

ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ

Инженерный институт

## **МЕХАНИКА**

Задания и методические указания  
для контрольной и самостоятельной работы

Часть 4. Детали машин и основы конструирования

Новосибирск 2016

УДК: 621.81 (07)  
ББК: 40.72 - 04,27  
Д 38

Кафедра теоретической и прикладной механики

Составитель: Л.Н. Ишутина

Рецензент: В.М. Гладченко

**Механика:** задания и методические указания для контрольной и самостоятельной работы Ч.4 Детали машин и основы конструирования / Новосиб. гос. аграр. ун-т; Инженер. ин-т; сост.: Е.А. Пшенов, Л.Н. Ишутина, И.В. Тихонкин, С.А. Булгаков. – Новосибирск, 2016. – 44 с. изд. перераб. и доп.

Методическая разработка содержит задания для самостоятельной работы студентов по дисциплине, выполняемой индивидуально каждым студентом в аудитории под руководством преподавателя, либо при подготовке контрольных и расчетно-графических работ для закрепления практических навыков решения инженерных задач. Содержание заданий комплектуется в соответствии с изучаемыми темами согласно рабочим программам дисциплин.

Предназначена для студентов Агрономического факультета очной формы обучения, обучающихся по направлению подготовки Природообустройство и водопользование, при изучении и закреплении соответствующих тем раздела Детали машин и основы конструирования дисциплины Механика.

Методическая разработка может быть рекомендована для самостоятельной работы студентам других факультетов ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ, обучающимся по инженерным направлениям подготовки (Продукты питания животного происхождения, Технология продукции и организация общественного питания, Стандартизация и метрология, Строительство), изучающим соответствующие разделы и темы дисциплин Механика, Прикладная механика, согласно утвержденным учебным планам и рабочим программам дисциплин.

Утверждено и рекомендовано к изданию учебно-методическим советом Инженерного института (протокол от 29 сентября 2015 г. № 2)

© ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ  
Инженерный институт, 2016

## ВВЕДЕНИЕ

Для закрепления теоретических знаний, полученных при изучении курса дисциплин Детали машин и основы конструирования (Механика, Прикладная механика), рабочими программами предусмотрено выполнение самостоятельной работы по расчету соединений (контрольных и расчетно-графических работ).

Номер варианта выдается преподавателем. В условии знак №<sub>г</sub> соответствует номеру группы.

### ВАРИАНТ №1

#### Задача 1

Сегмент режущего аппарата (*рисунок 1*) крепится к ножевой полосе 1 двумя заклепками. Определить диаметр заклепок, если нагрузка  $Q$  меняется по симметричному циклу,  $Q_{max} = -Q_{min}$ . Допускаемые напряжения  $[\tau]_{cp} = 120$  МПа,  $[\sigma]_{cm} = 240$  МПа,  $Q_{max} = (900 + 50N_{г})$  Н.

#### Задача 2

Определить диаметр болтов, число болтов 4, поперечно-свертной муфты (*рисунок 2*) для передачи мощности  $N = (40 + 5N_{г})$  кВт, с частотой вращения  $n = 800$  об/мин. Болты установлены без зазора, допускаемое напряжение  $[\tau]_{cp} = 90$  МПа.

#### Задача 3

Зубчатое колесо установлено на валу с помощью цилиндрического штифта диаметром  $d = (1,8 + 0,2N_{г})$  мм (*рисунок 3*). Определить, какую максимальную мощность можно передать через зубчатое колесо (из условия прочности штифта) при угловой скорости  $\omega = (100 + 10N_{г})$ , 1/с. Допускаемое напряжение  $[\tau]_{cp} = 100$  МПа.

### ВАРИАНТ №2

#### Задача 1

Определить диаметр и число заклепок узла «А» фермы (*рисунок 4*). Нагрузка  $Q = (10 + N_{г})$ , кН. Допускаемые напряжения  $[\tau]_{cp} = 100$  МПа,  $[\sigma]_{cm} = 200$  МПа. Угол  $\alpha = 120^\circ$ .

#### Задача 2

Жесткий рычаг (*рисунок 5*) крепится к раме машины (1) двумя болтами. Определить диаметр болтов, если нагрузка  $Q = (8 + 0,2N_{г})$ , кН. Допускаемое напряжение  $[\sigma]_p = 150$  МПа, коэффициент остаточного натяга  $\gamma = 1,2$ .

### Задача 3

Из условия прочности на кручение определить средний диаметр шлицевого вала ( $[\tau]_{кр} = 100$  МПа) и рассчитать прямоугольное шлицевое соединение для посадки зубчатого колеса (рисунк 6). Передаваемая мощность  $N = (50 + 5N_{\text{в}})$ , кВт, при угловой скорости  $\omega = 120$  с<sup>-1</sup>. Допускаемое напряжение  $[\sigma]_{см} = 100$  МПа.

### ВАРИАНТ №3

#### Задача 1

Определить, какое из указанных сварных соединений (рисунк 7) прочнее при действии переменной нагрузки  $Q$  с коэффициентом асимметрии  $r = (-0,5 - 0,05N_{\text{в}})$ . Коэффициент концентрации напряжений для соединения (1)  $K = 1,2$ , для соединения (2)  $K = 2$ . Соответственно  $[\sigma]_р = 150$  МПа и  $[\tau]_{ср} = 90$  МПа.

#### Задача 2

Подшипник скольжения (рисунк 8) крепится к раме машины двумя болтами, установленными в отверстия с зазором. Определить диаметры болтов если коэффициент трения между подшипником и рамой  $f = 0,15$ , допускаемое напряжение  $[\sigma]_р = 150$  МПа, нагрузка  $Q = (3 + 0,2N_{\text{в}})$  кН.

#### Задача 3

Шкив ременной передачи установлен на валу на сегментной шпонке (рисунк 9). Из условия прочности на кручение с изгибом ( $[\sigma] = 80$  МПа) определить диаметр вала и рассчитать шпоночное соединение, если усилие  $S_1 = (1 + 0,2N_{\text{в}})$  кН,  $[\sigma]_{см} = 100$  МПа.

### ВАРИАНТ №4

#### Задача 1

Из условия прочности сварных швов (рисунк 10) определить максимально допустимое значение нагрузки  $Q$ . Допускаемое напряжение  $[\sigma]_{ш} = 100$  МПа,  $a = (50 + 2N_{\text{в}})$  мм,  $b = (80 + 5N_{\text{в}})$  мм.

#### Задача 2

Кронштейн (рисунк 11) крепится к раме машины двумя болтами. Нагружен силой  $Q = (2 + 0,5N_{\text{в}})$  кН. Определить диаметры болтов, если коэффициент остаточного натяга  $\gamma = 1,2$ ,  $[\sigma]_р = 120$  МПа.

#### Задача 3

Шкив клиноременной передачи установлен на валу (рисунк 12) на прямоугольных шлицах. Из условия прочности на кручение ( $[\tau]_{кр} = 60$  МПа) определить средний диаметр шлицевого вала и рассчитать шлицевое соединение, если через шкив передается мощность  $N = (12 + 2N_{\text{в}})$ , кВт, с частотой

той вращения  $n = 600$  об/мин. Допускаемое напряжение для шлиц  $[\sigma]_{см} = 120$  МПа.

### ВАРИАНТ №5

#### Задача 1

Из условия прочности сварного шва (рисунок 13) определить максимально допустимое значение нагрузки  $Q$ , меняющееся по пульсирующему циклу ( $r = 0$ ), если допускаемое напряжение  $[\sigma]_{и} = 120$  МПа,  $a = (2 + 0,2N_{0\_})$  мм,  $c = (60 + 5N_{0\_})$  мм.

#### Задача 2

Вал диаметром  $d = (30 + 2N_{0\_})$  мм (рисунок 14), нагруженный крутящим моментом  $T = (30 + 2N_{0\_})$  Н·м, удерживается двумя хомутами (1) за счет сил трения. Определить диаметр болтов (4 штуки), считая, что касание вала с хомутами происходит в точках 2 и 3. Коэффициент трения  $f = 0,15$ , допускаемое напряжение  $[\sigma]_p = 150$  МПа.

#### Задача 3

Шкив клиноременной передачи установлен на валу с помощью клиновой врезной шпонки (рисунок 15). Из условия прочности на кручение ( $[\tau]_{кр} = 50$  МПа) определить диаметр вала и рассчитать шпонку ( $[\sigma]_{см} = 120$  МПа,  $f = 0,2$ ), если через шкив передается мощность  $N = (5 + 0,2N_{0\_})$  кВт при угловой скорости  $\omega = 80$  1/с.

### ВАРИАНТ 6

#### Задача 1

Рассчитать заклепочное соединение цилиндрического резервуара для жидкости, находящейся под давлением  $P = (0,5 + 0,2N_{0\_})$  МПа.  $[\tau]_{ср} = 100$  МПа. (рисунок 16).

#### Задача 2

Шкив ременной передачи (рисунок 17) крепится на валу с помощью двух болтов, установленных в отверстие без зазора. Определить диаметр болтов, если окружное усилие  $Q = (2 + 0,2N_{0\_})$  кН, допускаемое напряжение  $[\tau]_{ср} = 110$  МПа,  $D = (135 + 5N_{0\_})$  мм.

#### Задача 3

Звездочка грузоподъемного механизма установлена на валу на прямоугольных шлицах (рисунок 18). Из условия прочности на кручение с изгибом ( $[\sigma] = 100$  МПа) определить средний диаметр шлицевого вала и рассчитать шлицевое соединение, если нагрузка на цепи  $Q = (10 + N_{0\_})$  кН, а диаметр звездочки  $D = (180 + 10N_{0\_})$  мм, допускаемое напряжение  $[\sigma]_{см} = 120$  МПа.

## ВАРИАНТ № 7

### Задача 1

Определить высоту катета сварных швов крепления кронштейна (*рисунк 19*). Нагрузка  $Q=(1,5+0,2 \cdot N_{\text{в}})$  кН, допускаемое напряжение  $[\sigma]_{\text{н}}=120$  МПа,  $a=50$  мм.

### Задача 2

Пластина (1) крепится к стойке двумя болтами, установленными в отверстия без зазора (*рисунк 20*). Определить диаметр болтов, если нагрузка  $Q=(7+0,5N_{\text{в}})$  кН, допускаемое напряжение  $[\tau]_{\text{ср}}=100$  МПа,  $a=(40+5N_{\text{в}})$  мм.

### Задача 3

Рычаг установлен на валу на прямоугольных шлицах (*рисунк 21*). Из условия прочности на кручение ( $[\tau]_{\text{кр}}=60$  МПа) определить средний диаметр шлицевого вала и рассчитать шлицевое соединение, если допускаемое напряжение  $[\sigma]_{\text{ср}}=80$  МПа,  $Q=(1+0,2N_{\text{в}})$  кН,  $h=(100+10 \cdot N_{\text{в}})$  мм.

## ВАРИАНТ № 8

### Задача 1

Рычаг (1) крепится к фланцу (2) (*рисунк 22*) двумя заклепками. Определить диаметр заклепок, если нагрузка  $Q=(1+0,1N_{\text{в}})$  кН меняется по симметричному циклу ( $r = -1$ ), допускаемые напряжения  $[\tau]_{\text{ср}}=90$  МПа и  $[\sigma]_{\text{ср}}=160$  МПа,  $d=(30+5N_{\text{в}})$  мм.

### Задача 2

Головка цилиндра двигателя внутреннего сгорания (*рисунк 23*) крепится к цилиндру четырьмя шпильками. Определить диаметр шпилек ( $[\sigma]_{\text{р}}=180$  МПа), если избыточное максимальное давление внутри цилиндра  $q=(4+0,2 \cdot N_{\text{в}})$  МПа, диаметр цилиндра  $D=(75+5N_{\text{в}})$  мм, коэффициент остаточного натяга  $\gamma=1,6$ .

### Задача 3

Барабан грузоподъемного механизма (*рисунк 24*) установлен на валу с прямоугольными шлицами. Из условия прочности на кручение ( $[\tau]_{\text{кр}}=50$  МПа) определить средний диаметр шлицевого вала и рассчитать шлицевое соединение, если нагрузка на барабане  $Q=(30+5N_{\text{в}})$  кН допускаемое напряжение  $[\sigma]_{\text{ср}}=80$  МПа.

## ВАРИАНТ № 9

### Задача 1

Определить высоту катета сварного шва  $S$  (*рисунк 25*) составного зубчатого колеса, если окружное усилие  $Q=(5+0,5 \cdot N_{\text{в}})$  кН, допускаемое напряжение  $[\tau]_{\text{ср}}=120$  МПа,  $D=(100+10N_{\text{в}})$  мм.

### **Задача 2**

Определить диаметр болтов крепления стойки корпуса плуга к раме (рисунк 26), считая, что сила сопротивления  $Q=(4+0,2N_0)$  кН приложена в точке «А». Допускаемое напряжение  $[\tau]_{\text{ср}}=120$  МПа,  $a=(45+5N_0)$  мм.

### **Задача 3**

Зубчатое колесо установлено на валу (рисунк 27) диаметром  $d=(20+2N_0)$  мм на сегментной шпонке диаметра  $d_1$ . Из условия прочности шпонки определить максимально возможную передаваемую через зубчатое колесо мощность при угловой скорости  $\omega=120$  с<sup>-1</sup>,  $[\sigma]_{\text{см}}=100$  МПа.

## **ВАРИАНТ № 10**

### **Задача 1**

Из условия прочности сварных швов (рисунк 28) определить допустимое значение нагрузки  $Q$ .  $L=(60+10N_0)$  мм,  $S=5$  мм,  $[\sigma]_{\text{и}}=100$  МПа.

### **Задача 2**

Кронштейн крепится двумя болтами (рисунк 29). Болты в отверстие установлены без зазора.  $Q=(5+N_0)$  кН,  $[\tau]_{\text{ср}}=100$  МПа. Определить диаметр болтов.

### **Задача 3**

Рычаг (рисунк 30) установлен на валу на сегментной шпонке. Из условия прочности на кручение ( $[\tau]_{\text{кр}}=70$  МПа) определить диаметр вала и рассчитать шпонку, если  $Q=(1+0,1N_0)$  кН,  $l=(180+10 \cdot N_0)$  мм, допускаемое напряжение  $[\sigma]_{\text{см}}=100$  МПа.

## **ВАРИАНТ №11**

### **Задача 1**

Рычаг тяги заднего колеса плуга (рисунк 31) приварен к оси полевого колеса с двух сторон. Определить, какое максимальное усилие  $Q$  может быть передано по тяге из условия прочности сварных швов, если допускаемое напряжение  $[\tau]_{\text{ср}}=110$  МПа,  $D=(40+2N_0)$  мм,  $S=(2,5+0,1N_0)$  мм.

### **Задача 2**

Подшипник крепится к раме машины двумя болтами (рисунк 32). Определить диаметр болтов, если  $Q=(4+0,5N_0)$  кН,  $[\sigma]_{\text{р}}=100$  МПа, коэффициент остаточного натяга  $\gamma=1,5$ .

### **Задача 3**

Шкив клиноременной передачи установлен на валу (рисунк 33) с помощью клиновой врезной шпонки. Из условия прочности на кручение ( $[\tau]_{\text{кр}}=70$  МПа) определить диаметр вала и рассчитать шпонку ( $[\sigma]_{\text{см}}=250$  МПа,  $f=0,2$ ), если через шкив передается мощность  $N=(8+0,5N_0)$  кВт,  $\omega=(5+0,5N_0)$  с<sup>-1</sup>.

## ВАРИАНТ № 12

### Задача 1

Консольная пластина прямоугольного сечения (рисунк 34) сварена из двух частей швов (1). Определить длину шва, если нагрузка  $Q=(1,8+0,2N_{\text{в}})$  кН, допускаемое напряжение  $[\sigma]_{\text{н}}=150$  МПа,  $a=(100+10N_{\text{в}})$  мм.

### Задача 2

Шлифовальный круг (1) (рисунк 35) удерживается на валу за счет сил трения между ним и шайбами (2). Определить диаметр нарезанной части оправки, если окружное усилие на круге  $Q=(0,4+0,02N_{\text{в}})$  кН, допускаемое напряжение  $[\sigma]_{\text{р}}=160$  МПа, коэффициент трения  $f=0,25$ ,  $D=(200+10N_{\text{в}})$  мм.

### Задача 3

Шкив клиноременной передачи установлен на валу с помощью цилиндрического штифта. Определить (рисунк 36) диаметр штифта ( $[\tau]_{\text{ср}}=110$  МПа), если окружное усилие на шкиве  $Q=(0,5+0,05N_{\text{в}})$  кН, диаметр вала  $d=(20+5N_{\text{в}})$  мм.

## ВАРИАНТ № 13

### Задача 1

Составной вал (рисунк 37) сварен из двух частей. Из условия прочности сварного шва ( $[\tau]_{\text{ср}}=90$  МПа) определить максимально возможную передаваемую через вал мощность при угловой скорости  $\omega=(90+10N_{\text{в}})$  1/с,  $D=(40+2N_{\text{в}})$  мм.

### Задача 2

Из условия прочности нарезанной части тяги (1) (рисунк 38) определить максимальное допустимое значение нагрузки  $Q$ . Допускаемое напряжение  $[\sigma]_{\text{р}}=140$  МПа,  $\alpha=(90-5N_{\text{в}})^{\circ}$ ,  $d=6,38$  мм.

### Задача 3

Звездочка транспортера (рисунк 39) установлена на валу с прямоугольными шлицами. Из условия прочности на кручение ( $[\tau]_{\text{кр}}=60$  МПа) определить средний диаметр шлицевого вала и рассчитать шлицевое соединение, если  $Q=(10+2N_{\text{в}})$  кН,  $[\sigma]_{\text{см}}=100$  МПа.

## ВАРИАНТ № 14

### Задача 1

Балка трубчатого сечения (рисунк 40) сварена из двух частей в сечении А-А. Определить допустимое значение нагрузки  $Q$  из условия прочности сварного шва ( $[\sigma]_{\text{н}}=120$  МПа), если  $a=(30+20N_{\text{в}})$  мм,  $d=(30+2N_{\text{в}})$  мм.

### Задача 2

Подшипник (рисунк 41) крепится к раме машины двумя болтами, поставленными в отверстия с зазором. Определить диаметр болтов, если на-

грузка  $Q = (4 + 0,4N_{\text{в}})$  кН, коэффициент трения между подшипником и рамой  $f = 0,13$ , допускаемое напряжение  $[\sigma]_{\text{р}} = 100$  МПа.

### Задача 3

Зубчатое колесо установлено на валу (рисунк 42) на призматической шпонке. Из условия прочности на кручение с изгибом ( $[\sigma] = 80$  МПа) определить диаметр вала и рассчитать шпонку, если через зубчатое колесо передается мощность  $N = (20 + 2N_{\text{в}})$  кВт с частотой вращения  $n = 600$  об/мин. Допускаемое напряжение для шпонки  $[\sigma]_{\text{см}} = 180$  МПа,  $Q = (1,5 + 0,1N_{\text{в}})$  кН.

## ВАРИАНТ №15

### Задача 1

Выбрать (из двух указанных на схемах «а» и «б» (рисунк 43) рациональный вариант крепления пластины (1) к стойке, если нагрузка  $Q = (1 + 0,1N_{\text{в}})$  кН. Для заклепок  $[\tau]_{\text{ср}} = 120$  МПа,  $[\sigma]_{\text{см}} = 250$  МПа.

### Задача 2

Маховик (1) (рисунк 44) крепится к фланцу (2) четырьмя болтами, установленными в отверстия без зазора. Определить диаметр болтов, если крутящий момент на маховике  $T = (100 + 10N_{\text{в}})$  Нм,  $[\tau]_{\text{ср}} = 120$  МПа.

### Задача 3

Звёздочка цепной передачи установлена на валу с помощью клиновой врезной шпонки (рисунк 45). Из условия прочности на кручение ( $[\tau]_{\text{кр}} = 60$  МПа) определить диаметр вала и рассчитать шпонку, если окружное усилие на звёздочке  $Q = (2 + 0,2 \cdot N_{\text{в}})$  кН, допускаемое напряжение для шпонки  $[\sigma]_{\text{см}} = 160$  МПа, коэффициент трения  $f = 0,2$ .

## ВАРИАНТ № 16

### Задача 1

Пруток квадратного сечения (рисунк 46) может быть приварен торцом в двух вариантах (а и б). Определить, при каком варианте швы выдерживают ( $[\sigma]_{\text{н}} = 120$  МПа) большую нагрузку, если  $b = (20 + 2N_{\text{в}})$  мм,  $S = (2 + 0,2N_{\text{в}})$  мм.

### Задача 2

Определить диаметр болтов ( $[\tau]_{\text{ср}} = 140$  МПа) поперечно-свёртной муфты (рисунк 47) для передачи мощности  $N = (16 + 2N_{\text{в}})$  кВт с частотой вращения  $n = 800$  об/мин. Коэффициент трения между полумуфтами  $f = 0,2$ .

### Задача 3

Зубчатое колесо установлено на валу (рисунк 48) с помощью цилиндрического штифта диаметром  $d = (2 + 0,2N_{\text{в}})$  мм. Из условия прочности штифта ( $[\tau]_{\text{ср}} = 130$  МПа) определить возможную передаваемую мощность через зубчатое колесо при угловой скорости  $\omega = 160$  1/с.

## ВАРИАНТ №17

### Задача 1

Из условия прочности сварного шва (рисунк 49) определить толщину  $S$  крышки резервуара компрессора, если избыточное давление внутри  $p = (1,5 + 0,1N_{\text{в}})$  МПа, допускаемое напряжения для материала шва  $[\tau]_{\text{ср}} = 120$  МПа.

### Задача 2

Пластина (рисунк 50) крепится к стойкам двумя болтами, установленными без зазора. Определить диаметр болтов, если нагрузка  $Q = (3 + N_{\text{в}})$  кН,  $[\tau]_{\text{ср}} = 110$  МПа.

### Задача 3

Шкив клиноременной передачи (рисунк 51) установлен на валу с прямоугольными шлицами. Из условия прочности на кручение определить ( $[\tau]_{\text{кр}} = 80$  МПа) средний диаметр шлицевого вала и рассчитать соединение ( $[\sigma]_{\text{см}} = 100$  МПа), если окружное усилие на шкиве  $Q = (1 + 0,2N_{\text{в}})$  кН.

## ВАРИАНТ №18

### Задача 1

Из условия прочности сварного шва определить допускаемое значение нагрузки  $Q$ . Допускаемое напряжение  $[\tau]_{\text{ср}} = 130$  МПа,  $a = (50 + 5N_{\text{в}})$  мм. Коэффициент асимметрии нагрузки  $r = -0,8$ , коэффициент концентрации напряжения  $K = 2$  (рисунк 52).

### Задача 2

Резец (1) (рисунк 53) токарного станка крепится двумя болтами. Определить диаметр болтов ( $[\sigma]_{\text{сж}} = 140$  МПа), если сила сопротивления резанию  $Q = (1,5 + 0,1N_{\text{в}})$  кН, коэффициент остаточного натяга  $\gamma = 1,8$ ;  $b = (60 + 5N_{\text{в}})$  мм.

### Задача 3

Зубчатое колесо установлено на валу с прямоугольными шлицами (рисунк 54). Из условия прочности на кручение ( $[\tau]_{\text{кр}} = 70$  МПа) определить средний диаметр шлицевого вала и рассчитать шлицевое соединение ( $[\sigma]_{\text{см}} = 100$  МПа), если через зубчатое колесо передается мощность  $N = (10 + 2N_{\text{в}})$  кВт при угловой скорости  $\omega = 60$  1/с.

## ВАРИАНТ № 19

### Задача 1

Составная звездочка грузового механизма (рисунк 55) склепана двумя заклепками. Определить диаметр заклепок, если окружное усилие на звездочке  $Q = (2 + 0,2N_{\text{в}})$  кН. Допускаемые напряжения  $[\tau]_{\text{ср}} = 100$  МПа,  $[\sigma]_{\text{см}} = 200$  МПа,  $D = (160 + 20N_{\text{в}})$  мм.

### **Задача 2**

Планка (1) (рисунки 56) удерживается между двумя пластинами за счет сил трения (коэффициент трения  $f = 0,2$ ), создаваемых затяжкой двух болтов. Определить диаметр болтов, если нагрузка  $Q = (2 + 0,2N_{\text{в}})$  кН, допустимое напряжение  $[\sigma]_p = 180$  МПа.

### **Задача 3**

Две половинки детали (рисунки 57) соединяются цилиндрическим штифтом диаметром  $d = (2 + 0,2N_{\text{в}})$  мм. Из условия прочности штифта ( $[\tau]_{\text{ср}} = 130$  МПа) определить максимальное значение нагрузки  $Q$ .

## **ВАРИАНТ № 20**

### **Задача 1**

Пластина прямоугольного сечения приварена к раме машины (рисунки 58) торцом с двух сторон. Определить допустимое значение нагрузки  $Q$ , если высота катета сварного шва  $S = (2 + 0,2N_{\text{в}})$  мм, допустимое напряжение  $[\sigma]_w = 140$  МПа, длина пластины  $l = (70 + 5N_{\text{в}})$  мм.

### **Задача 2**

Пластина (1) (рисунки 59) удерживается между двумя пластинами двумя болтами, установленными в отверстия без зазора. Определить диаметр болтов ( $[\tau]_{\text{ср}} = 110$  МПа), если нагрузка  $Q = (4 + 0,5N_{\text{в}})$  кН.

### **Задача 3**

Двуплечий рычаг (рисунки 60) установлен на валу с прямоугольными шлицами. Из условия прочности на кручение ( $[\tau]_{\text{кр}} = 60$  МПа) определить средний диаметр шлицевого вала и рассчитать шлицевое соединение ( $[\sigma]_{\text{см}} = 100$  МПа), если  $Q = (1,6 + 0,2N_{\text{в}})$  кН, а длина рычага  $l = (100 + 10N_{\text{в}})$  мм.

## **ВАРИАНТ № 21**

### **Задача 1**

Жёсткая пластина (1) (рисунки 61) приварена на конце валиковым швом. Определить длину сварного шва ( $[\tau]_{\text{ср}} = 110$  МПа), если нагрузка  $Q = (2 + 0,5N_{\text{в}})$  кН,  $a = (50 + 10N_{\text{в}})$  мм.

### **Задача 2**

Фланцы двух труб соединены 6 болтами (рисунки 62). Определить диаметр болтов ( $[\sigma]_p = 160$  МПа), если избыточное давление внутри труб  $p = (1,6 + 0,2N_{\text{в}})$  МПа, коэффициент остаточного натяга  $\gamma = 1,8$ .

### **Задача 3**

Шкив клиноременной передачи установлен на валу с помощью цилиндрического штифта диаметром  $d = (2,5 + 0,5N_{\text{в}})$  мм (рисунки 63). Из условия

прочности штифта ( $[\tau]_{\text{сп}}=140$  МПа) определить возможную передаваемую мощность через шкив при угловой скорости  $\omega=120$  1/с.

#### ВАРИАНТ № 22

##### Задача 1

Пустотелый вал (рисунок 64) сварен из двух частей. Из условия прочности сварного шва ( $[\tau]_{\text{сп}} = 80$  МПа) определить возможную передаваемую через вал мощность при частоте вращения  $n=600$  об/мин, если  $D=(40+5N_{\text{в}})$  мм.

##### Задача 2

Канат 1 (рисунок 65) крепится к барабану 2 двумя болтами через прижимную планку 3. Определить диаметр болтов ( $[\sigma]_{\text{сж}} = 150$  МПа), если нагрузка на канат  $Q=(2+0,5N_{\text{в}})$  кН, коэффициент трения каната по барабану и планке  $f=0,2$ .

##### Задача 3

Зубчатое колесо установлено на валу на прямоугольных шлицах (рисунок 66). Из условия прочности на кручение с изгибом ( $[\sigma] = 75$  МПа) определить средний диаметр шлицевого вала и рассчитать шлицевое соединение ( $[\sigma]_{\text{см}} = 80$  МПа), если окружное усилие на зубчатом колесе  $Q=(1,6+0,2N_{\text{в}})$  кН, расстояние между подшипниками  $l = (40+5N_{\text{в}})$  мм.

#### ВАРИАНТ № 23

##### Задача 1

Определить высоту катета сварных швов  $S$  крепления кронштейна (рисунок 67), если нагрузка  $Q=(1+0,1N_{\text{в}})$  кН меняется по пульсирующему циклу  $r = 0$ , коэффициент концентрации напряжения  $K=2$ ,  $a = (40+5N_{\text{в}})$  мм, допускаемое напряжение ( $[\sigma]_{\text{н}} = 160$  МПа).

##### Задача 2

Стержни (1) (рисунок 68) крепятся к поперечине болтами (каждый стержень одним болтом), установленными в отверстия без зазора. Определить диаметр болтов ( $[\tau]_{\text{сп}} = 110$  МПа), если  $Q=(10+N_{\text{в}})$  кН.

##### Задача 3

Шкив плоскоременной передачи установлен на валу с помощью клиновой врезной шпонки (рисунок 69). Из условия прочности на кручение ( $[\tau]_{\text{кр}}=70$  МПа) определить диаметр вала и рассчитать шпонку ( $[\sigma]_{\text{см}}=130$  МПа), если окружное усилие на шкиве  $Q= (1+0,2N_{\text{в}})$  кН, диаметр шкива  $D=(200+10N_{\text{в}})$  мм.

## ВАРИАНТ № 24

### Задача 1

Пруток (1) приварен к трубе вокруг по контуру (рисунки 70). К нему приложена сила  $Q = (5+0,5N_0)$  кН и крутящий момент  $T = (10+2N_0)$  Нм. Определить наружный диаметр трубы  $D$ , если допускаемое напряжение  $[\tau]_{\text{ср}} = 100$  МПа.

### Задача 2

Пластина (1) крепится к стойке двумя болтами (рисунки 71), установленными в отверстия без зазора. Определить диаметр болтов ( $[\tau]_{\text{ср}} = 120$  МПа), если нагрузка  $Q = (5+0,2N_0)$  кН,  $a = (40+5N_0)$  мм.

### Задача 3

Звездочка транспортера установлена на валу с прямоугольными шлицами (рисунки 72). Из условия прочности на кручение ( $[\tau]_{\text{кр}} = 50$  МПа) определить средний диаметр шлицевого вала и рассчитать шлицевое соединение ( $[\sigma]_{\text{ср}} = 90$  МПа), если окружное усилие на звездочке  $Q = (5+0,2N_0)$  кН.

## ВАРИАНТ № 25

### Задача 1

Жесткая пластина (1) приварена между двумя другими (рисунки 73). Из условия прочности сварного шва ( $[\tau]_{\text{ср}} = 120$  МПа) определить допустимое значение нагрузки  $Q$ , меняющейся по пульсирующему циклу ( $r = 0$ ), если  $a = (50+5N_0)$  мм, длина сварного шва  $l = (50+5N_0)$  мм, коэффициент концентрации напряжений  $K = 2$ .

### Задача 2

Пластина (1) удерживается между двумя другими (рисунки 74) за счет сил трения, создаваемых затяжкой двух болтов ( $[\sigma]_{\text{р}} = 140$  МПа). Определить диаметр болтов, если нагрузка  $Q = (3+0,2N_0)$  кН, коэффициент трения  $f = 0,15$ .

### Задача 3

Звездочка грузоподъемного механизма (рисунки 75) установлена на валу с прямоугольными шлицами. Из условия прочности на кручение с изгибом ( $[\sigma] = 80$  МПа) определить средний диаметр шлицевого вала и рассчитать шлицевое соединение ( $[\sigma]_{\text{ср}} = 75$  МПа), если окружное усилие на звездочке  $Q = (2+0,2N_0)$  кН,  $l = (80+5N_0)$  мм.

## ВАРИАНТ № 26

### Задача 1

Определить диаметр заклёпок крепления сегментов ножа режущего аппарата (рисунки 76) зерноуборочного комбайна, если расчётная нагрузка  $Q_{\text{max}} = - Q_{\text{min}} = (2+0,5N_0)$  кН,  $[\tau]_{\text{ср}} = 100$  МПа,  $[\sigma]_{\text{ср}} = 200$  МПа.

### **Задача 2**

Две части водопроводной трубы (рисунк 77) соединены 4 болтами с резьбой *M10*. Из условия прочности болтов ( $[\sigma]_p = 180$  МПа) определить допустимое давление воды, если  $d = (100 + 10N_{0\_})$  мм, коэффициент остаточного натяга  $\gamma = 1,8$ .

### **Задача 3**

Шкив плоскоременной передачи установлен на валу на сегментной шпонке (рисунк 78). Из условия прочности на кручение ( $[\tau]_{кр} = 60$  МПа) определить диаметр вала и рассчитать шпонку ( $[\sigma]_{см} = 120$  МПа), если через шкив передается мощность  $N = (5 + 0,5N_{0\_})$  кВт с частотой вращения  $n = 800$  об/мин.

## **ВАРИАНТ № 27**

### **Задача 1**

Труба с наружным диаметром  $D = (40 + 2N_{0\_})$  (рисунк 79) приварена торцом вокруг по контуру. Из условия прочности сварного шва ( $[\sigma]_w = 160$  МПа) определить допустимое значение нагрузки  $Q$ , меняющейся по симметрическому циклу ( $r = -1$ ), если  $l = (70 + 5N_{0\_})$  мм, коэффициент концентрации напряжения  $k = 2,5$ .

### **Задача 2**

В приводе вязального аппарата пресс-подборщика в качестве предохранительного устройства используется срезной болт. При достижении крутящего момента  $T = (1000 + 100N_{0\_})$  Н·м болт перерезается. Определить диаметр болта,  $[\tau]_{ср} = 100$  МПа (рисунк 80).

### **Задача 3**

Рычаг длиной  $l = (200 + 10N_{0\_})$  мм установлен на валу (рисунк 81) на призматической шпонке. Из условия прочности на кручение ( $[\tau]_{кр} = 60$  МПа) определить диаметр вала и рассчитать шпонку ( $[\sigma]_{см} = 220$  МПа), если нагрузка  $Q = (2 + 0,2N_{0\_})$  кН.

## **ВАРИАНТ № 28**

### **Задача 1**

Пластина 1 фермы приварена к стойке торцом с двух сторон (рисунк 82). Определить высоту катета сварных швов ( $[\tau]_{ср} = 120$  МПа), если нагрузка  $Q = (2 + 0,2N_{0\_})$  кН.

### **Задача 2**

Составной полый вал (рисунк 83) собран из двух частей, соединенных болтом диаметром  $d = 10$  мм. Из условия прочности болта ( $[\tau]_{ср} = 110$  МПа) определить возможную передаваемую мощность при угловой скорости  $\omega = (100 + 10N_{0\_})$  1/с.

### **Задача 3**

Зубчатое колесо установлено на валу на клиновой врезной шпонке (рисунк 84). Из условия прочности на кручение ( $[\tau]_{кр} = 70$  МПа) определить диаметр вала и рассчитать шпонку ( $[\sigma]_{см} = 160$  МПа), если окружное усилие на колесе  $Q = (2 + 0,2N_0)$  кН.

### **ВАРИАНТ № 29**

#### **Задача 1**

Из условия прочности сварного шва ( $[\sigma]_и = 140$  МПа) определить допустимое значение нагрузки  $Q$  (рисунк 85), если  $l = (60 + 5N_0)$  мм. Пруток приварен торцом вокруг по контуру.

#### **Задача 2**

Определить диаметр болтов ( $[\sigma]_р = 150$  МПа) крепления крышки компрессора с корпусом (рисунк 86), если избыточное давление внутри компрессора  $q = (1 + 0,2N_0)$  МПа, число болтов 4,  $\gamma = 1,8$ .

#### **Задача 3**

Призматическая шпонка (рисунк 87) высотой  $h = (6 + 0,5N_0)$  мм соединяет две половинки детали. Определить рабочую длину шпонки, если нагрузка  $Q = (8 + 2N_0)$  кН, допускаемое напряжение  $[\sigma]_{см} = 160$  МПа.

### **ВАРИАНТ № 30**

#### **Задача 1**

Пластина 1 крепится к поперечине 2 (рисунк 88) двумя заклепками диаметром  $d = 5$  мм. Из условия прочности заклёпок ( $[\tau]_{ср} = 100$  МПа,  $[\sigma]_{см} = 200$  МПа) определить допускаемое значение  $Q$ , если  $d = (50 + 5N_0)$  мм.

#### **Задача 2**

Кронштейн крепится четырьмя болтами (рисунк 89). Определить диаметр болтов ( $[\sigma]_р = 150$  МПа), если нагрузка  $Q = (8 + 1N_0)$  кН, коэффициент остаточного натяга  $\gamma = 1,6$ .

#### **Задача 3**

Определить диаметр вала ( $[\tau]_{кр} = 60$  МПа) и рассчитать призматическую шпонку ( $[\sigma]_{см} = 180$  МПа) (рисунк 90). Крутящий момент на колесе равен  $T = (100 + 10N_0)$  Н·м.

### **ВАРИАНТ № 31**

#### **Задача 1**

Круглый пруток приварен к трубе (рисунк 91) вокруг по контуру. Из условия прочности сварного шва ( $[\tau]_{ср} = 120$  МПа) определить допустимое значение нагрузки  $Q$ , если  $D = (30 + 2N_0)$  мм.

### **Задача 2**

Подшипник крепится к раме машины 2 болтами (рисунок 92), установленными в отверстия с зазором. Определить диаметр болтов ( $[\sigma]_p = 170$  МПа), если нагрузка  $Q = (3 + 1N_{\text{в}})$  кН, коэффициент трения  $f = 0,2$ .

### **Задача 3**

Звездочка цепной передачи установлена на валу с прямоугольными шлицами (рисунок 93). Из условия прочности на кручение с изгибом ( $[\sigma] = 80$  МПа) определить средний диаметр шлицевого вала и рассчитать шлицевое соединение ( $[\sigma]_{\text{см}} = 100$  МПа), если окружное усилие на звездочке  $Q = (1 + 0,1 N_{\text{в}})$  кН.

## **ВАРИАНТ № 32**

### **Задача 1**

Кронштейн приварен торцом (рисунок 94). Из условия прочности сварного шва ( $[\sigma]_{\text{ш}} = 160$  МПа) определить допустимое значение нагрузки, если  $b = (50 + 5N_{\text{в}})$  мм.

### **Задача 2**

Две половины поперечно-свертной муфты (рисунок 95) соединены 4 болтами, установленными в отверстия без зазора. Диаметр болтов  $d = 10$  мм. Из условия прочности болтов ( $[\tau]_{\text{ср}} = 130$  МПа) определить возможную передаваемую через муфту мощность при частоте вращения  $n = (500 + 10N_{\text{в}})$  об/мин.

### **Задача 3**

Шкив клиноременной передачи установлен на валу с помощью сегментной шпонки (рисунок 96). Из условия прочности на кручение ( $[\tau]_{\text{кр}} = 60$  МПа) определить диаметр вала и рассчитать шпонку, если окружное усилие на шкиве  $Q = (1 + 0,1N_{\text{в}})$  кН. Допускаемое напряжение  $[\sigma]_{\text{см}} = 200$  МПа.

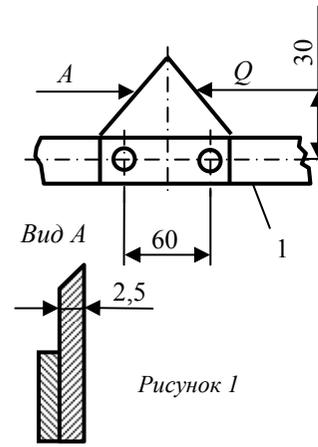


Рисунок 1

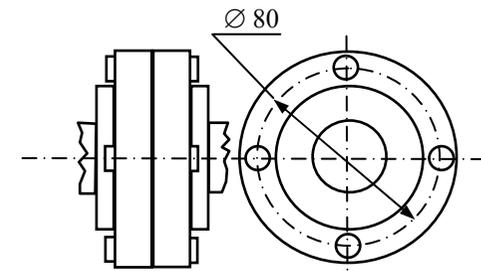


Рисунок 2

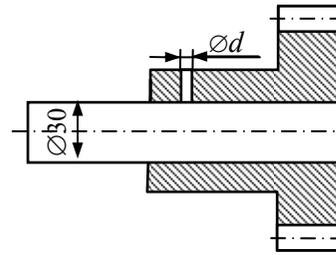


Рисунок 3

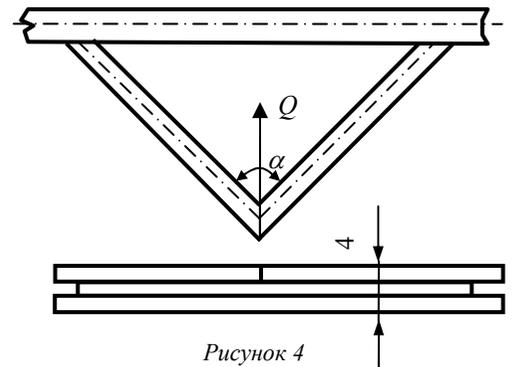


Рисунок 4

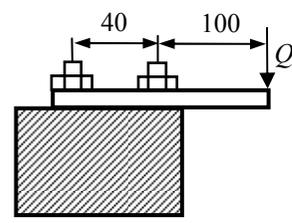


Рисунок 5

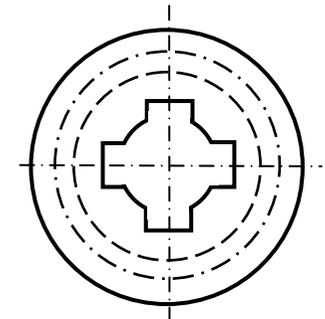


Рисунок 6

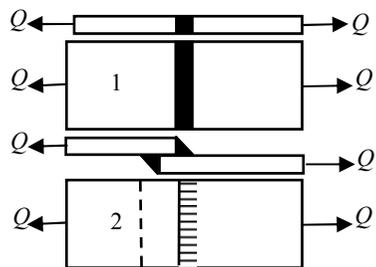


Рисунок 7

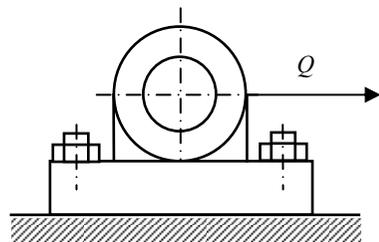


Рисунок 8

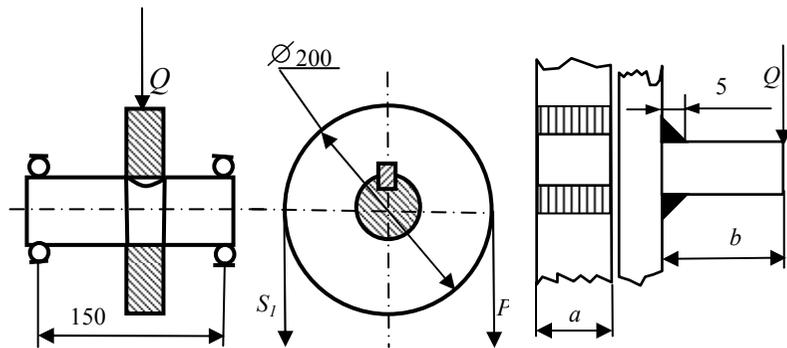


Рисунок 9

Рисунок 10

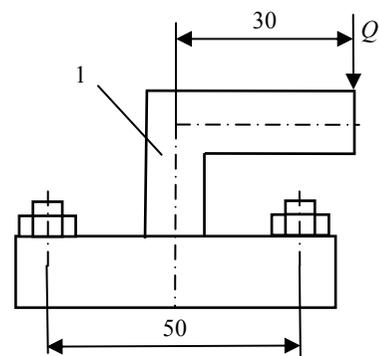


Рисунок 11

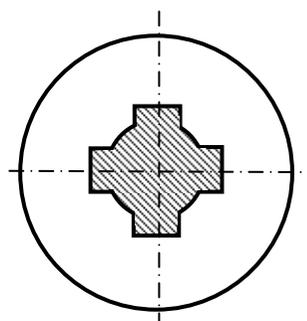


Рисунок 12

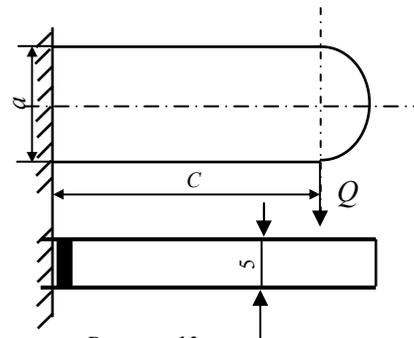


Рисунок 13

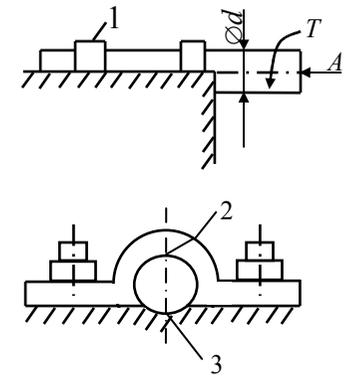


Рисунок 14

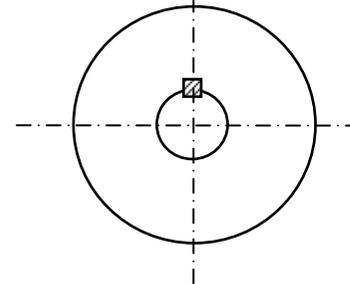


Рисунок 15

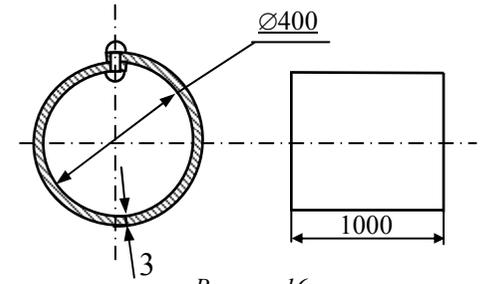


Рисунок 16

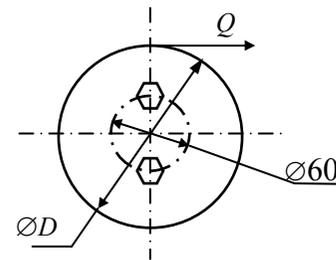


Рисунок 17

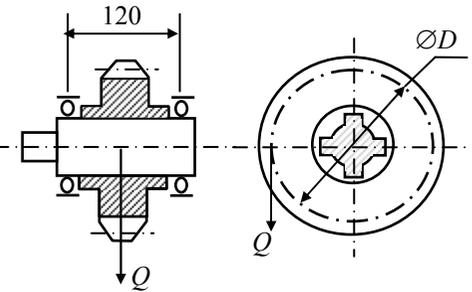


Рисунок 18

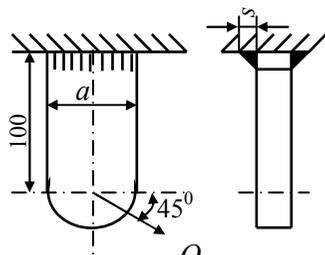


Рисунок 19  $Q$

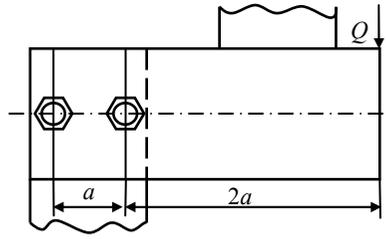


Рисунок 20

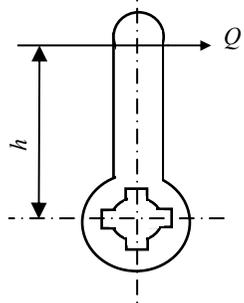


Рисунок 21

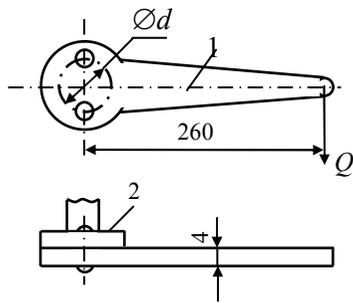


Рисунок 22

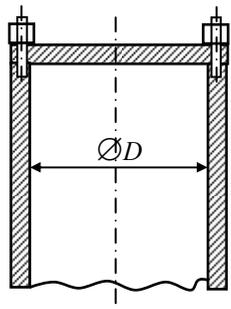


Рисунок 23

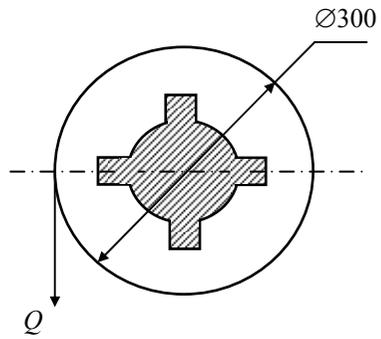


Рисунок 24

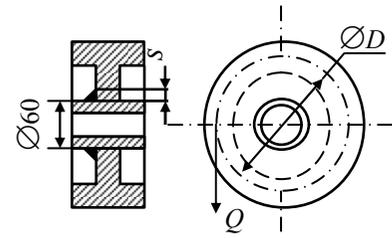


Рисунок 25

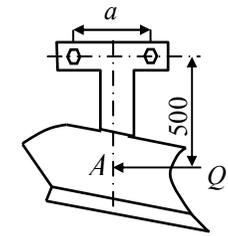


Рисунок 26

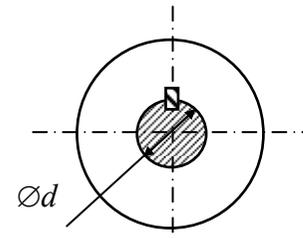


Рисунок 27

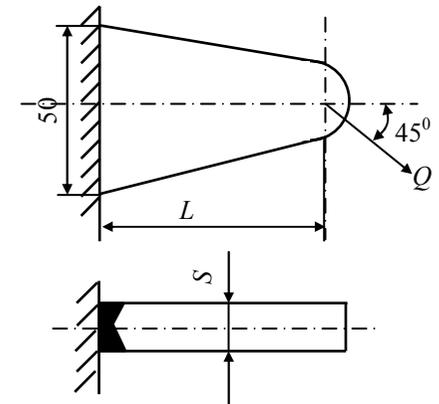


Рисунок 28

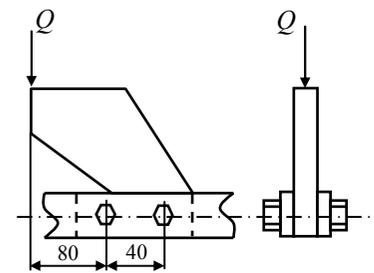


Рисунок 29

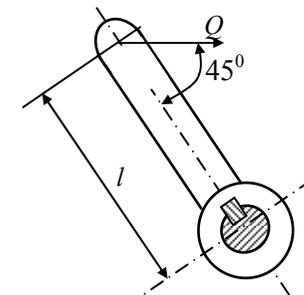


Рисунок 30

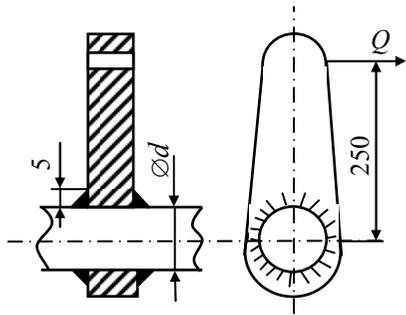


Рисунок 31

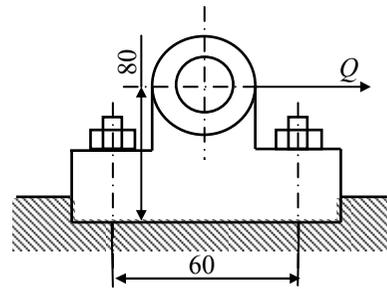


Рисунок 32

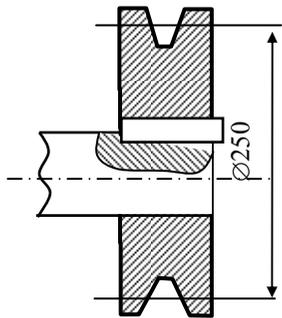


Рисунок 33

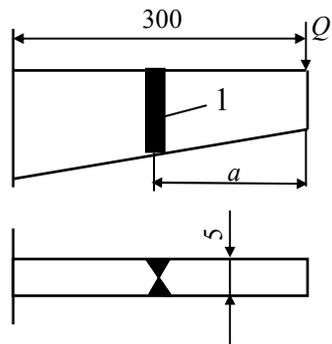


Рисунок 34

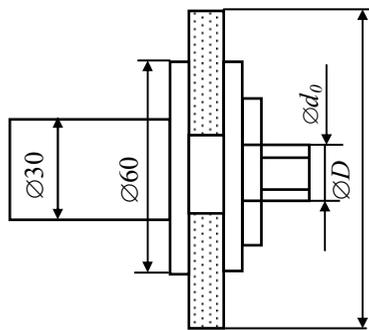


Рисунок 35

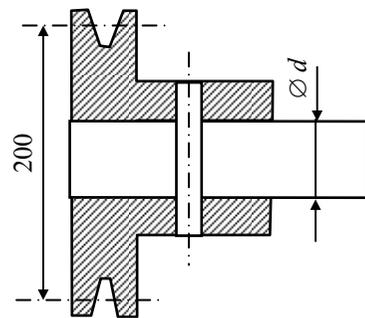


Рисунок 36

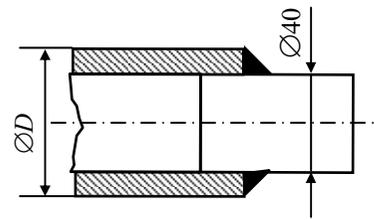


Рисунок 37

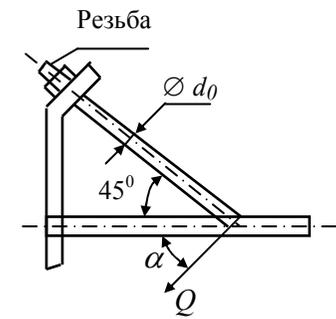


Рисунок 38

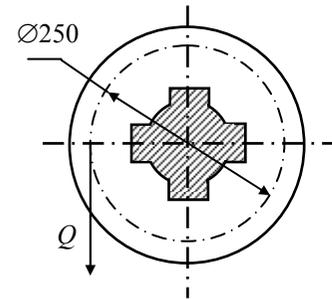
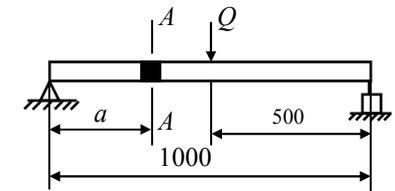


Рисунок 39



A-A

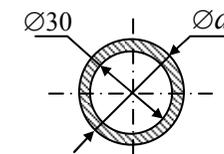


Рисунок 40

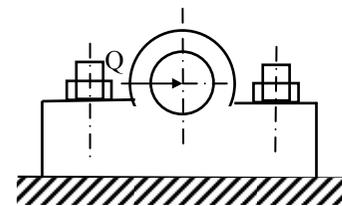


Рисунок 41

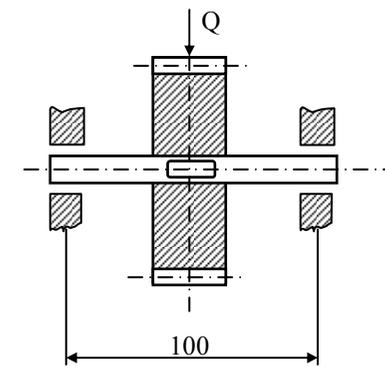


Рисунок 42

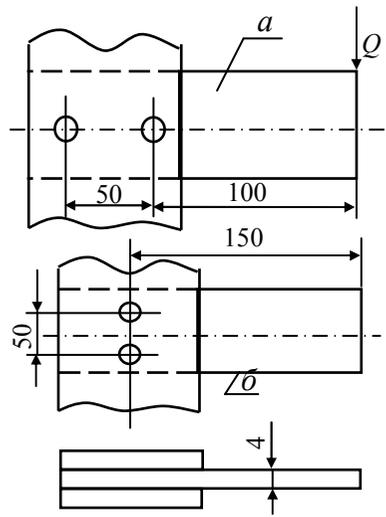


Рисунок 43

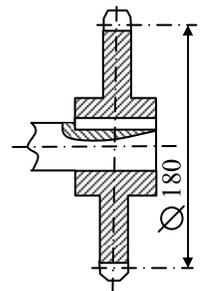


Рисунок 45

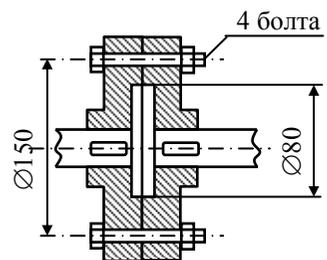


Рисунок 47

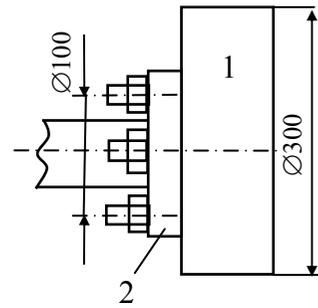


Рисунок 44

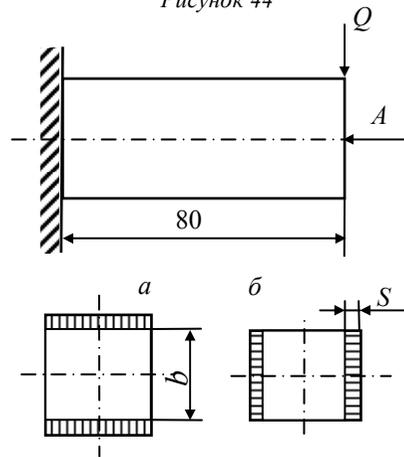


Рисунок 46

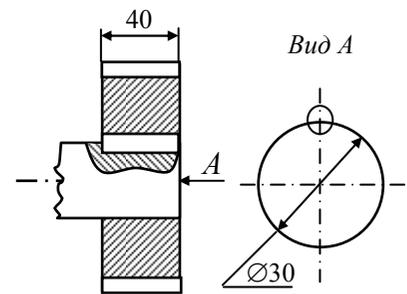


Рисунок 48

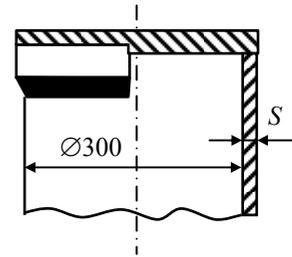


Рисунок 49

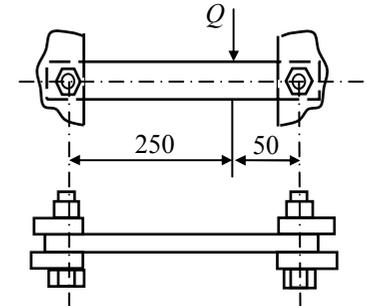


Рисунок 50

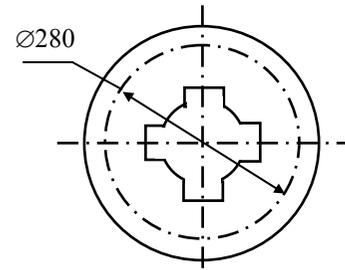


Рисунок 51

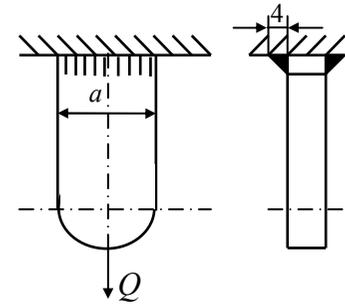


Рисунок 52

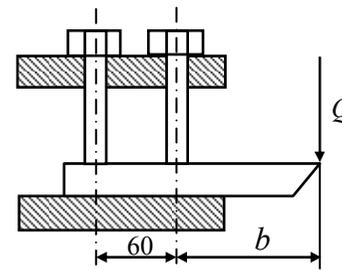


Рисунок 53

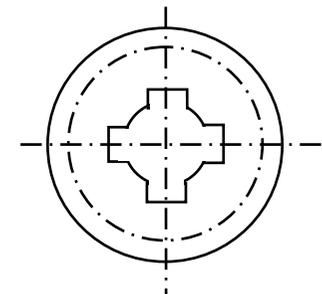


Рисунок 54

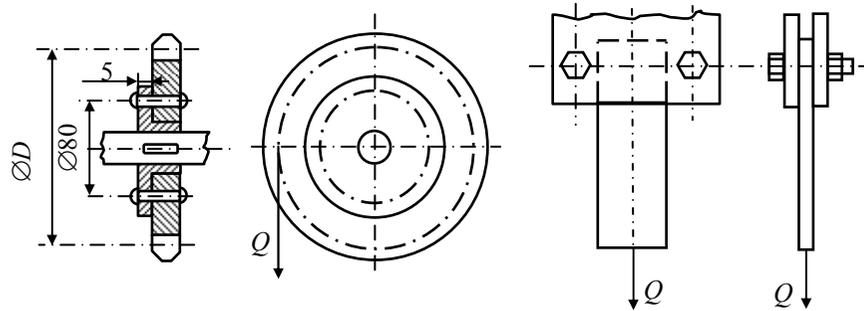


Рисунок 55

Рисунок 56

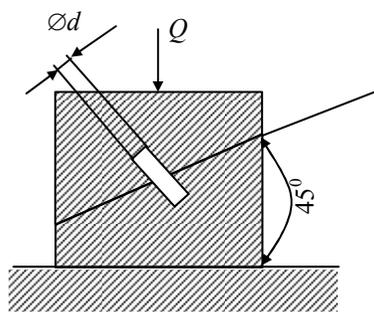


Рисунок 57

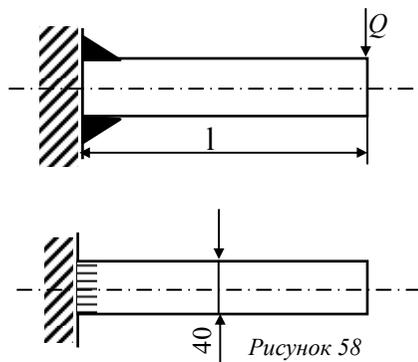


Рисунок 58

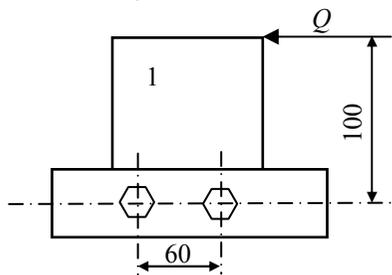


Рисунок 59

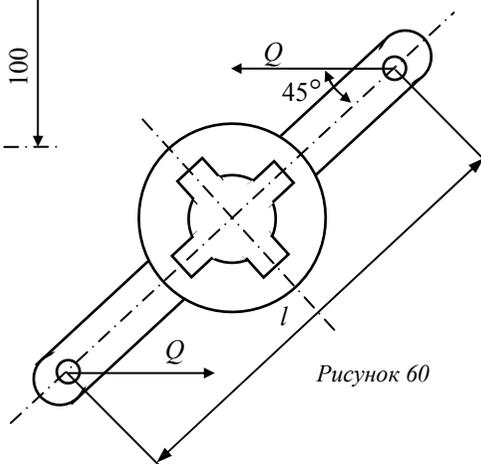


Рисунок 60

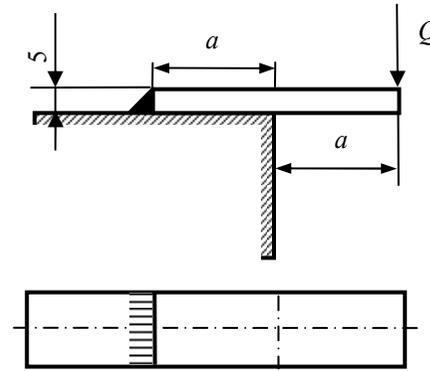


Рисунок 61

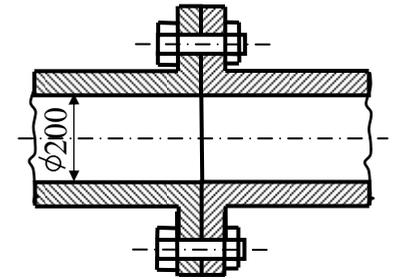


Рисунок 62

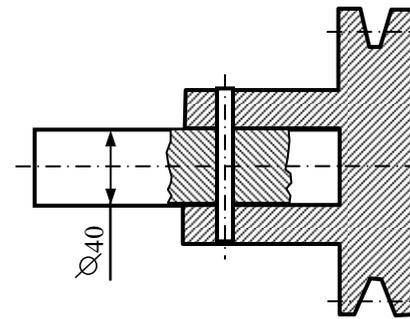


Рисунок 63

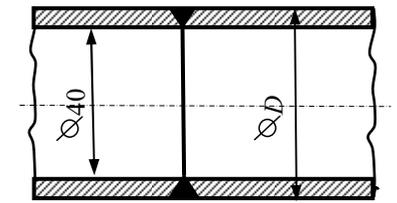


Рисунок 64

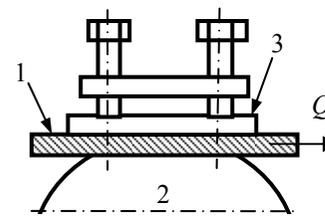


Рисунок 65

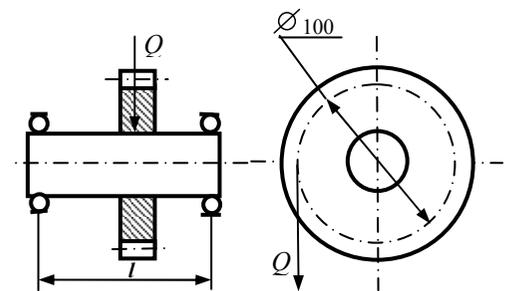


Рисунок 66

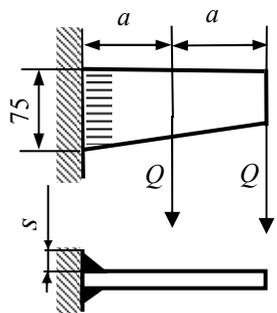


Рисунок 67

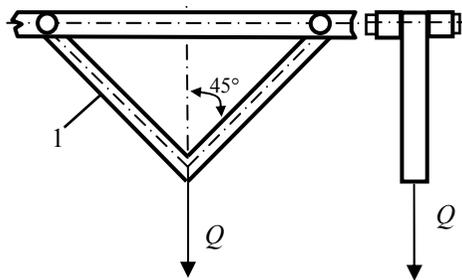


Рисунок 68

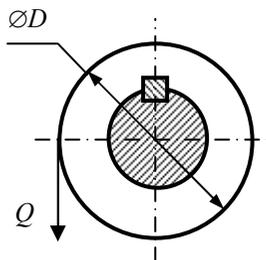


Рисунок 69

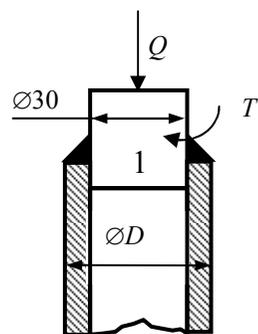


Рисунок 70

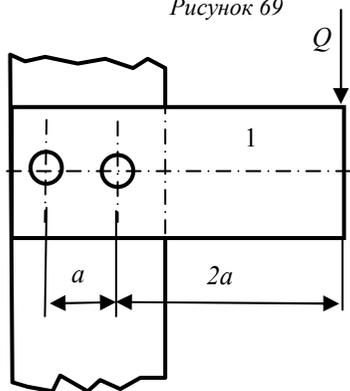


Рисунок 71

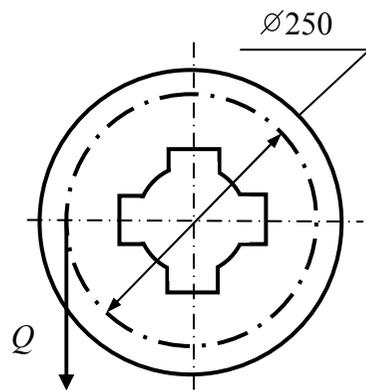


Рисунок 72

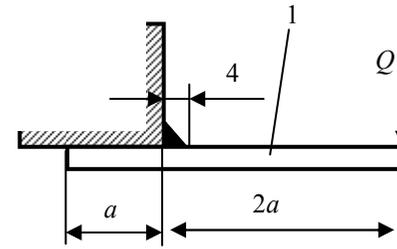


Рисунок 73

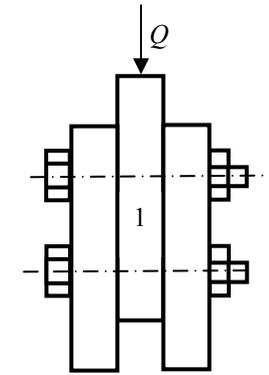


Рисунок 74

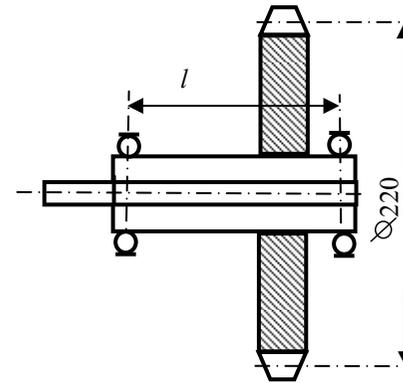
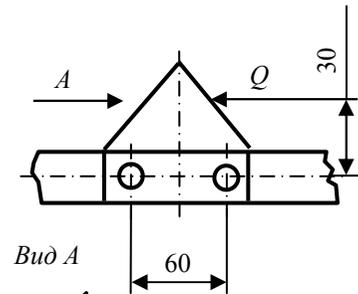


Рисунок 75



Вид А

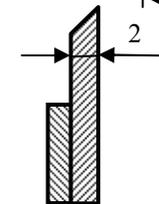


Рисунок 76

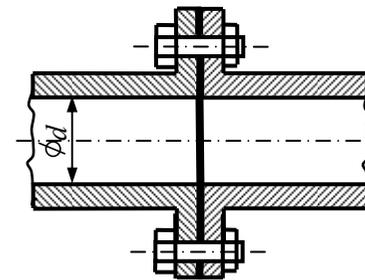


Рисунок 77

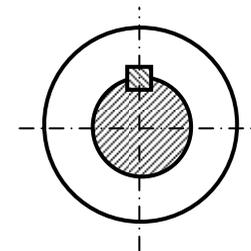


Рисунок 78

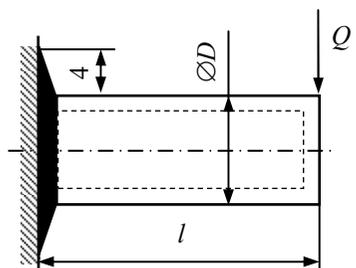


Рисунок 79

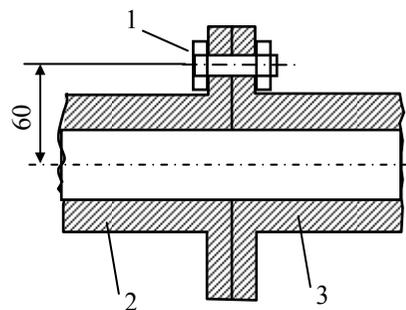


Рисунок 80

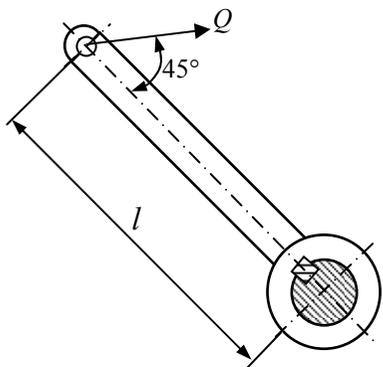


Рисунок 81

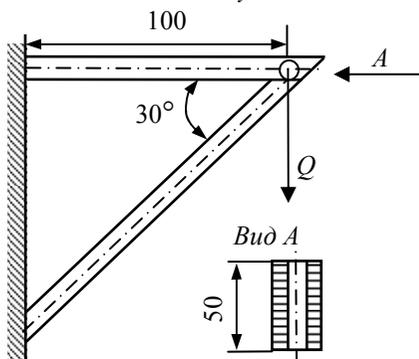


Рисунок 82

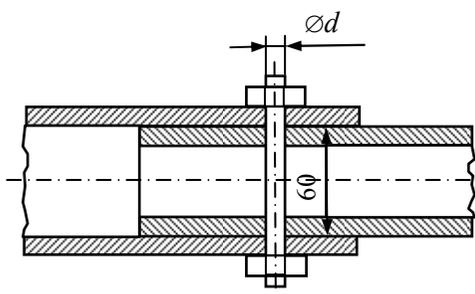


Рисунок 83

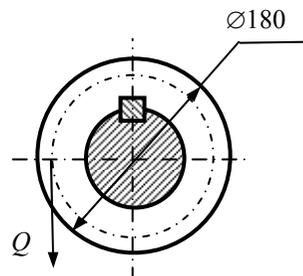


Рисунок 84

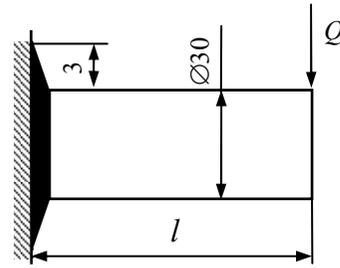


Рисунок 85

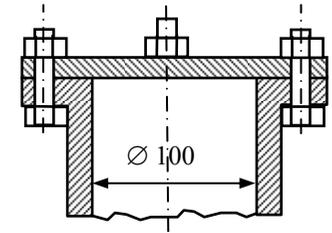


Рисунок 86

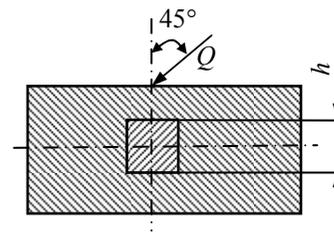


Рисунок 87

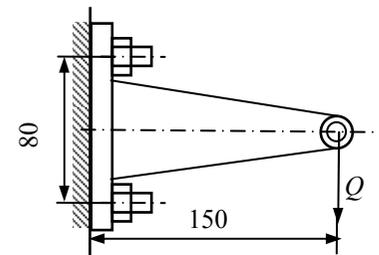
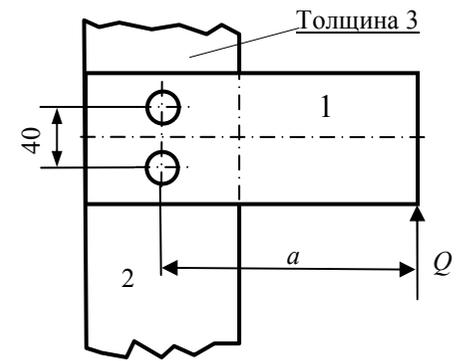


Рисунок 89

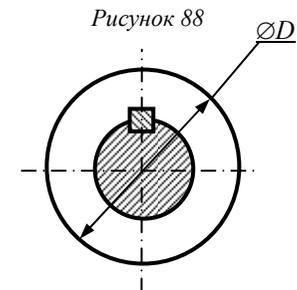


Рисунок 90

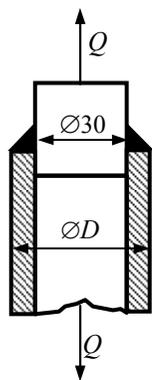


Рисунок 91

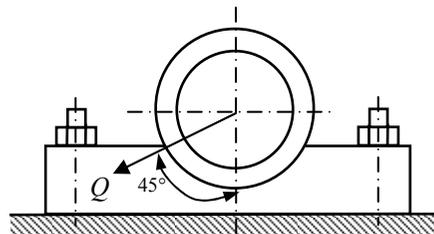


Рисунок 92

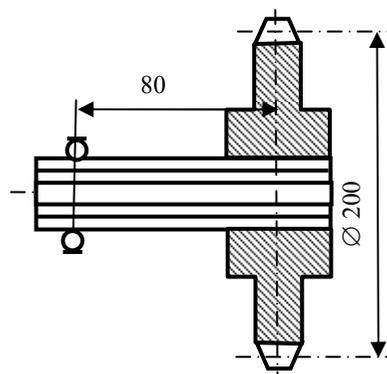


Рисунок 93

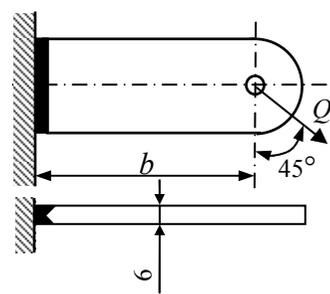


Рисунок 94

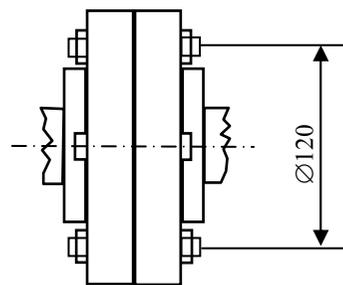


Рисунок 95

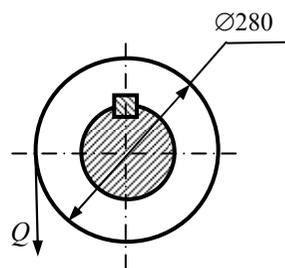


Рисунок 96

## ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СОЕДИНЕНИЙ

### Заклепочные соединения

По назначению делятся на прочные и плотно-прочные.

В прочных соединениях при постоянной нагрузке заклепки рассчитывают на срез и смятие:

$$\tau_{cp} = \frac{F}{A_{cp}} \leq [\tau]_{cp} , \quad (1)$$

где  $F$  – нагрузка, действующая на соединение,  $H$ ;

$A_{cp}$  – площадь среза,  $мм^2$ :

$$A_{cp} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot i ,$$

где  $d$  – диаметр заклепки,  $мм$ ;  $z$  – число заклепок,  $шт$ ;

$i$  – число плоскостей среза;

$[\tau]_{cp}$  – допускаемое напряжение на срез, зависит от материала заклёпки,  $МПа$ .

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} \leq [\sigma]_{см} , \quad (2)$$

где  $A_{см}$  – площадь смятия,  $мм^2$ :

$$A_{см} = d \cdot s \cdot z ;$$

$s$  – наименьшая толщина соединяемых элементов,  $мм$ .

$[\sigma]_{см}$  – допускаемое напряжение на смятие, зависит от материала заклёпки,  $МПа$ .

Плотно-прочные соединения рассчитываются только на срез.

Если в условии задачи диаметр и число заклепок неизвестны то диаметр заклепок принимают:

$$\text{для прочных соединений } d = (1,8 \dots 2)s ,$$

$$\text{для плотно-прочных соединений } d = 2\sqrt{s} .$$

При знакопеременной нагрузке расчеты ведут по тем же формулам, но при пониженных допускаемых напряжениях. В формулы (1) и (2) вместо  $[\tau]_{cp}$  и  $[\sigma]_{см}$  соответственно подставляют  $[\tau]'_{cp}$  и  $[\sigma]'_{см}$ , которые равны:

$$[\tau]'_{cp} = [\tau]_{cp} \cdot \gamma ; \quad [\sigma]'_{см} = [\sigma]_{см} \cdot \gamma ,$$

где  $\gamma$  – коэффициент, учитывающий характер нагрузки:

$$\gamma = \frac{1}{1 - 0,3r} , \quad (3)$$

где  $r$  – коэффициент асимметрии нагрузки:

$$r = \frac{F_{\min}}{F_{\max}}$$

Диаметры заклепок для любого заклепочного соединения принимают из ряда : 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 мм, а их длины 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 34; 38; 40 мм.

### Сварные соединения

Общих формул для расчета на прочность швов в сварных соединениях нет. Поэтому расчет любого сварного шва производится в последовательности:

а) определяется вид (или виды) деформации, на которой работает сварной шов;

б) определяется нагрузка, действующая на шов;

в) в соответствии с видом деформации записывается уравнение прочности для шва;

г) определяется неизвестная величина.

Допускаемые напряжения при расчетах принимаются:

$$[\sigma]_p = [\sigma]_u = [\sigma]_{p.m.},$$

$$[\tau]_{cp} = [\tau]_{кр} = 0,7[\sigma]_{p.m.}$$

Для точечной сварки  $[\tau]_{cp} = 0,4[\sigma]_{p.m.}$

$[\sigma]_p$  – допускаемое напряжения на растяжение, МПа ;

$[\sigma]_u$  – допускаемое напряжения на изгиб, МПа ;

$[\tau]_{cp}$  – допускаемое напряжения на срез, МПа ;

$[\tau]_{кр}$  – допускаемое напряжения на кручение, МПа ;

$[\sigma]_{p.m.}$  – допускаемое напряжение на растяжение для свариваемого материала, МПа (табл. 1).

При действии переменных нагрузок величины допускаемых напряжений для сварных швов принимаются:

$$[\sigma]_p = [\sigma]_p \cdot \gamma ; \quad [\sigma]_u = [\sigma]_u \cdot \gamma ,$$

$$[\tau]_{cp} = [\tau]_{cp} \cdot \gamma ; \quad [\tau]_{кр} = [\tau]_{кр} \cdot \gamma ,$$

где:  $\gamma$  – коэффициент, учитывающий характер нагрузки и вид соединения.

Таблица 1 – Допускаемые напряжения на растяжение для некоторых марок стали, МПа

Марка стали	$[\sigma]_{p.m.}$	Марка стали	$[\sigma]_{p.m.}$
Ст.2	115	20	140
Ст.3	125	30	165
Ст.4	140	35	180
Ст.5	160	40	190
Ст.6	195	45	200

08	110	15X , 20X	240
10	110	40X	270
15	125	18ХГТ	330

$$\gamma = \frac{1}{(0,9\kappa + 0,3) - (0,9\kappa - 0,3)r} , \quad (4)$$

где  $\kappa$  – коэффициент концентрации напряжений (табл. 2).

$$r = \sigma_{min}/\sigma_{max} = \tau_{min}/\tau_{max} = F_{min}/F_{max} .$$

Таблица 2 – Значение коэффициента концентрации напряжений

Соединение	$k$
Стыковое с обработкой шва	1
Стыковое без обработки шва	1,4
Внахлестку или с накладками	2
Угловое или тавровое	3

### Резьбовые соединения

По условию работы делятся на **ненапряженные** и **напряженные**.

В **ненапряженных** соединениях резьбовые изделия (болты, винты, шпильки) при действии на них центральной нагрузки рассчитывают на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} \leq [\sigma]_p , \quad (5)$$

где  $F$  – нагрузка, действующая на соединение,  $H$  ;

$A_p$  – площадь растяжения,  $мм^2$  ;

$$A_p = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot z ,$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр резьбы,  $мм$ ;

$z$  – число резьбовых изделий в соединении;

$[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение на растяжение для материала резьбового соединения,  $МПа$ .

**Ненапряженные** резьбовые соединения при действии на них эксцентричной нагрузки (смещенной относительно центра) рассчитывают на растяжение с изгибом:

$$\sigma_o = \sigma_p + \sigma_u \leq [\sigma]_p , \quad (6)$$

где  $\sigma_p$  - напряжение растяжения,  $МПа$ :

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F}{\pi d_1^2 z} ;$$

$\sigma_u$  – напряжение изгиба, МПа:

$$\sigma_u = \frac{32 \cdot F \cdot e}{\pi d_1^3 z} ,$$

где  $e$  – эксцентриситет приложения нагрузки.

**Напряженные** резьбовые соединения рассчитывают на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{F(1 + \gamma)}{A_p} \leq [\sigma]_p , \quad (7)$$

$$\sigma_p = \frac{4F \cdot (1 + \gamma)}{\pi \cdot d_1^2 \cdot z} \leq [\sigma]_p ,$$

где  $\gamma$  – коэффициент остаточного натяга.

$\gamma = 0,6 \dots 1,2$  – для соединений, от которых требуется плотность;

$\gamma = 1,2 \dots 1,8$  – для соединений, от которых требуется герметичность.

Если на резьбовые соединения действует поперечная нагрузка –  $F$  (перпендикулярно оси резьбовых изделий), возможны два варианта:

а) резьбовые изделия устанавливают в отверстие без зазора, т.е. работают на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{F}{A_{cp}} \leq [\tau]_{cp} , \quad (8)$$

где  $F$  – нагрузка, действующая на соединение,  $H$ ;

$A_{cp}$  – площадь среза,  $мм^2$ :

$$A_{cp} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot z \cdot i ,$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр резьбового изделия,  $мм$ ;

$z$  – число резьбовых изделий,  $шт.$ ;

$i$  – число плоскостей среза;

$[\tau]_{cp}$  – допускаемое напряжение на срез для материала резьбового изделия,  $МПа$ ;

б) резьбовые изделия устанавливают в отверстие с зазором, следовательно, соединяемые детали удерживаются за счет сил трения, создаваемых затяжкой резьбовых изделий. Поэтому их рассчитывают на растяжение от действия усилия затяжки –  $N$ .

$$\sigma_p = \frac{N}{A_p} \leq [\sigma]_p, \quad (9)$$

где  $N$  – усилие затяжки,  $H$ :

$$N = \frac{F}{i \cdot f};$$

$i$  – число плоскостей трения;

$f$  – коэффициент трения между соединяемыми деталями;

$F$  – нагрузка, действующая на соединение,  $H$ ;

$A_p$  – площадь растяжения,  $мм^2$ :

$$A_p = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot z,$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр резьбы,  $мм$ ;

$z$  – число резьбовых изделий в соединении;

$[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение на растяжение для материала резьбового соединения,  $МПа$ .

Таблица 3 – Таблица диаметров болтов,  $мм$

Внутренний диаметр резьбы $d_1$	Наружный диаметр резьбы $d$	Средний диаметр резьбы $d_{cp}$	Шаг резьбы $t$
4,92	6	5,35	1
6,65	8	7,19	1,25
8,38	10	9,03	1,5
10,11	12	10,86	1,75
11,84	14	12,70	2
15,29	18	16,38	2,5
17,29	20	18,38	2,5
20,75	24	22,05	3
26,21	30	27,73	3,5
31,67	36	33,4	4
37,13	42	39,08	4,5
42,75	48	44,75	5

### Шпоночные соединения

Шпоночные соединения могут быть **напряженные** и **ненапряженные**.

**Ненапряженные** соединения образуются **призматическими** и **сегментными** шпонками. Расчет их на прочность производится в такой последовательности:

а) по диаметру вала  $d$  из стандартных таблиц выбирают ширину  $b$  и высоту  $h$  шпонки (для сегментной шпонки диаметр  $d_1$ )

б) если диаметр вала неизвестен, то его определяют из условия прочности на кручение или на кручение с изгибом;

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]_{кр}}} \quad (10)$$

где  $T$  – крутящий момент,  $H \cdot мм$ ;

$[\tau]_{кр}$  – допускаемое напряжение на кручение,  $МПа$ .

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{np}}{\pi[\sigma]}} \quad (11)$$

где  $M_{np}$  – приведенный момент,  $H \cdot мм$ :

$$M_{np} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 \cdot T^2},$$

где  $M_u$  – изгибающий момент,  $H \cdot мм$ ;

$[\sigma]$  – допускаемое напряжение на кручение с изгибом,  $МПа$ .

Диаметр вала округляют до стандартного значения из ряда R40: 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160.

в) производят расчет на смятие боковых поверхностей шпонки:

$$\sigma_{см} = \frac{5 \cdot T}{d \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma]_{см} \quad (12)$$

$$\sigma_{см} = \frac{15 \cdot T}{d \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_{см} \quad (13)$$

где  $T$  – крутящий момент, передаваемый через соединение,  $H \cdot мм$ :

$$T = 10^6 \cdot \frac{N}{\omega}$$

где  $N$  – мощность,  $кВт$ ;  $\omega$  – угловая скорость вала,  $1/с$ ;

$[\sigma]_{см}$  – допускаемое напряжение на смятие,  $МПа$ .

Из формул (12) и (13) соответственно определяются рабочая длина призматической шпонки  $l_p$  или диаметр сегментной шпонки  $d_1$ , значения которых затем округляют до стандартного значения (табл. 4, 5).

Таблица 4 – Размеры призматических и клиновых шпонок, мм.

Диаметр вала – $d$	$b$	$h$	Диаметр вала – $d$	$b$	$h$
6...8	2	2	44...50	14	9
8...10	3	3	50...58	16	10
10...12	4	4	58...65	18	11
12...17	5	5	65...75	20	12
17...22	6	6	75...85	22	14
22...30	8	7	85...95	25	14
30...38	10	8	95...100	28	16
38...44	12	8	100...130	32	18

Ряд длин: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140.

Таблица 5 – Размеры сегментных шпонок, мм

Диаметр вала – $d$	$b$	Диаметр шпонки - $d_1$
4...6	1,5	7
6...8	2	7; 10
8...10	3	10; 13; 16
10...12	4	13; 16; 19; 22
12...17	5	16; 19; 22; 25
17...22	6	22; 25; 28; 32
22...30	8	28; 32; 38
30...38	10	32; 38; 45; 55
38...44	12	65

**Напряженные** шпоночные соединения образуются клиновыми шпонками. Расчет их на прочность также производят в два этапа:

а) по диаметру вала  $d$  выбирают ширину  $b$  и высоту  $h$  шпонки (см. табл. 4);

б) производят расчет на смятие горизонтальных граней шпонки:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{b \cdot l_p (d \cdot f + b/6)} \leq [\sigma]_{см}, \quad (14)$$

где  $f$  – коэффициент трения между валом и ступицей ( $f = 0,15 \dots 0,2$ ).

Из формулы (14) определяют рабочую длину шпонки  $l_p$  и округляют до ближайшего стандартного значения.

### Шлицевые соединения

Расчет шлицевых соединений производят в такой последовательности:

а) из условия прочности на кручение или на кручение с изгибом определяют средний диаметр шлицевого вала  $d_{cp}$ :

$$d_{cp} \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]_{кр}}}, \quad (15)$$

$$d_{cp} \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{np}}{\pi[\sigma]}}; \quad (16)$$

б) по среднему диаметру из стандартной таблицы (табл. 6) определяют наружный диаметр  $D$ , внутренний диаметр  $d$  и число шлиц  $z$ ;

в) соединение рассчитывают на смятие боковых поверхностей шлиц по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{8T}{(D+d) \cdot (D-d) \cdot z \cdot l_p \cdot \psi} \leq [\sigma]_{см}, \quad (17)$$

где  $T$  – крутящий момент,  $H \cdot мм$ ;  $l_p$  – рабочая длина шлиц,  $мм$ ;  
 $\psi$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами ( $\psi = 0,7$  – при центрировании по наружному или внутреннему диаметру,  $\psi = 0,8$  – при центрировании по ширине шлиц);

$[\sigma]_{см}$  – допускаемое напряжение на смятие,  $МПа$ .

Таблица 6 – Размеры прямоугольных шлиц (мм) средней серии (ГОСТ 1139 - 80)

$d_{cp}$	$D$	$d$	$z$	$d_{cp}$	$D$	$d$	$z$
12,5	14	11	6	45	48	42	8
14,5	16	13	6	50	54	46	8
18	20	16	6	56	60	52	8
20	22	18	6	60,5	65	56	8
23	25	21	6	67	72	62	8
25,5	28	23	6	77	82	72	10
29	32	26	6	87	92	82	10
31	34	28	6	97	102	92	10
35	38	32	8	107	112	102	10
39	42	36	8	118,5	125	112	10

### Штифты

В машиностроении применяют штифты трех видов: гладкие цилиндрические и конические, цилиндрические и конические с насечками, пружинные. При использовании их в качестве установочного элемента размеры выбираются конструктивно по таблицам 7 – 9.

Таблица 7 – Размеры гладких цилиндрических штифтов и пружинных (ГОСТ 3128 – 70), мм

Диаметр $d$	Длина $L$	Диаметр $d$	Длина $L$
0,6	2,5...8	6	12...120
0,8	2,5...14	8	16...160
1	2,5...18	10	20...160
1,2	2,5...25	12	25...160
1,6	3...30	16	30...280
2	4...40	20	40...280
2,5	5...50	25	50...280
3	6...60	30	60...280
4	8...80	40	80...280
5	10...100	50	100...280

Таблица 8 – Размеры гладких конических штифтов (ГОСТ 3129 – 70), мм

Диаметр $d$	Длина $L$	Диаметр $d$	Длина $L$
0,6	4...12	6	20...110
0,8	4...14	8	25...140
1	5...18	10	28...180
1,2	6...22	12	32...220
1,6	6...28	16	40...280
2	8...36	20	50...280
2,5	10...45	25	60...280
3	12...55	30	80...280
4	16...70	40	100...280
5	16...90	50	120...280

Длину штифта (мм) берут из ряда: 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120; 140; 160.

Таблица 9 – Размеры штифтов с насечками, мм

Диаметр $d$	Длина $L$	Диаметр $d$	Длина $L$
1,6	4...22	6	12...80
2	4...28	8	16...100
2,5	5...32	10	20...120
3	6...40	12	25...120
4	8...50	16	30...120
5	10...60	20	36...120

При передаче нагрузок через штифты их рассчитывают на срез по формуле:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A_{ср}} \leq [\tau]_{ср}, \quad (18)$$

где  $F$  – нагрузка, действующая на штифт,  $H$ ;

$A_{ср}$  – площадь среза,  $мм^2$ :

$$A_{ср} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot i,$$

где  $d$  – диаметр штифта,  $мм$ ;

$z$  – число штифтов в соединении,  $шт.$ ;

$i$  – число плоскостей среза;

$[\tau]_{ср}$  – допускаемое напряжение на срез,  $МПа$ .

## Библиографический список

1. *Иванов М.Н.* Детали машин: учеб. для машиностроит. спец. вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 12-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2008. – 408 с.
2. *Куклин Н.Г.* Детали машин: учеб. для машиностроит. спец. техникумов / Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1987. – 383 с.
3. *Решетов Д.Н.* Учебник для машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
4. *Чернавский С.А.* Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков и др. – 3 изд., перераб. и доп. – М.: НИЦ Инфра-М, 2013. – 414 с. (ЭБС ИНФРА-М)
5. *Ерохин М.Н.* Детали машин и основы конструирования / под ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2005. – 462 с.
6. *Курмаз Л.В.* Конструирование узлов и деталей машин: справ.-учеб.-метод. пособие / Л.В. Курмаз, О.Л. Курмаз. – М.: Высш. шк., 2007. – 455 с.
7. *Шейнблит А.Е.* Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – Калининград: Янтар. сказ., 2002. – 454 с.
8. *Олофинская В.П.* Детали машин. Основы теории, расчета и конструирования: Учебное пособие / В.П. Олофинская. – М.: Форум: НИЦ ИНФРА-М, 2015. – 72 с. (ЭБС ИНФРА-М).
9. *Жуков В.А.* Механика. Основы расчёта и проектирования деталей машин: Учебное пособие / В.А. Жуков, Ю.К. Михайлов. – М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014. – 349 с. (ЭБС ИНФРА-М).
10. *Гулия Н.В.* Детали машин. [Электронный ресурс] / Н.В. Гулия, В.Г. Клоков, С.А. Юрков. – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 416 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/5705> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)
11. Механика: Учебное пособие / В.Л. Николаенко. – М.: ИНФРА-М; Мн.: Нов. знание, 2011. – 636 с.: ил.; 60x90 1/16. – (Высшее образование).
12. *Андреев, В.И.* Детали машин и основы конструирования. Курсовое проектирование. [Электронный ресурс] / В.И. Андреев, И.В. Павлова. – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 352 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/12953> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)
13. *Тюняев, А.В.* Основы конструирования деталей машин. Литые детали. [Электронный ресурс] – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 192 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/30429> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)
14. Прикладная механика: учебное пособие для вузов / В.Т. Батиенков, В.А. Волосухин, С.И. Евтушенко, В.А. Лепихова. – М.: ИЦ РИОР: ИНФРА-М, 2011. – 288 с. (ЭБС ИНФРА-М)

15. *Остяков, Ю.А.* Проектирование деталей и узлов конкурентоспособных машин. [Электронный ресурс] / Ю.А. Остяков, И.В. Шевченко. – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 336 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/30428> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)
16. Проектирование механических передач: учебное пособие / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов. – 7 изд., перераб. и доп. – М.: НИЦ Инфра-М, 2013. – 536 с. (ЭБС ИНФРА-М)
17. Механика. Основы расчёта и проектирования деталей машин: Учебное пособие / В.А. Жуков, Ю.К. Михайлов. – М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014. – 349 с.: 60x90 1/16 + ( Доп. мат. znanium.com). – (Высшее образование: Бакалавриат). (ЭБС ИНФРА-М)
18. Детали машин и основы конструирования [текст]: учебник и практикум для академического бакалавриата / Моск. авиационный ин-т, Нац. иссл. ун-т; под ред.: Е.А. Самойлова, В.В. Джамая. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Юрайт, 2015. – 423 с. – (Бакалавр. Академический курс).
19. Детали машин и основы конструирования [текст]: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – Москва: Юрайт, 2013. – 415 с. – (Бакалавр. Базовый курс). – Библиогр.: с. 401. – Прил.: с. 403. – ISBN 978-5-9916-2532-6.
20. *Тюняев, А.В.* Детали машин. [Электронный ресурс] / А.В. Тюняев, В.П. Звездаков, В.А. Вагнер. – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 736 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/5109> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)
21. *Тюняев, А.В.* Основы конструирования деталей машин. Валы и оси. [Электронный ресурс] – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2017. – 316 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/92648> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)
22. *Тимофеев С.И.* Детали машин: учеб. пособие для студентов вузов/ С.И. Тимофеев. – Ростов н/Д: Феникс, 2007. – 410 с.

Составители:

Пшенов Евгений Александрович  
Ишутина Лилия Николаевна  
Тихонкин Игорь Васильевич  
Булгаков Сергей Алексеевич

## **МЕХАНИКА**

задания и методические указания  
для контрольной и самостоятельной работы

Ч.4 Детали машин и основы конструирования

Редактор                                    Н.К. Крупина  
Компьютерная вёрстка                Л.Н. Ишутина, И.В. Тихонкин

Подписано в печать 29 сентября 2015 г.  
Формат 60×84 1/16.    Объём 2,5 уч. – изд. л., 2,5 усл. печ.л.  
Тираж 100 экз.    Изд. № 45. Заказ № 310

---

Отпечатано в мини-типографии Инженерного института  
630039, Новосибирск, ул. Никитина 147