

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

# ДЕТАЛИ МАШИН

*Методические рекомендации к практическим занятиям  
для студентов специальности 1-36 11 01  
«Подъемно-транспортные, строительные, дорожные  
машины и оборудование (по направлениям)»  
очной и заочной форм обучения*

Часть 2



Могилев 2019

УДК 621.81  
ББК 34.44  
Д 38

Рекомендовано к изданию  
учебно-методическим отделом  
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин»  
«16» сентября 2019 г., протокол № 2

Составитель канд. техн. наук А. Е. Науменко

Рецензент канд. техн. наук, доц. И. В. Лесковец

Методические рекомендации являются практическим руководством в работе студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» очной и заочной форм обучения при проведении практических занятий по дисциплине «Детали машин».

Учебно-методическое издание

## ДЕТАЛИ МАШИН

Часть 2

Ответственный за выпуск А. П. Прудников

Технический редактор А. А. Подошевка

Компьютерная верстка Е. В. Ковалевская

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования  
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, Могилев.

© Белорусско-Российский  
университет, 2019



## Содержание

Введение.....	4
1 Проверочный расчет тихоходного вала редуктора на усталостную выносливость .....	5
2 Расчёт подшипников качения .....	9
3 Расчёт соединений «вал – ступица».....	12
4 Расчёт сварных соединений .....	15
4.1 Стыковые сварные соединения.....	15
4.2 Нахлесточные сварные соединения.....	17
4.3 Тавровые сварные соединения.....	19
5 Расчёт резьбовых соединений .....	22
6 Комбинированные расчеты .....	37
Список литературы.....	40
Приложение А. Справочные данные для проверочного расчета вала на усталостную выносливость и расчета подшипников качения .....	41
Приложение Б. Справочные данные для расчета соединений .....	44



## Введение

В курсе «Детали машин», наряду с вопросами по передачам, изучаются вопросы по проектированию и расчету соединений и деталей общемашиностроительного применения (валов и подшипников).

Цель дисциплины – научить студентов самостоятельно производить проектные и проверочные расчеты сварных, резьбовых, шпоночных и зубчатых (шлицевых) соединений и проверочные расчеты валов и подшипников, что предполагает самостоятельное выполнение на практических занятиях (разделы 1 и 2) расчетов вала и подшипников по индивидуальным заданиям, а также проработку вместе со студентами задач по расчету соединений (разделы 3–6) и комбинированных задач, включающих несколько типов расчетов (например, расчет передач или элементов энергокинематического расчета и расчета соединений).

По результатам практических занятий по разделам 1 и 2 студент оформляет отчет в виде пояснительной записки на листах формата А4 в соответствии с ГОСТ 2.105–95, включающий содержание, введение, основную часть (расчет вала и подшипников в соответствии с заданием), заключение и список литературы.

Практические занятия по разделам 3–6 оформляются в тетради и включают решение задач, рассмотренных в методических рекомендациях, и заданий на самостоятельное выполнение.

Отчет по практическим занятиям защищается каждым студентом индивидуально. Для подготовки к защите студент руководствуется контрольными вопросами, приведенными в методических рекомендациях.



## 1 Проверочный расчет тихоходного вала редуктора на усталостную выносливость

Проверочный расчет вала на усталостную выносливость производится для опасных сечений вала.

Исходными данными к проверочному расчету вала на усталостную выносливость являются: предел прочности материала вала  $\sigma_B$ , МПа, предел текучести материала вала  $\sigma_T$ , МПа, изгибающий момент в опасном сечении вала  $M_{\max}$ , Н·м, вращающий момент в опасном сечении вала  $T_{\max}$ , Н·м, диаметр опасного сечения вала  $d$ , мм.

Проверочный расчет вала на усталостную выносливость производится для опасных сечений вала и заключается в определении коэффициента запаса сопротивления усталости  $S$  и сравнении его с допускаемым коэффициентом запаса сопротивления усталости  $[S]$ .

Определение коэффициента запаса сопротивления усталости  $S$  для опасного сечения вала ведется в следующем порядке.

Находят пределы усталостной выносливости по напряжениям изгиба  $\sigma_{-1}$ , МПа, и напряжениям кручения  $\tau_{-1}$ , МПа:

$$\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_B; \quad (1.1)$$

$$\tau_{-1} = 0,2 \cdot \sigma_B. \quad (1.2)$$

Рассчитывают осевой  $W$ , м<sup>3</sup>, и полярный  $W_p$ , м<sup>3</sup>, моменты сопротивления опасного сечения.

Если в опасном сечении имеется шпоночный паз (опасное сечение под колесом), то моменты сопротивления опасного сечения определяются по следующим формулам:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d}; \quad (1.3)$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d}. \quad (1.4)$$

где  $d$  – диаметр опасного сечения вала, м;

$b$  и  $t$  – ширина и глубина шпоночного паза, показанные на рисунке Б.1 (выбирается по таблице Б.1 (ГОСТ 23360–78) в зависимости от диаметра вала  $d$ ), м.

Если в опасном сечении нет шпоночного паза (опасное сечение под подшипником), то моменты сопротивления опасного сечения находят по формулам:



$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}; \quad (1.5)$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}. \quad (1.6)$$

где  $d$  – диаметр опасного сечения вала, м.

Максимальные напряжения изгиба  $\sigma_u$ , МПа, и кручения  $\tau_{кр}$ , МПа, в опасном сечении определяют по формулам:

$$\sigma_u = \frac{M_{\max}}{W} \cdot 10^{-6}; \quad (1.7)$$

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \cdot 10^{-6}. \quad (1.8)$$

Параметры циклов нагружения вала находят по формулам, представленным в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Параметры циклов нагружения вала

Вид цикла нагружения	Изгиб	Кручение
Амплитуда цикла, МПа	$\sigma_a = \sigma_u$	$\tau_a = 0,5 \cdot \tau_{кр}$
Среднее напряжение цикла	$\sigma_m = 0$	$\tau_m = 0,5 \cdot \tau_{кр}$
Коэффициент, корректирующий влияние среднего напряжения цикла на сопротивление усталости	$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_\sigma$	$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma$

Определяют эффективные коэффициенты концентрации напряжений  $K_\sigma$  и  $K_\tau$ . Эти коэффициенты зависят от вида концентратора напряжений в опасном сечении (в сечении под колесом концентраторами напряжений являются шпоночный паз или шлицы, и посадка с натягом, в сечении под подшипником – канавка для выхода шлифовального круга и переходная посадка).

Если концентратором напряжений является канавка для выхода шлифовального круга, то ее размеры выбираются в зависимости от диаметра вала  $d$  по таблице А.1 (ГОСТ 8820–69), а эффективные коэффициенты концентрации напряжений выбираются по таблице А.2.

Если концентратором напряжений является шпоночный паз, то эффективные коэффициенты концентрации напряжений выбираются по таблице А.3.

Если концентратором напряжений является резьба или шлицы, то эффективные коэффициенты концентрации напряжений выбираются по таблице А.4.

Если концентратором напряжений является посадка с натягом или переходная посадка, то рассчитываются следующие отношения:

$$\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3; \quad (1.9)$$

$$\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} \approx 0,6 \cdot \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}}, \quad (1.10)$$

где  $K_{d\sigma}$ ,  $K_{d\tau}$ ,  $K_1$  – коэффициенты, учитывающие размеры вала;  
 $K_2$  – коэффициент, учитывающий материал вала;  
 $K_3$  – коэффициент, учитывающий несущую способность соединения посадкой.  
 Коэффициенты  $K_1$ ,  $K_2$  и  $K_3$  находят по формулам:

$$K_1 = 0,38 + 1,48 \cdot \lg d; \quad (1.11)$$

$$K_2 = 0,305 + 0,0014 \cdot \sigma_{\sigma}; \quad (1.12)$$

$$K_3 = 0,65 + 0,014 \cdot p, \quad (1.13)$$

где  $d$  – диаметр опасного сечения вала, мм;

$p$  – удельное давление посадки на вал, МПа, принимаем  $p = 12 \dots 18$  МПа.

Коэффициенты, учитывающие размеры вала (за исключением случая, при котором концентратором напряжений является посадка), определяют по формулам:

$$K_{d\sigma} = 0,5 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d}{7,5} \right)^{-2 \cdot v_{\sigma}} \right]; \quad (1.14)$$

$$K_{d\tau} = 0,5 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d}{7,5} \right)^{-2 \cdot v_{\tau}} \right], \quad (1.15)$$

где  $v_{\sigma}$  и  $v_{\tau}$  – показатели степени, зависящие от материала вала.

Показатели степени рассчитывают по формулам:

$$v_{\sigma} = 0,19 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_{\sigma}; \quad (1.16)$$

$$v_{\tau} = 1,5 \cdot v_{\sigma}. \quad (1.17)$$



Если в опасном сечении вала имеется в наличии несколько концентраторов напряжений, то в дальнейшем расчёте используются максимальные значения отношений  $K_\sigma / K_{d\sigma}$  и  $K_\tau / K_{d\tau}$ .

Определяют коэффициенты, учитывающие качество (шероховатость) поверхности. При шероховатости поверхности вала в опасном сечении  $R_z$  меньше 1 мкм (при шероховатости поверхности вала в опасном сечении  $R_z$  больше 1 мкм  $K_{F\sigma} = 1$ ).

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \left[ \lg \left( \frac{\sigma_\epsilon}{20} \right) - 1 \right] \cdot \lg R_z. \quad (1.18)$$

$$K_{F\tau} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425. \quad (1.19)$$

Коэффициент  $K_V$ , учитывающий наличие поверхностного упрочнения, находят по таблице А.5 (при отсутствии поверхностного упрочнения  $K_V = 1$ ).

Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе  $K_{\sigma D}$  и кручении  $K_{\tau D}$  рассчитывают по формулам:

$$K_{\sigma D} = \frac{\left[ \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right]}{K_V}; \quad (1.20)$$

$$K_{\tau D} = \frac{\left[ \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right]}{K_V}. \quad (1.21)$$

Коэффициенты запаса сопротивления усталости при изгибе  $S_\sigma$  и кручении  $S_\tau$  определяют по формулам:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (1.22)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \tau_m}. \quad (1.23)$$

Суммарный коэффициент запаса сопротивления усталости

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}. \quad (1.24)$$





Проверяется условие выполнения усталостной выносливости  $S > [S] = 1,5$ . Если данное условие не выполняется, то необходимо или назначить поверхностное упрочнение, или увеличить диаметр вала и произвести корректировку расчетов.

### Контрольные вопросы

- 1 В чем заключается проверка вала на усталостную выносливость?
- 2 Как определяются амплитуды напряжений циклов изгиба и кручения для вала?
- 3 Какие концентраторы напряжений учитываются при расчете вала на усталостную выносливость?
- 4 Как влияет диаметр опасного сечения вала на сопротивление усталости?
- 5 Какие способы поверхностного упрочнения могут использоваться для вала?

## 2 Расчёт подшипников качения

Исходными данными к расчету подшипников качения являются: частота вращения вала  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$ , реакции опор в вертикальной плоскости  $R_A^e$ , Н, и  $R_B^e$ , Н, реакции опор в горизонтальной плоскости  $R_A^z$ , Н, и  $R_B^z$ , Н, осевая нагрузка в зацеплении передачи  $F_a$ , Н (*отсутствует в цилиндрической прямозубой передаче*), срок службы механизма в часах  $L_h$ , динамическая грузоподъемность  $C$ , Н, и статическая грузоподъемность  $C_0$ , Н, предварительно выбранного подшипника.

В начале расчёта определяются нагрузки на подшипники в порядке, представленном в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Порядок определения нагрузок на подшипники

Параметр	Обозначение	Определение параметра
<i>Радиальные нагрузки на подшипники</i>		
Нагрузка на левой опоре (рисунок А.1)	$R_A$	$R_A = \sqrt{(R_A^e)^2 + (R_A^z)^2}$
Нагрузка на правой опоре (рисунок А.1)	$R_B$	$R_B = \sqrt{(R_B^e)^2 + (R_B^z)^2}$
<i>Осевые нагрузки на подшипники</i> (не определяются для шариковых радиальных подшипников)		
Параметр осевой нагрузки	$e$	Определяем по таблице А.6 в зависимости от отношения $F_a / C_0$
Угол контакта подшипника	$\alpha$	Выбираем по [2, таблица В.5] или [2, таблица В.6] для подшипника, предварительно выбранного при расчете вала по его условному обозначению
Коэффициент минимальной осевой силы	$e'$	$e' = e$ при $\alpha \geq 18^\circ$ , $e' = 0,83 \cdot e$ при $\alpha < 18^\circ$



## Окончание таблицы 2.1

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Внутреннее усилие в левом подшипнике	$S_A$	$S_A = e' \cdot R_A$
Внутреннее усилие в правом подшипнике	$S_B$	$S_B = e' \cdot R_B$
Осевые нагрузки на подшипники	$F_{aA},$ $F_{aB}$	Согласно схеме, изображенной на рисунке А.1: если $S_A \geq S_B$ и $F_a \geq 0$ , то $F_{aA} = S_A$ и $F_{aB} = F_{aA} + F_a$ ; если $S_A < S_B$ и $F_a \geq S_B - S_A$ , то $F_{aA} = S_A$ и $F_{aB} = F_{aA} + F_a$ ; если $S_A < S_B$ и $F_a < S_B - S_A$ , то $F_{aB} = S_B$ и $F_{aA} = F_{aB} - F_a$

После определения радиальных и осевых нагрузок, действующих на подшипники, производится расчет подшипников по динамической и статической грузоподъемности, порядок которого представлен в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Порядок расчета подшипников по динамической и статической грузоподъемности

Параметр	Обозначение	Определение параметра
<i>Расчет подшипников по динамической грузоподъемности</i>		
Коэффициент вращения	$V$	$V = 1$ при вращающемся внутреннем кольце подшипника, $V = 1,2$ при вращающемся наружном кольце подшипника
Отношения для левого и правого подшипников	$\frac{F_{aA}}{V \cdot R_A},$ $\frac{F_{aB}}{V \cdot R_B}$	Сравниваем отношение $\frac{F_{ai}}{V \cdot R_i}$ с параметром осевой нагрузки $e$ и по таблице А.6 определяем коэффициенты радиальной и осевой сил для левого и правого подшипников $X_i$ и $Y_i$ (для шариковых радиальных если $F_a = 0$ , то $X_i = 1, Y_i = 0$ )
Коэффициент безопасности	$K_B$	Нагрузка спокойная $K_B = 1$ ; нагрузка с умеренными толчками $K_B = 1,3 \dots 1,5$ нагрузка с сильными толчками $K_B = 2,5 \dots 3$
Температурный коэффициент	$K_T$	$K_T = 1$ при температуре до $100^\circ \text{C}$ ; $K_T = 1,05 \dots 1,4$ при температуре $125 \dots 250^\circ \text{C}$
Эквивалентная динамическая нагрузка для левого и правого подшипников	$P_{rA},$ $P_{rB}$	$P_{rA} = (V \cdot X_A \cdot R_A + Y_A \cdot F_{aA}) \cdot K_B \cdot K_T,$ $P_{rB} = (V \cdot X_B \cdot R_B + Y_B \cdot F_{aB}) \cdot K_B \cdot K_T$ Дальнейший расчет ведется для подшипника с наибольшей эквивалентной динамической нагрузкой
Ресурс работы подшипника	$L$	$L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h$



Окончание таблицы 2.2.

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Коэффициент долговечности	$a_1$	$a_1 = 1$ при вероятности безотказной работы $P(t) = 0,9$
Обобщённый коэффициент влияния качества металла, технологии производства, конструкции и условий эксплуатации	$a_{23}$	Для шариковых подшипников при нормальных условиях $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$ ; для роликовых подшипников при нормальных условиях $a_{23} = 0,6 \dots 0,7$
Показатель степени	$p$	$p = 3$ – для шариковых подшипников; $p = 3,33$ – для роликовых подшипников
Действительная динамическая грузоподъёмность	$C_D$	$C_D = P_r \cdot p \sqrt{\frac{L}{a_1 \cdot a_{23}}}$
Условие выбора по динамической грузоподъёмности		$C_D < C$ Если условие не выполняется, то подбираем подшипник с большей серией диаметра. Например, если подшипник 6112 не подходит по динамической грузоподъёмности, то подбираем подшипник 6212 или 6312, для которого значение $C$ будет большим
<i>Расчет подшипников по статической грузоподъёмности</i>		
Статические коэффициенты радиальной и осевой сил	$X_0, Y_0$	Определяем по таблице А.7 в зависимости от вида подшипника
Эквивалентная статическая нагрузка для левого и правого подшипников	$P_0$	$P_{0A} = X_0 \cdot R_A + Y_0 \cdot F_{aA},$ $P_{0B} = X_0 \cdot R_B + Y_0 \cdot F_{aB}$ Дальнейший расчет ведется для подшипника с наибольшей эквивалентной статической нагрузкой
Условие выбора по статической грузоподъёмности		$P_0 < C_0$ Если условие не выполняется, то подбираем подшипник с большей серией диаметра

### Контрольные вопросы

- 1 Как определяются радиальные нагрузки на подшипники?
- 2 Каково условие проверки подшипника по динамической грузоподъёмности?
- 3 Как учитывается угол контакта радиально-упорного подшипника при определении осевых нагрузок на подшипники?
- 4 Каково условие проверки подшипника по статической грузоподъёмности?
- 5 Как учитывается температура, при которой работает подшипник при проверке по динамической грузоподъёмности?



### 3 Расчёт соединений «вал – ступица»

Соединения «вал – ступица» предназначены для закрепления деталей на валах. К ним относятся шпоночные, зубчатые (шлицевые) соединения, соединения посадкой с натягом, соединения посадкой на конус и клеммовые соединения. Все соединения «вал – ступица» воспринимают и передают между соединяемыми деталями вращающий момент. В машиностроении преимущественное распространение получили шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения.

Шпоночные соединения образуются с помощью шпонок, устанавливаемых в пазы, выполненные на валу и в ступице. Различают соединения призматическими, сегментными, круглыми и тангенциальными шпонками. Соединения призматическими и сегментными шпонками стандартизированы. Основным критерием работоспособности соединения являются напряжения смятия, возникающие на рабочих поверхностях шпонок.

Рассмотрим пример расчета шпоночного соединения.

**Пример 1** – Спроектировать соединение призматической шпонкой шестерни с валом диаметром  $d = 35$  мм. Передаваемый момент  $T = 150$  Н·м. Соединение неподвижное. Механизм работает с небольшими толчками.

*Решение*

По ГОСТ 23360–78 (таблица Б.1) выбирается шпонка призматическая с размерами  $b \times h$  (рисунок Б.1) –  $10 \times 8$  мм.

Условие прочности по напряжениям смятия для соединения призматической шпонкой имеет вид [1]:

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma_{см}], \quad (3.1)$$

где  $l_p$  – рабочая длина шпонки, м;

$[\sigma_{см}]$  – допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений.

По таблице Б.2 подбираются допускаемые напряжения смятия. С учетом того, что по условию соединение неподвижное и зубчатые колеса устанавливаются на вал по посадке с натягом, принимают  $[\sigma_{см}] = 110 \dots 200$  МПа. С учетом того, что по условию механизм, в котором установлен вал с колесом, работает с небольшими толчками окончательно, принимают  $[\sigma_{см}] = 150$  МПа.

Из условия (3.1) выражается рабочая длина шпонки:

$$l_p = \frac{4T}{hd[\sigma_{см}]}; \quad (3.2)$$



$$l_p = \frac{4 \cdot 150}{8 \cdot 10^{-3} \cdot 35 \cdot 10^{-3} \cdot 150 \cdot 10^6} = 0,01428 \text{ м} \approx 14,3 \text{ мм.}$$

Определяют полную длину шпонки:

$$l = l_p + b; \quad (3.3)$$

$$l = 14,3 + 10 = 24,3 \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда длин (см. примечание к таблице Б.1) выбирают ближайшую большую стандартную длину шпонки  $l = 25 \text{ мм}$ .

### Задание для самостоятельного решения.

*Определить, на сколько увеличится длина шпонки, если нагрузка на соединение увеличится в 1,5 раза?*

Зубчатые (шлицевые) соединения образуются за счет сопряжения зубьев, выполняемых на валах со впадинами соответствующей формы, выполняемых в ступицах. По форме профиля различают треугольные, прямоугольные и эвольвентные зубья. Треугольные зубья используются в малонагруженных тихоходных механизмах, эвольвентные – в ответственных соединениях и соединениях с большим диаметром валов. Прямоугольные зубья используются наиболее часто. Зубчатые соединения стандартизированы. Основным критерием работоспособности соединения являются, как и у шпоночных соединений, напряжения смятия, возникающие на боковых поверхностях зубьев.

Рассмотрим пример расчета зубчатого соединения.

**Пример 2** – Проверить на прочность зубчатое (шлицевое) прямоугольное соединение блока шестерен с валом коробки передач токарного станка (рисунок 3.1) по следующим данным: максимальный передаваемый момент  $T = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , шлицы легкой серии, условия эксплуатации средние, передачи переключаются с использованием управляемой муфты, рабочие поверхности шлицев закалены ТВЧ и шлифованы.

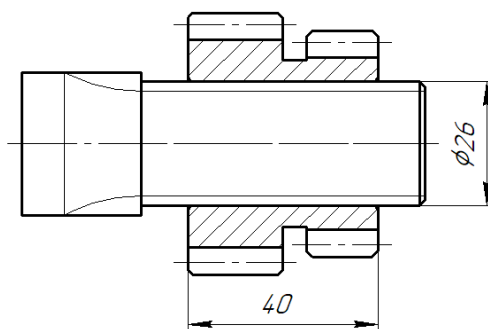


Рисунок 3.1 – Соединение блока шестерен с валом токарного станка

*Решение*

По рисунку 3.1 определяется наружный диаметр вала  $D = 26$  мм.

По ГОСТ 1139–80 (таблица Б.3) по диаметру  $D$  подбираются шлицы легкой серии с обозначением  $z \times d \times D$  (рисунок Б.2) –  $6 \times 23 \times 26$  мм (фаска  $c = 0,3$  мм).

Рассчитывается рабочая высота зубьев:

$$h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot c; \quad (3.4)$$

$$h = \frac{26 - 23}{2} - 2 \cdot 0,3 = 0,9 \text{ мм.}$$

Определяется средний диаметр шлицев:

$$d_{cp} = \frac{D + d}{2}; \quad (3.5)$$

$$d_{cp} = \frac{26 + 23}{2} = 24,5 \text{ мм.}$$

По таблице Б.4 определяются допускаемые напряжения: для подвижных соединений без нагрузки при средних условиях эксплуатации и твердостью поверхности зубьев больше 45 HRC допускаемые напряжения смятия  $[\sigma_{см}] = 30 \dots 60$  МПа. Так как о динамике нагрузки в условии ничего не сказано, принимаем наихудший случай с большой динамической нагрузкой и окончательно принимаем  $[\sigma_{см}] = 30$  МПа.

Записываем условие прочности по напряжениям смятия для зубчатого соединения [1]:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{K_3 z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{см}], \quad (3.6)$$

где  $K_3$  – коэффициент неравномерности нагрузки по зубьям (для прямобоочных шлицев  $K_3 = 0,7 \dots 0,8$  [1]);

$l$  – рабочая длина зубьев ( $l = 40$  мм по рисунку 3.1).

Тогда

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 150}{0,75 \cdot 6 \cdot 0,9 \cdot 10^{-3} \cdot 24,5 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 75,58 \cdot 10^6 \text{ Па} = 75,58 \text{ МПа.}$$

Действительные напряжения значительно превышают допускаемые, следовательно, прочность соединения не обеспечена.

### Задание для самостоятельного решения.

Проверить, будет ли обеспечиваться прочность данного соединения, если его выполнить шлицами тяжелой серии.

### Контрольные вопросы

- 1 Какие напряжения являются основным критерием работоспособности шпоночного соединения?
- 2 В зависимости от чего подбирается сечение шпонки?
- 3 Какие напряжения являются основным критерием работоспособности зубчатого (шлицевого) соединения?
- 4 Как классифицируются зубчатые (шлицевые) соединения по форме зубьев?

## 4 Расчёт сварных соединений

Сварные соединения – это соединения, образованные за счет расплавления материала деталей в зоне их стыка. В машиностроении используются следующие виды сварки: электродуговая, кузнечная, газовая, контактная, сварка трением. Независимо от вида сварки различают три вида сварных соединений: стыковое (детали прилегают друг к другу узкими гранями), нахлесточное (детали прилегают друг к другу широкими гранями), тавровое (одна деталь узкой гранью пристыковывается к широкой грани другой детали).

### 4.1 Стыковые сварные соединения

Стыковые соединения могут разрушаться по шву, месту сплавления металла шва с металлом детали в зоне термического влияния. Зоной термического влияния называют прилегающий к шву участок детали, в котором в результате нагрева при сварке изменяются механические свойства металла. Практикой установлено, что при качественном выполнении сварки разрушение соединения стальных деталей происходит преимущественно в зоне термического влияния. Поэтому расчет прочности стыкового соединения принято выполнять по размерам сечения детали в этой зоне.

Рассмотрим пример расчета стыкового сварного соединения.

**Пример 1** – Две полосы из стали Ст3 (предел текучести  $\sigma_T = 220$  МПа) соединены стыковым швом и нагружены моментом  $M$  (рисунок 4.1). Определить допустимое значение момента  $M$ . Сварка ручная электродуговая электродом Э34.

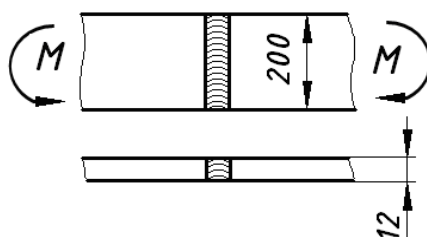


Рисунок 4.1 – Сварное соединение двух полос

*Решение*

Записываем условие прочности соединения на изгиб [1]:

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma']. \quad (4.1)$$

Задаемся допускаемыми напряжениями для сварного шва по таблице Б.5. Так как при изгибе в зоне термического влияния сварного шва присутствуют напряжения и растяжения и сжатия (рисунок 4.2), то допускаемые напряжения будут определяться по выражениям:

– для растянутого участка зоны термического влияния сварного шва

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p; \quad (4.2)$$

– для сжатого участка зоны термического влияния сварного шва

$$[\sigma'] = [\sigma]_p, \quad (4.3)$$

где  $[\sigma]_p$  – допускаемые напряжения на растяжения для материала свариваемых деталей (см. примечание к таблице Б.5).

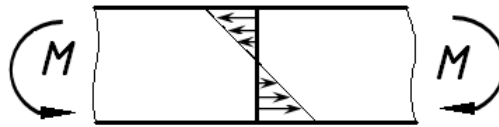


Рисунок 4.2 – Напряжения в зоне термического влияния сварного шва

Определение допускаемого момента производится по наименьшим напряжениям (растяжения), тогда

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p = 0,9 \frac{\sigma_T}{s} = 0,9 \cdot \frac{220}{1,5} = 132 \text{ МПа.}$$

Поперечное сечение сварное соединение представляет собой прямоугольник со сторонами  $b = 200$  мм и  $\delta = 12$  мм. Осевой момент сопротивления поперечного сечения сварного шва определяется по выражению

$$W = \frac{b^2 \cdot \delta}{6}. \quad (4.4)$$

Тогда подставляя (4.4) в (4.1) и выражая момент  $M$ , получаем

$$M = [\sigma'] \cdot W = \frac{[\sigma'] \cdot b^2 \cdot \delta}{6} = \frac{132 \cdot 10^6 \cdot 0,2^2 \cdot 0,012}{6} = 10560 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$



### Задания для самостоятельного решения.

1 Определить допустимое значение момента  $M$  для соединения, показанного на рисунке 4.3. Сварка ручная электродуговая электродом Э34. Материал полос – сталь Ст3.

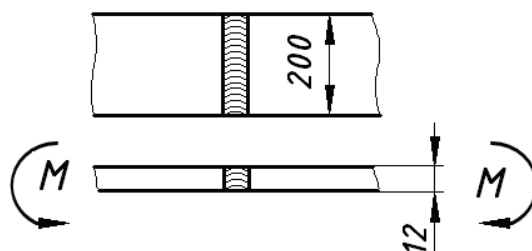


Рисунок 4.3 – Сварное соединение двух труб

2 Определить толщину стенки трубы для сварного соединения двух труб, показанного на рисунке 4.4. Сварка газовая. Материал труб – сталь Ст3.

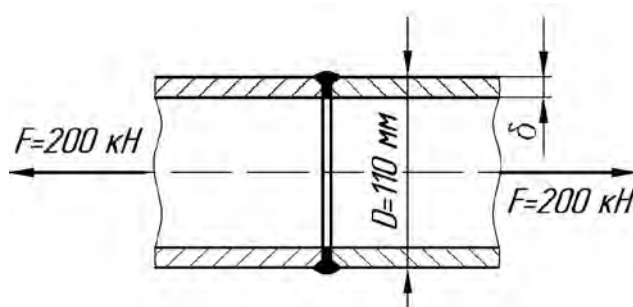
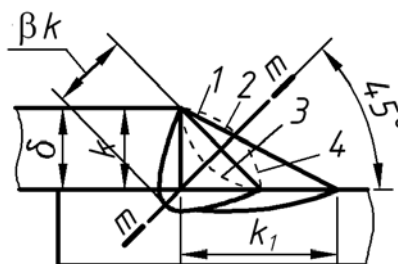


Рисунок 4.4 – Сварное соединение двух труб

### 4.2 Нахлесточные сварные соединения

Нахлесточные сварные соединения выполняются с помощью угловых швов (рисунок 4.5). К основным геометрическим характеристикам поперечного сечения углового шва относятся катет  $k$  и расчетная высота шва  $\beta \cdot k$ . Коэффициент  $\beta$  зависит от технологического процесса сварки и составляет при ручной и многопроходной автоматической или механизированной сварке  $\beta = 0,7$ , при двух- и трехпроходной механизированной сварке  $\beta = 0,8$ , при однопроходной автоматической сварке  $\beta = 1,1$  и т. д.



1 – нормальный ( $k = k_1$ ); 2 – улучшенный ( $k / k_1 = 1:1,5; 1:2$ ); 3 – вогнутый;  
4 – выпуклый

Рисунок 4.5 – Угловые сварные швы

В большинстве случаев  $k = \delta_{\min}$ , где  $\delta_{\min}$  – меньшая из толщин свариваемых деталей. Разрушение углового шва происходит по сечению  $m - m$ . Площадь опасного сечения шва равна  $\beta \cdot k \cdot l$ , где  $l$  – длина шва.

В зависимости от расположения различают швы *лобовые* и *фланговые*.

*Лобовой* шов расположен *перпендикулярно*, а *фланговый* – *параллельно* линии действия нагружающей силы. Обычно применяют комбинированное соединение фланговыми и лобовыми швами.

Рассмотрим пример расчета нахлесточного сварного соединения.

**Пример 2** – Проверить на прочность сварное нахлесточное соединение полосы 8×40 (1) с косынкой (2) из стали Ст3, испытывающих воздействие момента  $T = 400 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (рисунок 4.6). Сварка автоматическая под флюсом электродом Э50.

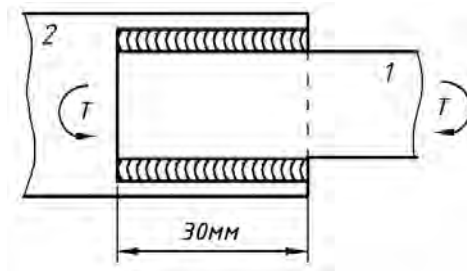


Рисунок 4.6 – Сварное соединение полосы с косынкой

*Решение*

Данное нахлесточное соединение фланговое. Записываем условие прочности соединения [1]:

$$\tau = \frac{T}{\beta \cdot k \cdot l \cdot b} \leq [\tau'], \quad (4.5)$$

где  $l$  – длина сварных швов;

$b$  – расстояние между сварными швами.

Определяем допускаемые напряжения для сварного шва по таблице Б.5. Так как угловые сварные швы рассчитываются по напряжениям среза, то для сварки автоматической под флюсом электродом Э50 допускаемые напряжения будут определяться по выражению

$$[\tau'] = 0,65 [\sigma]_p = 0,65 \cdot \frac{\sigma_T}{s}. \quad (4.6)$$

Принимая предел текучести для стали Ст3  $\sigma_T = 220 \text{ МПа}$ , получим

$$[\tau'] = 0,65 \cdot \frac{220}{1,5} = 95,33 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжения в сварных швах по выражению (4.5). При этом за катет шва  $k$  принимаем толщину полосы, равную 8 мм; длину шва  $l$  принимаем равной 30 мм, а расстояние между швами  $b$  равным толщине полосы – 40 мм.

$$\tau = \frac{400}{0,7 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 59,52 \cdot 10^6 \text{ Па} = 59,52 \text{ МПа}.$$

Сравниваем полученные напряжения с допускаемыми, делаем вывод, что прочность соединения обеспечена. Сварной шов обладает запасом прочности.

### Задание для самостоятельного решения.

*Спроектировать нахлесточное сварное соединение уголка с косынкой, нагруженных растягивающей силой  $F = 200$  кН (рисунок 4.7). Соединение должно быть сконструировано равнопрочным (напряжения во фланговых сварных швах должны быть одинаковы).*

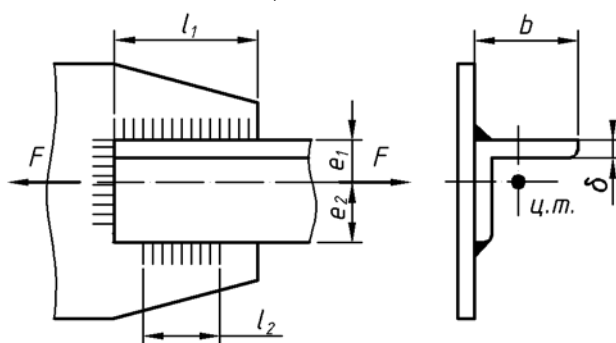


Рисунок 4.7 – Сварное соединение полосы с косынкой

### 4.3 Тавровые сварные соединения

В тавровых сварных соединениях детали в зоне сварных швов перпендикулярны (наиболее частый случай) или наклонны друг к другу. Это соединение выполняют стыковым швом с разделкой кромок или угловыми швами без разделки кромок. При соединении стыковым швом прочность соединения оценивают по поперечному сечению зоны термического влияния сварного шва, а при соединении угловым швом – по опасному сечению сварного шва  $m - m$  (рисунок 4.8).

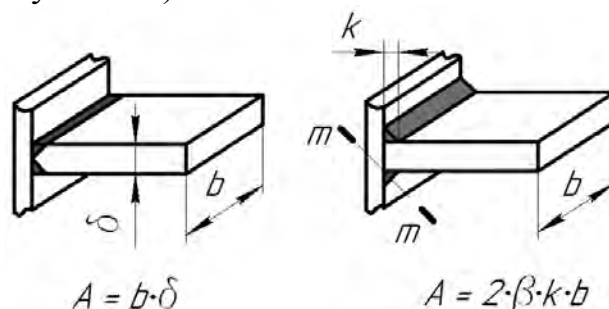


Рисунок 4.8 – Сварное соединение полос, выполненное тавровыми сварными швами

Рассмотрим пример расчета таврового сварного соединения.

**Пример 3** – Проверить тавровое сварное соединение трубы квадратного сечения и пластины (рисунок 4.9) на прочность для двух случаев: сварной шов стыковой; сварной шов угловой. Труба нагружена силой  $F = 280$  кН, материал трубы – сталь Ст3. Сварка ручная, дуговая, выполнена электродом Э42.

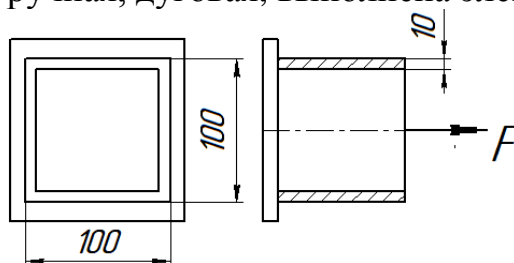


Рисунок 4.9 – Сварное соединение трубы квадратного сечения, выполненное тавровыми сварными швами

### Решение

Определяем допускаемые напряжения для сварного соединения.

При стыковом сварном шве под действием нагрузки в шве возникают напряжения растяжения, а при угловом сварном шве – напряжения среза.

Согласно таблице Б.5, при ручной дуговой сварке электродом Э42 при растяжении сварного шва допускаемые напряжения составляют  $[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p$ , а при срезе –  $[\tau'] = 0,6[\sigma]_p$ . Тогда, принимая предел текучести для стали Ст3  $\sigma_T = 220$  МПа, получим

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p = 0,9 \frac{\sigma_T}{s} = 0,9 \cdot \frac{220}{1,5} = 132 \text{ МПа};$$

$$[\tau'] = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \frac{\sigma_T}{s} = 0,6 \cdot \frac{220}{1,5} = 88 \text{ МПа}.$$

При стыковом сварном шве площадь поперечного сечения сварного шва совпадает с площадью поперечного сечения трубы и определяется по формуле

$$A_{cm} = a^2 - (a - 2 \cdot \delta)^2, \quad (4.7)$$

где  $a$  – сторона трубы,  $a = 100$  мм;

$\delta$  – толщина стенки трубы,  $\delta = 10$  мм.

При угловом сварном шве площадь поперечного сечения сварного шва рассчитывается по выражению

$$A_{y2} = 4 \cdot \beta \cdot k \cdot a, \quad (4.8)$$



где  $k$  – катет сварного шва (принимаем равным толщине стенки трубы),  $k = 10$  мм.

Тогда условия прочности для данного соединения запишутся в виде:

– для стыкового шва

$$\sigma = \frac{F}{A_{cm}} = \frac{F}{a^2 - (a - 2 \cdot \delta)^2}; \quad (4.9)$$

$$\sigma = \frac{F}{A_{cm}} = \frac{280 \cdot 10^3}{0,1^2 - (0,1 - 2 \cdot 0,01)^2} = 77,78 \cdot 10^6 \text{ Па} = 77,78 \text{ МПа};$$

– для углового шва

$$\sigma = \frac{F}{A_{yz}} = \frac{F}{4 \cdot \beta \cdot k \cdot a}; \quad (4.10)$$

$$\sigma = \frac{280 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,7 \cdot 0,01 \cdot 0,1} = 100 \cdot 10^6 \text{ Па} = 100 \text{ МПа}.$$

Сравнивая рассчитанные напряжения с допускаемыми, делаем вывод, что соединение трубы при его выполнении стыковым швом выдержит заданную нагрузку, а соединение, выполненное угловым швом, не выдержит.

### Задания для самостоятельного решения.

1 Проверить сварное соединение кронштейна со стойкой (рисунок 4.10). Сварка ручная, дуговая, выполнена электродом Э42. Материал трубы – сталь Ст3.

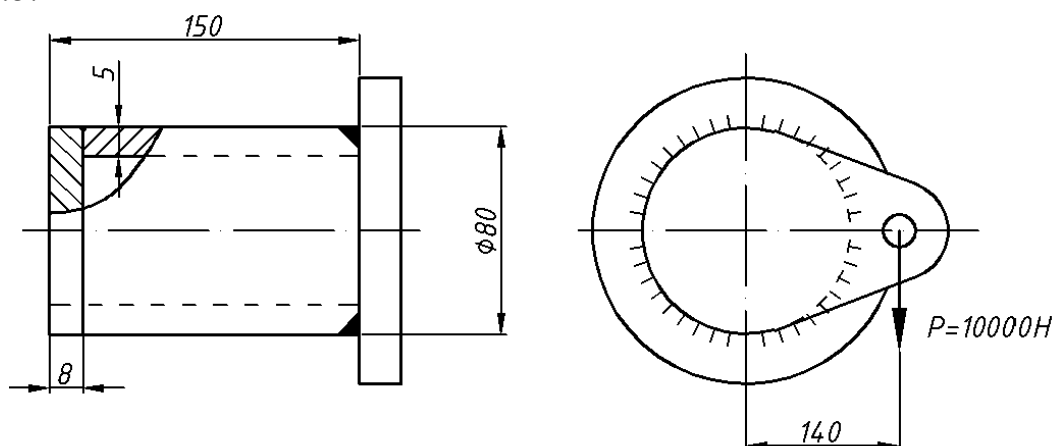


Рисунок 4.10 – Сварное соединение кронштейна со стойкой

2 Проверить прочность сварных швов соединения, бруска со швеллером (рисунок 4.11). Допускаемое напряжение на срез сварных швов  $[\tau'] = 96$  МПа.

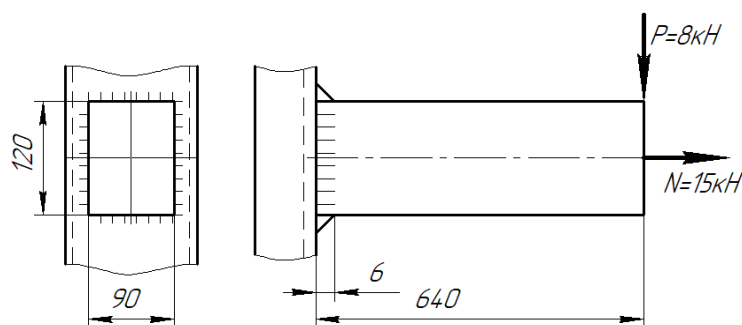


Рисунок 4.11 – Сварное соединение бруска со швеллером

### Контрольные вопросы

- 1 Какие виды сварки используются в машиностроении?
- 2 Что такое стыковое сварное соединение?
- 3 Какое сечение используют для проверки на прочность углового сварного шва?
- 4 Чем отличаются лобовые и фланговые нахлесточные сварные соединения?
- 5 Какое сечение используют для проверки на прочность таврового сварного соединения, выполненного стыковым швом?
- 6 Что такое катет сварного шва?

## 5 Расчёт резьбовых соединений

Резьбовые соединения являются одними из наиболее распространенных видов разъемных соединений. К ним относятся соединения с помощью болтов, винтов, шпилек, винтовых стяжек и т. д. Резьбовые соединения проектируют таким образом, чтобы стержень болта, винта или шпильки находился под действием только растягивающей нагрузки, действующей по его оси (за исключением случая, когда на соединение действуют силы, сдвигающие детали в стыке, при установке болта без зазора).

Различают затянутые и незатянутые резьбовые соединения. Затяжка – это упругая деформация растяжения стержня, возникающая при завинчивании резьбового соединения моментом, приложенным к головке болта (винта) или к гайке при ограничении их осевого перемещения поверхностью соединяемых деталей.

Различают четыре типовых расчетных случая резьбовых соединений, выполненных одним болтом, и два расчетных случая резьбовых соединений, выполненных группой болтов.

Рассмотрим примеры расчета резьбовых соединений.

**Пример 1** (расчетный случай: «Болт нагружен только внешней растягивающей нагрузкой») – Резьбовая часть грузовой скобы (рисунок 5.1) имеет резьбу М30. Определить, какую нагрузку она может выдержать, если материал скобы – сталь 45 с пределом текучести  $\sigma_T = 360$  МПа.

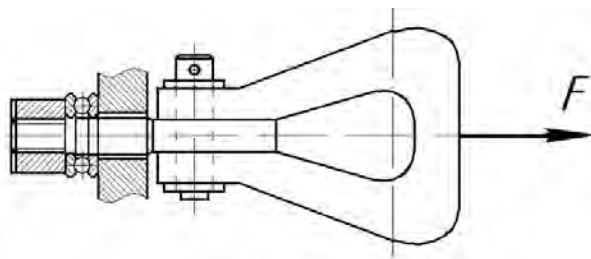


Рисунок 5.1 – Грузовая скоба

*Решение*

Грузовая скоба является грузозахватным приспособлением, предназначенным для подвешивания и удерживания груза. Для обеспечения вращения скобы гайка установлена на упорном подшипнике качения, следовательно, производить затяжку гайки нельзя. Резьбовая часть под действием веса груза  $F$  растягивается. Наиболее опасным сечением резьбы является круглое сечение по внутреннему диаметру  $d_1$ .

Запишем условие прочности стержня резьбовой части скобы на растяжение:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma], \quad (5.1)$$

где  $A$  – площадь опасного сечения резьбы.

По таблице Б.7 при растягивающей внешней нагрузке без затяжки допускаемые напряжения определяются по выражению

$$[\sigma] = 0,6 \cdot \sigma_T; \quad (5.2)$$

$$[\sigma] = 0,6 \cdot 360 = 216 \text{ МПа.}$$

По таблице Б.6 для резьбы М30 (при крупном шаге  $p = 33,5$  мм) определяем ее внутренний диаметр:  $d_1 = 26,21$  мм.

Из условия (5.2) определяем нагрузку:

$$F = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]}{4}; \quad (5.3)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot (26,21 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 216 \cdot 10^6}{4} \approx 116482 \text{ Н.}$$

**Пример 2** (расчетный случай: «Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует») – Определить допускаемую силу затяжки для болта М12,



крепящего крышку подшипника (рисунок 5.2), если материал болта – сталь 35 с пределом текучести  $\sigma_T = 300$  МПа. Осевой нагрузкой на подшипнике пренебречь.

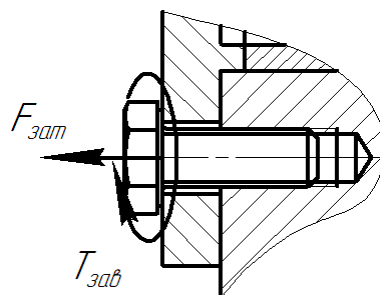


Рисунок 5.2 – Соединение крышки подшипника с корпусом

### Решение

Данное винтовое соединение должно обеспечивать герметичность подшипникового узла за счет затяжки болта (при этом стык крышки и корпуса сжимается). При затяжке винта в его стержне возникают напряжения от силы затяжки и напряжения от момента завинчивания. Прочность соединения при этом оценивается по эквивалентным напряжениям, при этом условие прочности записывается в виде [1]

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{зам}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (5.4)$$

По таблице Б.7 при затяжке болтов допускаемые напряжения определяются по выражению

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s]}, \quad (5.5)$$

где  $[s]$  – коэффициент запаса прочности.

Согласно таблице Б.7, при неконтролируемой затяжке коэффициент запаса прочности определяется по таблице Б.8 в зависимости от номинального диаметра резьбы. По таблице Б.8 для резьб М6...М16 коэффициент  $[s] = 5...4$ . Принимаем  $[s] = 4,5$ , тогда

$$[\sigma] = \frac{300}{4,5} = 66,7 \text{ МПа.}$$

По таблице Б.6 для резьбы М12 (при крупном шаге  $p = 1,75$  мм) определяем ее внутренний диаметр  $d_1 = 10,11$  мм.



Из условия (5.4) определяем нагрузку:

$$F_{зам} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]}{1,3 \cdot 4}; \quad (5.6)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot (10,11 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 66,7 \cdot 10^6}{1,3 \cdot 4} \approx 4115 \text{ Н.}$$

**Пример 3** (расчетный случай: «Болт затянут, внешняя нагрузка присутствует») – Определить диаметр болта, крепящего расчалку к основанию (рисунок 5.3), нагруженную силами  $F = 16$  кН. Материал болта – сталь 35 с пределом текучести  $\sigma_T = 300$  МПа. Нагрузка постоянная.

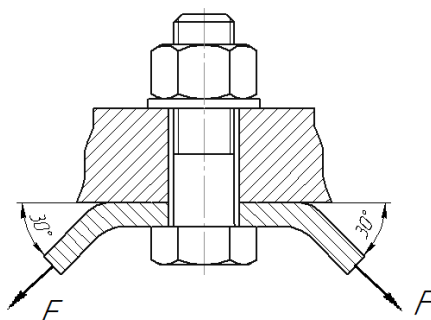


Рисунок 5.3 – Крепление расчалки

### Решение

Для определения внешней нагрузки на болт приведем силы, действующие на расчалку к оси болта:

$$F_{BH} = 2 \cdot F \cdot \sin 30^\circ; \quad (5.7)$$

$$F_{BH} = 2 \cdot 16 \cdot \sin 30^\circ = 16 \text{ кН.}$$

В данном соединении должна производиться затяжка для обеспечения отсутствия зазора в стыке расчалки и основания. Под действием силы затяжки  $F_{зам}$  стержень болта растягивается, а стык сжимается. Под действием внешней нагрузки стержень болта дополнительно растягивается, а усилие в стыке уменьшается на некоторую величину (то есть часть внешней нагрузки идет на растяжение болта, а часть – на раскрытие стыка).

Результирующую нагрузку, действующую на болт  $F_B$  и на стык деталей  $F_{CT}$ , определяют по выражениям [1]:

$$F_B = 1,3 \cdot F_{зам} + \chi \cdot F_{BH}; \quad (5.8)$$

$$F_{CT} = F_{зам} - (1 - \chi) \cdot F_{BH}, \quad (5.9)$$

где  $\chi$  – коэффициент внешней нагрузки, показывающий, какая часть внешней нагрузки приходится на растяжение болта (в соединениях без мягких прокладок  $\chi = 0,2 \dots 0,3$  [1]).

Силу затяжки определяют по выражению

$$F_{зам} = K_{зам} \cdot F_{BH}, \quad (5.10)$$

где  $K_{зам}$  – коэффициент затяжки (для обеспечения нераскрытия стыка  $K_{зам} = 1,25 \dots 2$  при постоянной нагрузке и  $K_{зам} = 2,5 \dots 4$  при переменной нагрузке [1]).

Принимаем  $K_{зам} = 1,5$ ;  $\chi = 0,25$  и определяем силу затяжки и результирующее усилие, растягивающее стержень болта:

$$F_{зам} = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ кН};$$

$$F_p = 1,3 \cdot 24 + 0,25 \cdot 16 = 35,2 \text{ кН}.$$

Определяем допускаемые напряжения для резьбы.

По таблице Б.8 в предположении, что резьба находится в диапазоне М16...М30, коэффициент запаса  $[s] = 4 \dots 2,5$ . Принимаем  $[s] = 3$ .

По таблице Б.7 при затяжке болтов допускаемые напряжения определяются по выражению (5.5).

$$[\sigma] = \frac{300}{3} = 100 \text{ МПа}.$$

Прочность болта будет оцениваться по выражению (5.1), т.к. затяжка учтена при определении расчетной силы  $F_p$ , растягивающей болт. Из (5.1) выражаем внутренний диаметр резьбы:

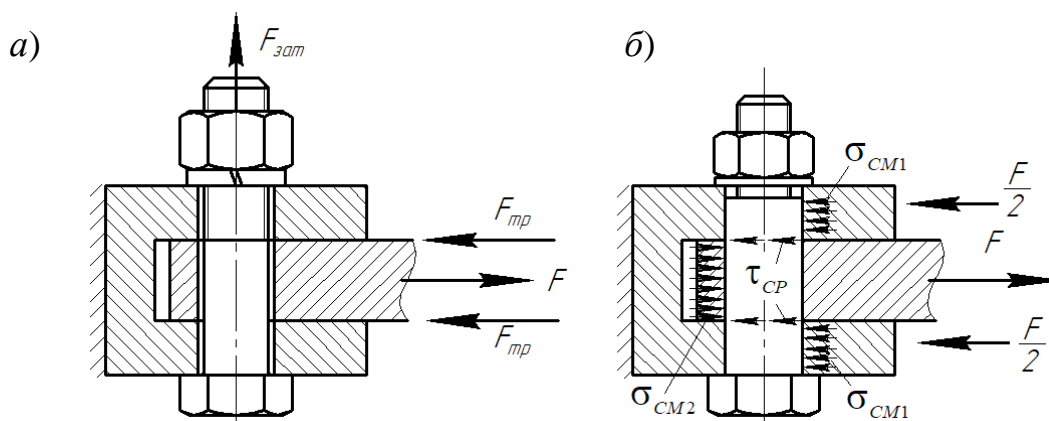
$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot [\sigma]}}; \quad (5.11)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 35,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 100 \cdot 10^6}} = 0,02118 \text{ м} = 21,18 \text{ мм}.$$

По таблице Б.6 подбираем резьбу М24×2 с  $d_1 = 21,84$  мм.

**Пример 4** (расчетный случай: «Соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Болт поставлен с зазором») – Определить допускаемую силу в соединении, если соединение выполнено болтом М12, поставленным с зазором (рисунок 5.4, а). Материал болта – сталь 35 с пределом текучести  $\sigma_T = 300$  МПа. Коэффициент трения в соединении  $f = 0,12$ .





*a* – установка болта с зазором; *б* – установка болта без зазора

Рисунок 5.4 – Болтовое соединение пластин

### Решение

При установке болта с зазором отсутствие сдвига деталей в стыке в пределах зазора обеспечивается за счет затяжки гайки с усилием  $F_{зам}$ . При этом на стыках деталей возникают силы трения  $F_{тр}$ , которые должны быть больше, чем внешняя нагрузка  $F$ .

Необходимую силу затяжки, обеспечивающую отсутствие сдвига деталей, определяют по выражению [1]

$$F_{зам} = \frac{K \cdot F}{i \cdot f}, \quad (5.12)$$

где  $K$  – коэффициент запаса по отсутствию сдвига деталей (при постоянной нагрузке  $K = 1,3 \dots 1,5$ , при переменной  $K = 1,8 \dots 2$  [1]);

$i$  – число стыков деталей.

Прочность болта определяется как для затянутых болтов исходя из условия (5.4).

Подставляя в (5.4) выражение (5.12), получим

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot K \cdot F}{\pi \cdot d_1^2 \cdot i \cdot f} \leq [\sigma]. \quad (5.13)$$

Задаемся допускаемыми напряжениями  $[\sigma] = 66,7$  МПа (см. пример 2), коэффициентом затяжки  $K = 1,4$  и числом стыков деталей  $i = 2$ .

По таблице Б.6 для резьбы М12 (при крупном шаге  $p = 1,75$  мм) определяем ее внутренний диаметр  $d_1 = 10,11$  мм.

Из условия (5.13) выражаем внешнюю нагрузку  $F$ , получаем

$$F = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot i \cdot f \cdot [\sigma]}{1,3 \cdot 4 \cdot K}, \quad (5.14)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot (10,11 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2 \cdot 0,12 \cdot 66,7 \cdot 10^6}{1,3 \cdot 4 \cdot 1,4} = 705,7 \text{ Н.}$$

**Пример 5** (расчетный случай: «Соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Болт поставлен без зазора») – Определить допускаемую силу в соединении, если соединение выполнено болтом диаметром  $d = 12$  мм поставленным без зазора (рисунок 5.4, б). Материал болта – сталь 35 с пределом текучести  $\sigma_T = 300$  МПа и пределом прочности  $\sigma_B = 500$  МПа. Толщина средней пластины  $\delta_1 = 10$  мм, верхней и нижней  $\delta_2 = 5$  мм.

### Решение

При установке болта без зазора нагрузка воспринимается непосредственно самим телом болта, при этом будут возникать напряжения среза (в сечениях болта, совпадающих с плоскостями стыков деталей) и напряжения смятия  $\sigma_{CM1}$  и  $\sigma_{CM2}$  на боковых цилиндрических поверхностях болта.

Условие прочности по напряжениям среза запишется в виде [1]

$$\tau = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2 \cdot i} \leq [\tau]. \quad (5.15)$$

где  $i$  – число стыков деталей.

Условие прочности по напряжениям смятия [1]

$$\sigma = \frac{F}{d \cdot \delta} \leq [\sigma], \quad (5.16)$$

где  $\delta$  – толщина соединяемой детали.

По таблице Б.7 допускаемые напряжения при установке болта без зазора определяются по выражениям:

$$[\tau] = 0,4 \cdot \sigma_T; \quad (5.17)$$

$$[\tau] = 0,4 \cdot 300 = 120 \text{ МПа};$$

$$[\sigma] = 0,8 \cdot \sigma_B; \quad (5.18)$$

$$[\sigma] = 0,8 \cdot 500 = 400 \text{ МПа.}$$

Определяем внешнюю нагрузку  $F$  исходя из условия прочности на срез:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot i \cdot [\sigma]}{4}; \quad (5.19)$$



$$F = \frac{3,14 \cdot (12 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2 \cdot 120 \cdot 10^6}{4} = 27129,6 \text{ Н.}$$

Определяем внешнюю нагрузку  $F$  исходя из условия прочности на смятие:  
– для средней детали

$$F = [\sigma] \cdot d \cdot \delta_1; \quad (5.20)$$

$$F = 400 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 48000 \text{ Н;}$$

– для верхней и нижней деталей (учитывая, что верхняя и нижняя детали воспринимают только половину внешней нагрузки  $F$ )

$$F = 2 \cdot [\sigma] \cdot d \cdot \delta_2; \quad (5.21)$$

$$F = 2 \cdot 400 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 48000 \text{ Н.}$$

Окончательно за допускаемое значение нагрузки  $F$  принимаем наименьшее из рассчитанных значений  $F = 27129,6 \text{ Н.}$

**Пример 6** (расчетный случай: «Соединение, выполненное группой болтов, нагружено силами, сдвигающими детали в стыке») – Определить диаметр болтов для соединения кронштейна с пластиной (рисунок 5.5), нагруженных силой  $F = 5000 \text{ Н.}$  Материал болтов – сталь 45 с пределом текучести  $\sigma_T = 360 \text{ МПа.}$  Болты поставлены с зазором, коэффициент трения в соединении  $f = 0,1.$

*Решение*

Определение диаметров болтов производится для наиболее нагруженного болта, который определяется в следующем порядке.

Нагрузка  $F$  приводится к центру тяжести стыка деталей. Относительно центра тяжести нагрузка  $F$  создает момент  $T$ , определяемый по выражению

$$T = F \cdot l, \quad (5.22)$$

где  $l$  – плечо силы  $F$  относительно центра тяжести стыка (см. рисунок 5.5).

$$T = 5000 \cdot 0,15 = 750 \text{ Н·м.}$$



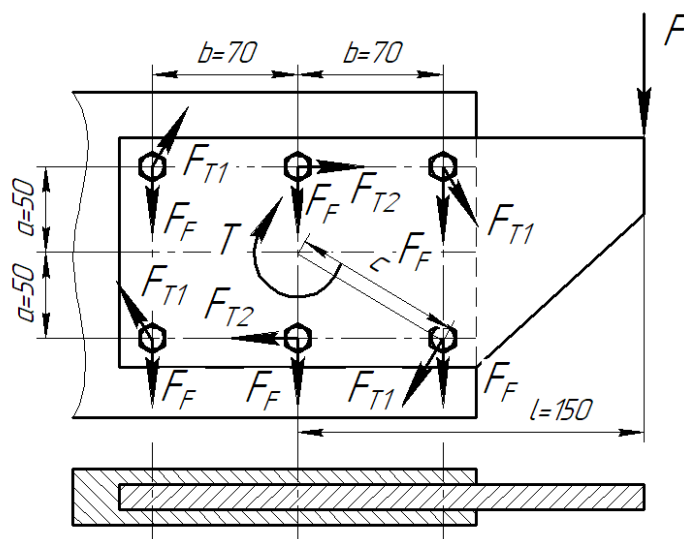


Рисунок 5.5 – Соединение кронштейна с пластиной

Используя принцип суперпозиции, определяем нагрузку от каждого силового фактора (силы  $F$  и момента  $T$ ) для каждого болта.

Нагрузка  $F_F$  от силы  $F$  распределяется равномерно между болтами, тогда

$$F_F = \frac{F}{z}, \quad (5.23)$$

где  $z$  – количество болтов в соединении (в данном случае  $z = 6$ ).

$$F_F = \frac{5000}{6} = 833,3 \text{ Н.}$$

Нагрузка  $F_T$  от момента  $T$  пропорциональна расстояниям от центра болта до центра тяжести стыка. По рисунку 5.5 определяем, что в соединении имеются четыре диагональных болта, расположенных на расстоянии  $c$  от центра тяжести стыка, и два осевых болта, расположенных на расстоянии  $a$  от центра тяжести стыка. Следовательно, можем записать

$$\frac{F_{T1}}{r} = \frac{F_{T2}}{a}, \quad (5.24)$$

где  $F_{T1}$  и  $F_{T2}$  – нагрузки на диагональные и осевые болты соответственно.

Расстояние  $r$  определяем по выражению

$$r = \sqrt{a^2 + b^2}; \quad (5.25)$$

$$r = \sqrt{50^2 + 70^2} = 86 \text{ мм.}$$

Каждая из нагрузок  $F_{Ti}$  создает часть от момента  $T$ . Следовательно, для данного случая можно записать

$$T = 4 \cdot F_{T1} \cdot r + 2 \cdot F_{T2} \cdot a. \quad (5.26)$$

Решая систему уравнений (5.24) и (5.26), получим

$$F_{T1} = \frac{T}{\left(4 \cdot r + \frac{2 \cdot a^2}{r}\right)}; \quad (5.27)$$

$$F_{T1} = \frac{833,3}{\left(4 \cdot 0,086 + \frac{2 \cdot 0,05^2}{0,086}\right)} = 2072,2 \text{ Н};$$

$$F_{T2} = F_{T1} \cdot \frac{a}{r}; \quad (5.28)$$

$$F_{T2} = 2072,2 \cdot \frac{0,05}{0,086} = 1204,7 \text{ Н}.$$

Для определения наиболее нагруженного болта определяем равнодействующие нагрузок  $F_F$  и  $F_{Ti}$ . Исходя из расчетной схемы на рисунке 5.5 наиболее нагруженными будут болты с наименьшим углом между силами  $F_F$  и  $F_{Ti}$ . В данном случае это или осевые болты, или диагональные болты, расположенные справа.

Равнодействующая от сил  $F_F$  и  $F_{T2}$  (действующая на осевые болты) определяется по теореме Пифагора:

$$F_O = \sqrt{F_F^2 + F_{T2}^2}; \quad (5.29)$$

$$F_O = \sqrt{833,3^2 + 1204,7^2} = 1464,8 \text{ Н}.$$

Для определения нагрузки на правые диагональные болты определим угол между нагрузками  $F_F$  и  $F_{T1}$ :

$$\alpha = \arctg\left(\frac{a}{b}\right); \quad (5.30)$$

$$\alpha = \arctg\left(\frac{50}{70}\right) = 35,53^\circ.$$



Равнодействующая от сил  $F_F$  и  $F_{T1}$  (действующая на правые диагональные болты) определяется по теореме косинусов:

$$F_d = \sqrt{F_F^2 + F_{T1}^2 + 2 \cdot F_F \cdot F_{T1} \cdot \cos(\alpha)}; \quad (5.31)$$

$$F_d = \sqrt{833,3^2 + 2072,2^2 + 2 \cdot 833,3 \cdot 2072,2 \cdot \cos(35,53)} = 2792,7 \text{ Н.}$$

Дальнейший расчёт ведем по наиболее нагруженным диагональным болтам, расположенным справа.

Задаем коэффициент запаса  $K = 1,4$ . По сечению деталей в соединении (см. рисунок 5.5) определяем число стыков деталей  $i = 2$ .

По уравнению (5.12) рассчитываем необходимую силу затяжки болтов:

$$F_{\text{зам}} = \frac{1,4 \cdot 2792,7}{2 \cdot 0,1} = 19548,4 \text{ Н.}$$

По таблице Б.8 в предположении, что резьба находится в диапазоне М16...М30, принимаем коэффициент запаса  $[s] = 3$ .

По таблице Б.7 при затяжке болтов допускаемые напряжения определяются по выражению (5.5).

$$[\sigma] = \frac{360}{3} = 120 \text{ МПа.}$$

Из условия (5.4) выражаем внутренний диаметр резьбы:

$$d_1^2 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{\text{зам}}}{\pi \cdot [\sigma]}}; \quad (5.32)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 19548,4}{3,14 \cdot 120 \cdot 10^6}} = 0,01642 \text{ м} = 16,42 \text{ мм.}$$

По таблице Б.6 подбираем резьбу М 20×2,5 с  $d_1 = 17,29$  мм.

**Пример 7** (расчетный случай: «Соединение, выполненное группой болтов, нагружено силами, раскрывающими стык деталей») – Определить диаметр болтов для крепления кронштейна с пластиной (рисунок 5.6), нагруженных силой  $F = 8000$  Н. Материал болтов – сталь 45 с пределом текучести  $\sigma_T = 360$  МПа, коэффициент трения в соединении  $f = 0,12$ .





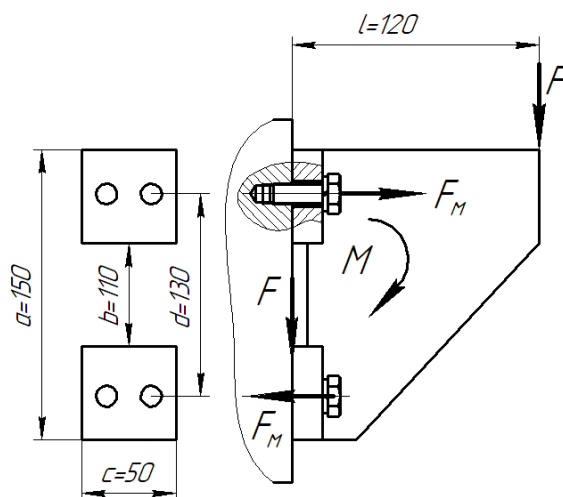


Рисунок 5.6 – Соединение кронштейна с основанием

### Решение

Определение диаметров болтов производится для наиболее нагруженного болта, который определяется в следующем порядке.

Нагрузка  $F$  приводится к центру тяжести стыка деталей. Относительно центра тяжести нагрузка  $F$  создает момент  $M$ , определяемый по выражению

$$M = F \cdot l, \quad (5.33)$$

где  $l$  – плечо силы  $F$  относительно центра тяжести стыка (рисунок 5.6).

$$M = 8000 \cdot 0,12 = 960 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент  $M$  пытается раскрыть верхнюю часть стыка, а сила  $F$  – сдвинуть кронштейн относительно основания. Раскрытию стыка деталей и сдвигу деталей стыке препятствует затяжка болтов с усилием затяжки  $F_{\text{зам}}$ . Определим необходимую силу затяжки болтов из двух условий: условия нераскрытия стыка и условия отсутствия сдвига.

Рассмотрим *условие нераскрытия стыка*.

Сила затяжки создает на стыке деталей напряжения  $\sigma_{\text{зам}}$ . Момент  $M$  снижает напряжения в стыке деталей на величину  $\sigma_M$ . Очевидно, что стык будет оставаться сжатым, если результирующие напряжения в стыке деталей будут больше нуля. С учетом того, что стык деталей должен оставаться сжатым с некоторым запасом, условие нераскрытия стыка деталей запишется в виде

$$\sigma_{\text{зам}} = K \cdot \sigma_M, \quad (5.34)$$

где  $K$  – коэффициент запаса по нераскрытию стыка,  $K = 1,3 \dots 2$  [1].

Напряжения  $\sigma_M$  определяются по выражению

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{CT}}, \quad (5.35)$$

где  $W_{CT}$  – осевой момент сопротивления стыка деталей.

Согласно [3], осевой момент сопротивления для сечения, состоящего из двух прямоугольников, определяется по выражению

$$W_{CT} = \frac{c \cdot (a^3 - b^3)}{6 \cdot a}; \quad (5.36)$$

$$W_{CT} = \frac{0,05 \cdot (0,15^3 - 0,11^3)}{6 \cdot 0,15} = 1,135 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Определяем напряжения от момента  $M$ :

$$\sigma_M = \frac{960}{1,135 \cdot 10^{-4}} = 8,45 \cdot 10^6 \text{ Па} = 8,45 \text{ МПа}.$$

Рассчитываем напряжения от силы затяжки:

$$\sigma_{зам} = 1,5 \cdot 8,45 = 12,675 \text{ МПа}.$$

Напряжения от силы затяжки создаются затяжкой болтов (в данном случае число болтов  $z = 4$ ).

Данные напряжения могут быть определены по выражению

$$\sigma_{зам} = \frac{z \cdot F'_{зам}}{A_{cm}}, \quad (5.37)$$

где  $A_{cm}$  – площадь стыка деталей.

Площадь стыка деталей определяем в рассматриваемом случае по формуле

$$A_{cm} = c \cdot (a - b). \quad (5.38)$$

Подставляя (5.38) в (5.37) и выражая силу затяжки, получим

$$F'_{зам} = \frac{\sigma_{зам} \cdot A_{cm}}{z} = \frac{\sigma_{зам} \cdot c \cdot (a - b)}{z}; \quad (5.39)$$

$$F'_{зам} = \frac{12,675 \cdot 10^6 \cdot 0,05 \cdot (0,15 - 0,11)}{4} = 6337,5 \text{ Н}.$$



Рассмотрим *условие отсутствия сдвига*.

Сдвига деталей не произойдет, если сила трения в стыке деталей, создаваемая затяжкой болтов, будет больше, чем сдвигающая сила  $F$ . С учетом того, что соединение должно обладать некоторым запасом по сдвигу, это условие можно записать математически следующим образом:

$$F''_{зам} \cdot z \cdot f = K' \cdot F, \quad (5.40)$$

где  $K'$  – коэффициент запаса по сдвигу,  $K' = 1,3 \dots 2$  [1].

Тогда необходимая сила затяжки исходя из отсутствия сдвига будет определяться по формуле

$$F''_{зам} = \frac{K' \cdot F}{z \cdot f}; \quad (5.41)$$

$$F''_{зам} = \frac{1,5 \cdot 8000}{4 \cdot 0,12} = 25000 \text{ Н.}$$

В дальнейшем расчете используем максимальную силу затяжки из полученных по условию нераскрытия стыка и условию отсутствия сдвига. То есть  $F_{зам} = F''_{зам} = 25000 \text{ Н}$ .

Кроме силы затяжки, на болты будут действовать усилия  $F_M$  возникающие от момента  $M$  (см. рисунок 5.6). Данные усилия пропорциональны расстояниям от оси болта до центра тяжести стыка. Так как в данном случае болты расположены симметрично относительно центра тяжести стыка, усилия  $F_M$  будут одинаковы для каждого болта и будут определяться по выражению

$$F_M = \frac{2 \cdot M}{d \cdot z}; \quad (5.42)$$

$$F_M = \frac{2 \cdot 960}{0,13 \cdot 4} = 3692,3 \text{ Н.}$$

Так как на каждый болт действует и сила затяжки, и внешняя нагрузка, результирующую нагрузку на болт определяем по выражению (5.8):

$$F_B = 1,3 \cdot 25000 + 0,25 \cdot 3692,3 = 33423 \text{ Н.}$$

По таблице Б.8 в предположении, что резьба находится в диапазоне М16...М30, принимаем коэффициент запаса  $[s] = 3$ .

По таблице Б.7 при затяжке болтов допускаемые напряжения определяются по выражению (5.5):



$$[\sigma] = \frac{360}{3} = 120 \text{ МПа.}$$

Внутренний диаметр резьбы определяем по выражению (5.1):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 33423}{3,14 \cdot 120 \cdot 10^6}} = 0,01883 \text{ м} = 18,83 \text{ мм.}$$

По таблице Б.6 подбираем резьбу M20×1 с  $d_1 = 18,92 \text{ мм}$ .

### Задания для самостоятельного решения.

1 Подобрать штифт грузовой скобы, рассчитанной на подъем груза массой  $m = 1000 \text{ кг}$  (см. рисунок 5.7) толщина каждой из соединяемых штифтом деталей 15 мм. Расчет штифта производить как для болта, поставленного без зазора.

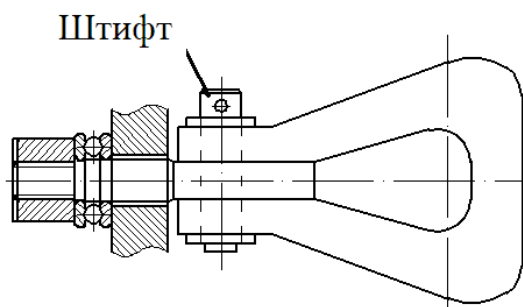
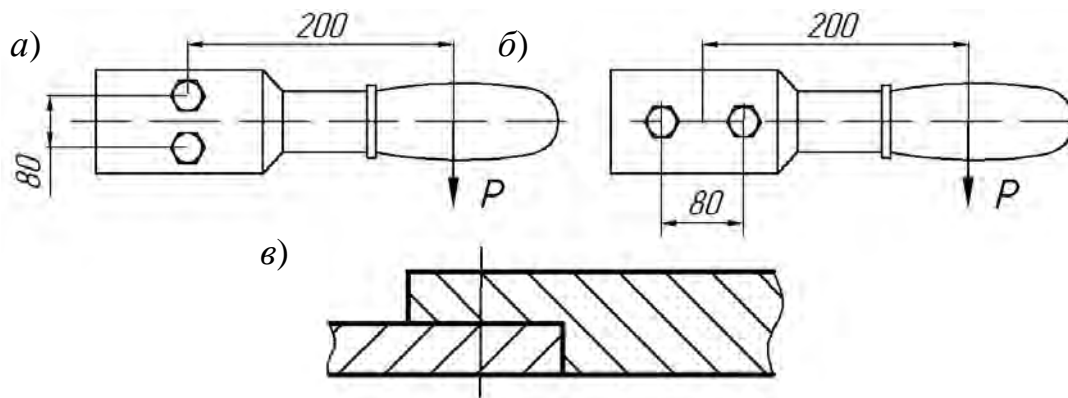


Рисунок 5.7 – Скоба грузовая

2 Определить, при каком из двух случаев установки ручки ножниц по металлу (см. рисунок 5.8) болты будут иметь наименьший диаметр, если усилие рабочего  $P = 100 \text{ Н}$ . Определить диаметр болтов для случая оптимальной установки. Болты поставлены без зазора. Толщина деталей – 6 мм. Материалом болтов задаться самостоятельно.



а, б – варианты установки болтов; в – сечение ручки ножниц

Рисунок 5.8 – Варианты закрепления ручек ножниц по металлу

## Контрольные вопросы

- 1 Какое сечение резьбы используется для расчета на прочность резьбовых соединений при растяжении стержня болта?
- 2 Как учитываются напряжения от момента завинчивания при расчете затянутых резьбовых соединений?
- 3 Что учитывает коэффициент внешней нагрузки?
- 4 Какие условия необходимо учитывать при расчете соединений, выполненных группой болтов, в которых нагрузка раскрывает стык деталей?

## 6 Комбинированные расчеты

При проектировании механизмов расчет различных его элементов (энергетических параметров механизма, расчет передач и соединений) ведется поэтапно. При этом зачастую параметры, полученные в ходе предыдущего расчета, являются исходными данными для расчета следующего элемента, поэтому конструктору необходимо рассматривать расчеты механизма в комплексе, используя и соотнося данные, полученные при расчете различных его элементов. Рассмотрим пример такого расчета.

**Пример 1** – Для привода винтового конвейера (рисунок 6.1) подобрать электродвигатель, если известно, что число зубьев шестерен и колес  $z_1 = 21$ ,  $z_2 = 105$ ,  $z_3 = 19$ ,  $z_4 = 76$ , частота вращения шнека  $n_{ш} = 36 \text{ мин}^{-1}$ , допускаемые контактные напряжения колес тихоходной ступени  $[\sigma_H] = 630 \text{ МПа}$ . Коэффициент расчётной нагрузки принять равным 1,3. Ширина шестерни тихоходной ступени  $b_w = 34 \text{ мм}$ . Модуль колёс тихоходной ступени  $m = 3$ .

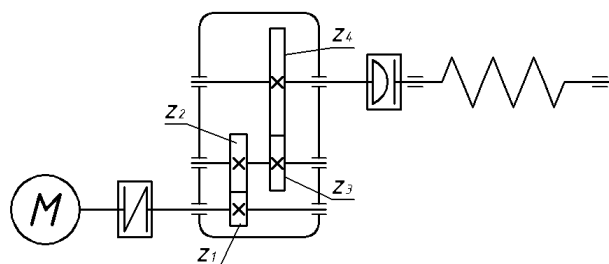


Рисунок 6.1 – Кинематическая схема привода винтового конвейера

### Решение

Электродвигатель подбирается по требуемой частоте вращения  $n_{дв}$  и по мощности  $P_{дв}$ . Определяем общее передаточное отношение привода через числа зубьев зубчатых колес:

$$i_0 = \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_2}{z_1}; \quad (6.1)$$



$$i_0 = \frac{105}{21} \cdot \frac{76}{19} = 20.$$

Определяем требуемую частоту вращения электродвигателя:

$$n_{дв} = n_{ш} \cdot i_0; \quad (6.2)$$

$$n_{дв} = 36 \cdot 20 = 720 \text{ мин}^{-1}.$$

Для определения вращающего момента  $T$  на промежуточном валу редуктора запишем условие прочности для тихоходной передачи редуктора:

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{пп} \cdot T \cdot K_H}{d_{ш}^2 \cdot b_w \cdot \sin(2 \cdot \alpha_w)} \left( \frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H], \quad (6.3)$$

где  $E_{пп}$  – приведенный модуль упругости для материала шестерни тихоходной передачи редуктора (для стали  $E_{пп} = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па);

$K_H$  – коэффициент расчетной нагрузки;

$d_{ш}$  – делительный диаметр шестерни тихоходной передачи редуктора;

$b_w$  – ширина шестерни тихоходной передачи редуктора;

$\alpha_w$  – угол профиля зубьев (для эвольвентных колес  $\alpha_w = 20^\circ$ );

$u$  – передаточное число тихоходной передачи редуктора.

Из условия (6.3) выражаем вращающий момент  $T$ , получаем

$$T = \frac{\left( \frac{[\sigma_H]}{1,18} \right)^2 \cdot d_{ш}^2 \cdot b_w \cdot \sin(2 \cdot \alpha_w)}{E_{пп} \cdot K_H \cdot \left( \frac{u+1}{u} \right)}. \quad (6.4)$$

Определяем делительный диаметр шестерни:

$$d_{ш} = z_3 \cdot m; \quad (6.5)$$

$$d_{ш} = 19 \cdot 3 = 57 \text{ мм}.$$

Вычисляем передаточное отношение тихоходной передачи:

$$i_{тп} = \frac{z_4}{z_3}; \quad (6.6)$$



$$i_{III} = \frac{105}{21} = 5.$$

Рассчитываем по (6.4) вращающий момент  $T$  на промежуточном валу редуктора:

$$T = \frac{\left(\frac{630 \cdot 10^6}{1,18}\right)^2 \cdot 0,057^2 \cdot 0,034 \cdot \sin(40)}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,3 \cdot \left(\frac{5+1}{5}\right)} = 62,14 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем частоту вращения промежуточного вала редуктора:

$$n_{IP} = n_{III} \cdot i_{III}; \quad (6.7)$$

$$n_{IP} = 36 \cdot 5 = 180 \text{ мин}^{-1}.$$

Находим угловую скорость промежуточного вала:

$$\omega_{IP} = \frac{\pi \cdot n_{IP}}{30}; \quad (6.8)$$

$$\omega_{IP} = \frac{3,14 \cdot 180}{30} = 18,84 \text{ с}^{-1}.$$

Определяем мощность, реализуемую на промежуточном валу редуктора:

$$P_{IP} = T \cdot \omega_{IP}; \quad (6.9)$$

$$P_{IP} = 62,14 \cdot 18,84 = 1170,7 \text{ Вт}.$$

По таблице А.1 [2] принимаем коэффициент полезного действия зубчатой закрытой передачи  $\eta_{зп} = 0,97$ , коэффициент полезного действия муфты  $\eta_M = 0,98$ , коэффициент полезного действия пары подшипников  $\eta_{III} = 0,99$ .

Рассчитываем мощность электродвигателя:

$$P_{ДВ} = \frac{P_{IP}}{\eta_{зп} \cdot \eta_M \cdot \eta_{III}^2}, \quad (6.10)$$

$$P_{ДВ} = \frac{1170,7}{0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2} = 1256,5 \text{ Вт} = 1,26 \text{ кВт}.$$

По таблице А.1 [2] подбираем электродвигатель 4А100L8У3 с частотой вращения  $n = 720 \text{ мин}^{-1}$  и мощностью  $P = 1,5 \text{ кВт}$ .



### Задание для самостоятельного решения.

Венец червячного колеса скреплён со ступицей тремя болтами, поставленными с зазором (рисунок 6.2). Подобрать для данного соединения болты с метрической резьбой, если допускаемые напряжения для резьбы  $[\sigma] = 180$  МПа, допускаемые контактные напряжения в червячном зацеплении  $\sigma_H = 160$  МПа, число зубьев червячного колеса  $z_2 = 34$ , число заходов червяка  $z_1 = 1$ , коэффициент диаметра червяка  $q = 8$ , модуль зацепления  $m = 6,3$ . Коэффициент расчётной нагрузки принять равным единице. Коэффициент трения в соединении  $f = 0,15$ .

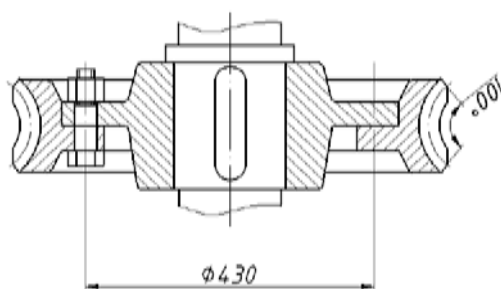


Рисунок 6.2 – Колесо червячное

### Список литературы

- 1 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 15-е изд., испр. и доп. – Москва : Юрайт, 2016. – 408 с.: ил.
- 2 Детали машин: методические рекомендации к практическим занятиям для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» очной и заочной форм обучения / Сост. А. Е. Науменко. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2019. – Ч. 1. – 48 с.
- 3 **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора машиностроителя: в 3 т. / В. И. Анурьев; под ред. И. Н. Жесковой. – 8-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 2001. – Т. 1. – 920 с.: ил.



## Приложение А (справочное)

### *Справочные данные для проверочного расчета вала на усталостную выносливость и расчета подшипников качения*

Таблица А.1 – Размеры канавки для выхода шлифовального круга ГОСТ 8820–69

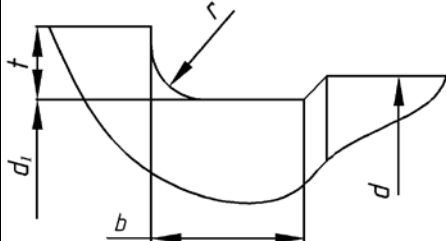
$d$ , мм	$b$ , мм	$d_1$ , мм	$r$ , мм	
10...50	3,0	$d - 0,5$	1,0	
50...100	5,0	$d - 1$	1,6	
Св. 100	10,0		2,0	

Таблица А.2 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для галтели и канавки для выхода шлифовального круга

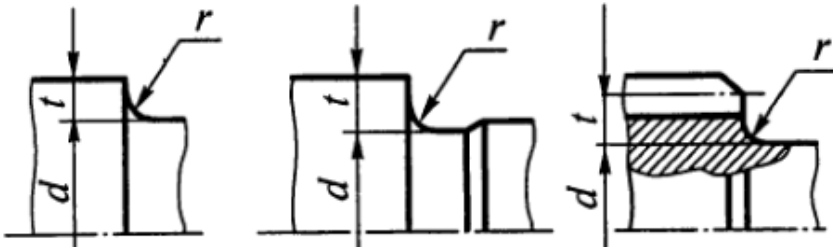
		$K_\sigma$				$K_\tau$			
$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$	при $\sigma_B$ , МПа				при $\sigma_B$ , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Таблица А.3 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шпоночного паза

$\sigma_B$ , МПа	$K_\sigma$		$K_\tau$
	Паз выполнен концевой фрезой	Паз выполнен дисковой фрезой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,6	1,9	2,4

Таблица А.4 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шлицев и резьбы

$\sigma_B$ , МПа	$K_\sigma$		$K_\tau$		
	для шлицев	для резьбы	для прямобочных шлицев	для эвольвентных шлицев	для резьбы
500	1,45	1,8	2,25	1,45	1,35
700	1,6	2,2	2,45	1,5	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

Таблица А.5 – Коэффициент поверхностного упрочнения

Способ упрочнения поверхности	$K_V$		
	$K_\sigma = 1$	$K_\sigma = 1,1 \dots 1,5$	$K_\sigma$ более 1,8
Закалка ТВЧ	1,3...1,6	1,6...1,7	2,4...2,8
Азотирование	1,15...1,25	1,3...1,9	2,0...3,0
Обкатка роликом	1,2...1,4	1,5...1,7	1,8...2,2
Дробеструйный наклеп	1,1...1,3	1,4...1,5	1,6...2,5

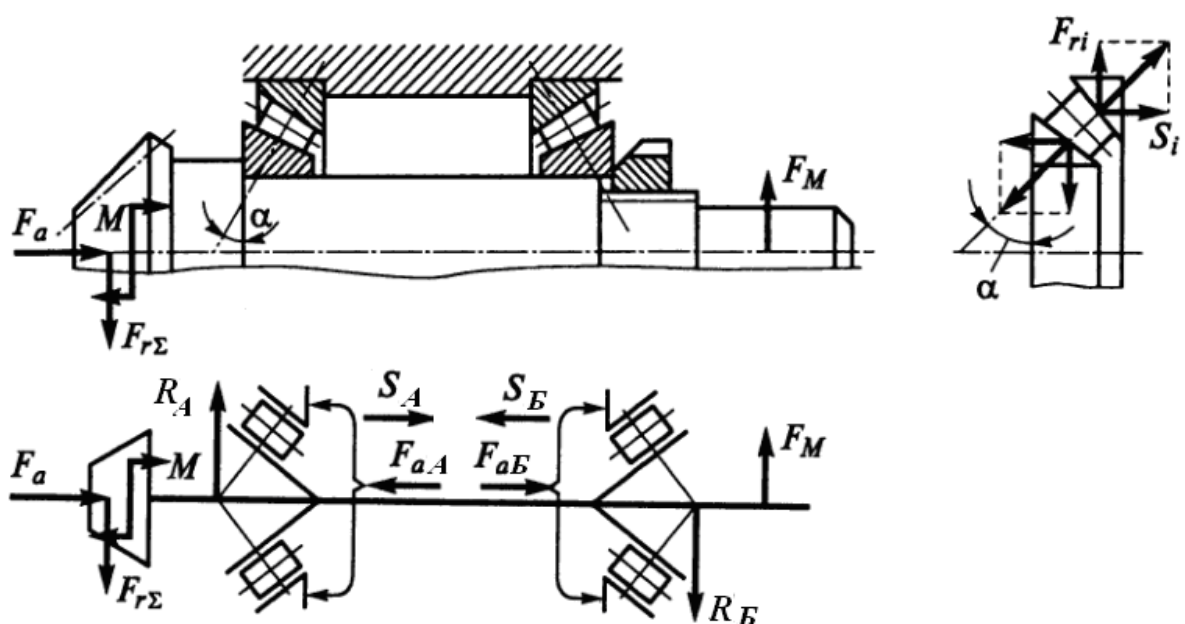


Рисунок А.1 – Схема определения усилий в радиально-упорных подшипниках

Таблица А.6 – Справочные данные для расчёта подшипников

Тип подшипника	$\alpha$ , град	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{V \cdot R} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot R} > e$		$e$
			$X$	$Y$	$X$	$Y$	
Радиальный шариковый однорядный	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	1,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
Радиально-упорный шариковый однорядный	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17				1,13	0,48
		0,29				1,14	0,52
		0,43				1,01	0,54
		0,57				1,00	0,54
	26	–	1	0	0,41	0,87	0,68
	36	–	1	0	0,37	0,66	0,95
Подшипники роликовые конические однорядные		–	1	0	0,4	$0,4 \cdot \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha$

Таблица А.7 – Статические коэффициенты радиальной и осевой сил

Тип подшипника	$X$	$Y$
Радиальный шариковый	0,6	0,5
Радиально-упорный шариковый	0,5	0,47...0,28 (при $\alpha = 12...36^\circ$ )
Радиально-упорный роликовый	0,5	$0,22 \cdot \operatorname{ctg} \alpha$

## Приложение Б (справочное)

### *Справочные данные для расчета соединений*

Таблица Б.1 – Размеры шпонок призматических ГОСТ 23360–78

Диаметр вала $d$ , мм	Сечение шпонки $b \times h$ , мм	Глубина паза $t$ , мм	Диаметр вала $d$ , мм	Сечение шпонки $b \times h$ , мм	Глубина паза $t$ , мм
От 6 до 8	2×2	1,2	От 44 до 50	14×9	6,0
От 8 до 10	3×3	1,8	От 50 до 58	16×10	7,0
От 10 до 12	4×4	2,5	От 58 до 65	18×11	7,5
От 12 до 17	5×5	3,0	От 65 до 75	20×12	9,0
От 17 до 22	6×6	3,5	От 75 до 85	22×14	9,0
От 22 до 30	7×7	4,0	От 85 до 95	24×14	10,0
От 22 до 30	8×7	5,0	От 95 до 110	28×16	11,0
От 30 до 38	10×8	5,0	От 100 до 130	32×18	12,0
От 38 до 44	12×8	5,5	...		

*Примечание* – Длины шпонок, мм: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, ...

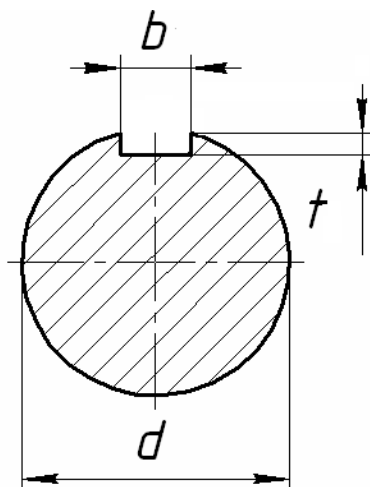


Рисунок Б.1 – Шпоночный паз ГОСТ 23360–78

Таблица Б.2 – Допускаемые напряжения смятия для шпонок

Тип соединения	Вид посадки ступицы на вал	Допускаемое напряжение $[\sigma_{см}]$ , МПа
Подвижное	С зазором	20...30
Неподвижное	Переходная	80...150
	С натягом	110...200

Таблица Б.3 – Размеры шлицов прямоугольных ГОСТ 1139–80

$z \times d \times D$	Число зубьев $z$	$d$ , мм	$D$ , мм	$b$ , мм	$c$ , мм
<i>Легкая серия</i>					
6×23×26	6	23	26	6	0,3
6×26×30	6	26	30	6	0,3
6×28×12	6	28	32	7	0,3
8×32×36	8	32	36	6	0,4
8×36×40	8	36	40	7	0,4
8×42×46	8	42	46	8	0,4
8×46×50	8	46	50	9	0,4
8×52×58	8	52	58	10	0,5
8×56×62	8	56	62	10	0,5
8×62×68	8	62	68	12	0,5
10×72×78	10	72	78	12	0,5
...					
<i>Средняя серия</i>					
6×11×14	6	11	14	3,0	0,3
6×13×16	6	13	16	3,5	0,3
6×16×20	6	16	20	4,0	0,3
6×18×22	6	18	22	5,0	0,3
6×21×25	6	21	25	5,0	0,3
6×23×28	6	23	28	6,0	0,3
6×26×32	6	26	32	6,0	0,4
6×28×34	6	28	34	7,0	0,4
8×32×38	8	32	38	6,0	0,4
...					
<i>Тяжелая серия</i>					
10×16×20	10	16	20	2,5	0,3
10×18×23	10	18	23	3,0	0,3
10×21×26	10	21	26	3,0	0,3
10×23×29	10	23	29	4,0	0,3
10×26×32	10	26	32	4,0	0,4
10×28×35	10	28	35	4,0	0,4
10×32×40	10	32	40	5,0	0,4
10×36×45	10	36	45	5,0	0,4
...					



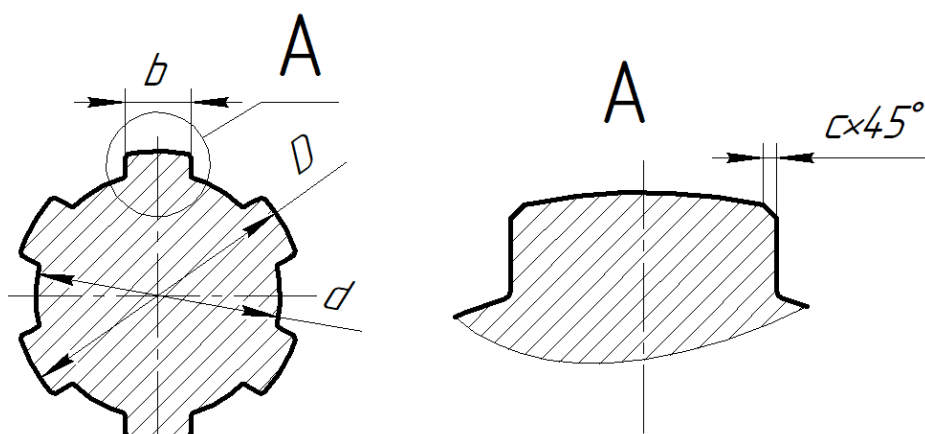


Рисунок Б.2 – Геометрические параметры прямобочных шлицев

Таблица Б.4 – Допускаемые напряжения смятия для зубчатых соединений

Тип соединения	Условия эксплуатации	Допускаемое напряжение $[\sigma_{см}]$ , МПа	
		$\leq 350 \text{ НВ}$	$\geq 40 \text{ HRC}$
Неподвижное	а	35...50	40...70
	б	60...100	100...140
	в	80...120	120...200
Подвижное без нагрузки (например, коробки скоростей)	а	15...20	20...35
	б	20...30	30...60
	в	25...40	40...70
Подвижное под нагрузкой	а	–	3...10
	б	–	5...15
	в	–	10...20

*Примечание* – Условия эксплуатации: а – тяжелые; б – средние; в – хорошие

Таблица Б.5 – Допускаемые напряжения для сварных соединений

Вид сварки	Допускаемое напряжение в швах при		
	растяжении $[\sigma']$	сжатии $[\sigma']$	срезе $[\tau']$
Автоматическая под флюсом, ручная электродами Э42А и Э50А, контактная стыковая	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,65 [\sigma]_p$
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая сварка	$0,9 [\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,6 [\sigma]_p$
Контактная точечная и шовная	–	–	$0,5 [\sigma]_p$

*Примечание* –  $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей при статических нагрузках,  $[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{s}$ ; для металлических конструкций запас прочности  $s = 1,4...1,6$

Таблица Б.6 – Резьба метрическая ГОСТ 9150–81

Номинальный диаметр резьбы $d$ , мм	Шаг резьбы $p$ , мм	Средний диаметр резьбы $D_2 = d_2$ , мм	Внутренний диаметр резьбы $D_1 = d_1$ , мм
8	1,25	7,19	6,65
	1,0	7,35	6,92
	0,75	7,51	7,19
10	1,5	9,03	8,38
	1,25	9,19	8,65
	1,0	9,35	8,92
	0,75	9,51	9,19
12	1,75	10,86	10,11
	1,5	11,03	10,38
	1,25	11,19	10,65
	1,0	11,35	10,92
16	2	14,7	13,84
	1,5	15,03	14,38
	1,0	15,35	14,92
20	2,5	18,38	17,29
	2	17,7	17,84
	1,5	19,03	18,38
	1	19,35	18,92
24	3	22,05	20,75
	2	22,7	21,84
	1,5	23,03	22,38
	1	23,35	22,92
30	3,5	27,13	26,21
	3	28,05	26,75
	2	28,7	27,84
	1,5	29,03	28,38
	1	29,35	28,92
36	4	33,4	31,67
	3	34,05	32,75
	2	34,7	33,84
	1,5	35,03	34,37

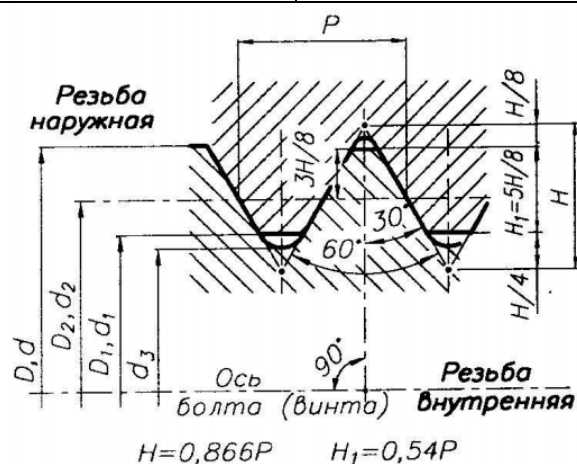


Таблица Б.7 – Допускаемые напряжения для резьбовых соединений

Вид нагрузки	Рекомендуемая величина
Растягивающая внешняя нагрузка:	
без затяжки болтов	$[\sigma] = 0,6 \cdot \sigma_T$
с затяжкой болтов	$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s]}$ [s] выбирается по таблице Б.7 при неконтролируемой затяжке; [s] = 1,5...2,5 при контролируемой затяжке
Поперечная внешняя нагрузка:	$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s]}$
болты поставлены с зазором	[s] выбирается по таблице Б.7 при неконтролируемой затяжке; [s] = 1,5...2,5 при контролируемой затяжке
болты поставлены без зазора	$[\tau] = 0,4 \cdot \sigma_T$ при статической нагрузке; $[\tau] = (0,2...0,3) \cdot \sigma_T$ при переменной нагрузке; $[\sigma_{см}] = 0,8 \cdot \sigma_T$ – сталь; $[\sigma_{см}] = (0,4...0,5) \cdot \sigma_B$ – чугун
Прочность деталей в стыке	$[\sigma_{см}] = 0,8 \cdot \sigma_T$ – сталь; $[\sigma_{см}] = 0,4 \cdot \sigma_B$ – чугун; $[\sigma_{см}] = 1...2$ МПа – бетон; $[\sigma_{см}] = 2...4$ – дерево

Таблица Б.8 – Допускаемые напряжения для резьбовых соединений

Материал болта	Коэффициент запаса [s] при неконтролируемой затяжке и постоянной нагрузке при		
	М6...М16	М16 ... М30	М30 ... М60
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,5
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	3,3

