J_z$$

$$J_z = 2 \frac{0,7KH^3}{12};$$

$$J_y = 2 \left(\frac{B}{2} \right)^2 (0,7KH).$$

Рассмотрим комбинированный способ нагружения. Нагрузка состоит из изгибающего момента $M = M_0$ или $M = Pl$ и перерезывающей силы P (при нагрузке только моментом M_0 перерезывающая сила отсутствует).

Шов рассчитывается на изгиб и срез, но не по нормальным, а по касательным напряжениям в наклонных сечениях под углом 45° к основанию шва. Полное касательное напряжение равно векторной сумме напряжений от момента τ_m и перерезывающей силы τ_p

$$\tau_m = \frac{M}{W};$$

$$\tau_p = \frac{P}{F}.$$

В данном примере

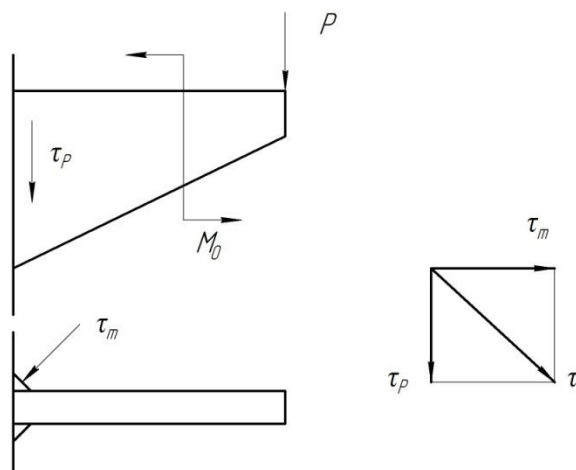


Рисунок 14 - Расчетная схема полного касательного напряжения

$$\tau_m = \frac{Pl}{2 \frac{0,7KH^2}{6}};$$

$$\tau_p = \frac{P}{2 \cdot 0,7KH}.$$

Отдельного внимания при выборе профилей для сварки заслуживают профили из труб (задание 4 задача 2, задание 12 задача 2, задание 16 задача 2, и задание 17 задача 2) особенно коробчатый профиль из 2-х равнополочных угольников (задание 18 задача 2).

При выборе сортамента трубы, испытывающий сложнапряженное состояние (изгиб с кручением, изгиб со сдвигом и др.), также рекомендуется сделать выбор главенствующего фактора, чтобы пренебречь остальными. Диаметры труб при этом определяются по формулам:

а) при нагружении вращающим моментом $D \geq \sqrt{\frac{16T}{\pi \cdot [\tau_{кр}] \cdot (1-c^4)}}$;

б) при нагружении изгибающим моментом $D \geq \sqrt{\frac{32M}{\pi \cdot [\sigma_u] \cdot (1-c^4)}}$.

В этих формулах $[\tau_{кр}]$ и $[\sigma_u]$ – допускаемые напряжения на кручение и изгиб, причём $[\tau_{кр}] \approx 0,6 [\sigma_u]$;

c – коэффициент, характеризующий толстостенность трубы. $c = d / D$, где d – внутренний диаметр. Рекомендуется для проектного расчёта $c \approx 0,8$. После определения D и $d = 0,8D$ трубу необходимо выбрать из числа стандартных.

Наиболее сложным для проектного расчёта является профиль коробчатой формы из 2-х равнополочных уголков (рис. 5).

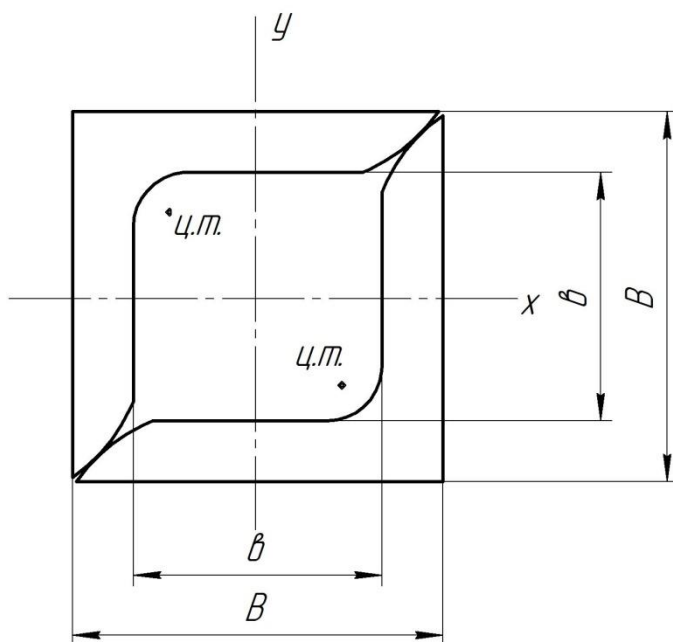


Рисунок 15 - Схема к расчёту сечения коробчатой формы

Выполнение расчёта, с рассмотрением профиля в виде 2-х автономных угольников, ведет к большим сложностям. Поэтому рекомендуется рассматривать данный профиль как трубу квадратного сечения. Тогда расчёт такой трубы на изгиб производится по формуле:

$$\sigma_u = \frac{M}{W_x} = \frac{M \cdot 6}{B^3(1-c^4)} \leq [\sigma_u]$$

откуда $B \geq \sqrt[3]{\frac{6M}{[\sigma_u] \cdot (1-c^4)}}$.

Коэффициент $c = e/B$ выбирается с учётом реального соотношения размеров стандартных уголков (толщины полок и сторон). Рекомендуется для проектных расчётов $c=0,8$, что соответствует толщине полок уголков $t = 0,1B$. Выбор уголков также рекомендуется записать в соответствии с ГОСТ.

Как нахлесточные, так и тавровые рекомендуется выполнять валиковыми швами. Катет швов при проектных расчётах рекомендуется выбирать по технологическим соображениям, с учётом, конечно же, толщины соединяемых деталей. Длины швов при этом также рекомендуется выбирать по конструктивным соображениям (в первую очередь, по размерам профилей, выбранных из условия прочности). Прочность швов при этом определяется проверочным расчётом, в общем случае имеющим вид

$$|\overline{\tau_\Sigma}| = \overline{\tau_F} + \overline{\tau_M} + \overline{\tau_T} \leq [\tau_{\text{ср}}]$$

где $\tau_F = \frac{F}{0,7k \cdot l_\Sigma}$ – напряжение от центральной силы;

$\tau_M = \frac{M}{J_x} \cdot y_{\text{max}}$ – напряжение от момента относительно конкретной оси;

$\tau_T = \frac{T}{J_p} \cdot r_{\text{max}}$ – напряжение от момента, действующего относительно центра

тяжести шва.

При определении моментов J_x и J_p также возможны определенные допущения и упрощения. Результирующее напряжение определяется обычно по теореме косинусов, а допускаемое напряжение $[\tau_{\text{ср}}]$ – по обычной методике.

Значительное количество задач №3 посвящено резьбовым соединениям, передачам «винт-гайка», соединениям группой болтов. В отличие от заклёпочных и сварных соединений, здесь ставится задача рассчитать лишь детали соединения (болты, винты, резьбовые стяжки и др.).

Соединение деталей с помощью резьбы является одним из старейших и наиболее распространенных видов разъемного соединения.

Наиболее распространены цилиндрические резьбы.

Достоинства:

1. Обеспечивают возможность многократной сборки – разборки.
2. Простота сборки при различном взаимном расположении деталей.

Недостаток: сравнительно большие размеры и масса соединения.

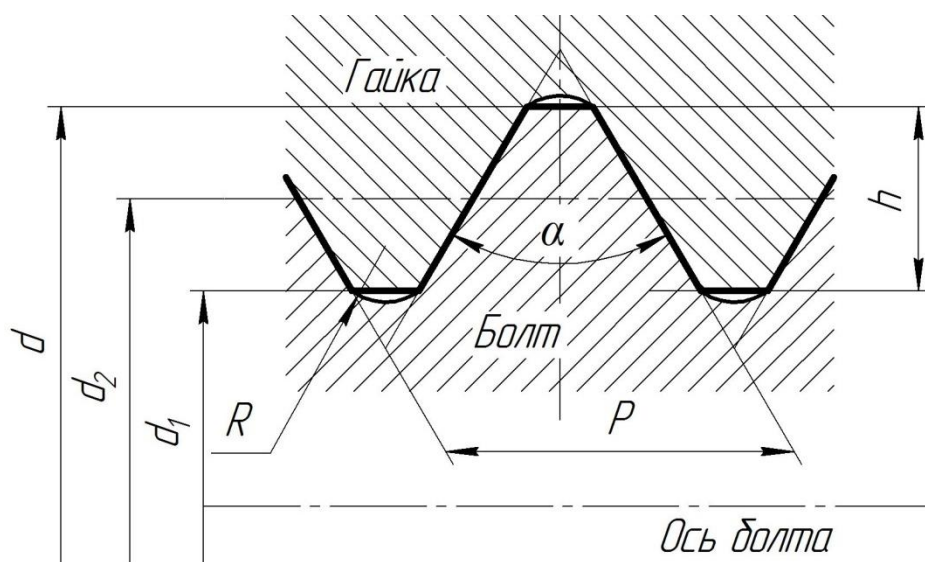


Рисунок 16 - Основные параметры метрической резьбы: h - рабочая высота профиля, по которой соприкасаются витки винта и гайки; d - наружный диаметр (основной); d_1 - внутренний диаметр; $d_2 \approx (d + d_1) / 2$ - средний диаметр резьбы (диаметр воображаемого цилиндра, поверхность которого пересекает резьбу в месте, где ширина выступа равна ширине впадины); P - шаг резьбы (расстояние между одноименными точками двух соседних витков, измеренное в направлении оси); α - угол профиля резьбы.

$S = n \cdot P$ - ход. P - шаг (крупный и мелкий)

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{Pn}{\pi d_2}$$

$h = 0,5p$ - прямоуг., трап.,

$h = 0,65p$ - метрич.,

$h = 0,75p$ - упорн.

Классификация резьб

По назначению:

- крепежные,
- крепежно-уплотняющие,
- грузовые (ходовые).

По форме сечения:

- прямоугольные (метрические, дюймовые),
- трапецеидальные (упорные, прямоугольные, трапецеидальные),
- круглые (53°)

По шагу: с крупным и мелким шагом

По направлению витков: правые и левые.

По форме основной поверхности: цилиндрические и конические.

Зависимость между моментом закручивания и осевой силой.

$T_k = T_m + T_p$, T_p - трения в резьбе, T_T - на торце

$$T_\sigma = F_a f \frac{D_{cp}}{2}; D_{cp} = \frac{D_1 + d_{омб}}{2}$$

D_1 – наружный диаметр опорного торца гайки.

Для определения сил трения рассмотрим гайку как ползун, поднимающийся по резьбе, как по наклонной резьбе.

$$T_p = \frac{F_t d_2}{2}; F_t = F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi); \varphi = \operatorname{arctg} f; f' = \frac{f}{\cos \alpha / 2}$$

$$T_p = \frac{F_a d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi); f = 0,1; 0,2; 0,3$$

$$T_k = F_a f \frac{D_{cp}}{2} + \frac{F_a d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi) = \frac{F_a}{2} \left[\frac{D_{cp}}{2} f + \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \right]$$

Условие самоторможение $\psi < \varphi$

Все крепежные резьбы самотормозящие, у них $\psi = 2^\circ 30' \dots 3^\circ 90'$, а $\varphi = 6^\circ \dots 16^\circ$ ($f = 0,1 \dots 0,3$).

КПД

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}$$

Расчет ненапряженных болтов (винтов)

Напряжение разрыва в стержне болта:

$$\sigma = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]$$

где P - осевая нагрузка;

Z - число болтов;

d_1 - внутренний диаметр резьбы;

$[\sigma]$ - допускаемое напряжение.

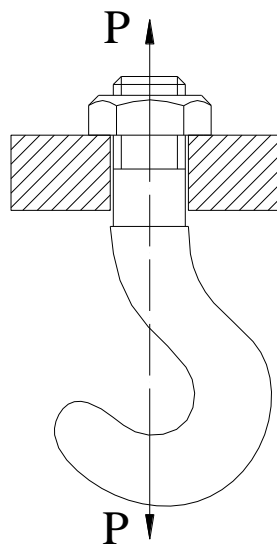


Рисунок 17 - Резьбовой участок крюка для подвешивания груза

В этой формуле, для упрощения расчетов, приняты некоторые допущения. В действительности явления, происходящие в растянутом стержне болта, более сложны и эпюра распределения напряжений по сечению не вполне равномерна. Эти отклонения учитываются при выборе допускаемых напряжений.

Расчет напряженных болтов при нагрузке центральной осевой силой. Это соединение осуществляется затяжкой болтов или гаек при действующей нагрузке. При этом стержень болта дополнительно нагружен касательными напряжениями от крутящего момента, для компенсации действия которых расчетная нагрузка принимается увеличенной на 30%. Усилие затяжки $P_{зат} = 1,3P$.

$$\sigma = \frac{1,3P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]$$

Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Условием надежности соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Конструкция может быть выполнена в двух вариантах.

Болт поставлен с зазором А (рис. 18). При этом внешнюю нагрузку F уравнивают силами трения в стыке, которые образуются от затяжки болта. Без затяжки болтов детали могут сдвигаться на значение зазора, что недопустимо. Рассматривая равновесие детали 2, получим условие отсутствия сдвига деталей.

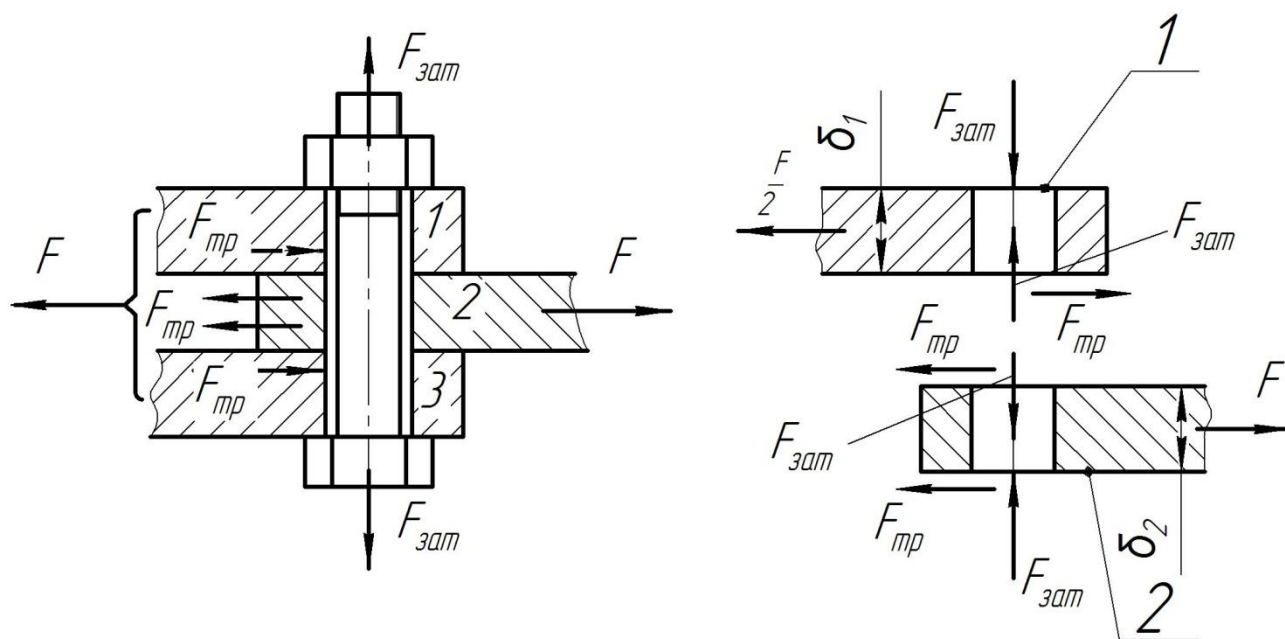


Рисунок 18 - Болтовое соединение выполненное в варианте А - болт поставлен с зазором

$$\left. \begin{aligned} F &\leq iF_{mp} = iF_{зам}f \\ \text{или} \\ F_{зам} &= \kappa F / (if), \end{aligned} \right\}$$

где i —число плоскостей стыка деталей (на рис. 18 $i = 2$; при соединении только двух деталей $i=1$); f - коэффициент трения в стыке ($f=0,15...0,20$ для сухих чугунных и стальных поверхностей); κ —коэффициент запаса ($\kappa= 1,3...1,5$ при статической нагрузке, $\kappa=1,8...2$ при переменной нагрузке).

Отметим, что в соединении в котором болт поставлен с зазором, внешняя нагрузка не передается на болт. Поэтому болт рассчитывают только на статическую прочность по силе затяжки даже при переменной внешней нагрузке. Влияние переменной нагрузки учитывают путем выбора повышенных значений коэффициента запаса.

Болт поставлен без зазора Б (рис. 19). В этом случае отверстие калибруют разверткой, а диаметр стержня болта выполняют с допуском, обеспечивающим беззазорную посадку. При расчете прочности соединения не учитывают силы трения в стыке, так как затяжка болта не обязательна. В общем случае болт можно заменить штифтом. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия. Условие прочности по напряжениям среза

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2 i} \leq [\tau]$$

где i - число плоскостей среза

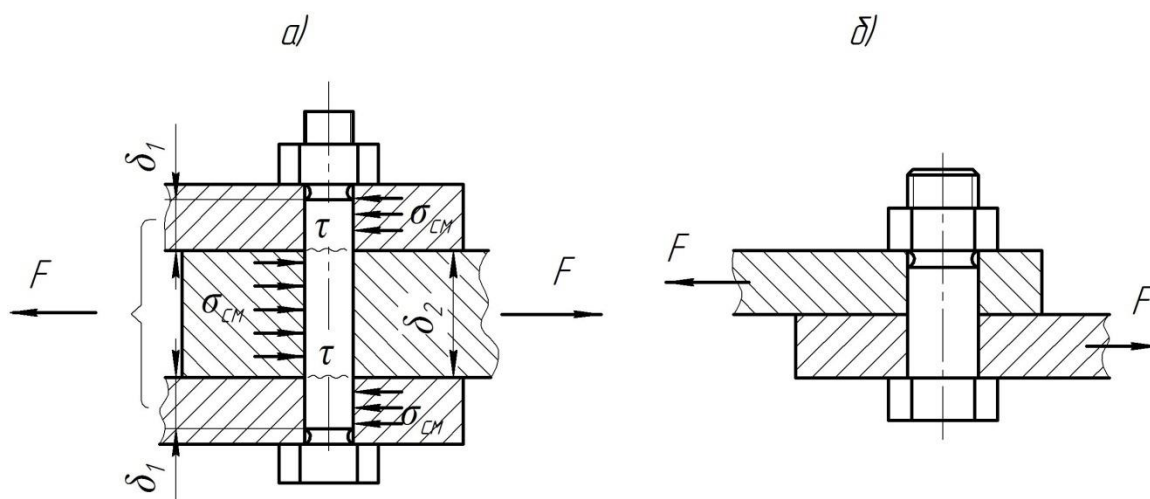


Рисунок 19 - Болтовое соединение выполненное в варианте Б - болт поставлен без зазора: а) $i=2$; б) $i=1$

Если соединение нагружено крутящим моментом в плоскости стыка (рис. 20), то сначала определяется касательное усилие $P = \frac{M_k}{R}$, которое и является поперечной силой, а затем поступают так, как указано выше по варианту А или Б.

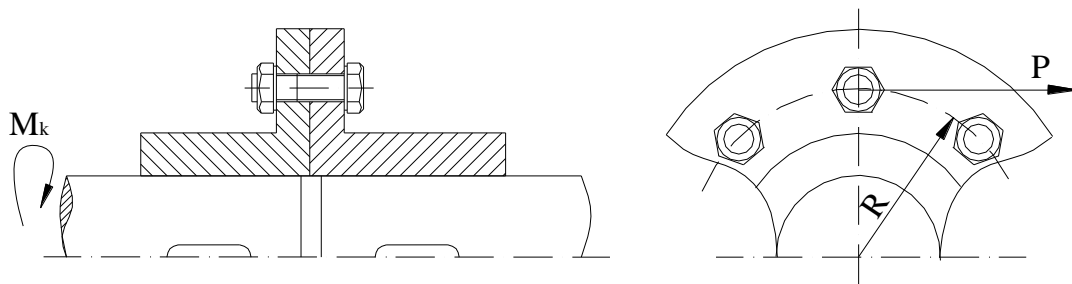


Рисунок 20 - Фланцевое соединение

Если соединение нагружено крутящим моментом в плоскости стыка, то сначала определяется касательное усилие $P = \frac{M_k}{R}$, которое и является поперечной силой, а затем поступают так, как указано выше по варианту А или Б.

Резьбовые соединения, нагруженные центральной отрывающей силой, когда требуется гарантированная плотность стыка. При действии отрывающей силы P необходима начальная затяжка, обеспечивающая плотность и жесткость стыка. Часть нагрузки χP дополнительно нагружает винты, остальная часть $P - \chi P$ идет на разгрузку стыка. Задача распределения нагрузки между винтом и стыком - статически неопределимая и решается из условий совместной их деформации.

Совместная деформация

$$\delta = \chi P \lambda_b = (1 - \chi) P \lambda_c$$

λ_b и λ_c - податливость винта и стыка при действии единичной силы.

Отсюда:

$$\chi = \frac{\lambda_c}{\lambda_b + \lambda_c}$$

Податливость винта по закону Гука

$$\lambda_c = \frac{l}{EP}$$

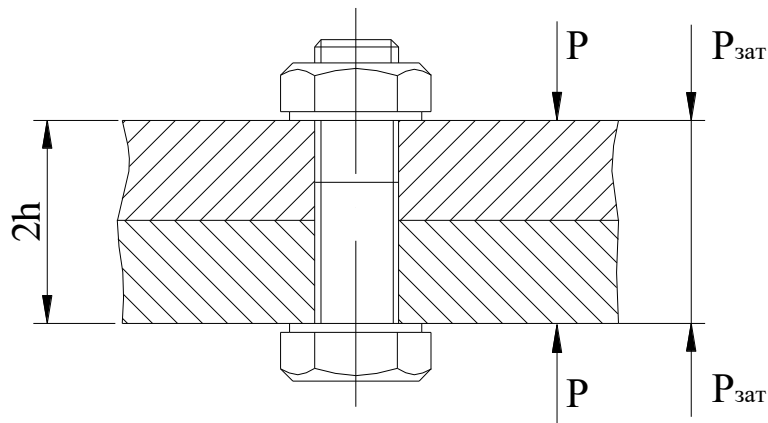


Рисунок 21 - Схема для определения податливости болта

Податливость стыка определяется на основании так называемых конусов давления (рис.21) опытным путем, например, по опытной формуле:

$$\lambda_c = \frac{2h}{E_c d^2} \left[0,5 - 0,1 \frac{2h}{a} + 0,07 \left(\frac{2h}{a} \right)^2 \right]$$

Из условия сохранения плотности (нераскрытия стыка) определяется усилие затяжки:

$$KP = P_{зат} + K\chi P; \quad P_{зат} = KP(1 - \chi).$$

где K - коэффициент затяжки. Для статической нагрузки K = 1,3...1,5, для динамической - K = 1,5...1,4.

Расчетная нагрузка:

$$P_p = 1,3P_{зат} + \chi P$$

Расчет болтов крепления крышек резервуаров с внутренним давлением

В этом случае болты должны быть затянуты так, чтобы не только преодолеть нагрузку от сил внутреннего давления, но также дополнительно сжать прокладку для обеспечения герметичности стыка (рис. 22). Усилие затяжки:

$$P_{зат} = P + P_{пр}$$

$$P_{зат} = \rho \frac{\pi D^2}{4} + K\rho \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_e^2)$$

Здесь: ρ - внутреннее давление в резервуаре;

K - коэффициент, учитывающий сжатие прокладки;

K = 2 - 3,5.

Число болтов Z необходимо проверить по условию их размещения на среднем диаметре стыка D_c . Шаг размещения болтов

$$t = \frac{\pi D_c}{z}$$

должен быть таким, чтобы между болтами оставалось достаточно места для ключа, завертывающего гайку или болт.

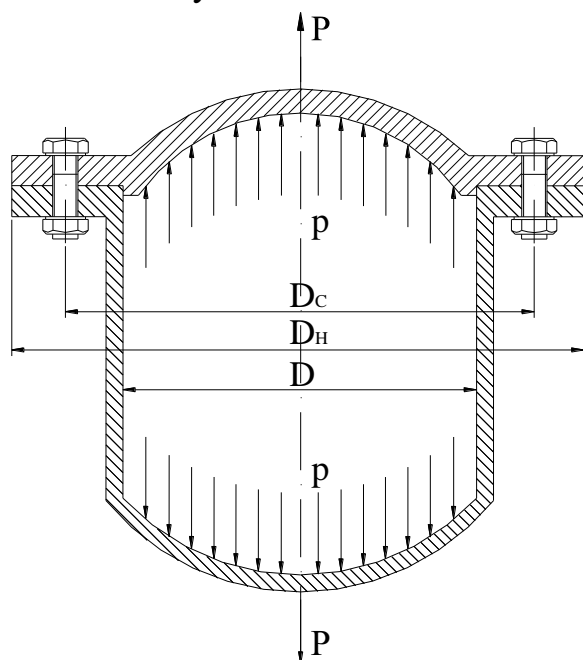


Рисунок 22 - Крепление крышки резервуаров с внутренним давлением

Нагрузка P разлагается по осям и дает следующие составляющие:

1) нормальная сила

$$N = P \sin \alpha$$

2) касательная сила

$$Q = P \cos \alpha$$

3) отрывающий момент

$$M = Qh = Ph \cos \alpha$$

Из условия плотности (нераскрытия) стыка:

$$\sigma_N = \frac{N}{AB} \text{ - нормальные растягивающие напряжения в стыке;}$$

$$\sigma_U = \frac{M}{W} = \frac{Qh}{\frac{AB^2}{6}} \text{ - изгибающие напряжения в стыке;}$$

$$\sigma_{\text{зат}} = \frac{P_{\text{зат}}}{AB} \text{ - напряжения затяжки в стыке, которые должны перекрыть}$$

действие σ_N и σ_U .

$$\sigma_{\min} = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_U + \sigma_N \geq [\sigma]_0$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_U + \sigma_N \leq [\sigma]_{\text{см}}$$

$[\sigma]_0$ - наименьшее допускаемое давление смятия в стыке (по таблицам);

$[\sigma]_{\text{см}}$ - наибольшее допускаемое давление смятия в стыке.

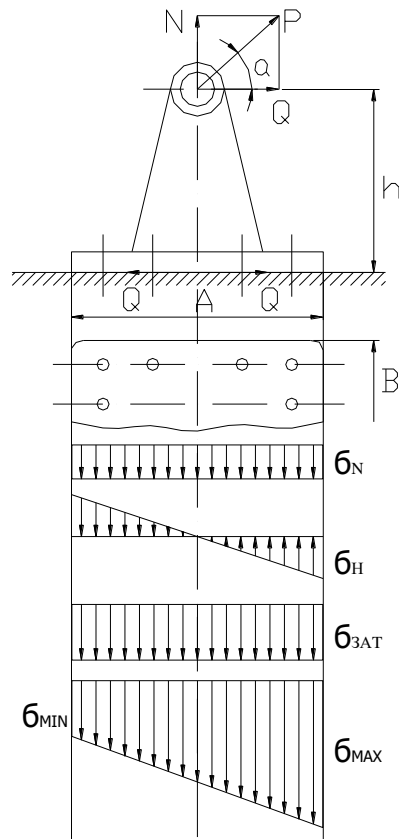


Рисунок 23 - Крепление кронштейна

Определяем напряжение затяжки и усилие затяжки болтов $P_{зат}$:

$$\sigma_{зат} = [\sigma]_0 + \sigma_u + \sigma_N = [\sigma]_0 + \frac{QH}{AB^2} - \frac{N}{AB}$$

$$P_{зат} = \sigma_{зат} AB$$

Полагая, для упрощения расчетов, фланцы достаточно жесткими, а болты - податливыми, определяем напряжения в болтах по усилию их затяжки:

$$\sigma_\delta = \frac{1,3P_{зат}}{z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_\delta$$

Проверяем стык на сдвиг касательной силой

$$Q < F = P_{зат} f$$

где F - сила трения в стыке; f - коэффициент трения в стыке.

Расчет болтов при внецентренно приложенной силе

В этом случае (рис. 24) нагрузка приводится к отрывающей силе P и изгибающему моменту $M = P\ell$. Полное нормальное напряжение равно сумме напряжений от этих нагрузок:

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_m = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{Pl}{Z \frac{\pi d_1^3}{32}} \leq [\sigma]$$

Следует учесть, что напряжения изгиба могут в несколько раз превышать напряжения разрыва и представлять большую опасность для соединения.

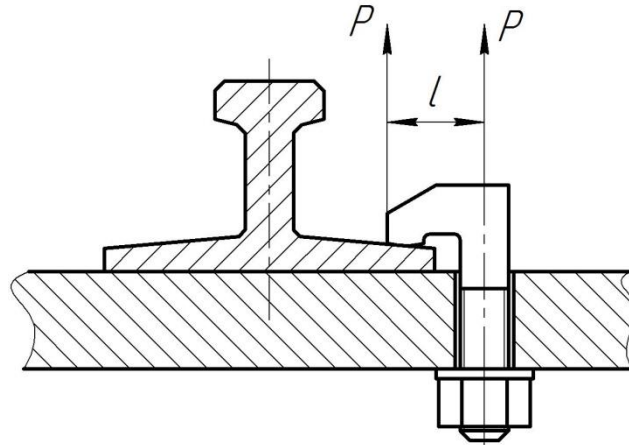


Рисунок 24 - Эксцентричное нагружение болта

Резьбовые соединения, работающие при циклических нагрузках

При циклических нагрузках (чаще всего пульсирующего цикла) большую опасность представляют усталостные явления, которые могут служить причиной аварийных разрушений. Усталостные разрушения начинаются с образования микротрещин, которые возникают в местах наибольшей концентрации напряжений, поэтому в конструкции болтов и винтов большое внимание должно быть уделено целесообразной геометрической их форме. Для оценки концентрации напряжений пользуются гидравлической аналогией, которая выражается так: если контур детали представить как трубу, в которой движется жидкость, то там, где поток турбулентный (вихревой), должны возникнуть местные напряжения, величина которых пропорциональна интенсивности вихрей.

Местные напряжения возникают:

- в местах резкого перехода сечений,
- в канавках с острыми углами,
- при малых радиусах округлений,
- в переходах от стержня к резьбе,
- в переходах к зоне закалки ТВЧ,
- при некруглых отверстиях.

В определённой мере представляет интерес задача 19.3. Здесь требуется спроектировать винтовой пресс для сгибания швеллеров. Задачу следует решать в 3 этапа: 1) определить необходимое усилие пресса для сгибания

двухавра; 2) подобрать винт пресса из условия износоустойчивости; 3) подобрать необходимую длину рукоятки пресса.

Характерной ошибкой студентов на I этапе является то, что они по инерции пытаются определить потребное усилие пресса из условия прочности швеллера, т.е.

$$\sigma_u = \frac{M}{W_x} \leq [\sigma_u]$$

Здесь же требуется, чтобы швеллер пластически деформировался, т.е.

$$\sigma_u = \frac{M}{W_x} = \kappa \sigma_T,$$

где $M = \frac{F_a \cdot h}{4}$ – изгибающий момент;

σ_T – предел текучести материала швеллера;

κ – коэффициент запаса. Рекомендуется $\kappa = 1,05 \dots 1,1$.

Средний диаметр винта определяется по формуле:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot [p] \cdot \psi_n \psi_n}},$$

где $F_a = \frac{4\kappa \cdot \sigma_T \cdot W_x}{L}$ – необходимое усилие пресса;

$[p]$ – допускаемое давление в винтовой паре. Для стального винта и бронзовой гайки 8...10 МПа;

$\psi_n = 1,2 \dots 2,5$ – коэффициент высоты гайки (H/d_2);

ψ_n – коэффициент рабочей высоты профиля (0,5 – для трапецеидальной и 0,75 – для упорной резьб).

Резьба выбирается из числа стандартных, с шагом, определяющим возможность выигрыша в силе.

Потребная длина рукоятки пресса определяется по формуле

$$L = \frac{T_K}{F_p},$$

где $F_p = 300\text{Н}$, усилие рабочего на рукоятке (по заданию);

$T_K = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\psi + \varphi)$ – момент на винте (без учета момента на торце); ψ и φ

– соответственно угол подъема резьбы и угол трения.

Соединения с натягом позволяют воспринимать различные нагрузки только за счет сил трения, возникающих при запрессовке. Натягом называется положительная разность диаметров вала и отверстия. После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр посадочных поверхностей становится общим. При этом на поверхности посадки возникает удельное давление p и соответствующие ему силы трения.

Соединения с натягом могут воспринимать различные нагрузки (моменты изгибающий и вращающий, осевую силу). Наиболее типично из них передача вращающего момента. Условие прочности соединения при этом имеет вид

$$kT \leq p \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \ell \cdot f / 2,$$

где $k = 1,5 \dots 2,0$ – коэффициент запаса; ℓ – длина ступицы; f – коэффициент трения.

Отсюда необходимое давление в соединении

$$p \geq \frac{2 \cdot k \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot \ell \cdot f},$$

А расчетный натяг в соединении по теории расчета толстостенных цилиндров

$$N_p = p \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right).$$

Здесь $C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1$; $C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2$,

E_1 и E_2 , μ_1 и μ_2 – модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки (для стали $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$).

Далее определяется минимальный натяг посадки

$$N_{\min} = N_p + 1,2 \cdot (R_{z_1} + R_{z_2}),$$

где R_{z_1} и R_{z_2} – средняя высота шероховатости деталей.

По величине N_{\min} подбирается посадка, при необходимости проверяется на прочность втулка (ступица).

Соединения с натягом требуют высокой точности размеров, поэтому перспективны для применения лишь в условиях крупносерийного и массового производств.

Шпоночные и шлицевые (зубчатые) соединения служат для передачи вращающего момента с деталей передач на валы или наоборот. Шпоночные соединения бывают напряжённые (клиновые, фрикционные) и ненапряжённые (призматические, сегментные, цилиндрические, тангенциальные). Клиновые шпонки при забивании вызывают дисбаланс и перекос деталей, поэтому в условиях современного производства они практически не применяются.

Соединение призматическими шпонками ненапряженное. Оно требует изготовления вала и отверстия с большой точностью. Во многих случаях посадка ступицы на вал производится с натягом. Момент передается с вала на ступицу боковыми узкими гранями шпонки. При этом на них возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$, а в продольном сечении шпонки — напряжения среза τ (рис. 26).

Призматические шпонки рассчитываются на прочность по напряжениям смятия и среза по формулам

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot T}{h \cdot \ell_p \cdot d} \leq [\sigma_{см}],$$

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot T}{b \cdot \ell_p \cdot d} \leq [\tau_{ср}]$$

Шлицевые (зубчатые) соединения по форме профиля подразделяются на прямобочные, эвольвентные и треугольные. Наиболее распространены шлицевые соединения со шлицами прямобочного профиля. Они согласно ГОСТ-а бывают лёгкой, средней и тяжёлой серий, отличающихся высотой шлицев и их количеством.

На прочность они рассчитываются по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{\varphi \cdot z \cdot h \cdot d_{ср} \cdot \ell} \leq [\sigma_{см}],$$

где $\varphi = 0,8$, ℓ – рабочая длина шлицев; z – число шлицев;
 $d_{ср} = \frac{D+d}{2}$; $h = \frac{D-d}{2} - 2 \cdot f$ (D , d и f – по ГОСТ-у).

Соединения прямобочными шлицами принципиально отличаются по способу центрирования в соединении. Центрирование по диаметрам D и d обеспечивает более высокую соосность деталей, а центрирование по боковым граням шлицев – более равномерное распределение нагрузки по шлицам. Поэтому такой способ центрирования применяют в тихоходных тяжелонагруженных передачах.

При центрировании по диаметрам диаметр центрирования (D и d) выбирают в зависимости от твердости деталей соединения. Если твердость материала втулки позволяет обработку протяжкой ($HB < 350$), то центрирование произойдет по наружному диаметру D . При бóльшей твердости деталей соединения центрирование производится по внутреннему диаметру d .

Профильные соединения – это соединения деталей на валу с цапфой (отверстием) нецилиндрической формы. Чаще применяются отверстия квадратного сечения. Рассчитываются соединения по напряжениям смятия.

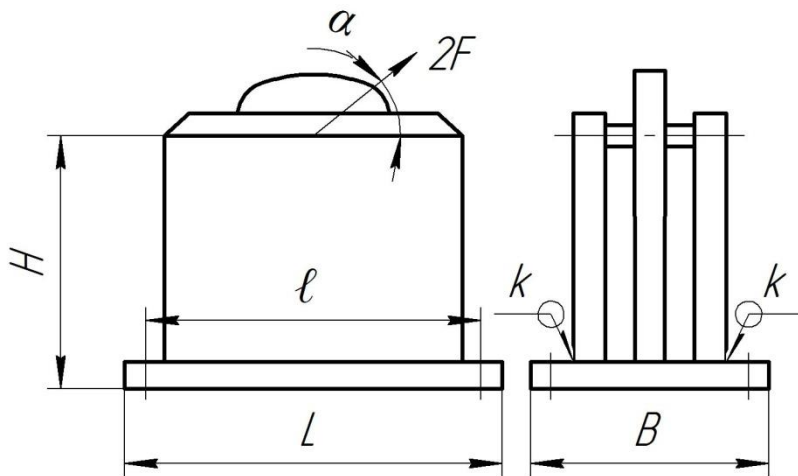
Решение задач необходимо выполнить с соблюдением всех требований к текстовым конструкторским документам.

ЗАДАНИЕ 2

2.1. Рассчитать заклепочное соединение полос из стали Ст.3 встык с двумя накладками, нагруженное растягивающей силой F . Дать эскиз соединения со всеми размерами. Размеры полос и заклепок выбрать по ГОСТам.

ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	250	40	60	90	100	125

2.2. Рассчитать сварное соединение стоек кронштейна с основанием (см. рис.). Размеры стойки определить из расчета ее на прочность.

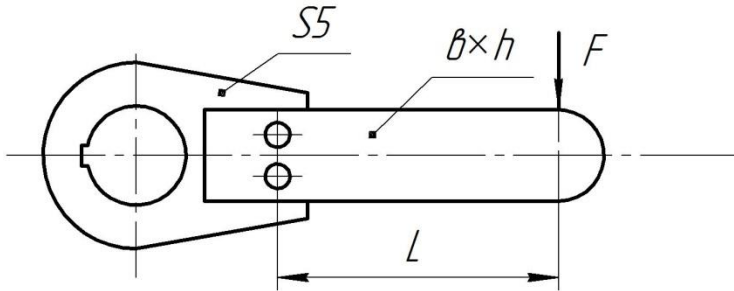


ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	1.25	1.6	2	2.5	3.2	4.0
L , мм	250		400		500	
α , град	45		30		60	

2.3. Рассчитать соединение кронштейна, приведенного на рисунке выше, с бетонным основанием фундаментными болтами. Дать эскиз соединения с указанием размеров и обозначений швов. Недостающими данными (l , B , и др.) задаться конструктивно, обосновывая выбор проверочными расчетами.

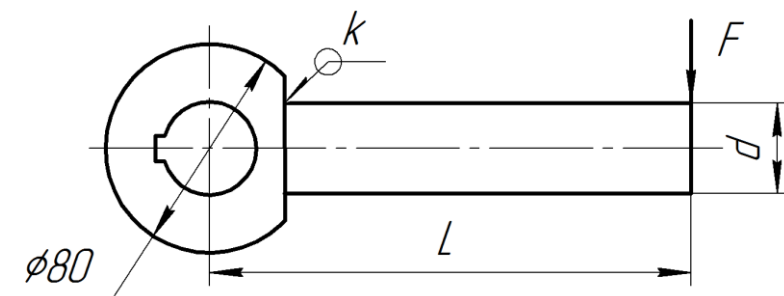
ЗАДАНИЕ 3

3.1. Рассчитать заклепочное соединение рукоятки с поводком по схеме, приведенной на рис. Дать эскиз соединения с необходимыми размерами.



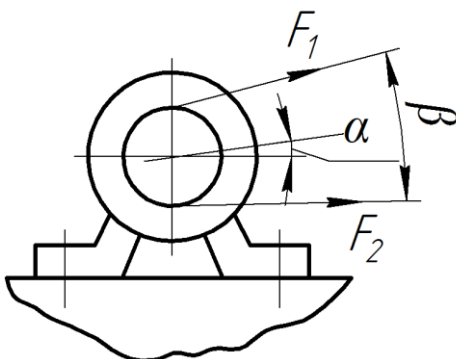
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	0,5	0,8	1,0	1,6	2	2,5
L, мм	250		350		500	

3.2. Рассчитать сварное соединение стального прутка к ступице по приведенной схеме. Дать эскиз соединения с необходимыми размерами и обозначениями.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	1.25	1.6	2	2.5	3.2	4.0
L, мм	250		400		500	

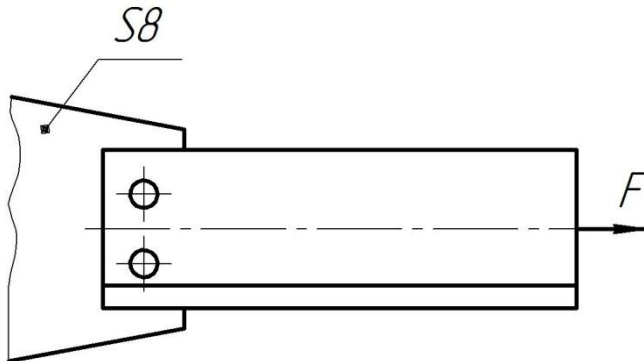
3.3. Рассчитать болты крепления электродвигателя к раме, на валу которого располагается шкив ременной передачи (см. рис.)



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
Тип двиг.	4A80A4Y3			4A160M4Y3		
F1, кН	0,1	0,15	0,2	0,4	0,6	0,8
F2, кН	0,2	0,25	0,3	0,75	0,9	1,2
α, град	15		30		45	
β, град	10		15		20	

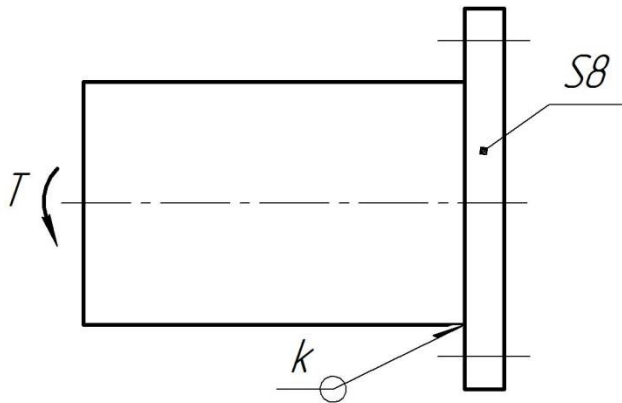
ЗАДАНИЕ 4

4.1. Рассчитать заклепочное соединение угольника, нагруженного растягивающей силой F , к косынке (см. рис.). Дать эскиз соединения со всеми размерами. Размеры угольника и заклепок выбрать по ГОСТам.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	25	40	60	80	100	125

4.2. Рассчитать сварное соединение трубы, нагруженной вращающим моментом T , к фланцу (см. рис.). Размеры трубы выбрать из расчета на прочность, размеры фланца выбрать конструктивно.

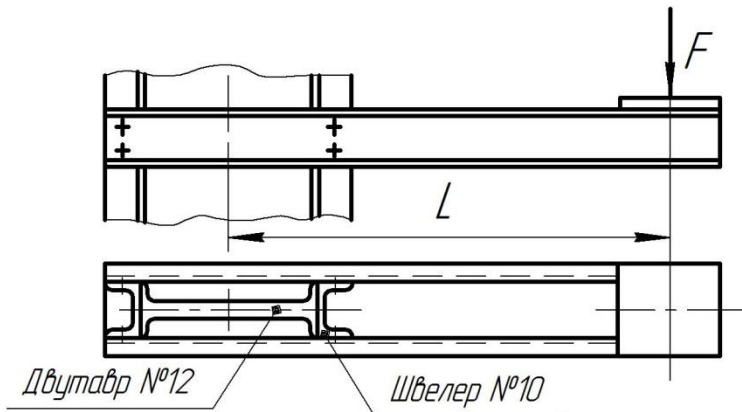


ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	0,25	0,4	0,5	0,8	1	0,25

4.3. Рассчитать болты крепления патрубка, изображенного на рисунке задачи 4.2., к станине. Недостающими данными задаться самостоятельно. Дать эскиз соединения со всеми размерами и обозначениями.

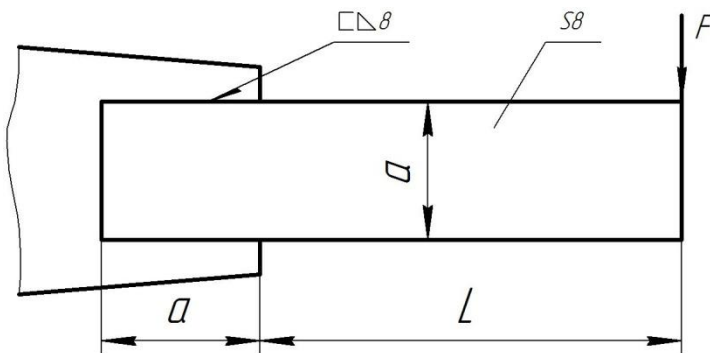
ЗАДАНИЕ 5

5.1. Рассчитать заклепочное соединение двух балок из швеллера к колонне, нагруженное силой F (см. рис.).



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	10	16		25		40
L, м	0,5		0,75		1,0	

5.2. Проверить прочность сварного соединения полосы с косынкой по схеме, приведенной на рис. Недостающими данными задаться. Материал полосы Сталь 20.



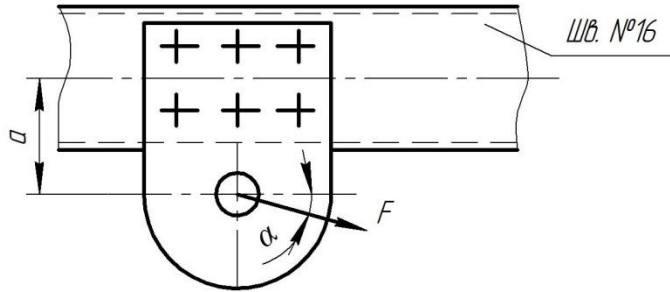
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	5		8		10	
L, мм	250	400		500		600
a, мм	50		60		80	

5.3. Рассчитать болты фланцевой муфты, расположенные по диаметру D и передающие мощность P при частоте вращения валов n .

ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
P, кВт	2.5		4.0		5.0	
n , мин ⁻¹	3000	1500	750	1500	1000	750
D	200			250		

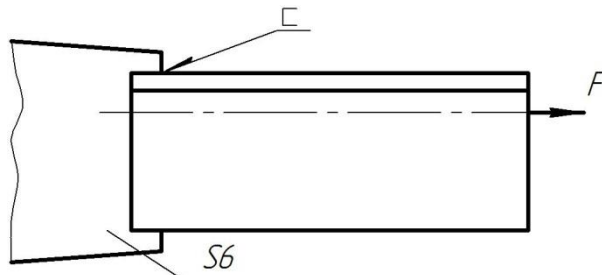
ЗАДАНИЕ 6

6.1. Рассчитать заклепочное соединение кронштейна из полосовой стали к несущей балке из швеллера №16. Размеры кронштейна подбирать по условию прочности, недостающими данными задаваться. Дать эскиз соединения с принятыми размерами.



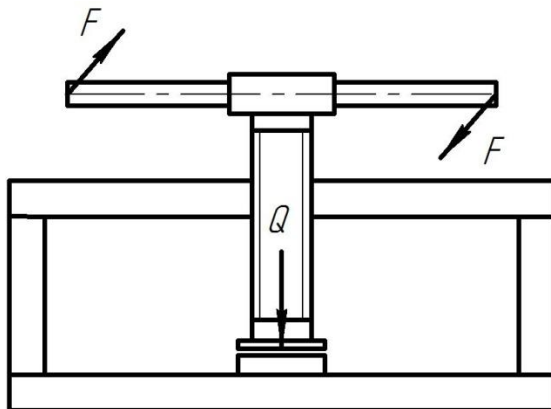
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	2,5		5		8	
a, мм	250	320		400		500
α, град	20		30		45	

6.2. Рассчитать сварное соединение тяги из угловой равнополочной стали к косынке. Дать эскиз сварного соединения с необходимыми размерами и условными обозначениями.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	25	50	80	125	250	400

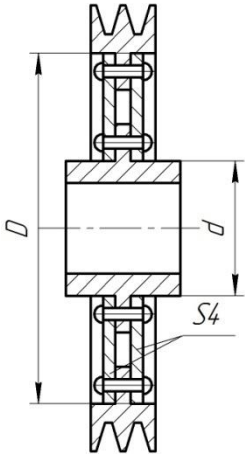
6.3. Рассчитать ручной винтовой пресс для запрессовки втулок (см. рис.). Обосновать выбор резьбы винта, длины гайки, рукоятки прессов (винт считать достаточно устойчивым).



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
Q, кН	10	16	25	40	63	100
F, Н	160		200		250	

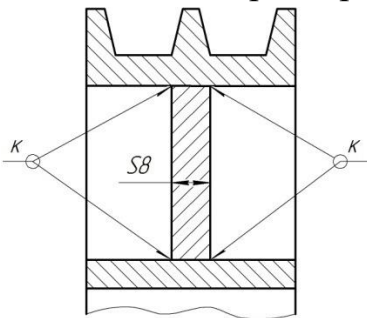
ЗАДАНИЕ 7

7.1. Рассчитать заклепочное соединение ступицы и обода шкива клиноременной передачи с соединяющим их диском при D и d и передаваемого крутящего момента T . Дать эскиз шкива с указанных размеров (недостающие размеры выбрать самостоятельно).

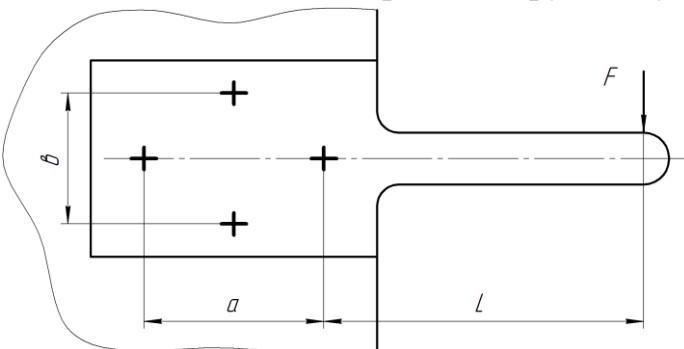


ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
D , мм	200		250		400	
d , мм	40	50		60		80
T , Нм	250	400		500		800

7.2. Рассчитать сварное соединение ступицы и обода шкива клиноременной передачи с соединительным диском по данным задачи 7.1. Дать эскиз шкива с необходимыми размерами и условными обозначениями сварного шва.



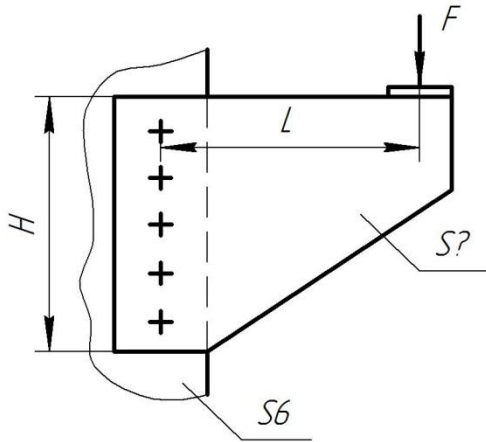
7.3. Рассчитать болты, крепящие рукоятку к фланцу барабана.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	0,25	0,40	0,5	0,8	1,0	1,6
L , м	0,20	0,25	0,4	0,5	0,63	0,8
a , мм	160		200		250	
b , мм	100		160		200	

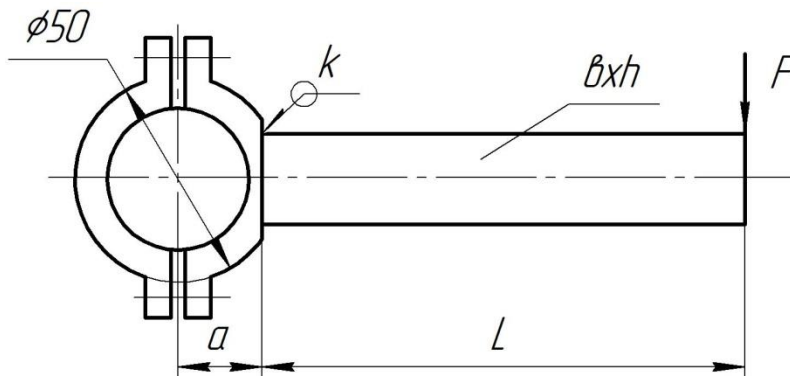
ЗАДАНИЕ 8

8.1. Рассчитать заклепочное соединение кронштейна из стали 20 к стойке при однорядном расположении заклепок. Дать рабочий эскиз соединения с необходимыми размерами и проверочный расчет кронштейна в опасном сечении.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	2		2,5		4	
L, мм	200	250		400		
H, мм	125		150		180	

8.2. Рассчитать сварное соединение рукоятки из полосовой стали к ступице разъемного клеммового соединения. Размеры полосы выбрать по условию прочности.

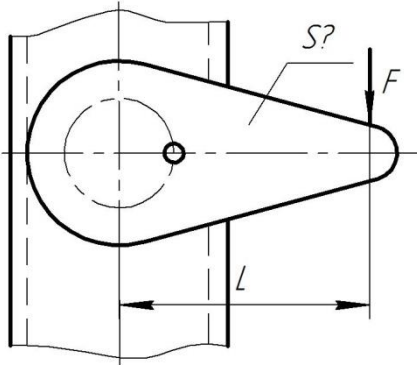


ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	1,25	1,6		2,0		2,5
L, мм	250		400		500	
a, мм	35		40		45	

8.3. По данным задачи 8.2. рассчитать болты разъемного клеммового соединения. Необходимые данные выбрать самостоятельно, дать эскиз сварной полуклеммы с необходимыми размерами и условным обозначением сварного шва.

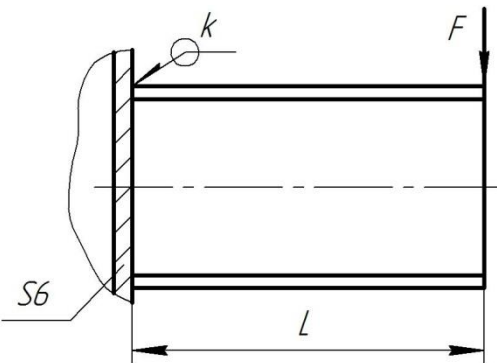
ЗАДАНИЕ 9

9.1. Рассчитать заклепочное соединение пластинчатого толкателя к штанге из швеллера (см. рис). Толщину толкателя выбрать из условия прочности, дать эскиз соединения с необходимыми размерами.



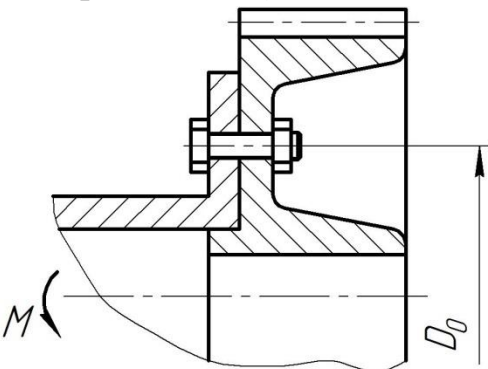
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	1,6	2,5		4,0		5,0
L, мм	0,25		0,40		0,50	
№ швел.	8		10		12	
Z	4		6		6	

9.2. Рассчитать сварное соединение двутавровой балки к колонне из стальной трубы прямоугольного профиля. Дать эскиз соединения с условным обозначением сварки.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	1,6	2,5	2,5	4,0	4,0	5,6
L, мм	0,5	0,5	0,8	0,8	1,9	1,9

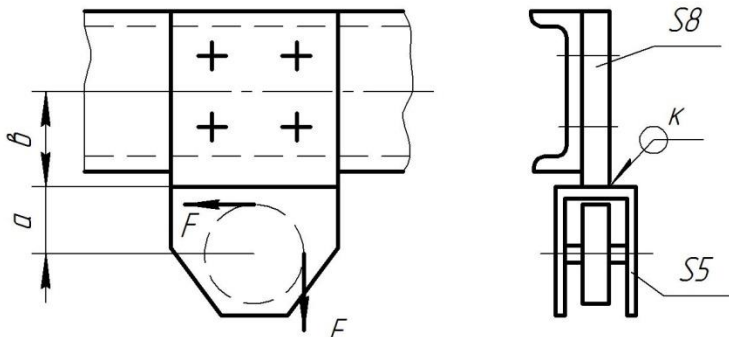
9.3. Рассчитать болтовое соединение зубчатого колеса к барабану электролебедки (болты поставлены с зазором).



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
M, кНм	5	8		10		16
D ₀ мм	200		400		500	
Z	6	8		10		

ЗАДАНИЕ 10

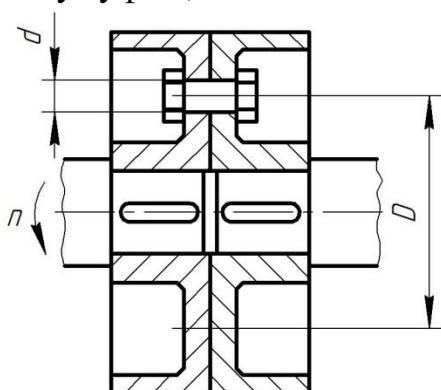
10.1. Рассчитать заклепочное соединение кронштейна блока к консоли крана укосины (см. рис.). Размеры кронштейна и расположение заклепок принять по конструктивным соображениям, выполнив проверочный расчет кронштейна на прочность в опасном сечении.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	2,5	4,0		6,0		10,0
a, мм	125		160		200	
b, мм	80	100		160		200

10.2. Рассчитать сварное соединение деталей кронштейна по данным задачи 10.1. Недостающими данными задаваться самостоятельно. Дать эскиз соединения с необходимыми размерами, с условным обозначением шва.

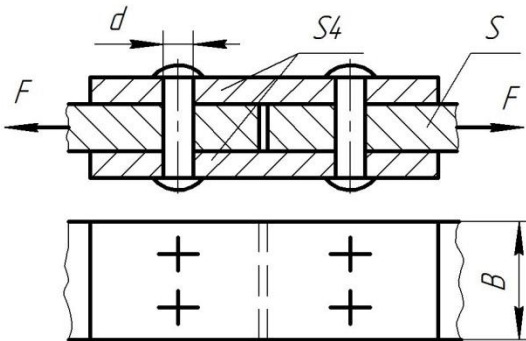
10.3. Определить предельную мощность, передаваемую фланцевой муфтой с 4 болтами, два из которых поставлены с зазором, а два без зазора. Материал болтов – сталь 3 ($[\sigma_p] = 160$, $[\tau_{cp}] = 100$ МПа), коэффициент трения на стыке полумуфт 0,2.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
Част. вр. n, мин ⁻¹	720	960		1440		2880
D, мм	80		120		160	
Болты	M8	M10		M12		M16

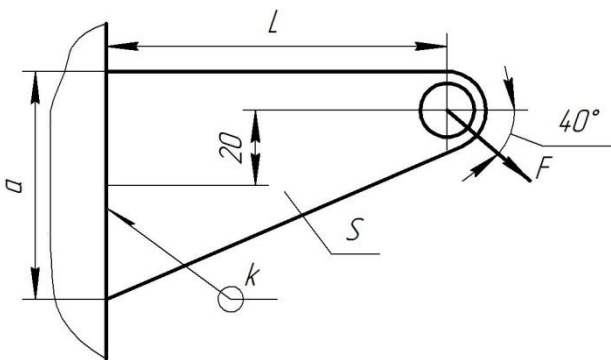
ЗАДАНИЕ 11

11.1. Определить предельное допустимое значение растягивающей силы F для конструкции заклепочного соединения, изображенного на рисунке. Определить коэффициент ослабления соединения при заданных размерах (материал полос и накладок сталь Ст.3, заклепок сталь Ст.2). Отверстия под заклепки сверленные, диаметром d .



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
S, мм	6		8		10	
B, мм	50	60		80		10
d, мм	8,5		10,5		12,5	

11.2. Проверить прочность сварного соединения косынки (см. рис.). Сварка ручная электродуговая электродом Э-42, материал косынки и стойки Ст.3. Нагрузка постоянная. Косынку считать достаточно устойчивой.



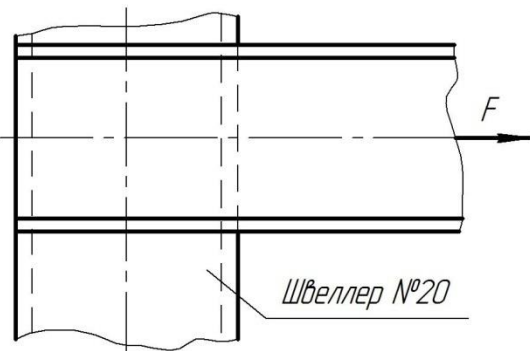
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	4	5	6	8	10	12
L, мм	400	500		600	800	
a, мм	160	200	250		300	
k, мм	4		6		8	
S, мм	4		6		8	

11.3. Определить допустимое усилие на ключе для затяжки болта при следующих данных: материал болта – Ст.3 ($[\sigma] = 160$ МПа, коэффициент трения $f = 0,2$, расчетная длина ключа $L = 15 d$).

ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
D болта	M4	M6	M8	M10	M12	M16

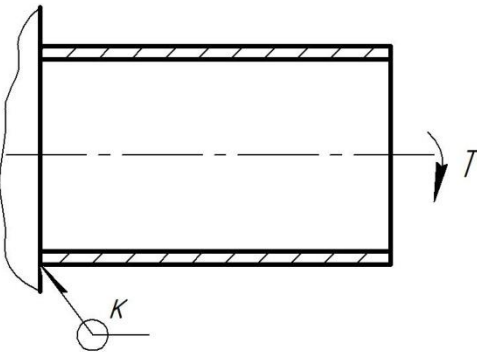
ЗАДАНИЕ 12

12.1. Рассчитать заклепочное соединение тяги из швеллера, нагруженной силой F , к колонне из швеллера 20. Материал швеллера – Ст.20. Дать эскиз соединения со всеми размерами.



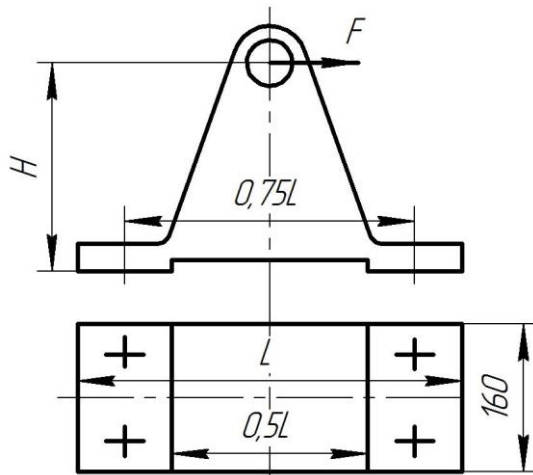
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	40	50	80	125	160	200
Тип закл.	с полукр. гол.			с потайной гол.		

12.2. Рассчитать сварное соединение трубы, нагруженной крутящим моментом T , к колонне. Дать эскиз соединения с условным обозначением сварного шва.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
T , кНм	0,5	1,0	1,6	2,5	4,0	5,0
Тип шва	валиковый			стыковой		

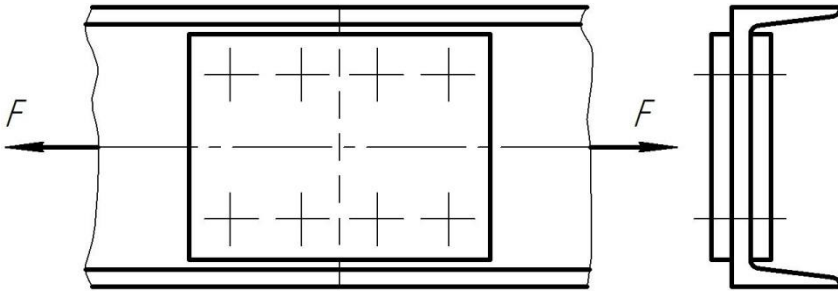
12.3. Рассчитать соединение стойки, нагруженной силой F , к бетонному основанию, выполненное четырьмя болтами из стали 45. Для бетона $[\sigma_{см}] = 1,8$ МПа, коэффициент трения стали по бетону 0,35.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	5	8		12		16
H , мм	200		250		400	
L , мм	250		300		350	

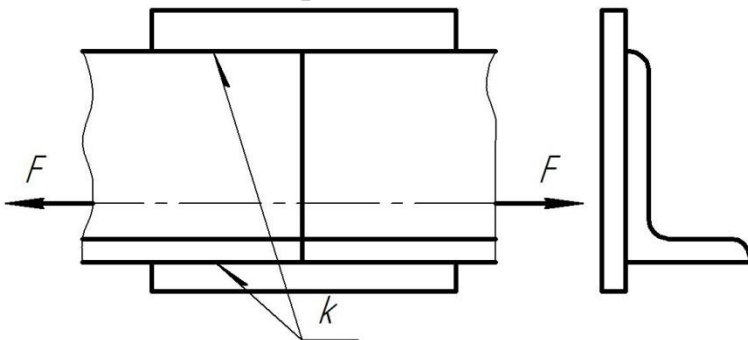
ЗАДАНИЕ 13

13.1. Рассчитать заклепочное соединение с двумя накладками двух частей тяги, имеющих форму швеллера и нагруженных силой F . Дать эскиз соединения с необходимыми размерами, проектный и проверочный расчеты элементов конструкции.



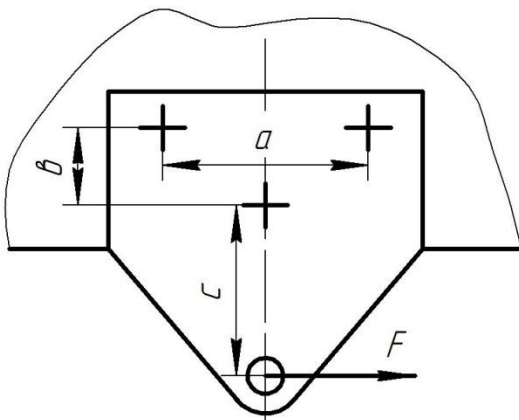
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	50	80	125	200	250	400

13.2. Рассчитать сварное соединение двух тяг из равнополочных уголков с накладкой, нагруженное силой F , приложенной в центре тяжести уголка. Швы выполнить равнопрочными, дать эскиз соединения с размерами и условными обозначениями сварных швов.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	25	40	60	100	160	250

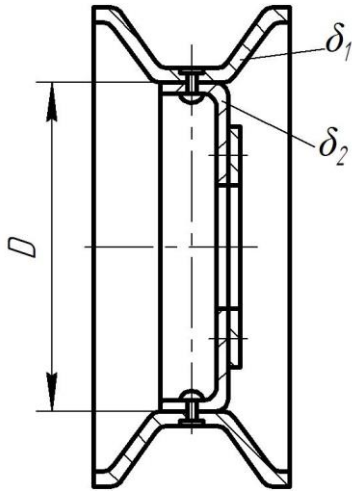
13.3. Рассчитать болтовое соединение ушка к поперечине (см. рис.). Болты поставлены в отверстия с зазором. Недостающими данными задаться самостоятельно.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	2	2,5	4	5	8	10
a , мм	150	200		250		300
b , мм	100		150		200	
c , мм	200	250		300		400

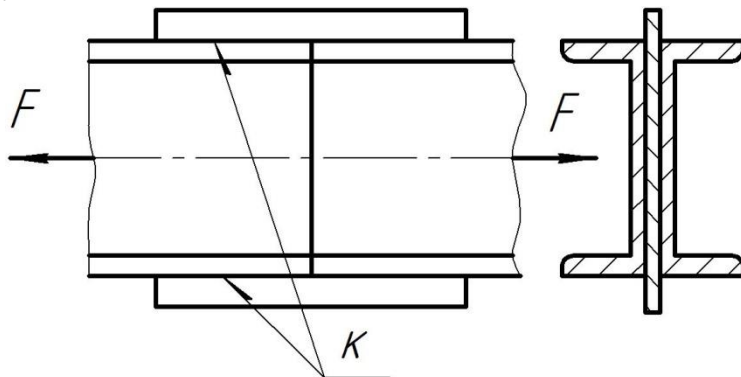
ЗАДАНИЕ 14

14.1. Рассчитать заклепочное соединение ступицы с ободом колеса, передающего момент M . Дать эскиз соединения с необходимыми размерами (заклепки с полукруглой головкой, расклепываются впотай).



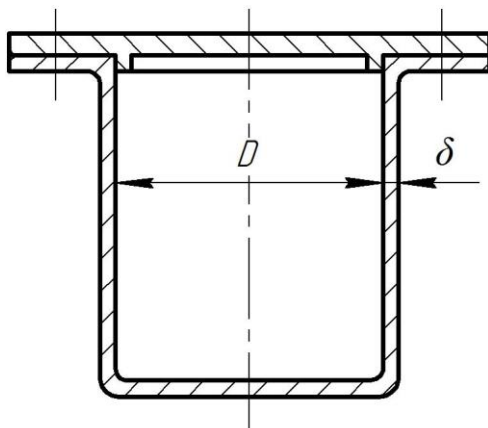
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
M , кНм	2,5	4	5	8	10	12,5
D , мм	400		500		600	
δ_1/δ_2	4/5	4/6	5/6	5/8	6/8	6/8

14.2. Рассчитать сварное соединение тяг и спаренных швеллеров с накладкой по приведенной схеме. Дать эскиз соединения с необходимыми размерами и условным обозначением швов.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	100	160	200	250	400	500

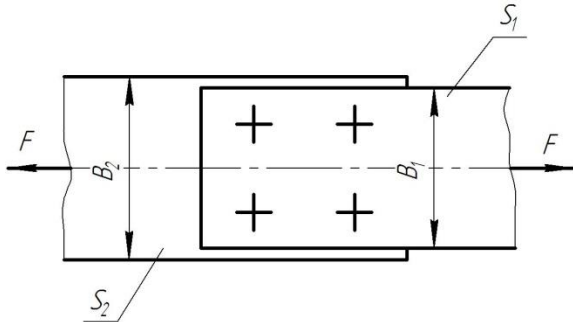
14.3. Какое давление в резервуаре допустимо по условию прочности стенок резервуара и болтов крепления. Материалы болтов и стенок резервуара Ст.3, нагрузка постоянная.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
D , мм	250		400		500	
δ , мм	4	5	6		8	
Болты	M8		M12		M16	
Кол. бол.	4	6		8		10

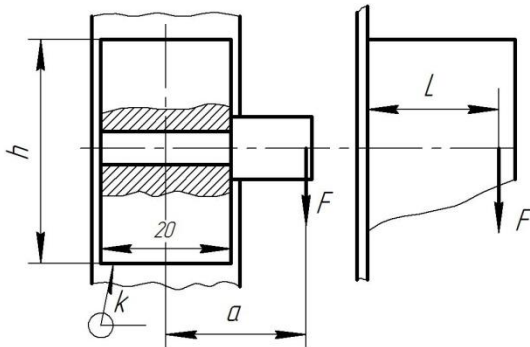
ЗАДАНИЕ 15

15.1. Рассчитать предельное значение растягивающей силы F для заклепочного соединения двух полос внахлестку, изображенного на рисунке. Материал полос – Ст.3. Допускаемые напряжения для заклепок $[\sigma_{см}] = 240$ МПа, $[\tau_{ср}] = 100$ МПа.



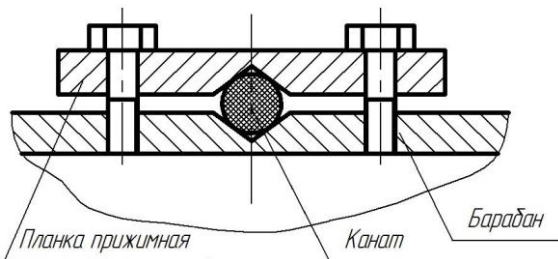
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
B_1 , мм	40	50	60	80	100	120
B_2 , мм	45	60	65	70	90	110
d_0 , мм	5,5		6,5		8,5	
S_1 , мм	3	4		5		6
S_2 , мм	2		3		4	

15.2. Проверить прочность сварного соединения кронштейна, нагруженного силой F (см. рис.). Материал кронштейна – Ст.3, сварка ручная электродуговая электродами Э-42.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	10		16		25	
L , мм	250	320		400	500	
h , мм	50			80		
k , мм	5		8		10	
a , мм	100			80		

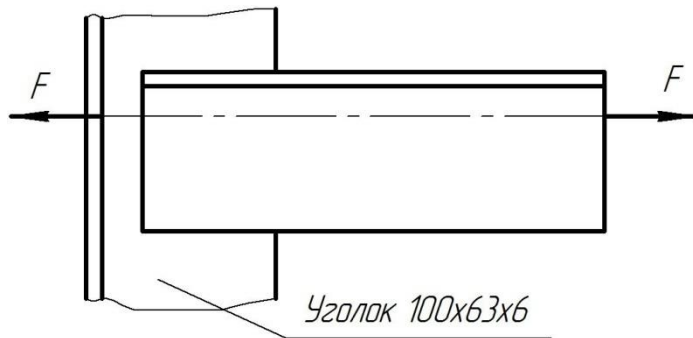
15.3. Рассчитать винты крепления конца каната натяжением F к барабану грузовой лебедки по схеме, приведенной на рисунке.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	5	8	12	20	25	40

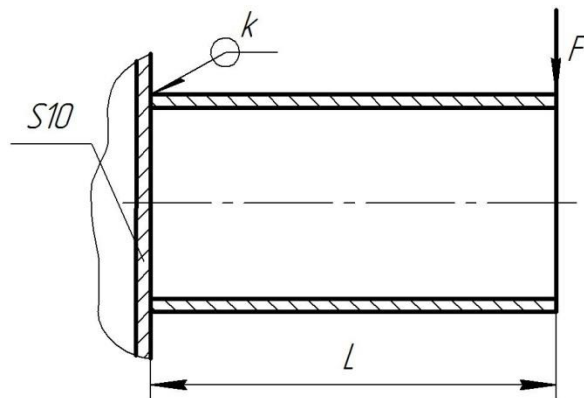
ЗАДАНИЕ 16

16.1. Рассчитать заклепочное соединение из равнополочного уголка к стойке из уголка 100×63×6. Определить коэффициент ослабления соединения, дать его эскиз.



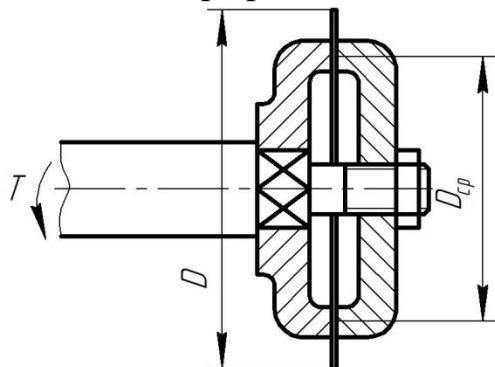
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	50	80	100	120	160	200
Тип	полукруглая			потайная		

16.2. Рассчитать сварное соединение трубы к стене колонны (см. рис.). Дать эскиз соединения с размерами и условными обозначениями.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	2,5	4	5	8	10	16
L, мм	250		300		400	

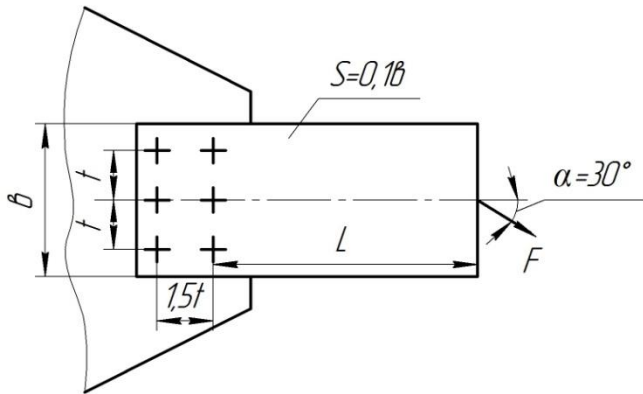
16.3. Рассчитать диаметр резьбы для крепления дисковой пилы, приводимой во вращение за счет сил трения между ней и прижимными чашками (см. рис.). Рассчитать профильное соединение ведущей чашки с валом.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
T, Нм	50	80	125	160	200	250
Dcp, мм	160		200		250	

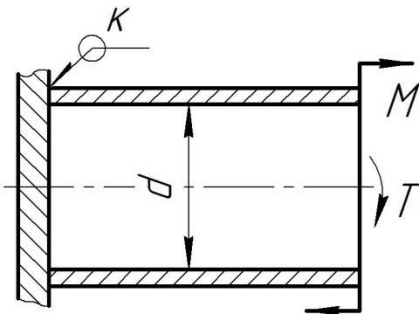
ЗАДАНИЕ 17

17.1. Проверить прочность заклепочного соединения полосы к косынке при заданных нагрузке и размерах (см. рис.). $\alpha=30^\circ$



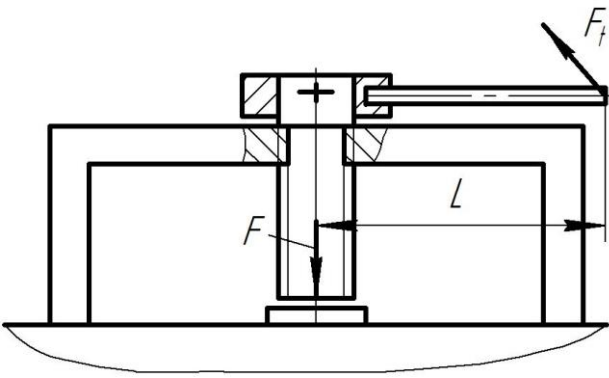
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	5	8	10	16	20	32
d ₀ , мм	5	6	8	10	12	16
b, мм	50		60		80	
L, мм	250		300		350	
t, мм	16		20		25	

17.2. Проверить прочность сварного соединения трубы из стали 20 с толщиной стенки $0,1 d$, нагруженной изгибающим моментом M и вращающим моментом T (см. рис.). Сварка ручная электродуговая электродами Э42.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
M, кНм	1	1,6		2,5		4
T, Нм	500		800		1500	
K, мм	6	8				10
d, мм	50		80		100	

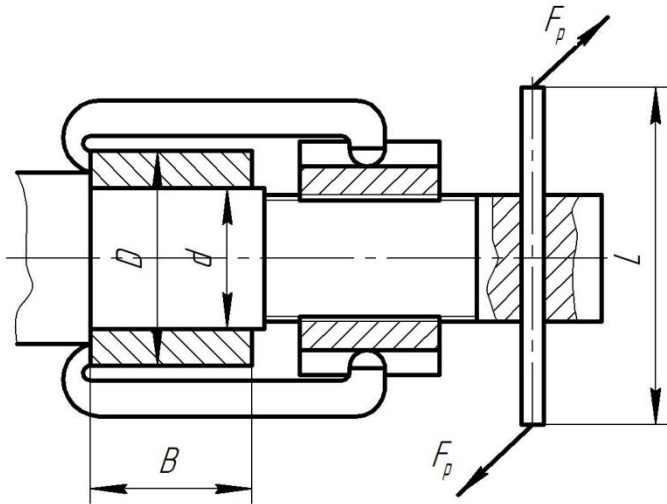
17.3. Рассчитать резьбу и требуемую длину рукоятки винтового пресса L расчетным усилием F . Допускаемое усилие на рукоятке $F_t = 0,2$ кН, трением на конце винта пренебречь, винт считать достаточно устойчивым.



ВАРИАНТ	F, кН	Тип резьбы
1	16	Трапецеидальная
2	20	
3	25	
4	40	Упорная
5	50	
6	60	

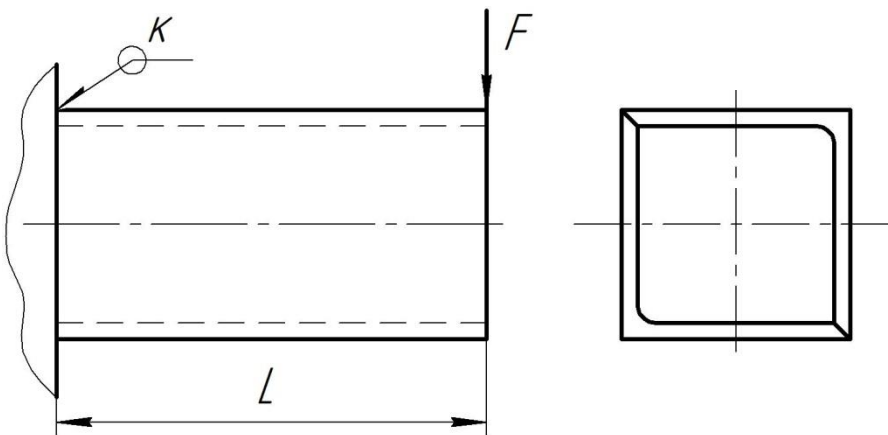
ЗАДАНИЕ 18

18.1. Определить усилие выпрессовки стальной втулки с цапфы вала (см. рис.).



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
d, мм	25	40		50		60
D, мм	50		60		80	
B, мм	40			60		
Посадка	H7/p6	H7/r7	H7/s6	H7/u7	H8/t7	H8/n8

18.2. Рассчитать сварное соединение из двух скрепленных равнополочных уголков к вертикальной колонне (см. рис.).

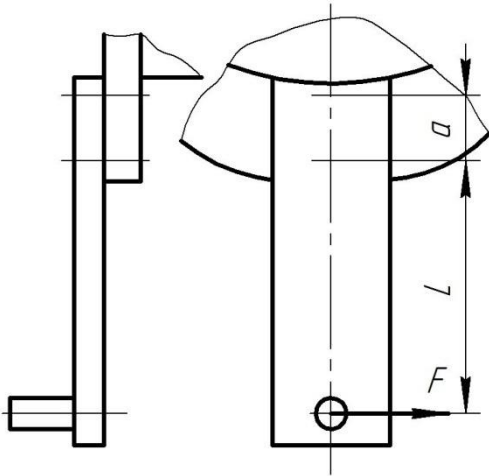


ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	2	2,5	4	5	8	10
L, мм	400		500		600	

18.3. Рассчитать винт устройства для выпрессовки втулки по данным и схеме задания 18.1, рассчитать требуемую длину рукоятки съемника L ($F_p = 200$ Н).

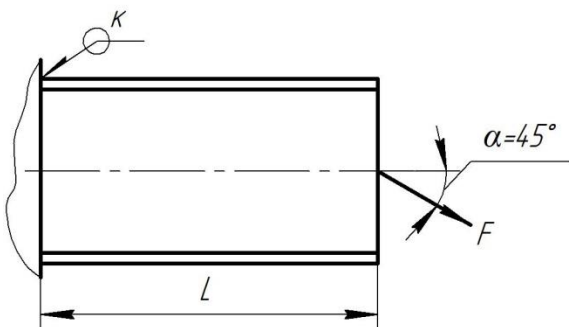
ЗАДАНИЕ 19

19.1. Рассчитать заклепочное соединение рукоятки из полосовой стали к фланцу барабана лебедки (см. рис.). Полосу выбрать из условия прочности (из стандартного перечня). Дать эскиз соединения.



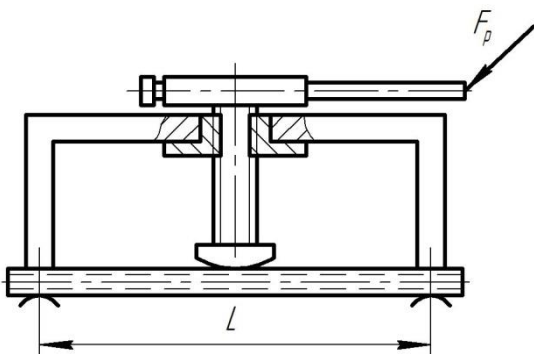
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, Н	200		300		400	
L, мм	200	250		300		350
a, мм	40		50		60	

19.2. Рассчитать сварное соединение двутавровой балки к стенке стальной колонне (см. рис.). Дать эскиз соединения с условным обозначением сварных швов.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	5	8	10	16	20	30
L, мм	400		500		600	

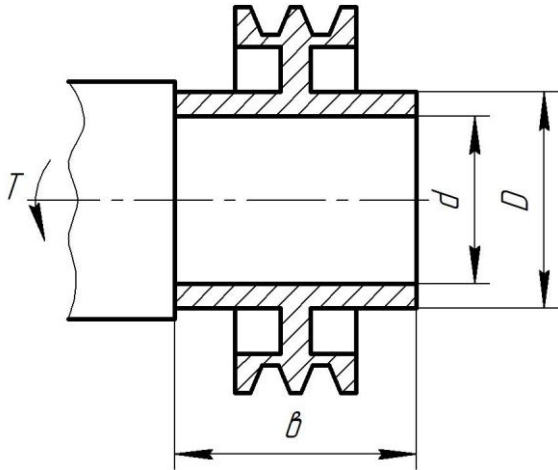
19.3. Подобрать винт пресса для сгибания двутавровых балок и швеллеров из стали 40 и потребную длину рукоятки пресса при расчетном усилии рабочего $F_p = 0,3$ кН. Трением на конце винта пренебречь. Винт считать достаточно устойчивым.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
Вид проф.	швеллер				двутавр	
№ проф.	5	8	10	14	16	18
L, мм	800		1000		1200	

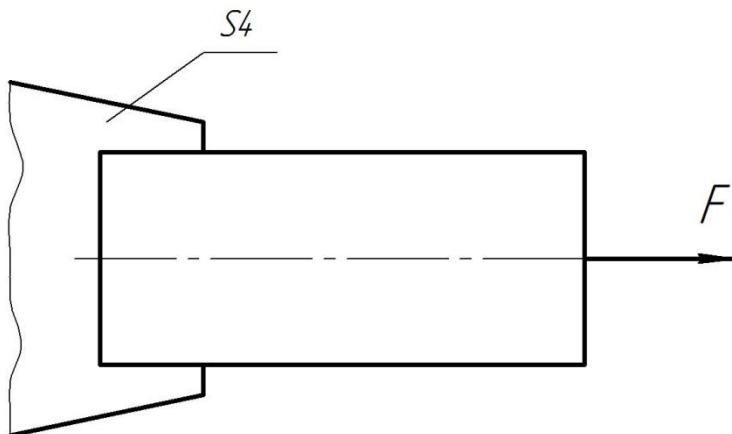
ЗАДАНИЕ 20

20.1. Подобрать посадку на вал шкива клиноременной передачи из стали, передающего вращающий момент T за счет натяга. Определить требуемое усилие для напрессовки шкива. Недостающими данными задаваться самостоятельно.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
T , Нм	50	80	100	150	200	300
d , мм	30		40		50	
D , мм	40	50		64		75
b , мм	25		32		45	

20.2. Рассчитать соединение контактной точечной сваркой полосы из стали 20 с косынкой, нагруженной силой F (см. рис.). Дать эскиз соединения с размерами и условным обозначением сварки.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	25	40	60	80	100	125

20.3. Рассчитать винт приспособления для напрессовки шкива по заданию 20.1, определить требуемую длину рукоятки пресса. (Трением на конце винта пренебречь, рукоятку принять по типу ворота, усилие на рукоятке $F_p = 200$ Н).

ЗАДАНИЕ 21

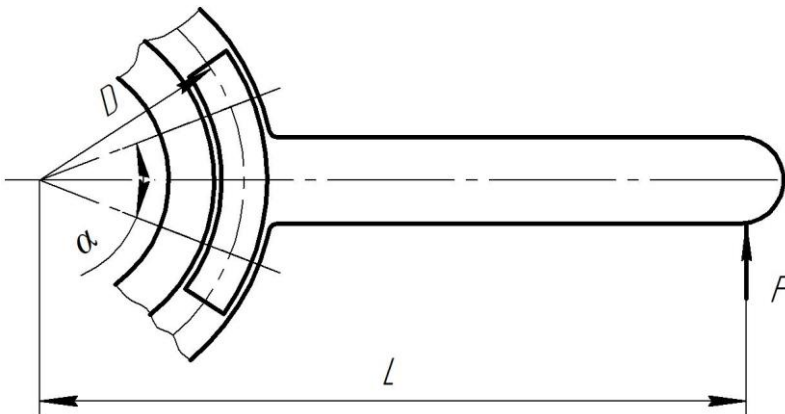
21.1. Рассчитать заклепочное соединение тяги из 2-х двутавровых балок с 2-мя накладками, нагруженное растягивающей силой F . Дать эскиз соединения со всеми размерами (включая выбор профиля двутавра, заклёпок и полос для накладок по ГОСТам).

ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	100	160	200	250	400	600

21.2. Рассчитать соединение ступицы маховика шириной v с концом вала квадратного профиля. Материал маховика – чугун СЧ15, вала – сталь Ст.5.

ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
T, кНм	0,25	0,4	0,8	1,6	2,5	4,0
v, мм	25		40		60	

21.3. Рассчитать болты соединения рукоятки с фланцем барабана (см. рис.). Способ постановки болтов, материалы и толщины соединяемых деталей выбрать самостоятельно.



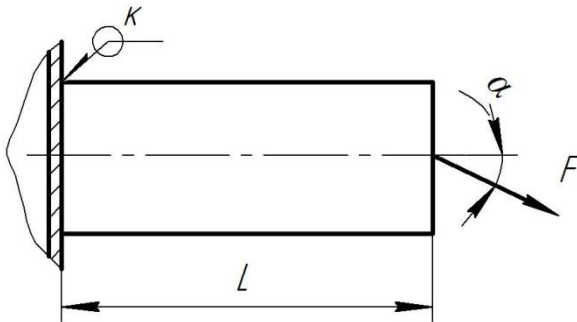
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
D, мм	200		300		400	
α, град	45			30		
L, мм	400		500		600	
F, кН	0,4	0,5		0,8		1,2

ЗАДАНИЕ 22

22.1. Подобрать и проверить призматическую шпонку для зубчатого колеса шириной ступицы b , закрепленного на валу диаметром D . Колесо передает мощность P и вращается с частотой n . Дать эскизы со всеми размерами, необходимыми для изготовления шпоночных пазов.

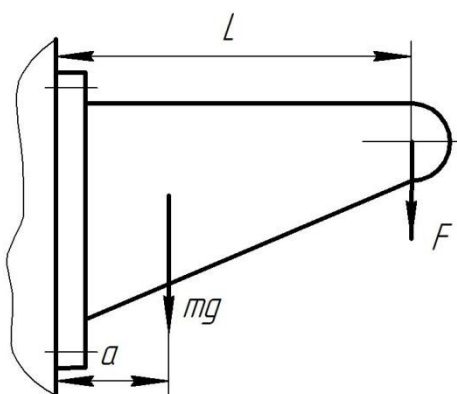
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
P , кВт	1	2	5	2,5	4	8
n , об/сек	16	25	50	16	25	50
D , мм	25	30	40	50	60	70
b , мм	25		40		60	

22.2. Рассчитать сварное соединение балки из швеллера, нагруженной силой F , к стенке колонны коробчатого профиля. Дать эскиз соединения с необходимыми размерами и обозначениями шва.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	2	2,5	3,2	4	5	8
L , мм	400		500		600	
α , град	30		45		60	

22.3. Рассчитать болтовое соединение кронштейна собственной массой m и нагруженного силой F к кирпичной стене. Размеры оснований кронштейна выбрать самостоятельно.



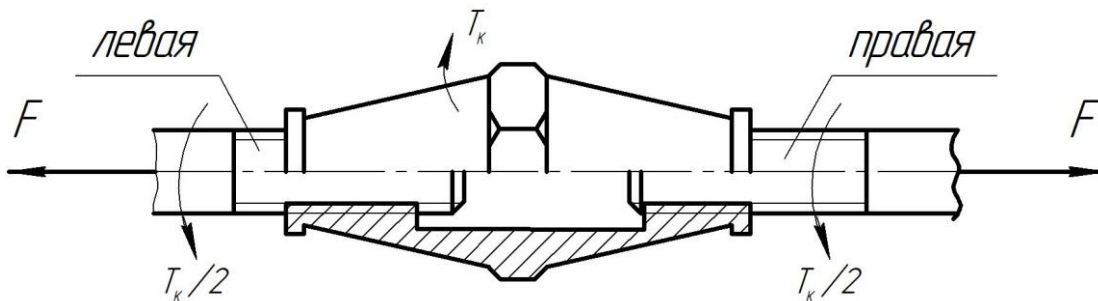
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	0,5	0,8	1,0	1,5	2,0	4,0
m , кг	25	40	50	60	80	100
L , мм	200	250	400	500	600	750
a , мм	100		160		250	

ЗАДАНИЕ 23

23.1. Подобрать шпонку для соединения шкива с валом, нагруженным моментом T (размер вала определить из расчета на кручение, ширину ступицы выбрать конструктивно). Дать эскиз соединения с указанием размеров шпоночных пазов.

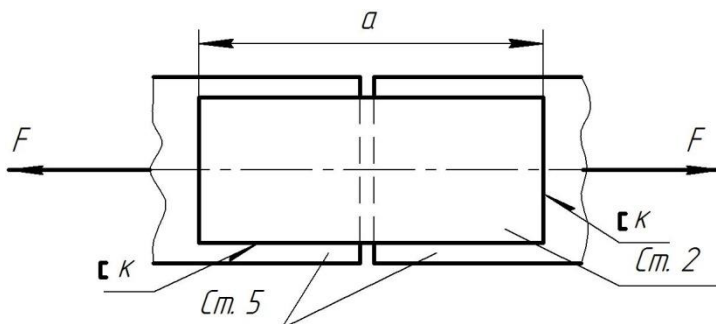
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
T , Нм	10	25	100	250	500	1000
Тип шпонки	призматическая			сегментная		

23.2. Определить, какое осевое усилие может быть достигнуто с помощью винтовой стяжки при затяжки ее ключом длиной 250 мм. Усилие рабочего, приложенное к концу ключа $Q = 100$ Н, коэффициент трения в резьбе $f = 0,2$. Какое усилие на ключе допустимо по условию прочности стяжки ($[\sigma_p] = 160$ МПа).



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
резьба	M8	M10	M12	M16	M20	M24

23.3. Определить допустимую нагрузку для сварного соединения полос с 2-мя накладками.



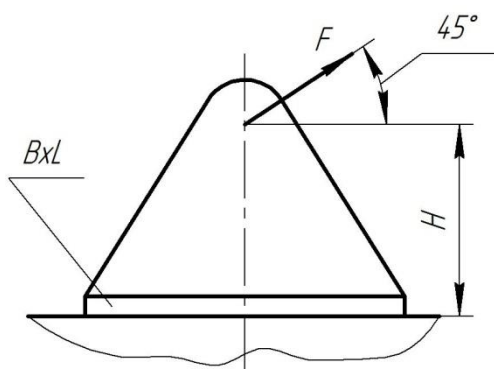
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
Полоса	5×50	5×80	5×100	6×60	6×80	6×100
Накладки	3×40	4×70	5×80	4×45	5×70	4×80
K , мм	3		4		5	6
a , мм	60	80	120	80	100	

ЗАДАНИЕ 24

24.1. Определить предельную мощность, передаваемую соединением стандартной шпонкой, при следующих параметрах соединения ($[\sigma_{см}] = 280 \text{ МПа}$)

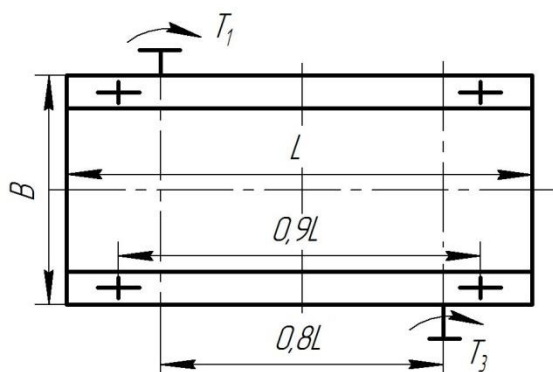
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
d, мм	25	50		80		100
n, мин ⁻¹	720		1440		2880	
b, мм	40	60		100		4
тип шпонки	призматическая			сегментная		

24.2. Какое наибольшее усилие F может быть приложено к кронштейну, соединенному электродуговой сваркой валиковыми швами катетом K к основанию.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
H, мм	160	200		250		400
B x L, мм	60 x 100			80 x 160		
K, мм	5	6		8		10
сварка	по B		по L		по периметру	

24.3. Рассчитать болты крепления двухступенчатого цилиндрического редуктора к стальной раме при следующих данных ($\eta = 0,92$). Недостающими данными задаться самостоятельно.



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
T ₁ , Н·м	25	50		80		100
u	16		20		25	
B x L, мм	120 x 250		160 x 400		250 x 550	

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования. Курсовое проектирование / В.И. Андреев, И.В. Павлова – М.: Лань, 2013.- 352 с. ISBN 978-5-8114-1462-8.
2. Анурьев, В.И. Справочник конструктора – машиностроителя [Текст]: в 3 т. / В.И. Анурьев; Т.1. – 8 – е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001.- 920 с.: ил.
3. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М.Н. Ерохина – М.: КолосС, 2008.– 462 с. ISBN 5-9532-0044-7.
4. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов – М.: Высшая школа, 2002.– 408 с.
5. Сборник задач и примеров расчетов по курсу деталей машин. Г.М.Ицкович и др. изд.4.М. Машиностроение, 1985.
6. Сборник задач по деталям машин. Романов М.Н. и др. М., Машиностроение , 1994.

Содержание

ПРЕДИСЛОВИЕ.	3
Указания к выполнению расчетно-графической работы	4
Задания для расчетно-графической работы	34
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	58

Сборник заданий и методическое руководство к расчетно-графической
работе по курсу деталей машин и основы конструирования

Компьютерный набор, верстка А.О. Григорьев
Формат 60x90/16. Гарнитура Times New Roman
Усл. п. л. 3,75 Изд.№____-2019. Тираж 100 экз.
Отпечатано в РИО ФГБОУ ВО ЧГСХА

© *В.И. Андреев, А.О. Григорьев 2019*

© *ФГБОУ ВО ЧГСХА*