

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

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

Чебоксары-2014

Составители: канд. техн. наук, доцент А.О. Григорьев

УДК 621.81

ББК 34.44

Рецензент:

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 ВПО ЧГСХА, 2014. – 38 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 направлению «Агроинженерия».

© Полиграфический отдел ФГБОУ ВПО ЧГСХА, 2014

© А.О. Григорьев, 2014

Предисловие

Дисциплина «Детали машин и основы конструирования» является одной из определяющих в формировании инженеров-механиков всех профилей. Она завершает общеинженерную подготовку будущих инженеров, включающую дисциплины «Инженерная графика», «Технология конструкционных материалов с материаловедением», «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

Расчётно-графическая работа восполняет дефицит в самостоятельной работе студентов в 5 семестре, по одной из составляющих разделов дисциплины «Соединения». Задания к расчётно-графической работе, в отличие от примеров в задачниках по деталям машин [доп. 4,5], предполагают широкую инициативу в выборе всех параметров соединения, общей конструкции. Задачи по расчётно-графической работе включают, как правило, проектировочный и проверочный расчёты. 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 заклёпочных и сварных соединений к числу этих параметров относятся материал и сортамент соединяемых профилей, которые необходимо выбрать и определить из расчётов на прочность.

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. 1) определяется необходимая площадь сечения соединяемых профилей по формуле: $A \geq \frac{F}{\varphi[\sigma_p]}$, где φ – коэффициент, учитывающий ослабление профиля отверстиями под заклёпки. Рекомендуется $\varphi \approx 0,7$.

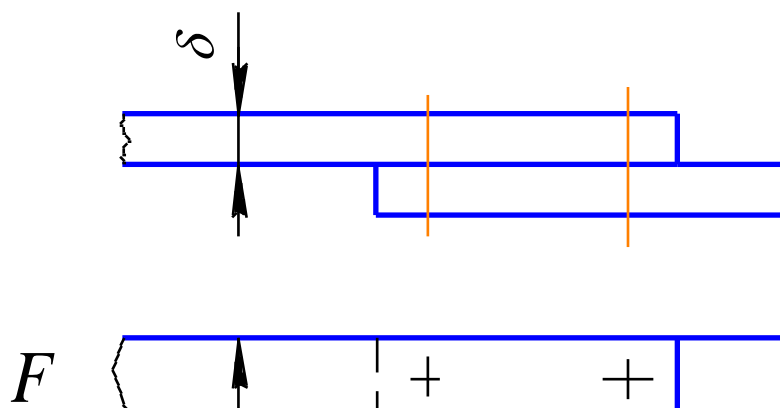


Рисунок 1 - Схема к расчёту заклёпочных соединений, нагруженных центральной силой

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 $b/\delta \approx 15 \dots 20$. При меньшем значении b/δ возникают трудности с размещением заклёпок, большем – 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 заклёпок, 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. Приблизительно можно принять $\Delta \approx 1,5d$ при расклёпывании впотай и $\Delta \approx (2 \dots 2,5)d$ – при образовании полукруглой головки.

Окончательно выбор заклёпки нужно записать в соответствии с ГОСТ. Например

$$\text{Заклёпка } \frac{8 \times 20 \text{ ГОСТ}}{\text{Ст.2 ГОСТ 535 - 88}}.$$

После окончательного определения конструкции соединения необходимо выполнить проверочный расчёт соединяемых профилей. Для схемы на рис.1 условие прочности имеет вид

$$\sigma_p = \frac{F}{A_{\text{нетто}}} = \frac{F}{(b - z \cdot d_o) \cdot \delta} \leq [\sigma_p]$$

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. 2.

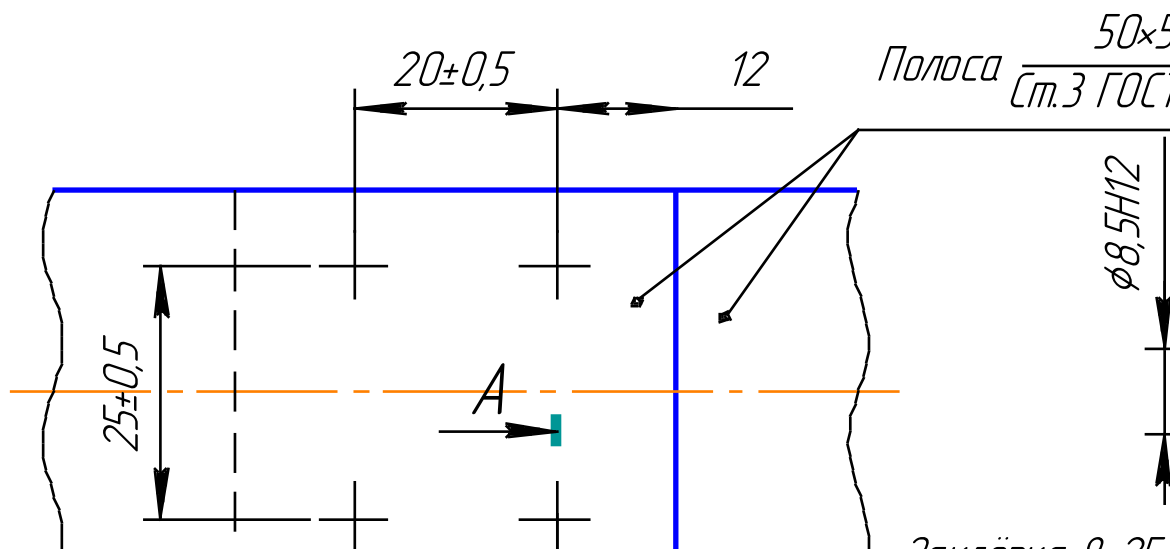


Рисунок 2 - Эскиз заклёпочного соединения

В заклёпочных соединениях 2-й группы ход расчёта принципиально отличается от приведенного выше. Рассмотрим это на примере (рис. 3).

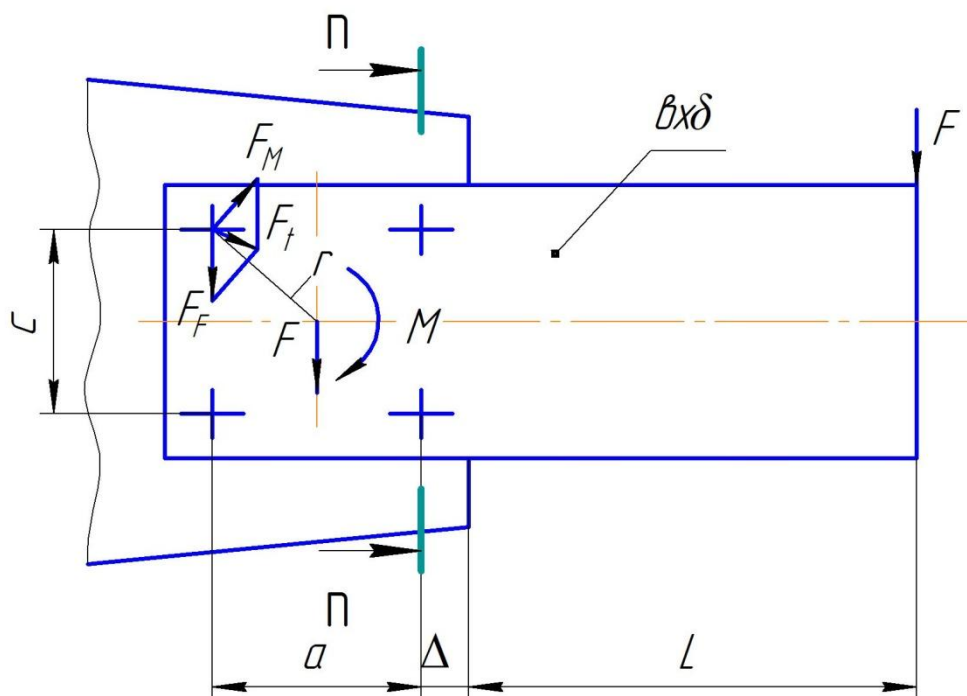


Рисунок 3 - Схема к расчёту заклёпочного соединения, нагруженного эксцентричной силой

Выбор сортамента полосы здесь затрудняется тем, что полоса в опасном сечении (это $n-n$) испытывает сложнапряжённое состояние: действия нормальных напряжений изгиба σ_u и касательных напряжений сдвига $\tau_{сдв}$. Условие прочности в этом случае имеет вид

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

где

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

$$\tau_{сдв} = \frac{F}{A_{\text{нетто}}} = \frac{F}{\varphi \cdot \delta \cdot \epsilon}.$$

Определение параметров ϵ 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

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

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

$$\delta \geq \sqrt[3]{\frac{6W_x}{\kappa}}, \quad \epsilon = \kappa \cdot \delta.$$

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,

$$F_M = \frac{M}{4r}, \text{ а } r = \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + \left(\frac{c}{2}\right)^2}.$$

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:

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

Полученный диаметр необходимо проверить по напряжениям смятия

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

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

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

где $\sigma_u = \frac{M}{W_{x \text{ нетто}}}$; а $\tau_{\text{сдв}} = \frac{F}{A_{\text{нетто}}}$.

Момент сопротивления сечения $n-n$ $W_{x \text{ нетто}}$ определяется по схеме рис. 4.

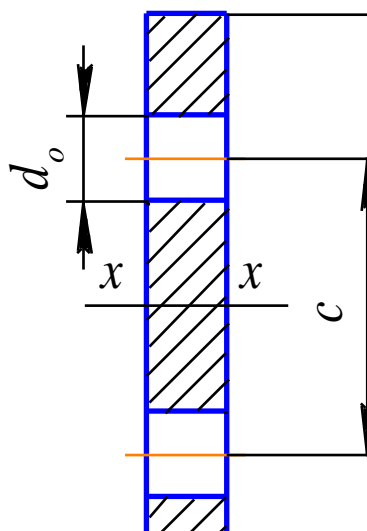


Рисунок 4 - Схема к расчёту полосы на прочность

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

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.

Как и в заклёпочных соединениях, решение задач начинается с выбора материалов свариваемых профилей, определения допускаемых 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 расчёте здесь также возможны упрощения, допущения (см. расчёт заклёпочных соединений при нагружении эксцентричной силой). Проверочный расчёт выбранных профилей проводится также с учётом действия всех факторов.

Отдельного внимания при выборе профилей для сварки заслуживают профили из труб (задачи 4.2, 12.2, 16.2 и 17.2), особенно коробчатый профиль из 2-х равнополочных угольников (задача 18.2).

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).

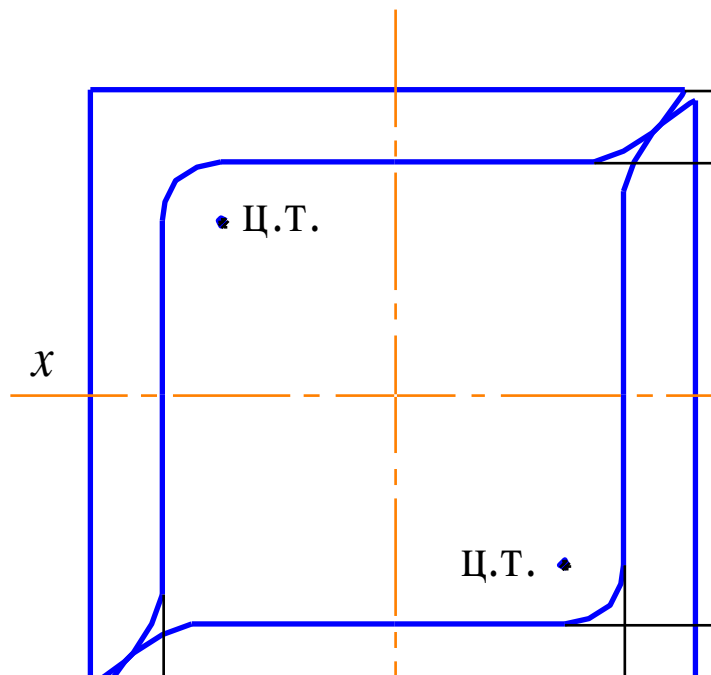


Рисунок 5 - Схема к расчёту сечения коробчатой формы

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 $c = t/B$ 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

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

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

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

$\tau_T = \frac{T}{J_p} \cdot r_{\max}$ – 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 $[\tau_{\text{сп}}]$ – 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.). Расчёт проводится по обычной методике, содержащейся во всех задачниках.

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 двутавра; 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 $F_a = \frac{4k \cdot \sigma_T \cdot W_x}{L}$ – необходимое усилие прессы;

$[p]$ – 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 резьбы).

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

Потребная длина рукоятки прессы 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.

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 тяжело нагруженных передачах.

При центрировании по диаметрам диаметр центрирования (D и d) выбирают в зависимости от твердости деталей соединения. Если твердость материала втулки позволяет обработку протяжкой ($HВ < 350$), 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.

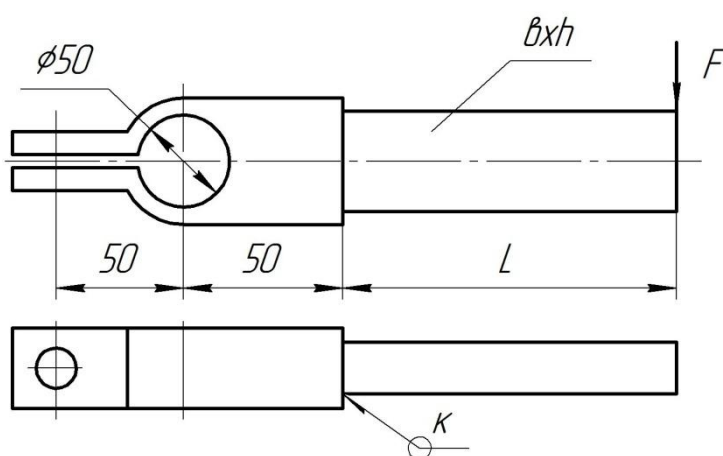
Задания для расчетно-графической работы

ЗАДАНИЕ 1

1.1. Рассчитать заклепочное соединение внахлестку полос из стали Ст.3, нагруженных 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	100	16	25	40	60	80

1.2. Рассчитать сварное соединение рукоятки из полосовой стали со ступицей клеммового соединения (см. рис.). Размеры полосы определить расчетом на прочность и выбрать из стандартного ряда.



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	

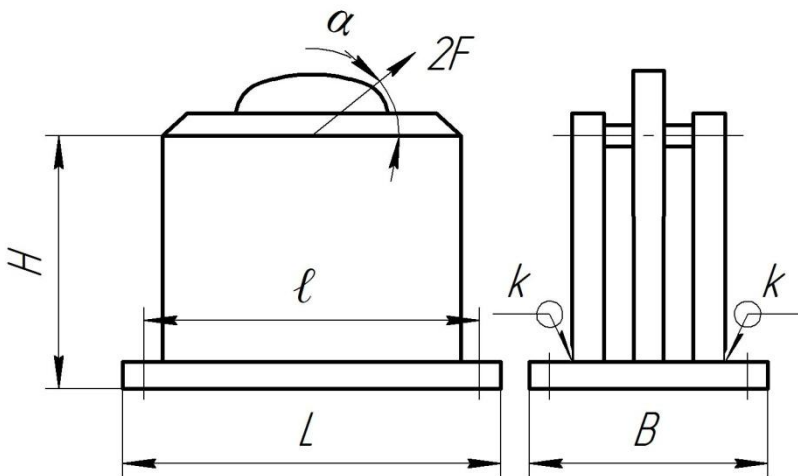
1.3. Рассчитать клеммовое соединение по схеме и данным задачи 1.2. Дать эскиз соединения с указанием размеров и условных обозначений шва (Коэффициент трения принять $f = 0.2$).

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.

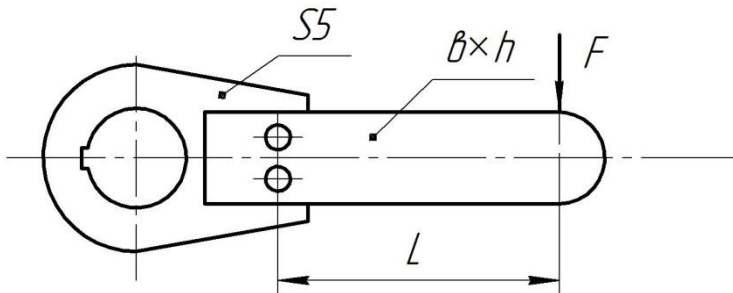


ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	1.25	1.6	2	2.5	3.2	4.0
L , мм	250		400		500	

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.

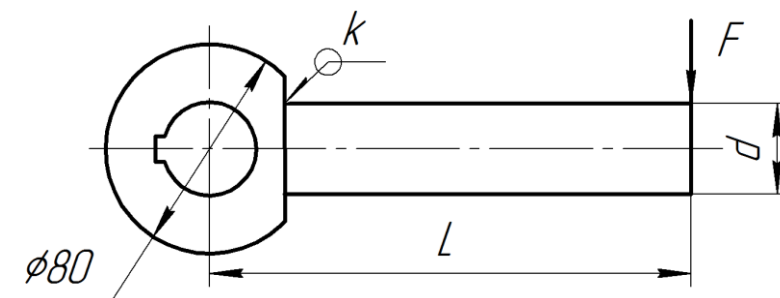
ЗАДАНИЕ 3

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



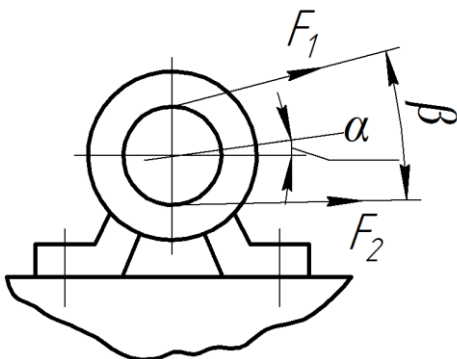
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	0,5	0,8	1,0	1,6	2	2,5
L, мм	250		350		500	

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	

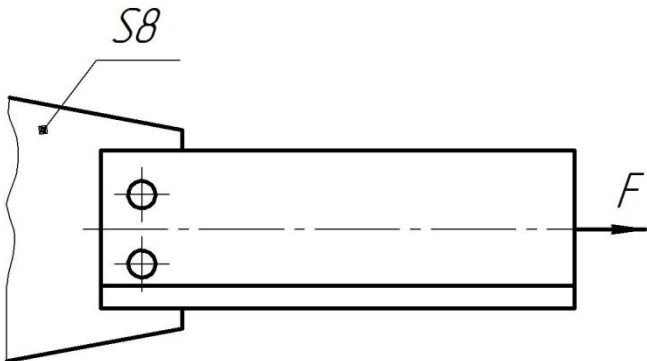
3.3. Рассчитать болты крепления электродвигателя к раме, на валу которого располагается шкив ременной передачи (см. рис.)



ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
Тип двиг.	4A80A4УЗ			4A160M4УЗ		
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	

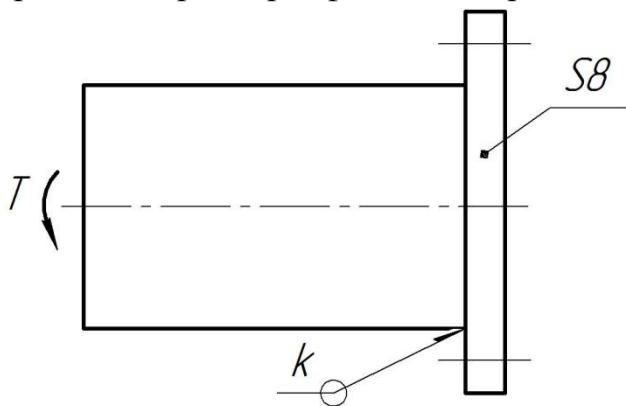
ЗАДАНИЕ 4

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.

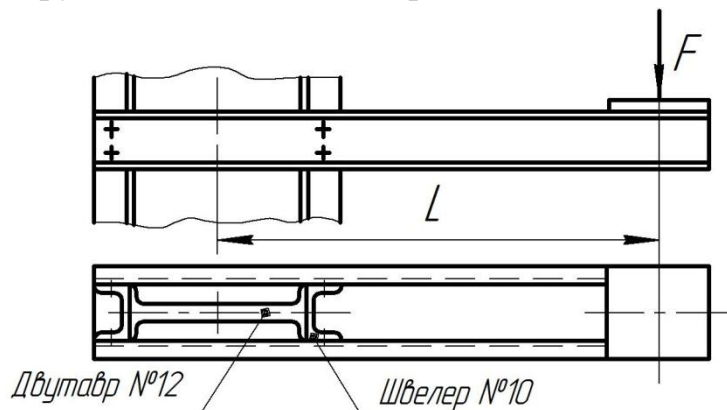


ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	0,25	0,4	0,5	0,8	1	0,25

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.

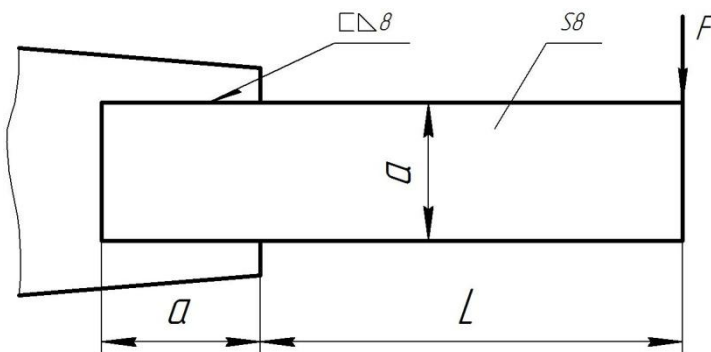
ЗАДАНИЕ 5

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.



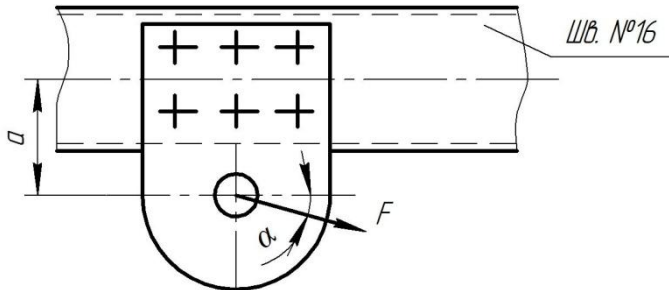
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	5		8		10	
L , мм	250	400		500		600
a , мм	50		60		80	

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		

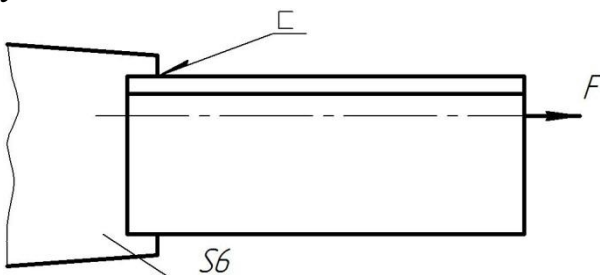
ЗАДАНИЕ 6

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.



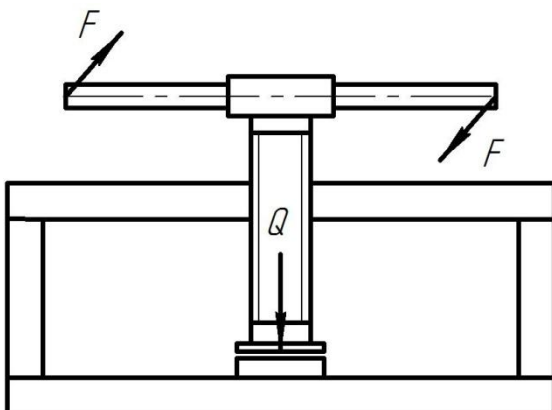
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	2,5		5		8	
a, мм	250	320		400		500
α, град	20		30		45	

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

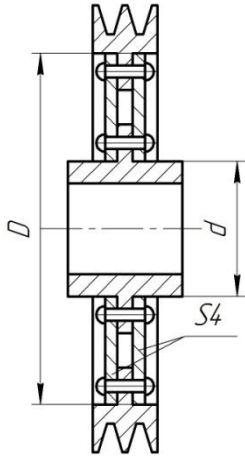
6.3. Рассчитать ручной винтовой пресс для запрессовки втулок (см. рис.). Обосновать выбор резьбы винта, длины гайки, рукоятки прессов (винт считать достаточно устойчивым).



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

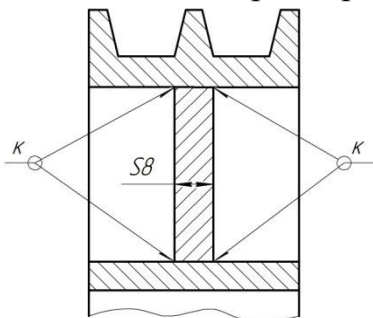
ЗАДАНИЕ 7

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).

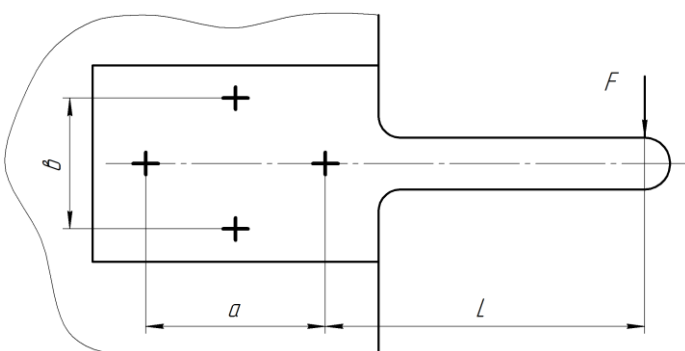


ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
D , мм	200		250		400	
d , мм	40	50		60		80
T , Нм	250	400		500		800

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.



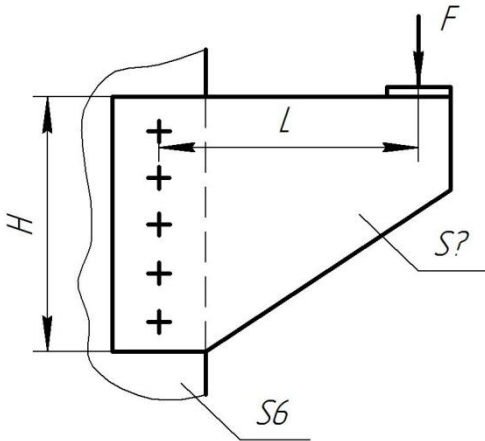
7.3. Рассчитать болты, крепящие рукоятку к фланцу барабана.



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	

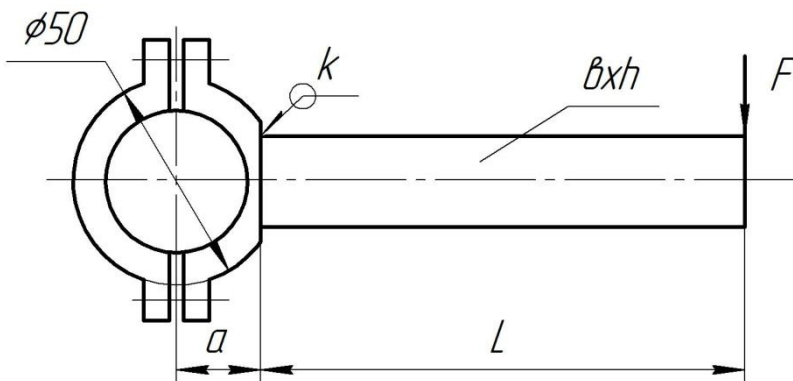
ЗАДАНИЕ 8

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.

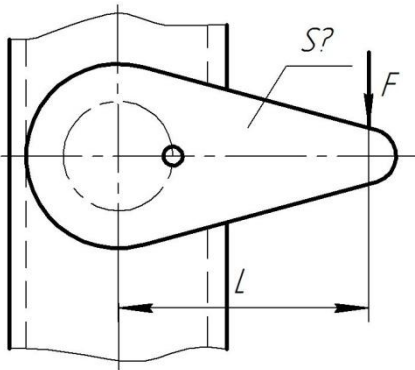


ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	1,25	1,6		2,0		2,5
L, мм	250		400		500	
a, мм	35		40		45	

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.

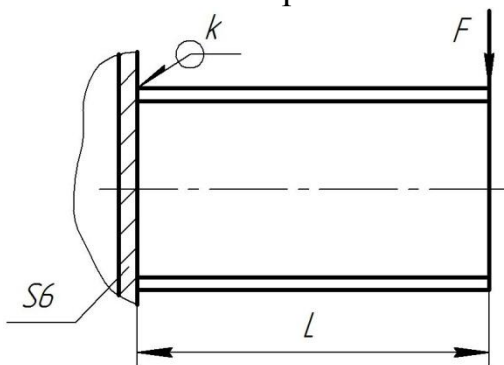
ЗАДАНИЕ 9

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.



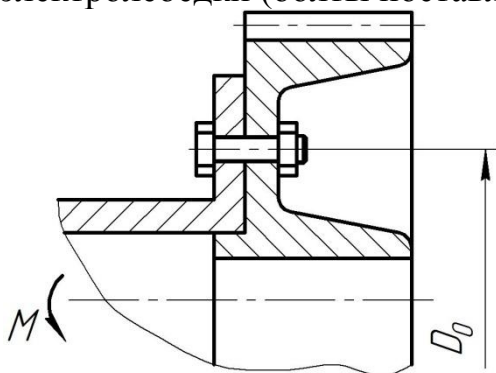
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	1,6	2,5		4,0		5,0
L, мм	0,25		0,40		0,50	
№ швел.	8		10		12	
z	4		6		6	

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

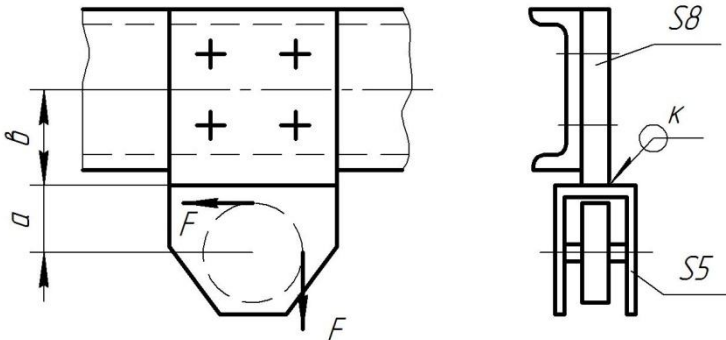
9.3. Рассчитать болтовое соединение зубчатого колеса к барабану электролебедки (болты поставлены с зазором).



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

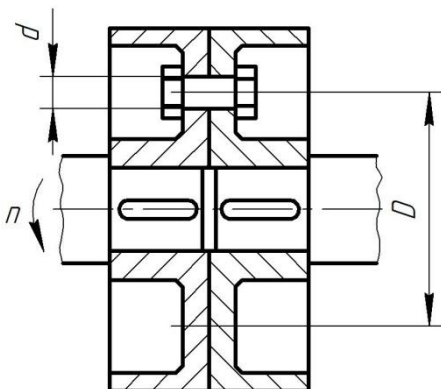
10.1. Рассчитать заклепочное соединение кронштейна блока к консоли крана укосины (см. рис.). Размеры кронштейна и расположение заклепок принять по конструктивным соображениям, выполнив проверочный расчет кронштейна на прочность в опасном сечении.



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.

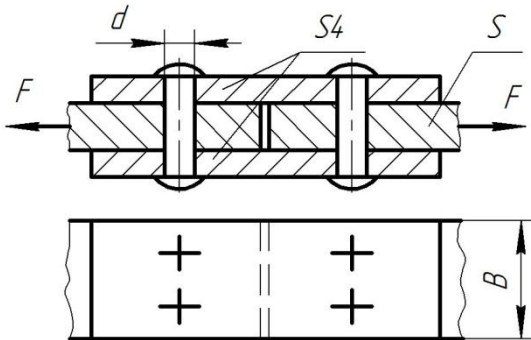
10.3. Определить предельную мощность, передаваемую фланцевой муфтой с 4 болтами, два из которых поставлены с зазором, а два без зазора. Материал болтов – сталь 3 ($[\sigma_p] = 160$, $[\tau_{cp}] = 100$ МПа), коэффициент трения на стыке полумуфт 0,2.



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

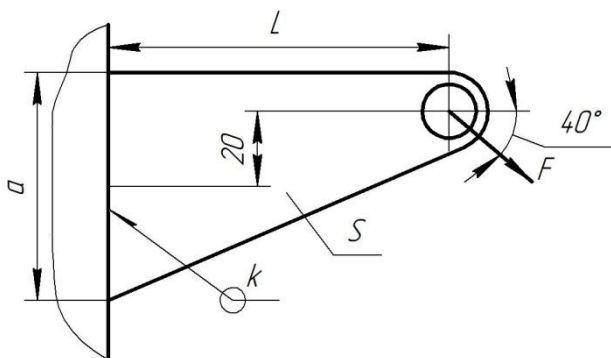
ЗАДАНИЕ 11

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.



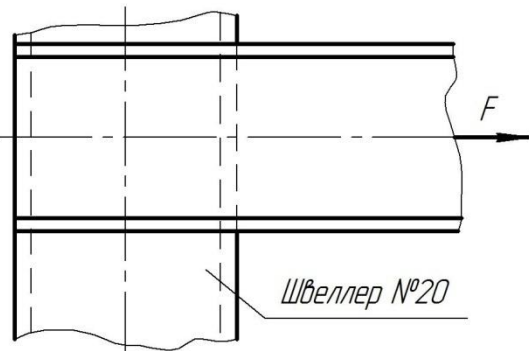
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	4	5	6	8	10	12
L , мм	400	500		600		800
a , мм	160	200	250		300	
k , мм	4		6		8	
S , мм	4		6		8	

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

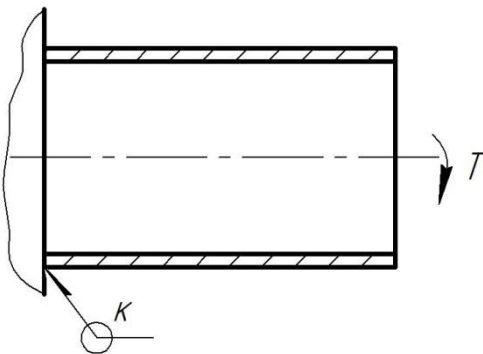
ЗАДАНИЕ 12

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.



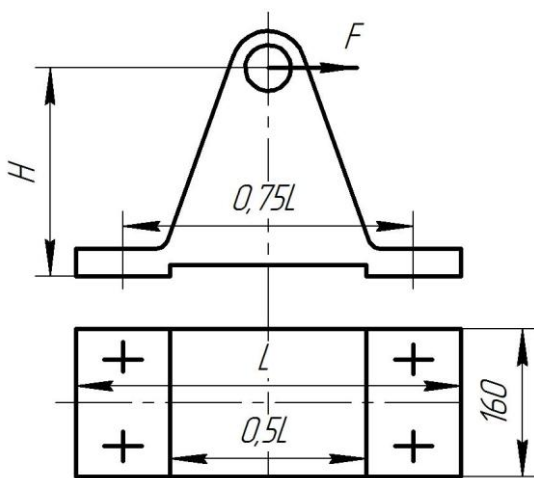
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	40	50	80	125	160	200
Тип закл.	с полукр. гол.			с потайной гол.		

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		

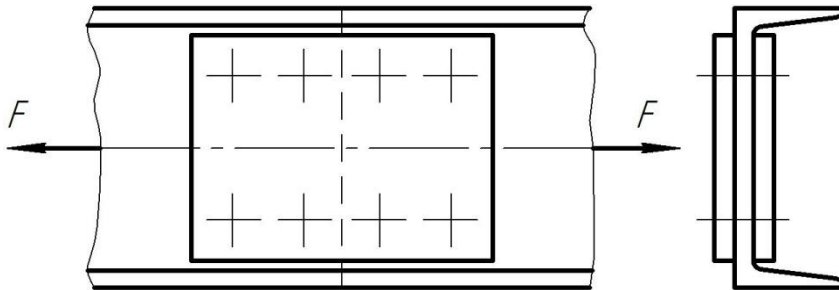
12.3. Рассчитать соединение стойки, нагруженной силой F , к бетонному основанию, выполненное четырьмя болтами из стали 45. Для бетона $[\sigma_{см}] = 1,8$ МПа, коэффициент трения стали по бетону 0,35.



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

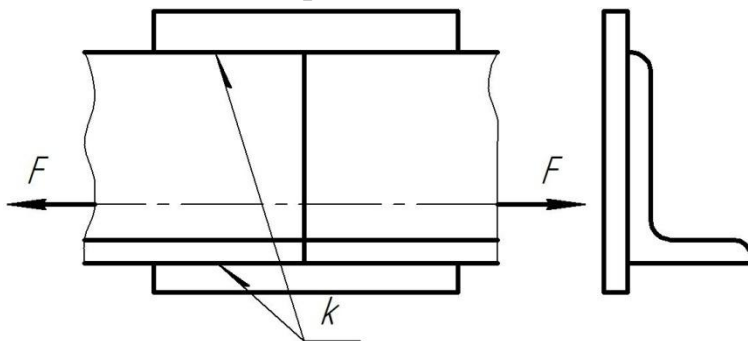
ЗАДАНИЕ 13

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.



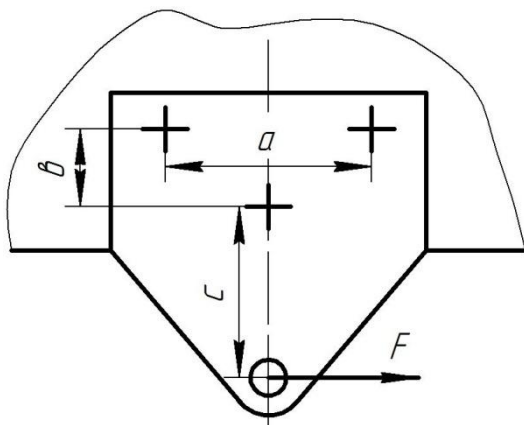
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	50	80	125	200	250	400

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

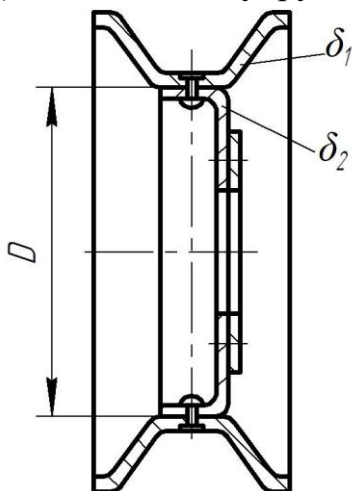
13.3. Рассчитать болтовое соединение ушка к поперечине (см. рис.). Болты поставлены в отверстия с зазором. Недостающими данными задаться самостоятельно.



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

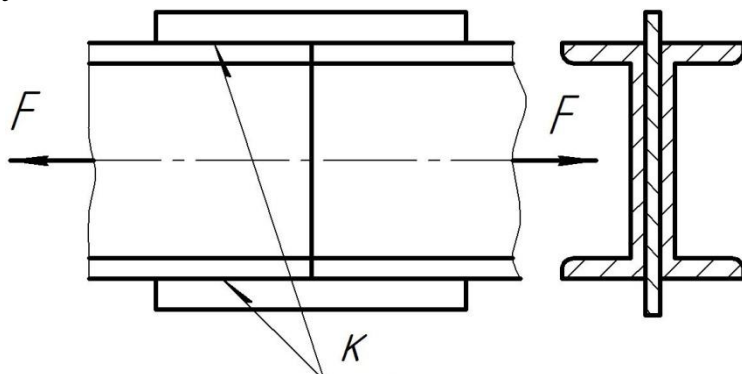
ЗАДАНИЕ 14

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



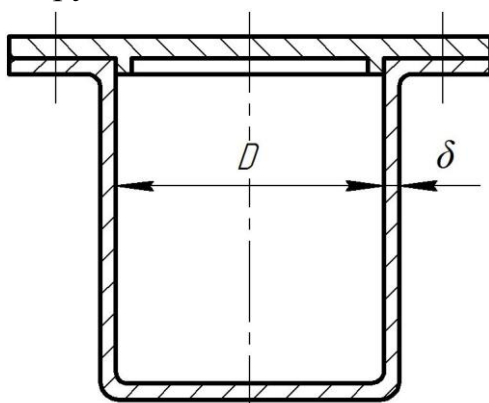
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
M , кНм	2,5	4	5	8	10	12,5
D , мм	400		500		600	
δ_1/δ_2	4/5	4/6	5/6	5/8	6/8	6/8

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

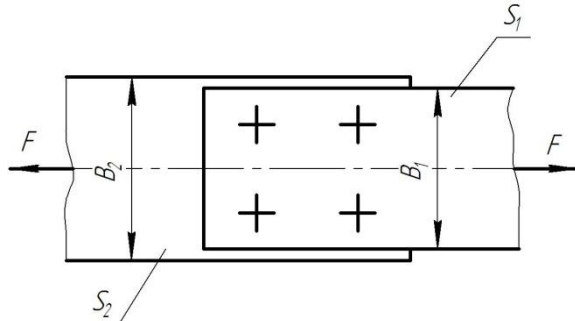
14.3. Какое давление в резервуаре допустимо по условию прочности стенок резервуара и болтов крепления. Материалы болтов и стенок резервуара Ст.3, нагрузка постоянная.



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

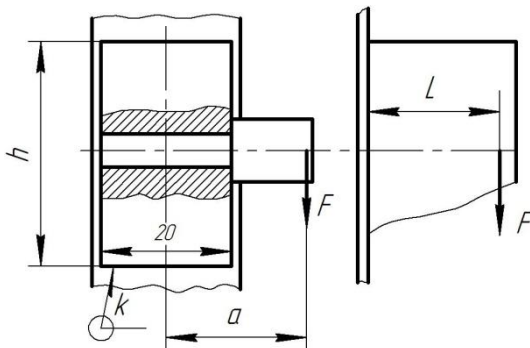
ЗАДАНИЕ 15

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.



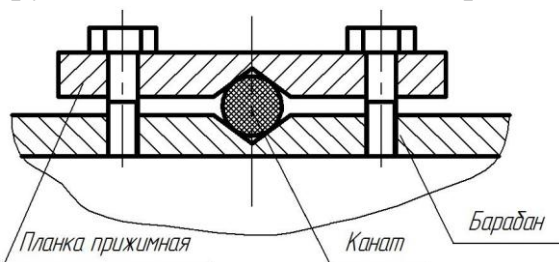
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
B_1 , мм	40	50	60	80	100	120
B_2 , мм	45	60	65	70	90	110
d_0 , мм	5,5		6,5		8,5	
S_1 , мм	3	4		5		6
S_2 , мм	2		3		4	

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		

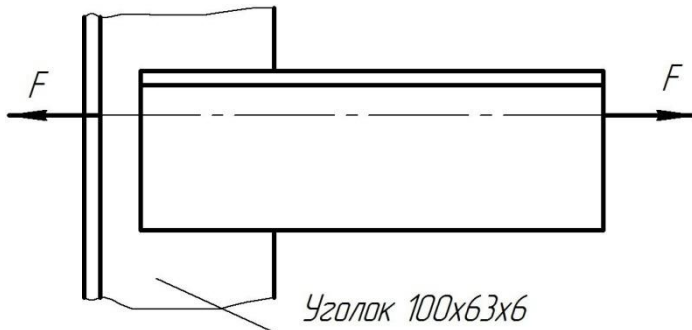
15.3. Рассчитать винты крепления конца каната натяжением F к барабану грузовой лебедки по схеме, приведенной на рисунке.



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

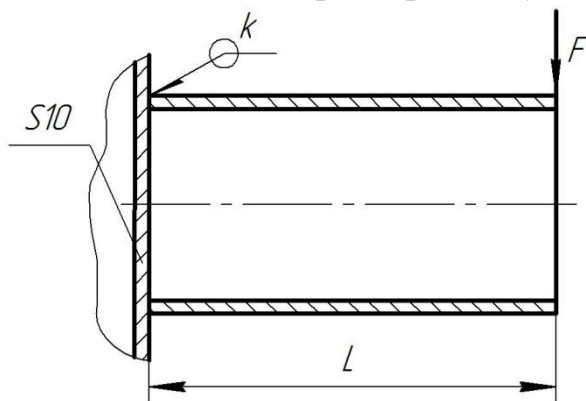
ЗАДАНИЕ 16

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



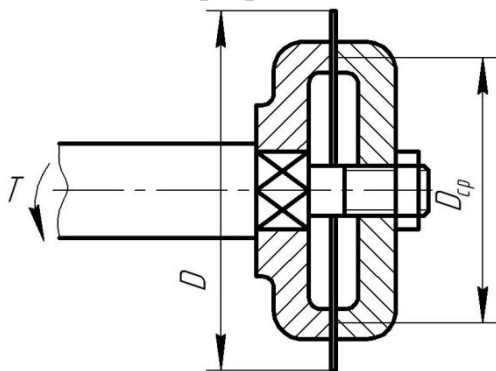
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	50	80	100	120	160	200
Тип	полукруглая			потайная		

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	

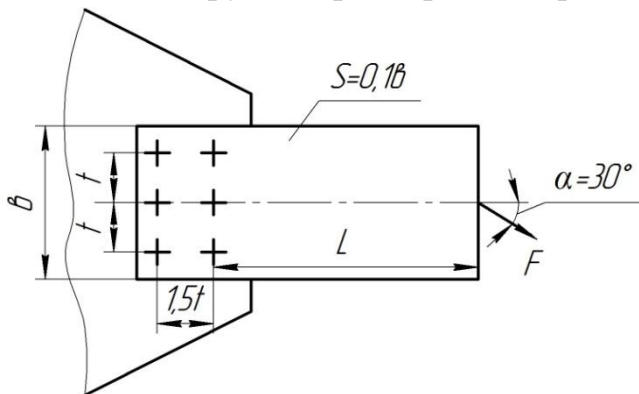
16.3. Рассчитать диаметр резьбы для крепления дисковой пилы, приводимой во вращение за счет сил трения между ней и прижимными чашками (см. рис.). Рассчитать профильное соединение ведущей чашки с валом.



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

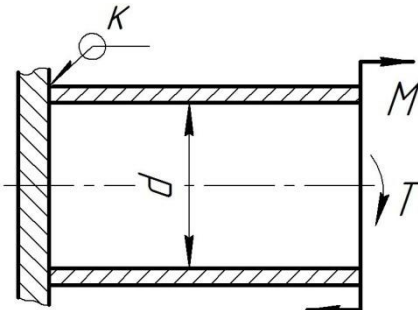
ЗАДАНИЕ 17

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



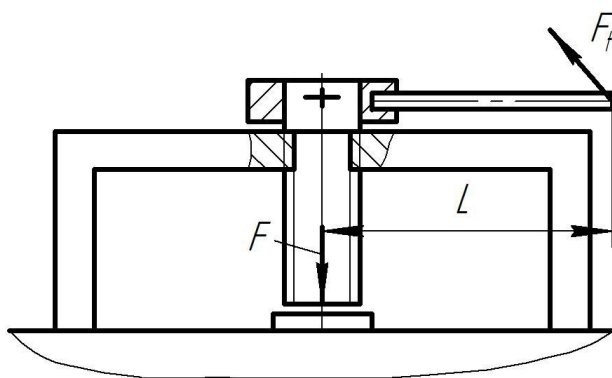
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	5	8	10	16	20	32
d ₀ , мм	5	6	8	10	12	16
B, мм	50		60		80	
L, мм	250		300		350	
t, мм	16		20		25	

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	

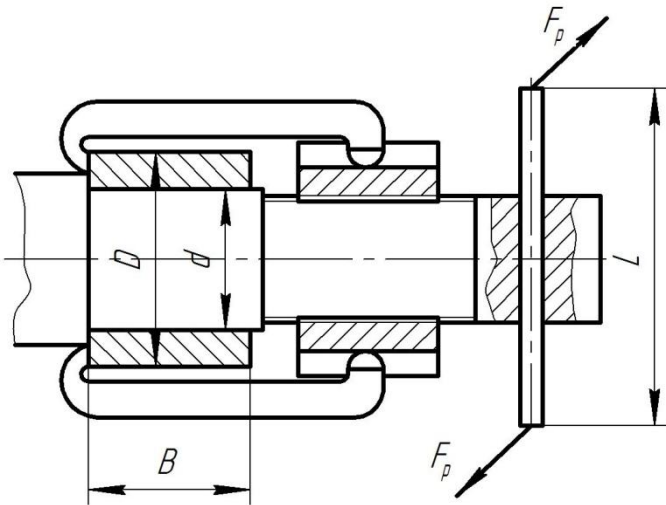
17.3. Рассчитать резьбу и требуемую длину рукоятки винтового пресса L расчетным усилием F. Допускаемое усилие на рукоятке Ft = 0,2 кН, трением на конце винта пренебречь, винт считать достаточно устойчивым.



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

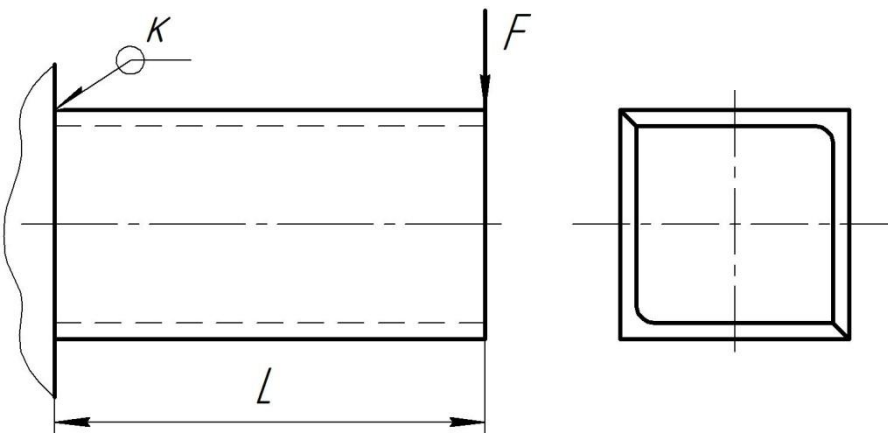
ЗАДАНИЕ 18

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.).

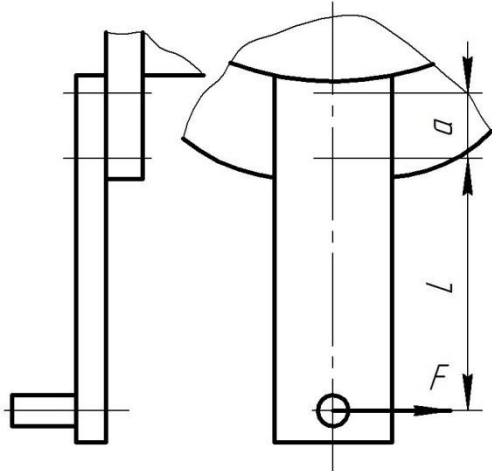


ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, кН	2	2,5	4	5	8	10
L, мм	400		500		600	

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).

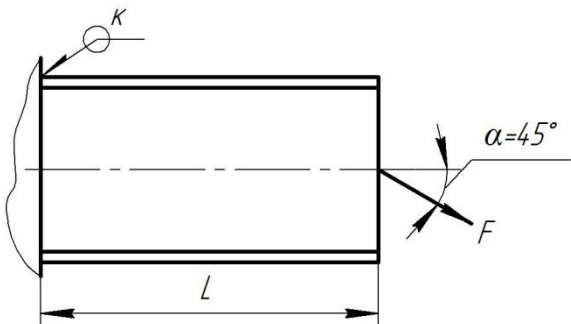
ЗАДАНИЕ 19

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.



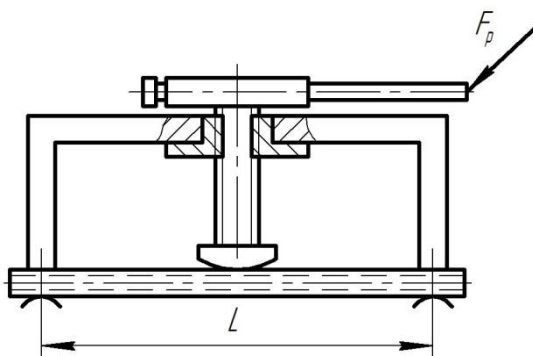
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F, Н	200		300		400	
L, мм	200	250		300		350
a, мм	40		50		60	

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	

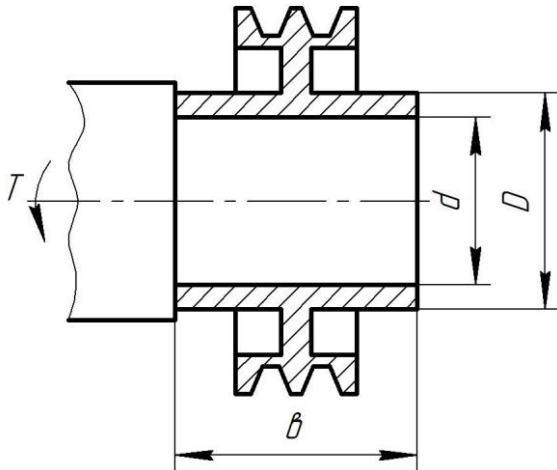
19.3. Подобрать винт пресса для сгибания двутавровых балок и швеллеров из стали 40 и потребную длину рукоятки пресса при расчетном усилии рабочего $F_p = 0,3$ кН. Трением на конце винта пренебречь. Винт считать достаточно устойчивым.



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

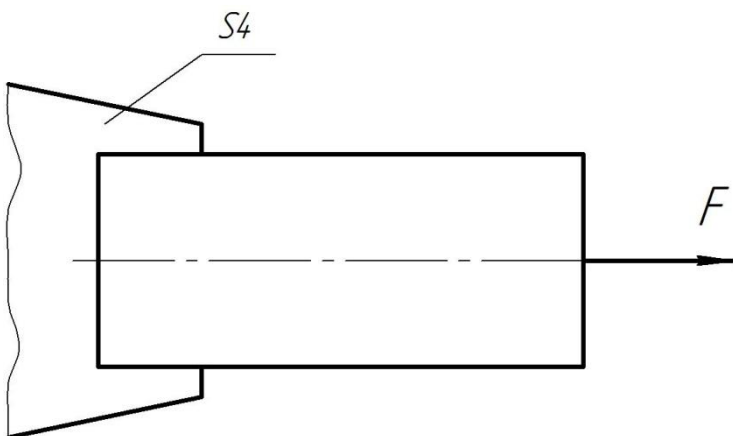
ЗАДАНИЕ 20

20.1. Подобрать посадку на вал шкива клиноременной передачи из стали, передающего вращающий момент T за счет натяга. Определить потребное 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 потребную длину рукоятки пресса. (Трением на конце винта пренебречь, рукоятку принять по типу ворота, усилие на рукоятке $F_p = 200$ Н).

ЗАДАНИЕ 21

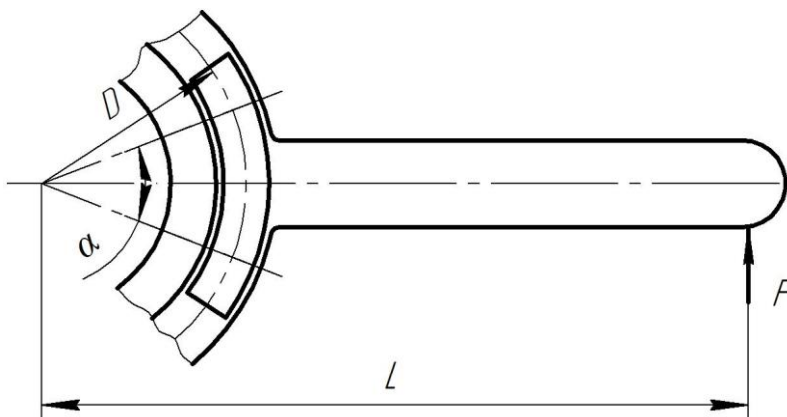
21.1. Рассчитать заклепочное соединение тяги из 2-х двутавровых балок с 2-мя накладками, нагруженное растягивающей силой F . Дать эскиз соединения со всеми размерами (включая выбор профиля двутавра, заклёпок и полос для накладок по ГОСТам).

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.



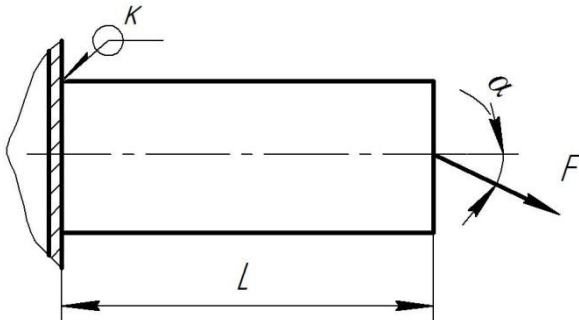
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
D , мм	200		300		400	
α , град	45			30		
L , мм	400		500		600	
F , кН	0,4	0,5		0,8		1,2

ЗАДАНИЕ 22

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

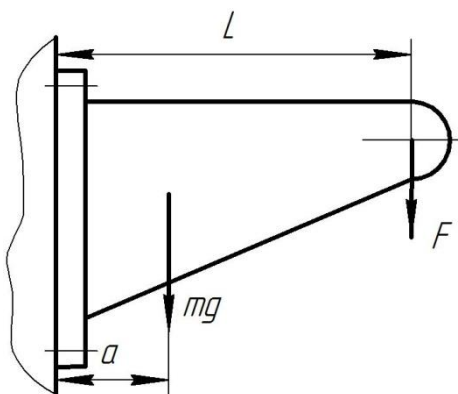
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
P , кВт	1	2	5	2,5	4	8
n , об/сек	16	25	50	16	25	50
D , мм	25	30	40	50	60	70
v , мм	25		40		60	

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.



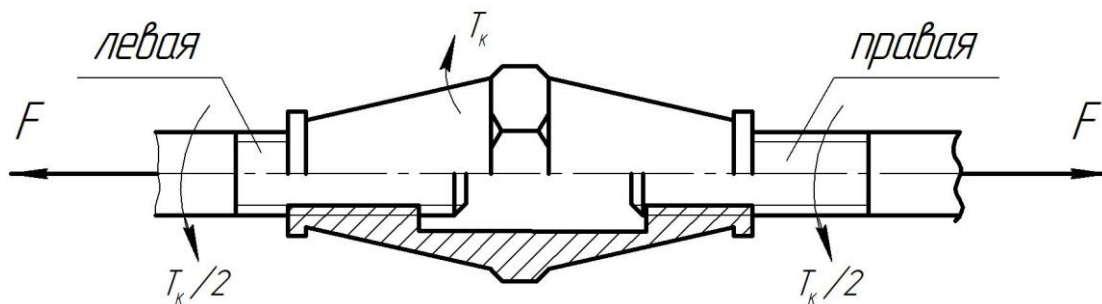
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
F , кН	0,5	0,8	1,0	1,5	2,0	4,0
m , кг	25	40	50	60	80	100
L , мм	200	250	400	500	600	750
a , мм	100		160		250	

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.

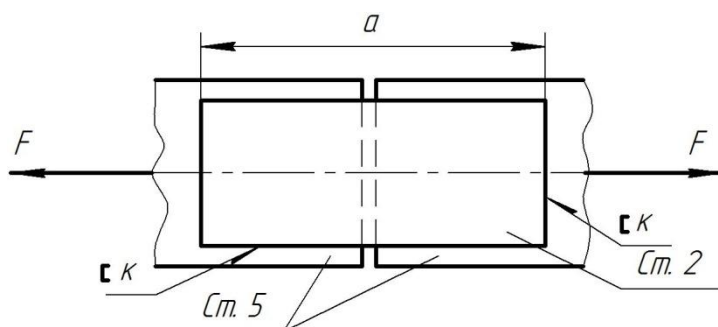
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
T , Нм	10	25	100	250	500	1000
Тип шпонки	призматическая			сегментная		

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 ($[\sigma] = 160$ 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.



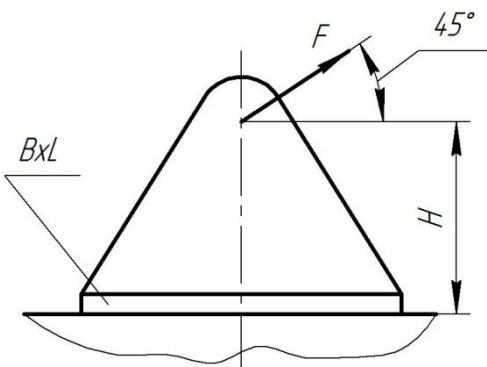
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
Полоса	5×50	5×80	5×100	6×60	6×80	6×100
Накладки	3×40	4×70	5×80	4×45	5×70	4×80
K , мм	3		4		5	6
a , мм	60	80	120	80	100	

ЗАДАНИЕ 24

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

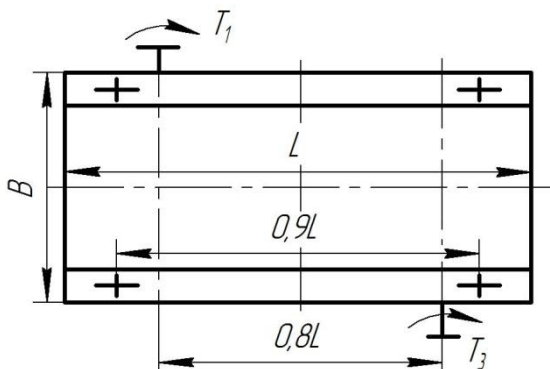
ВАРИАНТ	1	2	3	4	5	6
d, мм	25	50		80		100
n, мин ⁻¹	720		1440		2880	
B, мм	40	60		100		4
тип шпонки	призматическая			сегментная		

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 – Чебоксары.: ФГБОУ ВПО Чувашская ГСХА, 2011.- 254 с.
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, 2004.– 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	16
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	41

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. Изд. № ____ -2013. Тираж 100 экз.
Отпечатано в РИО ФГБОУ ВПО ЧГСХА

© *В.И. Андреев, А.О. Григорьев 2013*
© *ФГБОУ ВПО ЧГСХА*