

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

**«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»
Высшая школа технологии и энергетики
Кафедра основ конструирования машин**

ДЕТАЛИ МАШИН

СОЕДИНЕНИЯ

Задачи для практических занятий

Методические указания для студентов всех форм обучения
по направлению подготовки

15.03.02 — Технологические машины и оборудование

Составители:
М. В. Аввакумов
Н. В. Рокотов
В. М. Гребенникова

Санкт-Петербург
2025

Утверждено
на заседании кафедры ОКМ
04.02.2025 г., протокол № 5

Рецензент В. И. Сидельников

Методические указания соответствуют программе и учебному плану дисциплины «Детали машин» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование».

В методические указания включены задачи и примеры расчета разъемных и неразъемных соединений для практических занятий. Для самостоятельного решения задач в приложении приведены необходимые справочные материалы.

Методические указания предназначены для бакалавров всех форм обучения.

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД в качестве
методических указаний

Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016, по паролю.
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 05.03.2025 г. Рег.№ 5113/25

Высшая школа технологии и энергетики СПб ГУПТД
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2025

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. Расчеты на прочность. Определение допускаемых напряжений.....	5
2. Сварные соединения	12
3. Клеевые соединения	21
4. Резьбовые соединения	25
5. Винтовые соединения.....	35
6. Шпоночные и шлицевые (зубчатые) соединения.....	43
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	51
ПРИЛОЖЕНИЯ	52

ВВЕДЕНИЕ

Современное целлюлозно-бумажное производство характеризуется многообразием применяемого оборудования, в механизмах которого широко используются различные виды разъемных и неразъемных соединений деталей. Обучение методам расчета деталей, сборочных единиц является важной задачей при подготовке механиков.

В учебном плане дисциплины «Детали машин» предусмотрены практические занятия, которые способствуют закреплению, углублению и практическому применению теоретических знаний, полученных на лекциях.

Преподавание дисциплины затруднено из-за недостаточного количества имеющихся сборников задач с примерами их решения для самостоятельной работы студентов. Необходимо также иметь набор задач для проведения практических занятий.

Методические указания охватывают следующие вопросы курса «Детали машин»: сварные и клеевые соединения; резьбовые и винтовые соединения; шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения. В подготовленных методических указаниях для каждого вида соединений деталей приведены примеры выполнения типовых задач. В приложении помещены справочные материалы необходимые для самостоятельного решения приведенных задач.

Наличие задачника по деталям машин будет способствовать развитию у студентов практических навыков, инициативы и интереса к предмету. Выбор задач для решения в аудитории и домашних работ определяется преподавателем в зависимости от объема курса.

Включенные в методические указания задачи могут быть использованы для составления экзаменационных билетов.

1. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Определение допускаемых напряжений

ПРИМЕРЫ

Пример. Определить допускаемые напряжения и рассчитать ось блока канатного грузоподъемного крана для двух вариантов конструкции узла: ось неподвижная (рис. 1, а); ось вращается с блоком, насаженным по переходной посадке Н7/к6 (рис. 1, б). Нагрузка $F = 15000$ Н. Диаметр оси $d = 50$ мм, расстояние между щеками блока $l = 100$ мм. Материал оси принять: сталь 40 с механическими характеристиками: $\sigma_T = 340$ МПа; $\sigma_B = 580$ МПа.

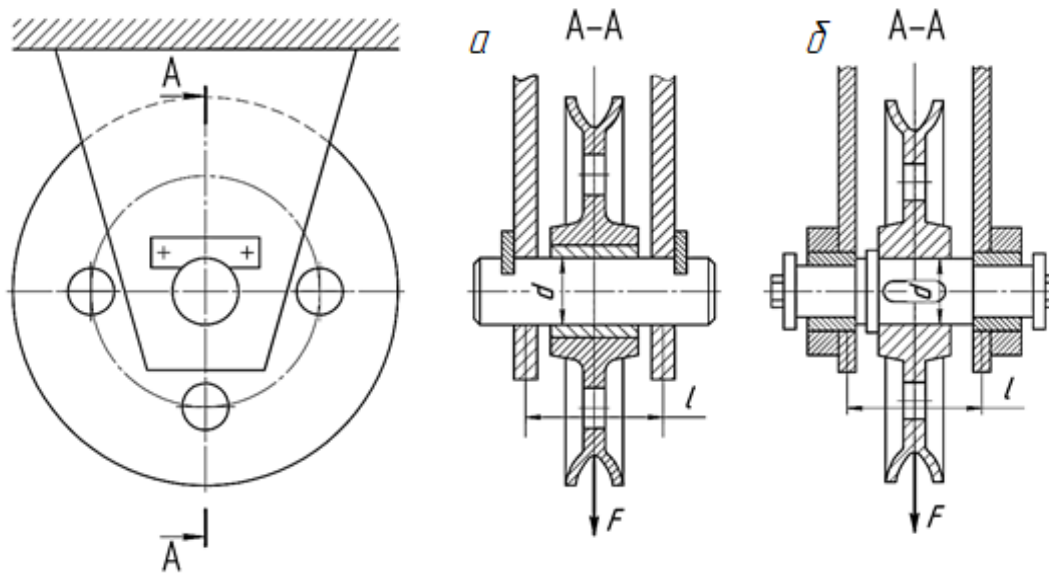


Рисунок 1 – Установка канатного блока

Решение

1. Составление расчетной схемы оси. Определение реакций опор и изгибающих моментов

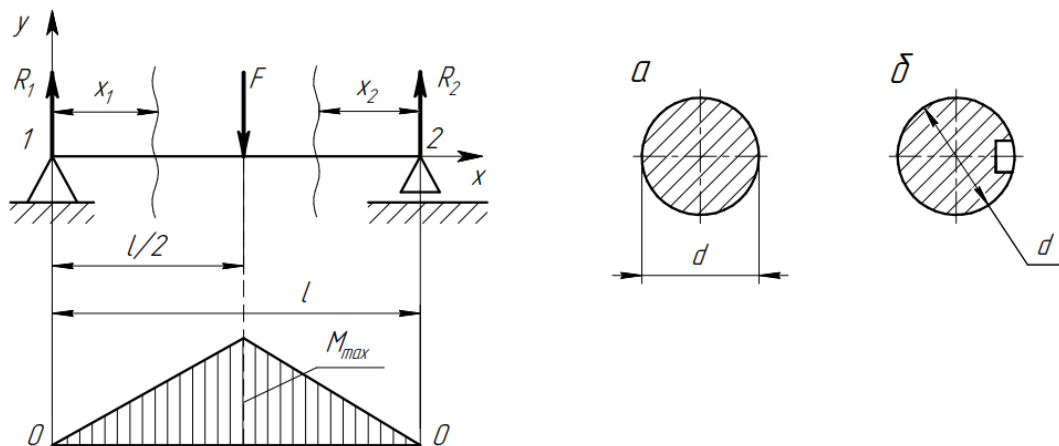


Рисунок 2 – Расчетная схема оси

Определение реакций опор.

Уравнения равновесия:

$$\sum M_1 = 0. \quad R_2 \cdot l - F \cdot l/2 = 0,$$

$$R_2 = F \cdot l / (2 \cdot l) = (15000 \cdot 100) / (2 \cdot 100) = 7500 \text{ Н};$$

$$\sum M_2 = 0. \quad -R_1 - F + R_2 = 0,$$

$$R_1 = (F \cdot l) / (2 \cdot l) = (15000 \cdot 100) / (2 \cdot 100) = 7500 \text{ Н};$$

$$\sum Y_2 = 0. \quad R_1 - F + R_2 = 0,$$

$$7500 - 15000 + 7500 = 0.$$

Определение изгибающих моментов:

$$0 \leq x_1 \leq l/2$$

$$M_1 = +R_1 \cdot x_1: \quad \text{при } x_1 = 0; \quad M_1 = 0;$$

$$\text{при } x_1 = l/2; \quad M_1 = +R_1 \cdot l/2 = 7500 \cdot 100/2 = 375 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2. Определение расчетных напряжений изгиба в материале оси в опасном сечении

$$\sigma_F = M_{\max} / W = M_{\max} / (0,1 \cdot d^3) = 375 \cdot 10^3 / (0,1 \cdot 50^3) = 30 \text{ Н/мм}^2,$$

где W – осевой момент сопротивления сечения оси, мм^3 ;

$M_{\max}$ – наибольший изгибающий момент, $M_{\max} = 375 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

3. Определение допускаемых напряжений для оси блока

3.1. Ось неподвижная (рис. 1, а)

В неподвижной оси под действием постоянной нагрузки F и изгибающего момента M возникают статические напряжения изгиба

$$[\sigma_F] = \sigma_{TF} \cdot K_d / [s], \text{ Н/мм}^2,$$

где σ_{TF} – предел текучести материала при изгибе, $\sigma_{TF} = 1,2 \cdot \sigma_T, \text{ Н/мм}^2$;

σ_T – предел текучести материала. Для стали 40 $\sigma_T = 340 \text{ Н/мм}^2$;

K_d – коэффициент, учитывающий влияния абсолютных размеров сечения детали, $K_d = 0,81$ (табл. П. 1);

$[s]$ – минимально допустимый коэффициент запаса прочности (коэффициент безопасности). Для стали принимаем $[s] = 2,0$ (табл. 1).

$$[\sigma_F] = 1,2 \cdot 340 \cdot 0,81 / 2 = 165,2.$$

Условие прочности выполняется, так как

$$\sigma_F = 30 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_F] = 165,2 \text{ Н/мм}^2.$$

3.2. Ось вращается (рис. 1. б)

Под действием момента M (рис. 2) в материале вращающей оси возникают переменные напряжения изгиба, изменяющиеся по симметричному циклу (рис. 3). Коэффициент асимметрии цикла $R_\sigma = -1$.

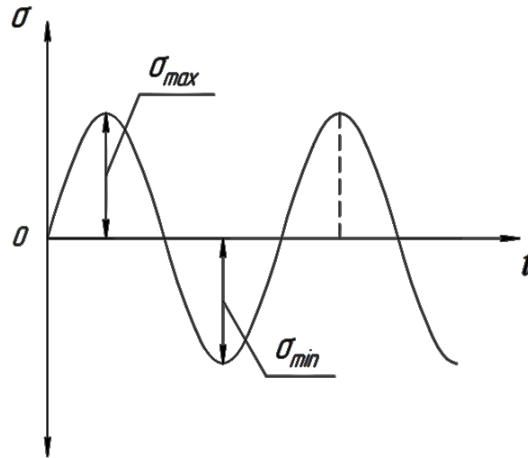


Рисунок 3 – Симметричный цикл изменения напряжений

Допускаемые напряжения изгиба при симметричном цикле:

$$[\sigma_{-1F}] = \frac{\sigma_{-1F} \cdot K_d \cdot K_F}{[s] \cdot K_\sigma} \cdot K_L, \text{ Н/мм}^2,$$

где σ_{-1F} — предел выносливости материала при изгибе с симметричным циклом. Для углеродистой стали $\sigma_{-1F} \approx 0,43\sigma_B$, Н/мм² (табл. 2).

$K_d = 0,81$ при $d = 50$ мм (табл. П.1);

K_F — коэффициент влияния шероховатости поверхности. При тонкой токарной обточке резцом и $\sigma_B = 580$ МПа, $K_F = 0,89$ (табл. П. 2);

K_L — коэффициент долговечности. $K_L = 1,0$, так как срок службы не указан;

K_σ — эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений при изгибе;

$[s] = 2,0$ — коэффициент безопасности (табл. 1).

В опасном сечении оси А-А возникает концентрация местных напряжений от запрессовки блока на ось по посадке $K_{\sigma 2}$ и шпоночной канавки $K_{\sigma 1}$. При шпоночной канавке, изготовленной концевой фрезой $K_{\sigma 1} = 1,8$ (табл. П. 3).

При посадке к6 и $d = 50$ мм, $\sigma_B = 580$ МПа, $K_{\sigma 2} = 2,47$ (табл. П. 4).

Учитываем влияние запрессовки на концентрацию местных напряжений, так как $K_{\sigma 2} = 2,47 > K_{\sigma 1} = 1,75$.

$$[\sigma_{-1F}] = \frac{0,43 \cdot \sigma_B \cdot K_d \cdot K_F}{[s] \cdot K_{\sigma 2}} \cdot K_L = \frac{0,43 \cdot 580 \cdot 0,81 \cdot 0,89}{2 \cdot 2,47} \cdot 1,0 = 36,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Условие прочности выполняется:

$$\sigma_F = 30 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{-1F}] = 36,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Таблица 1 – Рекомендуемые значения допустимых коэффициентов запаса прочности (неизвестны условия работы и качество материала детали)

Для пластичных материалов	$[s] = 1,5 - 2,0$
Для хрупких материалов	$[s] = 3,0 - 6,0$
Для цветных материалов	$[s] = 1,5 - 3,0$
Для пластмасс	$[s] = 3,0 - 5,0$

Таблица 2 – Эмпирические формулы для определения пределов выносливости материала

Материал детали	Деформация	Симметричный цикл	Пульсирующий цикл
Сталь углеродистая	Изгиб	$\sigma_{-1F} \approx 0,43\sigma_B$	$\sigma_{0F} = (1,4 - 1,6)\sigma_{-1F}$
Сталь легированная	Изгиб	$\sigma_{-1F} = (0,45 - 0,50)\sigma_B$	$\sigma_{0F} = 1,6\sigma_{-1F}$
Сталь углеродистая	Растяжение – сжатие	$\sigma_{-1p} \approx 0,33\sigma_B$	$\sigma_{0p} = 0,5\sigma_B$
Сталь легированная	Растяжение – сжатие	$\sigma_{-1p} = (0,7 - 0,9)\sigma_{-1F}$	$\sigma_{0p} = 1,6\sigma_{-1p}$
Сталь углеродистая	Кручение	$\tau_{-1} \approx (0,22 - 0,25)\sigma_B$	$\tau_{0p} = 0,3\sigma_B$
Сталь легированная	Кручение	$\tau_{-1} \approx (0,50 - 0,65)\sigma_{-1F}$	–
Чугун	Изгиб	$\sigma_{-1F} = 0,22\sigma_{Bи}$	$\sigma_0 = (1,2 - 1,5)\sigma_{-1F}$
Чугун	Растяжение – сжатие	$\sigma_{-1p} = (0,35 - 0,45)\sigma_B$	$\sigma_{0p} = (1,2 - 1,5)\sigma_{-1p}$
Чугун	Кручение	$\tau_{-1} \approx (0,75 - 0,90)\sigma_{-1F}$	$\tau_0 = (1,2 - 1,3)\tau_{-1}$

Обозначения: σ_B – предел прочности; σ_{-1} – предел выносливости (усталости) материала детали при симметричном цикле изменения напряжений (σ_{-1F} – изгиба, σ_{-1p} – растяжения-сжатия); σ_0 – предел выносливости при пульсирующем цикле изменения напряжений (σ_{0F} – изгиба, σ_{0p} – растяжения-сжатия); τ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле изменения касательных напряжений кручения.

ЗАДАЧИ

1. Проверить прочность оси 1 тележки (рис. 4) двух вариантов установки: ось неподвижная; ось вращается вместе с ходовым колесом. Исходные данные для расчета представлены в таблице 3. Материал оси – сталь 35.

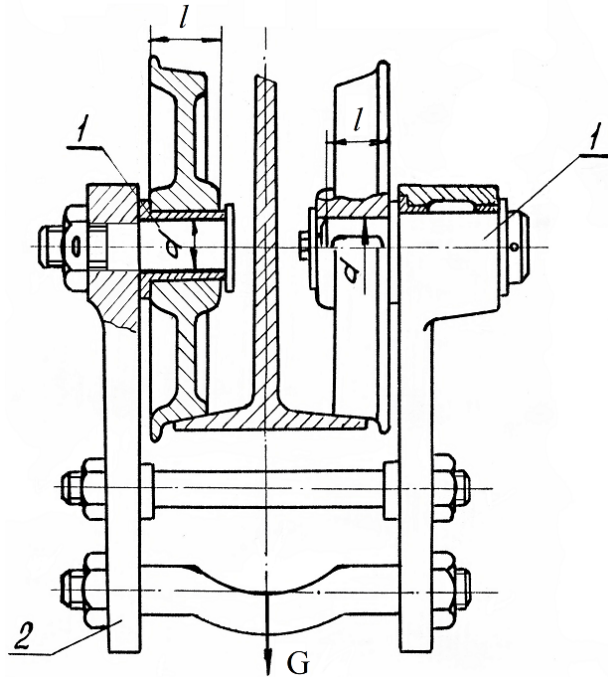


Рисунок 4 – Установка оси тележки

Таблица 3

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, G , кН	10	16	20	25	30	35	40	35	50	18
Диаметр цапфы, d , мм	30	35	40	45	50	52	55	42	60	35
Длина, l , мм	80	60	100	90	120	110	140	95	160	70

2. Проверить прочность рычага 1 поршневого двухстороннего насоса (рис. 5) в сечении А-А и определить диаметр цилиндрической части стойки 2, если она изготовлена из стали Ст4. Давление F на рукоятку 3 одинаково по величине, но при работе насоса имеет переменное направление. Исходные данные представлены в табл. 4. Размеры сечения рычага А-А: $a = d = 0,25b$.

Таблица 4

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Усилие на рукоятку, F , Н	180	220	200	190	220	230	250	270	300	160
Плечо рычага, l_1 , мм	70	75	80	78	80	80	85	86	85	60
Плечо рычага, l_2 , мм	300	200	320	250	350	300	370	280	350	400
Ширина рычага, b , мм	20	30	25	30	28	30	35	40	32	40
Материал рычага	Ст3	Ст4	Ст5	Ст4	Ст3	Ст4	Ст3	Ст3	Ст5	Ст3

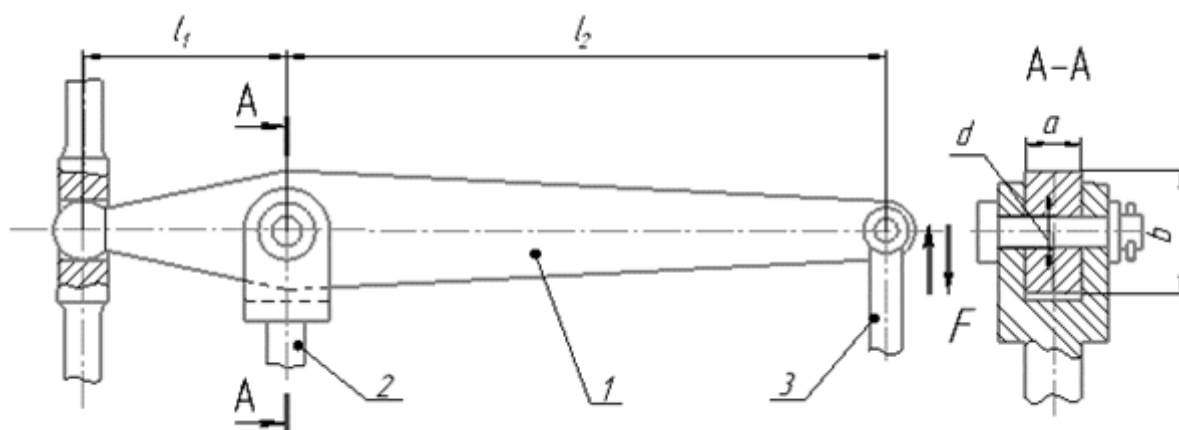


Рисунок 5 – Устройства рычага двухстороннего насоса:
1 – рычаг; 2 – стойка; 3 – рукоятка

3. Проверить прочность рычага 1, сжимающего пружину толкателя распределительного клапана (рис. 6), в сечении А-А и оси кулачка 2 (вид Б) по данным таблицы 5. Рычаг поворачивается относительно точки О. В положении, показанном на рисунке, пружина освобождена и нагрузку на рычаг не передает. Материал оси – сталь 45. Размеров сечения рычага А-А: $a = d = 0,25b$.

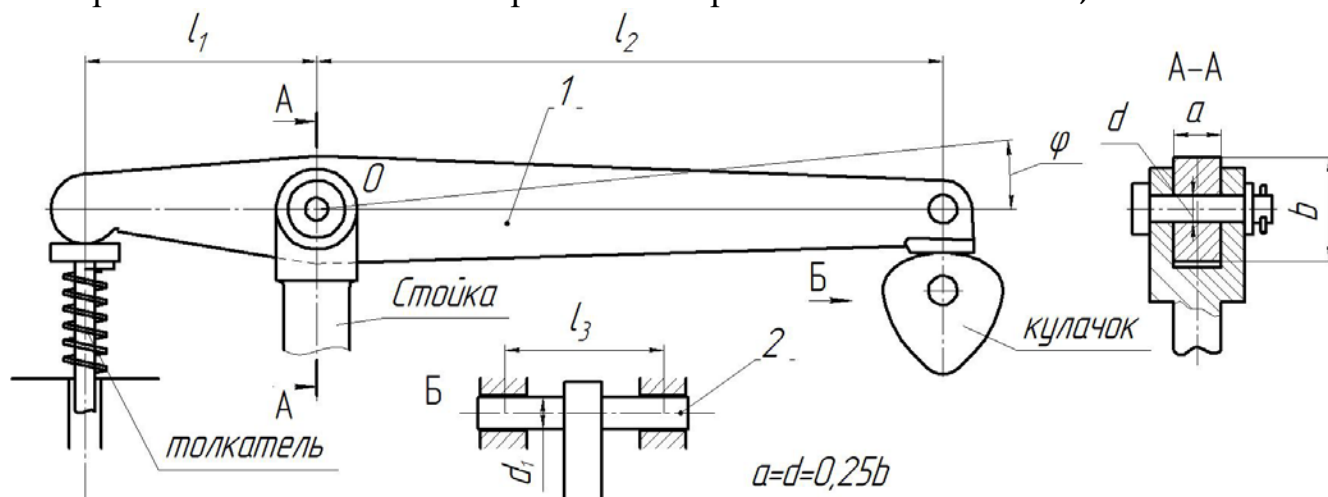


Рисунок 6 – Устройство рычага распределительного клапана:
1 – рычаг; 2 – ось кулачка; 3 – кулачок

Таблица 5

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Усилие на кулачке, F, Н	350	200	400	300	450	480	500	360	300	250
Плечо рычага, l_1 , мм	70	60	80	65	80	75	90	80	75	60
Плечо рычага, l_2 , мм	250	320	300	280	350	360	320	250	280	300
Ширина рычага, b, мм	25	30	30	35	30	35	30	28	38	40
Диаметр оси кулачка, d_1 , мм	7	8	8	10	7	10	8	10	8	10
Длина оси кулачка, l_3 , мм	40	40	45	45	40	45	45	40	45	35
Материал рычага	Ст3	Ст3	СЧ18	Ст4	Ст5	Ст5	Ст4	Ст3	СЧ15	Ст5

4. Крышка сосуда, работающего под давлением (рис. 7), крепится откидными болтами 1, закрепленными на осях 2. Нагрузка на ось передается через стержень болта. Составить расчетную схему и определить размеры осей и болтов, если нагрузка изменяется циклически от P_{min} до P_{max} . Исходные данные приведены в таблице 6.

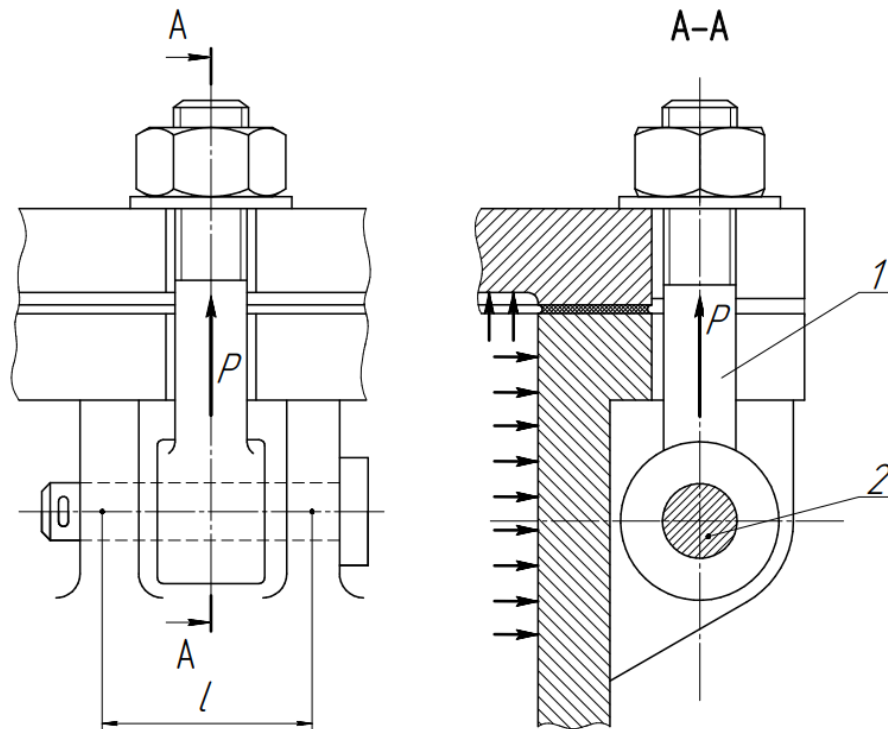


Рисунок 7 – Крепление крышки сосуда:
1 – откидной болт; 2 – ось

Таблица 6

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Нагрузка на болт, P_{min} , кН	10	12	15	16	10	18	15	8	20	25
Нагрузка на болт, P_{max} , кН	30	35	40	35	40	45	50	40	50	55
Длина l , мм	40	35	40	35	40	45	50	40	50	50
Материал оси	Ст3	Ст3	Сталь 45	Ст5	Ст3	Ст3	Ст4	Ст5	Сталь 40	Ст5
Материал болта	Сталь 20					Сталь 30				

2. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ПРИМЕРЫ

Пример 1. Рассчитать сварное тавровое соединение косынки 1 к плите 2 основания настенного домкрата (рис. 8). Вес груза $F = 10$ кН. Размеры косынки $l = 280$ мм, толщина $\delta = 8$ мм, вылет $L = 300$ мм. Материал косынки и плиты Ст3 ГОСТ 380-2005. Сварка дуговая ручная электродом Э42А. Расчеты выполнить для случая сварки угловым и стыковым швами.

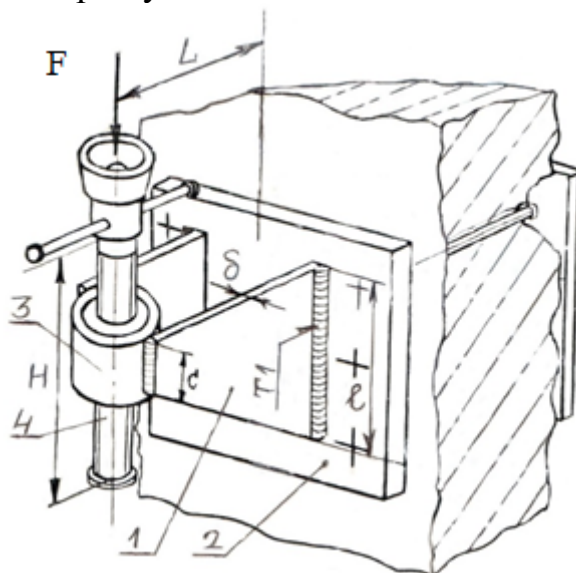


Рисунок 8 – Настенный домкрат:

1 – косынка; 2 – плита; 3 – корпус гайки; 4 – винт

Решение

1. Расчетная схема сварного соединения

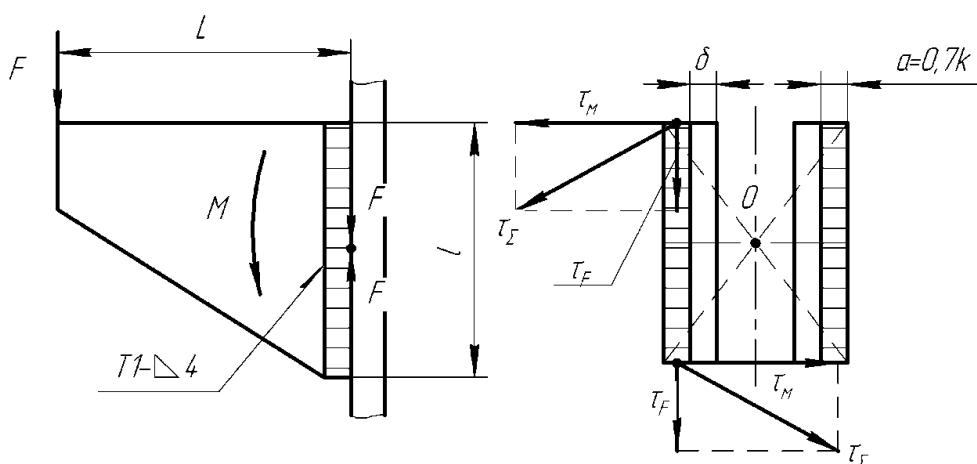


Рисунок 9 – Расчетная схема сварного соединения угловыми швами

Перенесем силу веса груза в центр тяжести сварного соединения (точку О). На сварные швы действуют сдвигающая сила $F = 10000$ Н и момент пары сил

$$M = F \cdot L = 10000 \cdot 0,3 = 3000 \text{ Н} \cdot \text{м} = 3 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2. Расчет сварного соединения угловым швом

Катет сварного шва

$$\delta_{min} \geq k \geq 3 \text{ мм},$$

где δ_{min} – минимальная толщина свариваемых деталей.

Касательные напряжения от сдвигающей силы F

$$\tau_F = \frac{F}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{F}{2 \cdot 0,7k \cdot l}, \text{ Н/мм}^2,$$

где F – сдвигающая сила (вес груза), Н;

a – высота сварного шва, $a = 0,7k$, мм;

k – катет сварного шва, принимаем $k = 4$ мм;

l – длина сварного шва, мм.

$$\tau_F = 10000 / (2 \cdot 0,7 \cdot 4 \cdot 280) = 6,37 \text{ Н/мм}^2.$$

Касательные напряжения от момента M

$$\tau_M = M / (2 \cdot W) = 6 \cdot M / (2 \cdot a \cdot l^2) = 6M / (2 \cdot 0,7k \cdot l^2), \text{ Н/мм}^2,$$

где W – осевой момент сопротивления сварных швов, мм³;

$$W = 2 \cdot (a \cdot l^2 / 6) = 2 \cdot (0,7k \cdot l^2 / 6), \text{ мм}^3.$$

$$\tau_M = 6 \cdot 3 \cdot 10^6 / (2 \cdot 0,7 \cdot 4 \cdot 280^2) = 41 \text{ Н/мм}^2.$$

Суммарное касательное напряжение, возникающее в наиболее нагруженной зоне сварного шва $\bar{\tau}_\Sigma = \bar{\tau}_F + \bar{\tau}_M$ (см. рис. 9).

$$\tau_\Sigma = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_M^2} \leq [\tau'], \text{ Н/мм}^2,$$

где $[\tau']$ – допускаемое касательное напряжение сварного шва, Н/мм².

При статическом нагружении и ручной сварке электродом Э42А (табл. П.5)

$$[\tau'] = 0,65[\sigma_p], \text{ Н/мм}^2,$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемые напряжения растяжения для металла косынки, Н / мм²,

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [s],$$

σ_T – предел текучести металла. Для Ст3 $\sigma_T = 240 \text{ Н/мм}^2$;

$[s]$ – коэффициент запаса прочности. Для углеродистой стали $[s] = 1,8$.

$$[\sigma_p] = 240 / 1,8 \approx 133 \text{ Н/мм}^2; [\tau'] = 0,65 \cdot 133 \approx 86 \text{ Н/мм}^2.$$

Суммарные касательные напряжения в сварном шве

$$\tau_\Sigma = \sqrt{6,37^2 + 41^2} = 41,5 \text{ Н/мм}^2 < [\tau'] = 86 \text{ Н/мм}^2.$$

Статическая прочность угловых швов обеспечена.

3. Расчет сварного таврового соединения стыковым швом

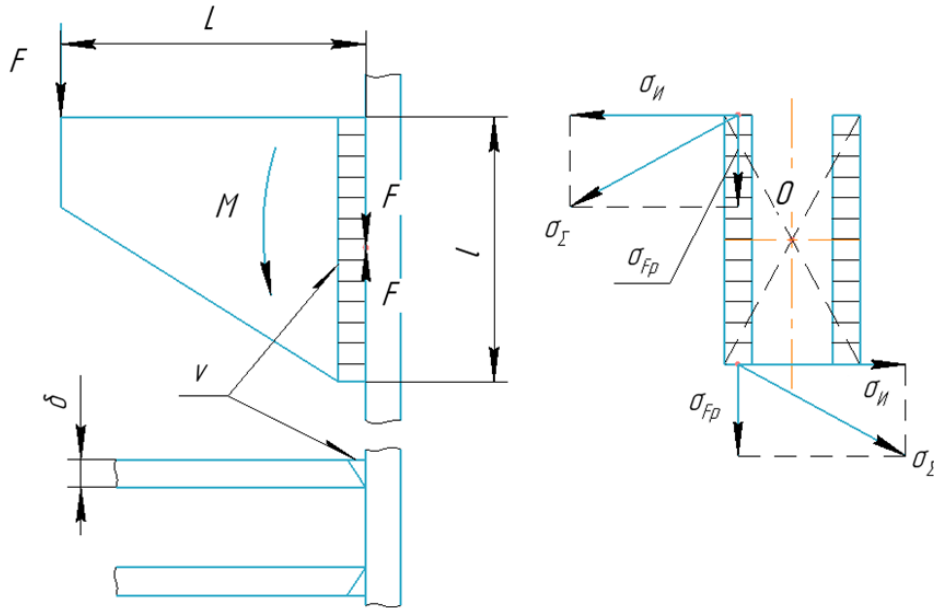


Рисунок 10 – Расчетная схема сварного соединения стыковым швом

Толщина сварного шва $\delta_c \leq \delta = 8$ мм. Принимаем толщину сварного стыкового шва $\delta_c = 6$ мм.

Нормальные напряжения от сдвигающей силы F

$$\sigma_{Fp} = F / (2 \cdot \delta_c \cdot l) = 10000 / (2 \cdot 6 \cdot 280) = 2,98 \text{ Н/мм}^2.$$

Наибольшие нормальные напряжения изгиба от момента M

$$\sigma_n = M / (2 \cdot W) = M \cdot 6 / (2 \cdot \delta_c \cdot l^2) = 3 \cdot 10^6 \cdot 6 / (2 \cdot 6 \cdot 280^2) = 19,1 \text{ Н/мм}^2.$$

Суммарные напряжения в опасном сечении (см. рис. 10)

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_{Fp}^2 + \sigma_n^2} \leq [\sigma_p'], \text{ Н/мм}^2,$$

где $[\sigma_p']$ – допускаемое напряжение для стыкового сварного шва, Н/мм².

При статической нагрузке и сварке электродом Э42А (табл. П.5)

$$[\sigma_p'] = [\sigma_p] = 133 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{2,98^2 + 19,1^2} = 19,3 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_p'] = 133 \text{ Н/мм}^2.$$

Статическая прочность стыковых швов обеспечена.

Пример 2. Рассчитать на статическую прочность сварное соединение стойки 1 к основанию 2 поворотного зажима (рис. 11). Сила давления на винт 3 зажима $F = 6$ кН, вылет $L = 520$ мм и диаметр стойки $D = 150$ мм. Шов угловой с катетом $k = 4$ мм. Детали изготовлены из стали Ст3 ГОСТ 380-2005. Сварка дуговая ручная электродом Э42. Усилие на штурвал 4 не учитываем.

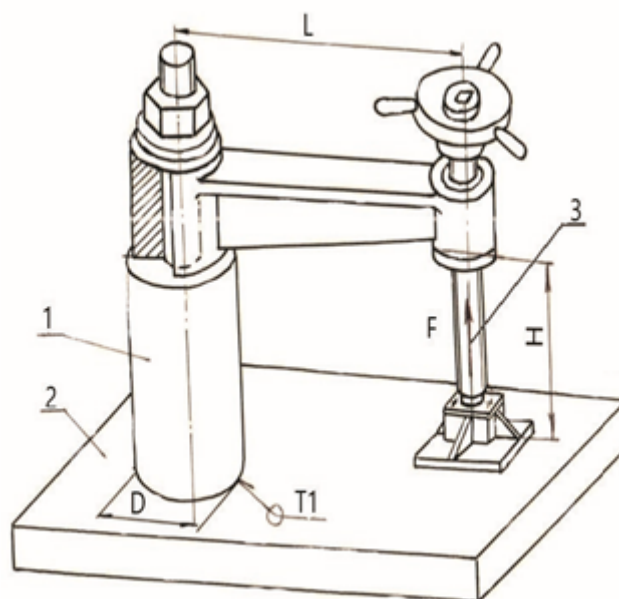


Рисунок 11 – Поворотный зажим:
1 – стойка; 2 – основание; 3 – винт

Решение

1. Расчетная схема сварного соединения

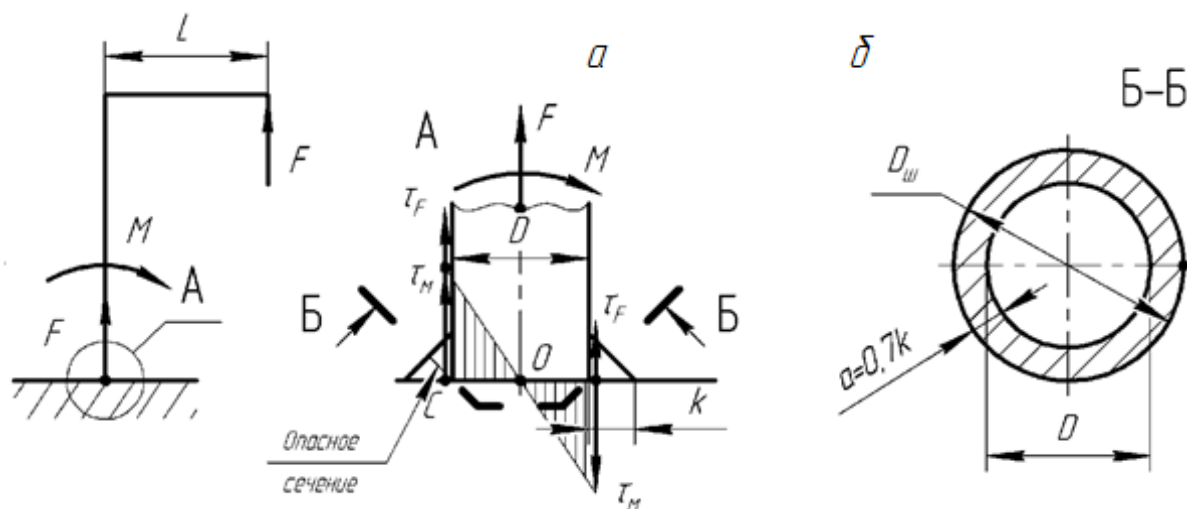


Рисунок 12 – Расчетная схема сварного соединения (шва):
а – схема нагружения таврового соединения угловым швом;
б – опасное сечение шва

Переносим силу F в центр тяжести расчетного сечения шва O . На сварное соединение будут действовать отрывающая сила F и изгибающий момент M

$$M = F \cdot L = 6000 \cdot 520 = 312 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Поверхность опасного сечения шва Б-Б является конической и условно разворачивается на плоскость стыка свариваемых деталей (основания 2).

В наиболее нагруженной зоне сварного шва (точка С) определяем суммарные касательные напряжения и сравниваем с допускаемыми.

Условие прочности сварного шва:

$$\tau_{\Sigma} = \tau_F + \tau_M \leq [\tau'], \text{ Н/мм}^2,$$

где τ_F – касательное напряжение от отрывающей силы F , Н/мм²;

τ_M – касательное напряжение от действия изгибающего момента M , Н/мм²;

$[\tau']$ – допускаемое касательное напряжение сварного шва, Н/мм².

При статическом нагружении и дуговой ручной сварке электродом Э42

$$[\tau'] = 0,6[\sigma_p], \text{ Н/мм}^2 \text{ (табл. П. 5).}$$

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения металла основных деталей сварного соединения, $[\sigma_p] = \sigma_T/[s]$, Н/мм²;

σ_T – предел текучести, Н/мм². Для стали Ст3 $\sigma_T = 240$ Н/мм²;

$[s]$ – коэффициент запаса прочности, $[s] = 2,0$ (табл. 1).

$$[\sigma_p] = 240/2,0 = 120 \text{ Н/мм}^2,$$

$$[\tau'] = 0,6 \cdot 120 = 72 \text{ Н/мм}^2.$$

Касательное напряжение от силы F :

$$\tau_F = F/A, \text{ Н/мм}^2,$$

где A – площадь расчетного сечения шва, мм²,

$$A = \pi(D_{\text{ш}}^2 - D^2)/4, \text{ мм}^2,$$

$D_{\text{ш}}$ – наружный диаметр сечения шва (рис. 11 б),

$$D_{\text{ш}} = D + 2a = D + 2 \cdot 0,7k = 150 + 2 \cdot 0,7 \cdot 4 = 155,6 \text{ мм.}$$

$$A = \pi(155,6^2 - 150^2)/4 = 1343,4 \text{ мм}^2.$$

$$\text{Тогда } \tau_F = 6000/1343,4 = 4,47, \text{ Н/мм}^2.$$

Касательное напряжение от изгибающего момента M

$$\tau_M = M/W, \text{ Н/мм}^2,$$

где W – осевой момент сопротивления опасного сечения шва, мм³,

$$W = 0,1D_{\text{ш}}^3[1 - (D/D_{\text{ш}})^4] = 0,1 \cdot 155,6^3[1 - (150/155,6)^4] = 5,27 \cdot 10^4 \text{ мм}^3.$$

Следовательно

$$\tau_M = 312 \cdot 10^4 / 5,27 \cdot 10^4 = 59,2 \text{ Н/мм}^2.$$

Суммарные касательные напряжения

$$\tau_{\Sigma} = 4,47 + 59,2 = 63,67 \text{ Н/мм}^2 < [\tau'] = 72 \text{ Н/мм}^2.$$

Статическая прочность угловых швов обеспечена.

ЗАДАЧИ

1. Рассчитать угловое сварное соединение косынки 1 с уголками 2 и серьги 3 с косынкой винтовой стяжки (рис. 13) по данным таблицы 7. Осевое усилие на винт F , толщина косынки $\delta = 20\text{ мм}$. Сварка ручная. Тип электрода выбрать самостоятельно.

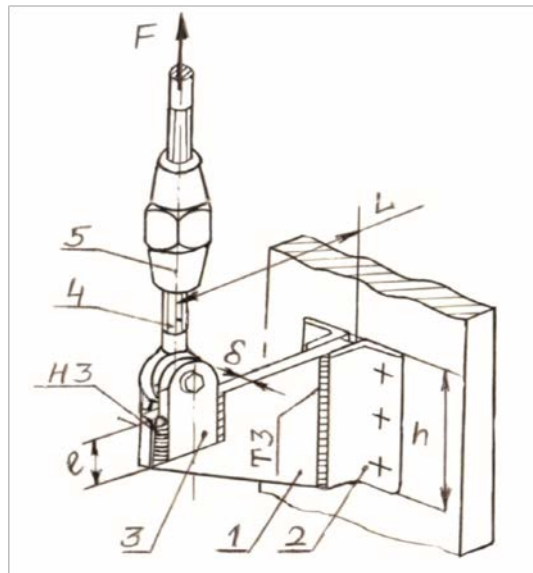


Рисунок 13 – Установка винтовой стяжки:

1 – косынка; 2 – уголок; 3 – серьга; 4 – винт; 5 – гайка-стяжка

Таблица 7

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	7	9	10	12,5	13	12	11	12	15	14
L , мм	350	450	500	450	400	400	600	550	400	500
h , мм	220	270	250	300	350	300	250	240	300	320
l , мм	55	70	65	75	80	75	60	60	75	80
Номер уголка	7	8	9	10	10	10	7,5	9	11	10

2. Рассчитать сварное соединение косынки 1 винтовой стяжки к уголку 2 (рис. 14) по данным таблицы 8. Осевые усилия на винт стяжки F . Сварка ручная электродуговая. Недостающие данные выбрать самостоятельно.

Таблица 8

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	5	4	7	9	6	15	10	11	12	14
Номер уголка	3,2	3,5	4,5	5	4	7,5	5	7	5,6	6,3

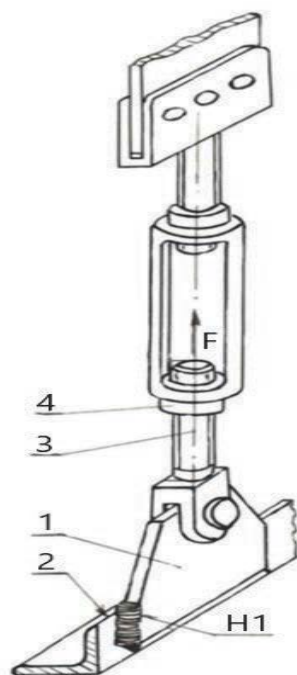


Рисунок 14 – Винтовая стяжка:

1 – косынка; 2 – уголок; 3 – винт; 4 – гайка-стяжка

3. Рассчитать сварное угловое соединение косынки 1 с уголками 2 домкрата (рис. 15). Вес поднимаемого груза G , вылет кронштейна L , номер профиля и длина уголка H даны в таблице 9. Толщина косынки $\delta=20$ мм. Сварка ручная. Тип электрода выбрать самостоятельно.

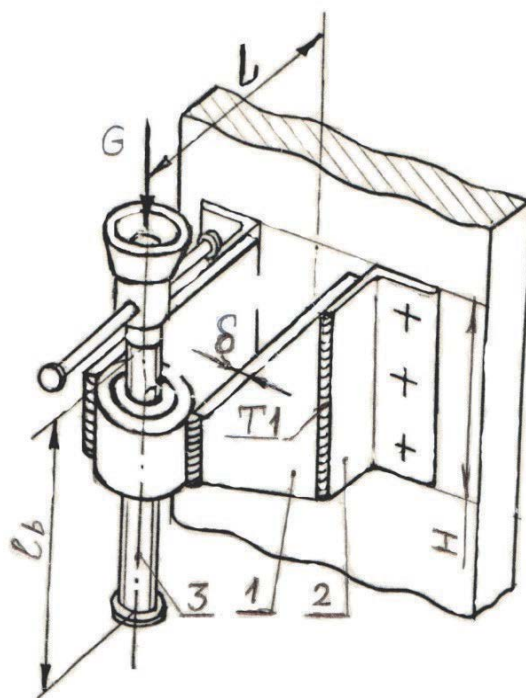


Рисунок 15 – Домкрат на кронштейне:

1 – косынка; 2 – уголок; 3 – винт

Таблица 9

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G, кН	9	10	15	12	18	14	11	16	8	13
L, мм	400	420	500	550	400	450	480	450	500	550
h, мм	300	350	500	400	600	500	500	550	400	450
Номер уголка	6,3	7	10	8	11	10	7,5	11	5,6	8

4. Рассчитать стыковое сварное соединение косынки 1 к стойке 2 и нахлесточное соединение серьги 3 к косынке винтовой стяжки (рис. 16) по данным таблицы 10. Усилие на винт F. Сварка ручная. Тип электрода выбрать самостоятельно. Высоту косынки H определить расчетом.

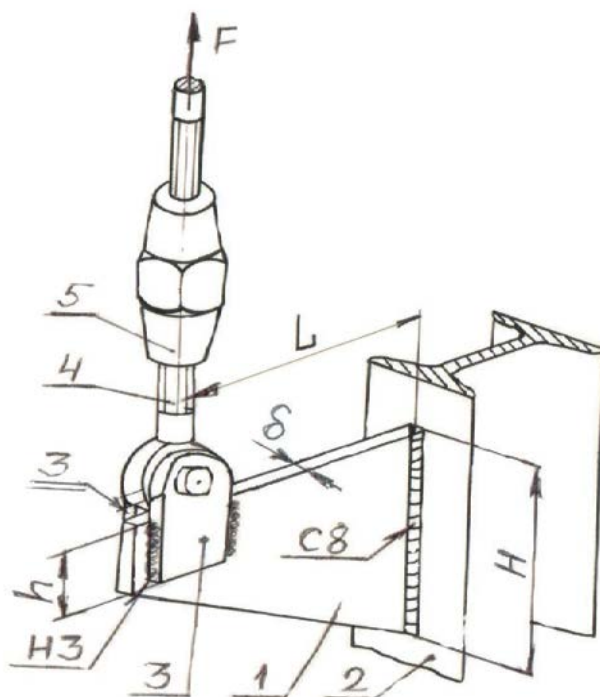


Рисунок 16 – Винтовая стяжка:

1 – косынка; 2 – уголок; 3 – серьга; 4 – винт; 5 – гайка-стяжка

Таблица 10

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	8	10	10,5	11	12	10	9	11	13	7
L, мм	500	400	400	350	320	450	450	400	300	520
Толщина, δ , мм	14	16	18	22	25	28	16	25	28	12
Толщина серьги, δ_c , мм	8	10	10	12	14	10	9	10	16	8

5. Рассчитать сварное тавровое соединение корпуса 1 с опорной плитой 2 специального домкрата (рис. 17) по данным таблицы 11. Вес поднимаемого груза G . Сварка ручная. Тип электрода выбрать самостоятельно. Моментом сил трения в резьбе пренебречь.

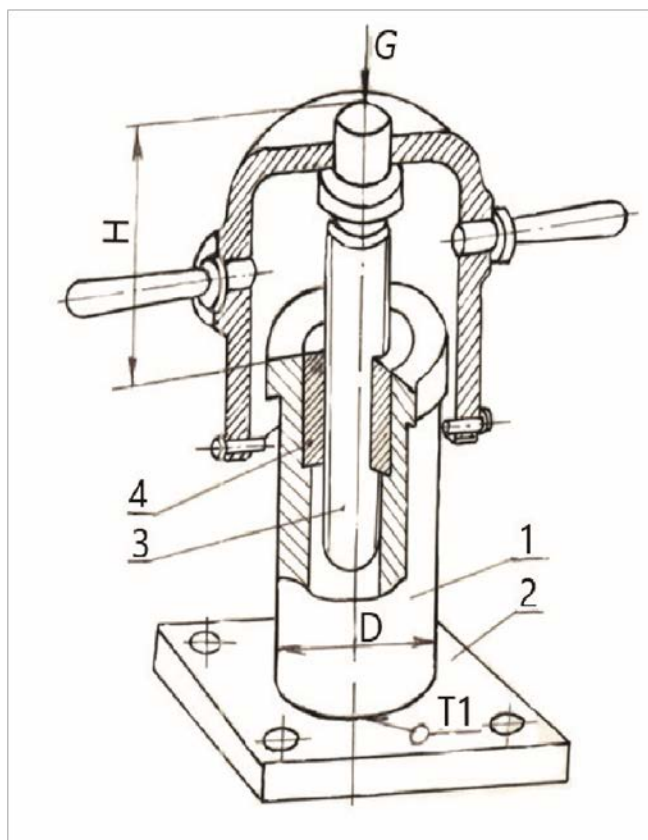


Рисунок 17 – Специальный домкрат:
1 – корпус; 2 – опорная плита; 3 – винт; 4 – гайка

Таблица 11

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G , кН	6	8	10	12	15	17	20	22	9	13
D , мм	70	80	80	85	90	95	100	110	80	90

3. КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ПРИМЕРЫ

Пример 1. Определить необходимую длину клеевого соединения вала со ступицей червячного колеса (рис. 18). Передаваемый соединением вращающий момент $T = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$, осевая сила $F_a = 2000 \text{ Н}$. Диаметр вала $d = 50 \text{ мм}$. Материал вала – сталь 45 ГОСТ 1050-2013. Нагрузка статическая.

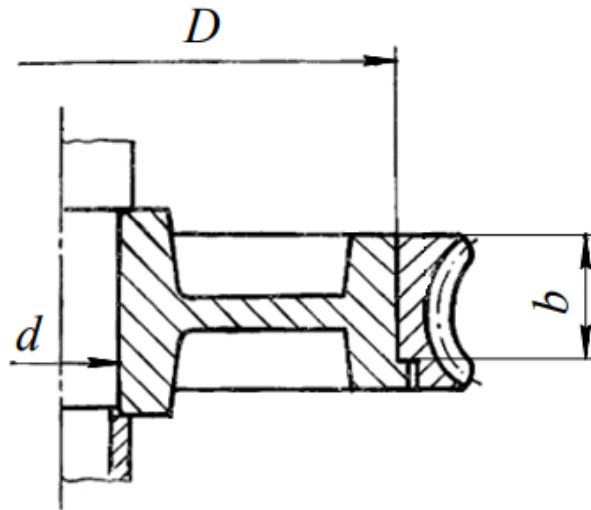


Рисунок 18 – Соединение ступицы червячного колеса с валом

Решение

1. Определение допускаемых напряжений клеевого соединения при сдвиге

$$[\tau_c] = \tau_{bc} / [s], \text{ Н/мм}^2,$$

где τ_{bc} – предел прочности при сдвиге, Н/мм^2 ;

$[s]$ – коэффициент запаса прочности. При постоянной нагрузке $[s] = 2,5\text{--}3,0$.

Принимаем $[s] = 3,0$.

Для эпоксидного клея Э-40 $\tau_{bc} = 20 \text{ Н/мм}^2$ (табл. П.6).

$$[\tau_c] = \tau_{bc} / [s] = 20 / 3,0 = 6,7 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Равнодействующая сдвигающая сила

$$F_\Sigma = \sqrt{(2T/d)^2 + F_a^2}, \text{ Н},$$

где $T = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – вращающий момент; $F_a = 2000 \text{ Н}$ – осевая сила;

$d = 50 \text{ мм}$ – диаметр вала.

$$F_\Sigma = \sqrt{(2 \cdot 800 \cdot 10^3 / 50)^2 + 2000^2} = 32060 \text{ Н}.$$

3. Определение необходимой длины клеевого соединения

Условие прочности клеевого соединения на сдвиг

$$\tau_c = F_{\Sigma} / (\pi \cdot d \cdot l) \leq [\tau_c], \text{ Н/мм}^2,$$

где l — длина клеевого соединения, мм.

Длина клеевого соединения ступицы червячного колеса с валом

$$l \geq F_{\Sigma} / (\pi \cdot d \cdot [\tau_c]) = 32060 / (\pi \cdot 50 \cdot 6,7) = 30,48 \text{ мм.}$$

Принимаем $l = 50$ мм.

Пример 2. Проверить на прочность клеевое нахлесточное соединение двух металлических пластин (рис. 19), нагруженных силой $F = 5000$ Н. Размеры клеевого соединения: $l = 50$ мм; $b = 40$ мм. Нагрузка статическая. Клей полиуретановый ПУ-2.

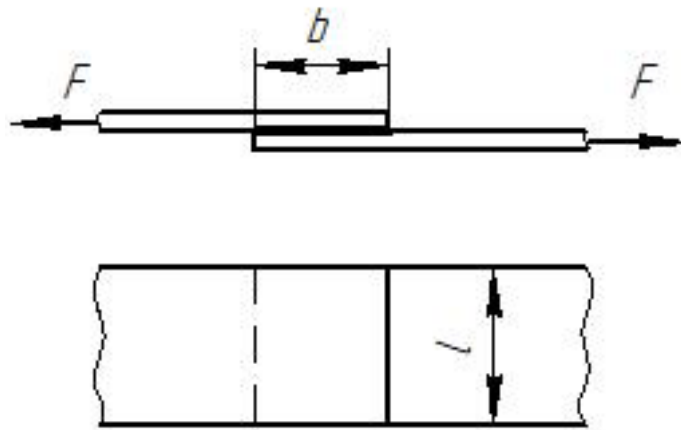


Рисунок 19 – Соединение клеевое нахлесточное

Решение

1. Определение допускаемого напряжения клеевого соединения при сдвиге

$$[\tau_c] = \tau_{\text{вс}} / [s], \text{ Н/мм}^2,$$

где $\tau_{\text{вс}}$ — предел прочности при сдвиге, Н/мм²; $[s]$ — коэффициент запаса прочности. При статической нагрузке $[s] = 2,5$.

Для полиуретанового клея при сдвиге $\tau_{\text{вс}} = 16$ Н/мм² (табл. П.6).

$$[\tau_c] = 16 / 2,5 = 6,4 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Проверка клеевого соединения на сдвиг

$$\tau_c = F / (l \cdot b) = 5000 / (50 \cdot 40) = 2,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Условие прочности соблюдается

$$\tau_c = 2,5 \text{ Н/мм}^2 < [\tau_c] = 6,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Пример 3. Стальная стойка 1 (рис. 20) сечением $a \times b = 15 \times 80$ мм приклеена к основанию 2 полиуретановым клеем ПУ-2. Стойка воспринимает переменную нагрузку $F = 6000$ Н. Проверить прочность клеевого соединения.

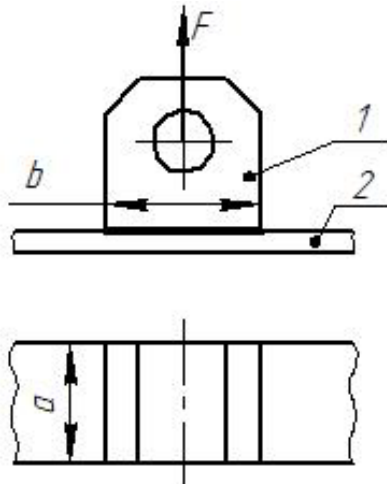


Рисунок 20 – Соединение стойки с основанием:
1 – стойка; 2 – основание

Решение

1. Определение допускаемых напряжений клеевого соединения при отрыве

$$\sigma_{\text{во}} = [\sigma_0]/[s], \text{ Н/мм}^2,$$

где $\sigma_{\text{во}}$ – предел прочности при отрыве, Н/мм²; $[s]$ – коэффициент запаса. При переменной нагрузке $[s] = 4,0 - 5,0$. Принимаем $[s] = 5,0$.

Для полиуретанового клея ПУ-2 $\sigma_{\text{во}} = 34,5$ Н/мм² (табл. П.6).

$$[\sigma_0] = 34,5/5 = 6,9 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Проверка клеевого соединения на отрыв

$$\sigma = F/(a \cdot b) \leq [\sigma_0], \text{ Н/мм}^2.$$

где F – отрывающее усилие, $F = 6000$ Н;

a и b – размеры сечения стойки, мм.

$$\sigma = 6000/(15 \cdot 80) = 5 \text{ Н/мм}^2.$$

Условие прочности выполняется,

$$\sigma = 5 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_0] = 6,9 \text{ Н/мм}^2.$$

ЗАДАЧИ

1. Проверить на прочность клеевое соединение венца червячного колеса с центром. Соединение нагружено вращающим моментом $T = 500$ Н · м и осевой силой $F_a = 1500$ Н. Размеры соединения: диаметр центра $D = 280$ мм и ширина венца $b = 80$ мм, показаны на рисунке 18. Нагрузка статическая непереворсивная. Клей полиуретановый ПУ-2.

2. Определить максимально допустимый вращающий момент, который может передать клеевое соединение вала с полумуфтой 1 (рис. 21). Диаметр вала d , длина втулки полумуфты l и клей даны в таблице 12. Нагрузка постоянная.

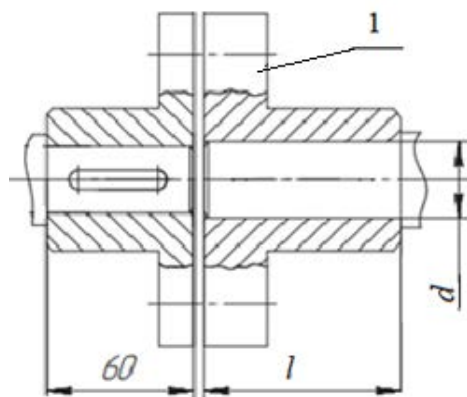


Рисунок 21 – Установка муфты на валах

Таблица 12

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	28	32	40	45	50	55	60	42	60	45
l , мм	60	60	70	65	60	80	80	75	65	60
Клей	Эпоксидный ЭД-5					Полиуретановый ПУ -2				

3. Определить допустимый вращающий момент, который может передать клеевое соединение вала двигателя на шкив клиноременной передачи (рис. 22). Диаметр вала двигателя d , длина ступицы шкива l приведены в таблице 13. Нагрузка переменная (со слабыми толчками). Клей полиакриловый ВК-41.

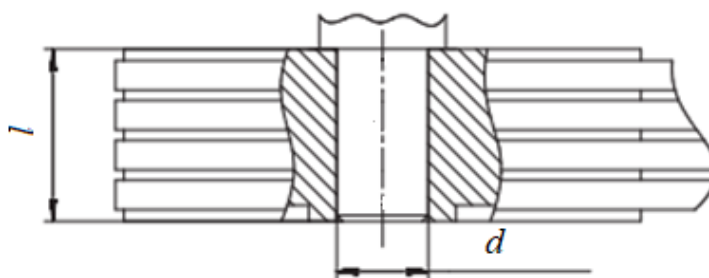


Рисунок 22 – Установка шкива клиноременной передачи на валу двигателя

Таблица 13

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	24	28	32	38	42	42	48	42	48	55
l , мм	50	60	60	80	80	100	110	110	60	110

4. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ПРИМЕРЫ

Пример 1. Рассчитать болты фланцевой муфты (рис. 23), расположенные по окружности диаметром $D_1 = 240$ мм в количестве $z = 6$ шт. Передаваемая мощность $P = 20$ кВт, частота вращения муфты $n = 200$ мин⁻¹. Коэффициент трения между полумуфтами $f = 0,2$. Нагрузка постоянная. Расчет выполнить для болтов, установленных в отверстие с зазором и без зазора. Материал болтов – сталь 35 ГОСТ 1050-2013 (класс прочности 5.6) $\sigma_T = 300$ Н/мм² (табл. П.7).

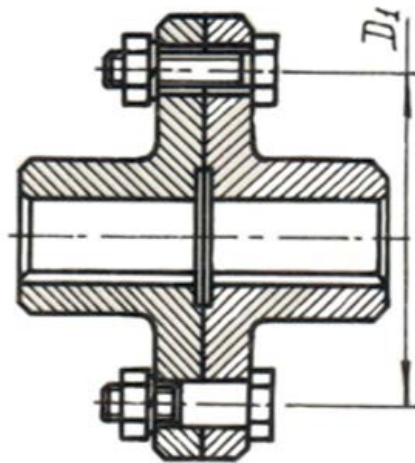


Рисунок 23 – Фланцевая муфта

Решение

1. Вращающий момент, передаваемый муфтой

$$T = 9550 \cdot P/n = 9550 \cdot 20/200 = 955 \text{ Н} \cdot \text{м} = 955 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2. Окружное усилие, приходящееся на один болт

$$F_0 = 2T/(D_1 \cdot z) = 2 \cdot 955 \cdot 10^3/(240 \cdot 6) = 1326,4 \text{ Н}.$$

3. Расчет болтов, установленных в отверстие с зазором

Условие несдвигаемости

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{зат}} \cdot f \geq F_0.$$

$$\text{Отсюда } F_{\text{зат}} = K_{\text{сд}} \cdot F_0/f,$$

где $F_{\text{зат}}$ – усилие затяжки болта, Н;

f – коэффициент трения между полумуфтами, $f = 0,2$;

$K_{\text{сд}}$ – коэффициент запаса по сдвигу $K_{\text{сд}} = 1,3 - 2,0$. При статической нагрузке принимаем $K_{\text{сд}} = 1,3$.

Необходимая сила затяжки болта

$$F_{\text{зат}} = K_{\text{сд}} \cdot F_0 / f = 1,3 \cdot 1326,4 / 0,2 = 8621,6 \text{ Н.}$$

Условие прочности болта на растяжение:

$$\sigma_p = K_{\text{кр}} \cdot 4 \cdot F_{\text{зат}} / (\pi \cdot d_3^2) \leq [\sigma_p], \text{ Н/мм}^2,$$

где $K_{\text{кр}}$ – коэффициент кручения, $K_{\text{кр}} = 1,3$;

d_3 – внутренний диаметр резьбы болта, мм;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, Н/мм².

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [s],$$

$\sigma_T = 300 \text{ Н/мм}^2$ – предел текучести материала болта (сталь 35);

$[s]$ – коэффициент запаса прочности. При неконтролируемой затяжке для углеродистой стали принимаем $[s] = 3$ (табл. П.8.).

$$[\sigma_p] = 300 / 3 = 100 \text{ Н/мм}^2.$$

Внутренний диаметр резьбы болта

$$d_3 \geq \sqrt{K_{\text{кр}} \cdot 4 \cdot F_{\text{зат}} / (\pi \cdot [\sigma_p])} = \sqrt{1,3 \cdot 4 \cdot 8621,6 / (\pi \cdot 100)} = 11,95 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 24705-2004 выбираем резьбу с большим внутренним диаметром $d_3 = 13,546 \text{ мм}$, что соответствует болту М16 с крупным шагом резьбы.

Болт М16× l – F – 5.6 ГОСТ Р 55739-2013.

(Болт с шестигранной уменьшенной головкой и фланцем, класс точности резьбы 6g, с покрытием, длиной l).

Гайка М16 – 8 ГОСТ Р ИСО 4161-2013 (класс точности 6Н, с покрытием).

4. Расчет болтов, установленных в отверстие без зазора

Болты испытывают напряжение среза.

Условие прочности болта на срез

$$\tau_{\text{ср}} = 4 \cdot F_0 / (\pi \cdot d_c^2 \cdot i) \leq [\tau_{\text{ср}}], \text{ Н/мм}^2,$$

где d_c – диаметр стержня болта, мм;

i – число плоскостей среза (стыков в соединении), $i = 1$;

$[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение среза, Н/мм².

$$[\tau_{\text{ср}}] = 0,25 \cdot \sigma_T = 0,25 \cdot 300 = 75 \text{ Н/мм}^2.$$

Диаметр стержня болта

$$d_c \geq \sqrt{4 \cdot F_0 / (\pi \cdot i \cdot [\tau_{cp}])} = \sqrt{4 \cdot 1326,4 / (\pi \cdot 1 \cdot 75)} = 4,75 \text{ мм.}$$

Принимаем болт с резьбой М8 и $d_c = 7 \text{ мм}$

Болт М8 – 6g×l. 5.6 ГОСТ 7817-80.

При малых толщинах соединяемых деталей необходимо выполнить проверочный расчет стержня на смятие.

$$[\sigma_{см}] = F_0 / (d_c \cdot \delta_1) \leq [\sigma_{см}] \approx 0,4\sigma_T, \text{ Н/мм}^2,$$

где δ_1 – минимальная толщина соединяемых деталей, мм.

Пример 2. Рассчитать боты крепления кронштейна к вертикальной колонне (рис. 24). Постоянная нагрузка $F = 9000 \text{ Н}$ приложена под углом $\alpha = 30^\circ$ к горизонту. Основные размеры кронштейна: $a = 150 \text{ мм}$; $b = 100 \text{ мм}$; $l = 700 \text{ мм}$; $\delta_1 = 12 \text{ мм}$; толщина листа колонны $\delta_2 = 35 \text{ мм}$. Коэффициент трения в стыке $f = 0,18$. Материал кронштейна и колонны Ст3 ГОСТ 380-2005. Определить диаметр болтов для случая установки: с зазором и без зазора.

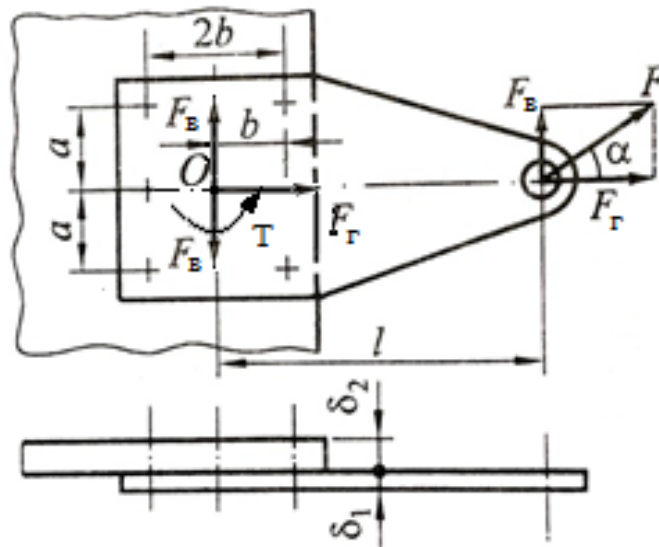


Рисунок 24 – Крепление кронштейна к колонне

Решение

1. Составление расчетной схемы болтового соединения

Раскладываем силу F на две составляющие: F_r и F_b и переносим их в центр тяжести стыка (точку O).

$$F_b = F \cdot \sin \alpha = 9000 \cdot \sin 30^\circ = 4500 \text{ Н;}$$

$$F_r = F \cdot \cos \alpha = 9000 \cdot \cos 30^\circ = 7794 \text{ Н.}$$

При переносе силы F_b образуется пара сил с моментом T :

$$T = F_b \cdot l = 4500 \cdot 0,7 = 3150 \text{ Н} \cdot \text{м} = 3,15 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

При расчете принимаем следующие допущения:

- деформации соединяемых деталей не учитываем;
- внешние нагрузки передаются с одной детали на другую локально через зоны, расположенные вокруг болтов;
- силы F_{iT} от момента в болтах соединения прямо пропорциональны расстояниям до центра тяжести стыка (точки О).

С учетом перечисленных допущений расчетная схема имеет вид, изображенный на рисунке 25.

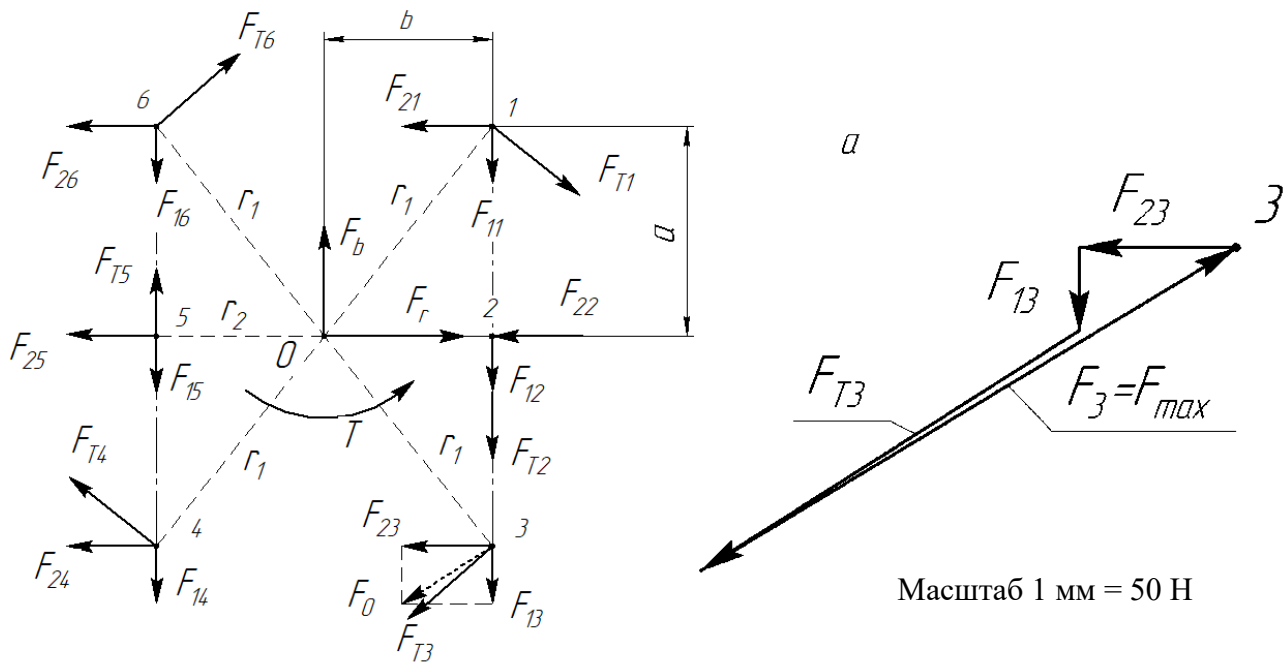


Рисунок 25 – Расчетная схема болтового соединения
а – геометрическое суммирование сил действующих на болт 3

Из условия равновесия кронштейна определим реакцию в каждом из шести болтов. Принимаем, что усилия от составляющих F_b и F_r распределяются по болтам равномерно.

От силы F_b : $F_{11} = F_{12} = F_{13} = F_{14} = F_{15} = F_{16} = F_b/6 = 4500/6 = 750$ Н.

От силы F_r : $F_{21} = F_{22} = F_{23} = F_{24} = F_{25} = F_{26} = F_r/6 = 7794/6 = 1299$ Н.

Реакция от момента T в болтах 1, 3, 4, 6

$$F_{Ti} = T \cdot r_i / \left(\sum_{i=1}^n Z_i \cdot r_i^2 \right),$$

где r_i – расстояние от центра тяжести точки О до оси болта, мм;

Z_i – число болтов, расположенных на одинаковых расстояниях до точки О.

$$F_{T1} = F_{T3} = F_{T4} = F_{T6} = T \cdot r_1 / (z_1 \cdot r_1^2 + z_2 \cdot r_2^2),$$

где $r_1 = \sqrt{a^2 + b^2} = \sqrt{150^2 + 100^2} = 180$ мм;

$$r_2 = b = 100 \text{ мм (см. рис. 25).}$$

Тогда $F_{T1} = F_{T3} = F_{T4} = F_{T6} = 3,15 \cdot 10^6 \cdot 180 / (4 \cdot 180^2 + 2 \cdot 100^2) = 3790$ Н.

Реакция от момента T в болтах 2 и 5

$$F_{T2} = F_{T5} = \frac{T \cdot r_2}{(z_1 \cdot r_1^2 + z_2 \cdot r_2^2)} = 3,15 \cdot 10^6 \cdot \frac{100}{(4 \cdot 180^2 + 2 \cdot 100^2)} = 2106 \text{ Н.}$$

Усилие F_0 на болт 3 от составляющих F_b и F_T

$$F_0 = \sqrt{(F_{13}^2 + F_{23}^2)} = \sqrt{(750^2 + 1299^2)} \approx 1500 \text{ Н.}$$

Геометрическое сложение сил, действующих на каждый болт, показывает, что наибольшая суммарная нагрузка F_{max} достигается в болте 3 (см. рис. 25). Остальные болты нагружены меньше.

$$\bar{F}_3 = \bar{F}_{max} = \bar{F}_{T3} + \bar{F}_{13} + \bar{F}_{23} \approx 5300 \text{ Н (рис. 25 а).}$$

Для определения диаметра болтов рассчитываем одиночное болтовое соединение, нагруженное сдвигающей силой $F_{max} = 5300$ Н.

3. Расчет болтов, поставленных в отверстия с зазором

Необходимая сила затяжки

$$F_{зат} = K_{сд} \cdot F_{max} / f, \text{ Н,}$$

где $K_{сд} = 2,0$ – коэффициент запаса по сдвигу;

$f = 0,18$ – коэффициент трения в стыке.

$$F_{зат} = 2 \cdot 5300 / 0,18 = 58900 \text{ Н.}$$

Условие прочности болта на растяжение

$$\sigma_p = 1,3 \cdot 4 \cdot F_{зат} / (\pi \cdot d_3^2) \leq [\sigma_p], \text{ Н/мм}^2,$$

где d_3 – внутренний диаметр резьбы, мм;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, Н/мм².

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [s], \text{ Н/мм}^2,$$

где σ_T – предел текучести материала болта, Н/мм²;

$[s]$ – коэффициент запаса. При контролируемой затяжке болтов динамометрическим ключом принимаем $[s] = 1,5$ (табл. П.8.)

Материал болтов – углеродистая сталь 35 ГОСТ 1050-2013, класс прочности 6.6, $\sigma_T = 360$ Н/мм² (табл. П.7).

$$[\sigma_p] = 360 / 1,5 = 240 \text{ Н/мм}^2.$$

Внутренний диаметр резьбы болты болта

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{\text{зат}}}{\pi \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 58900}{\pi \cdot 240}} = 20,06 \text{ мм.}$$

Выбираем по ГОСТ 24705-2004 метрическую резьбу М24 с $d_3 = 20,32$ мм.

4. Расчет болтов, поставленных в отверстие без зазора

В этом случае стержень болта испытывает напряжения среза и смятия.

Условие прочности болта на срез

$$\tau_{\text{ср}} = 4 \cdot F_{\text{max}} / (\pi \cdot d_c) \leq [\tau_{\text{ср}}], \text{ Н/мм}^2,$$

где d_c – диаметр стержня болта, мм;

$[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение среза, Н/мм².

$$[\tau_{\text{ср}}] = 0,25 \cdot \sigma_T = 0,25 \cdot 360 = 90 \text{ Н/мм}^2.$$

Диаметр стержня болта

$$d_c \geq \sqrt{4 \cdot F_{\text{max}} / (\pi \cdot [\tau_{\text{ср}}])} = \sqrt{4 \cdot 5300 / (\pi \cdot 90)} = 8,7 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 7817-80 диаметр стержня болта $d_c = 9$ мм с резьбой М8.

Проверка болта на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = F_{\text{max}} / (d_c \cdot \delta_1) = [\sigma_{\text{см}}], \text{ Н/мм}^2,$$

где d_c – диаметр стержня болта, мм; δ_1 – толщина листа кронштейна, мм;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия, Н/мм².

$$[\sigma_{\text{см}}] = 0,35 \cdot \sigma_T = 0,35 \cdot 240 = 84 \text{ Н/мм}^2,$$

где σ_T – предел текучести материала кронштейна, Н/мм².

Для стали Ст3 $\sigma_T = 240$ Н/мм² по ГОСТ 380-2005.

$$\sigma_{\text{см}} = 5300 / (9 \cdot 12) = 49 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{\text{см}}] = 84 \text{ Н/мм}^2.$$

Прочность обеспечена.

Сопоставление полученных размеров болтов (М24 и М8) показывает преимущество второго варианта. Однако установка болтов без зазора связана с большой трудоемкостью изготовления отверстий и с необходимостью совместного сверления их в соединяемых деталях. После сверления отверстия калибруют разверткой. Поэтому на практике применяют установку болтов с зазором с использованием разгрузочных элементов (штифтов).

ЗАДАЧИ

1. Определить диаметр болтов крепления серег стяжки к косынке кронштейна (рис. 26). Материал косынки и серег – сталь Ст3 ГОСТ 380-2005. Исходные данные для расчета даны в таблице 14.

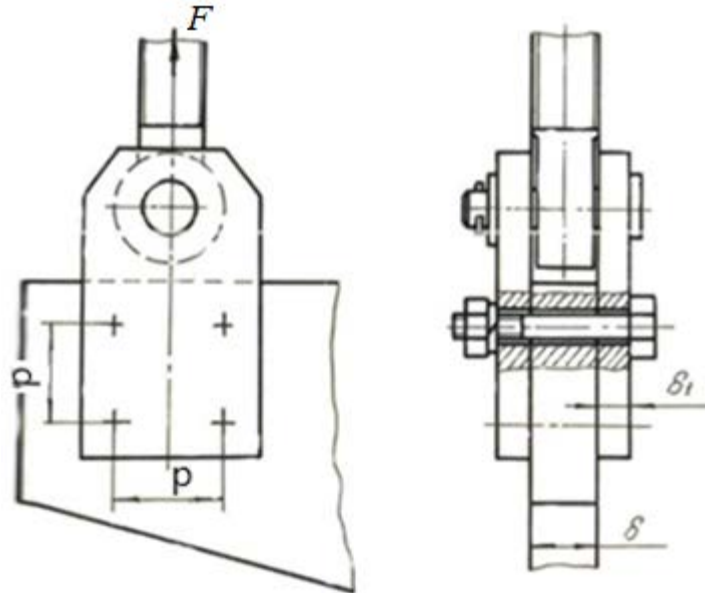


Рисунок 26 – Крепление серег к косынке

Таблица 14

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	6	8	10	12	15	17	19	20	22	25
δ , мм	12	14	16	16	18	18	20	20	25	25
δ_1 , мм	6	8	8	8	9	9	10	10	12	12
p , мм	50	60	60	70	80	85	80	90	100	95

2. Рассчитать болты крепления рычага к ступице клеммы (рис. 27) по исходным данным, приведенным в таблице 15. Коэффициент трения $f = 0,15$. Материал болтов – сталь Ст4 ГОСТ 380-2005. Расчет выполнить для случая установки болтов без зазора и с зазором.

Таблица 15

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_p , Н	250	180	200	210	260	280	240	190	300	160
l , мм	450	400	500	450	350	260	300	440	400	470
b , мм	100	80	100	110	120	105	90	80	100	90

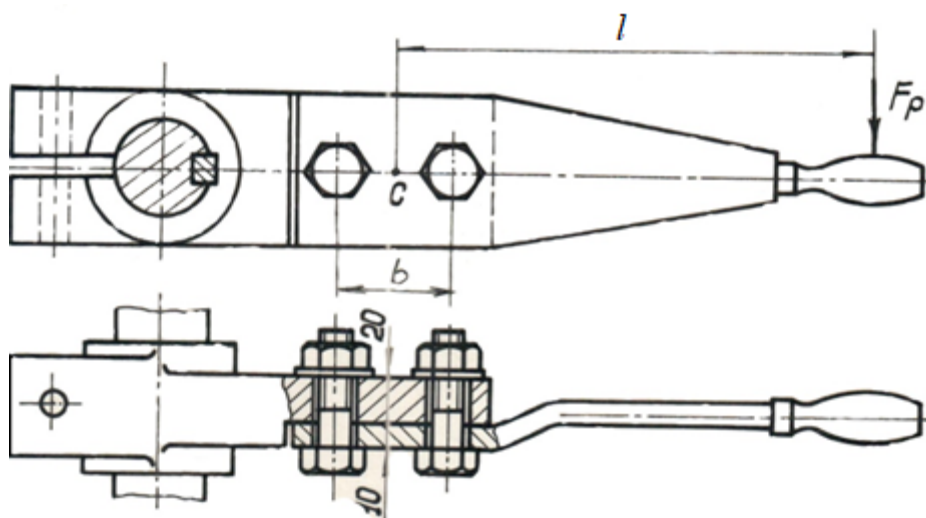


Рисунок 27 – Крепление рычага к ступице клеммы

3. Вращающий момент от зубчатого колеса передается барабану грузоподъемной машины за счет сил трения, которые вызваны затяжкой болтов (рис. 28). Определить требуемый диаметр болтов с метрической резьбой. Материал барабана – серый чугун, материал колеса – сталь 45. Коэффициент трения между колесом и барабаном $f = 0,15$. Вес поднимаемого груза F , диаметры D_1 и D_2 даны в таблице 16. Числом болтов задаться.

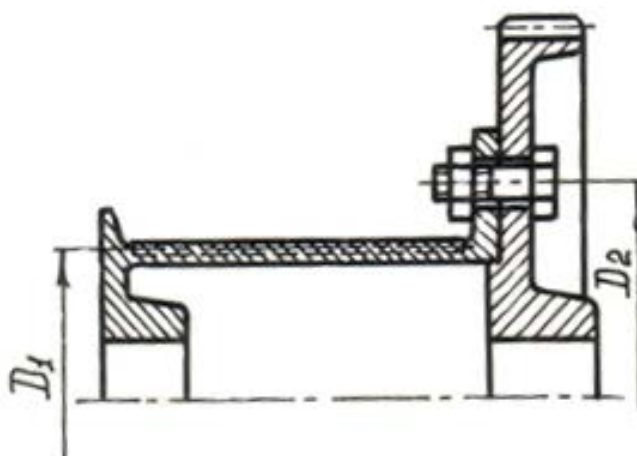


Рисунок 28 – Крепление зубчатого колеса к барабану

Таблица 16

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	15	20	18	22	24	26	28	25	30
D_1 , мм	260	260	335	400	335	400	260	400	335	400
D_2 , мм	350	400	450	480	450	500	480	500	450	520

4. Кронштейн крепится к колонне (рис. 29) четырьмя болтами, поставленными в отверстие без зазора и с зазором. Для каждого из способов установки определить диаметры болтов. Затяжка болтов не контролируется. Материал болтов – сталь 10 ГОСТ 1050-2013. Коэффициент трения $f = 0.15$. Данные для расчета приведены в таблице 17.

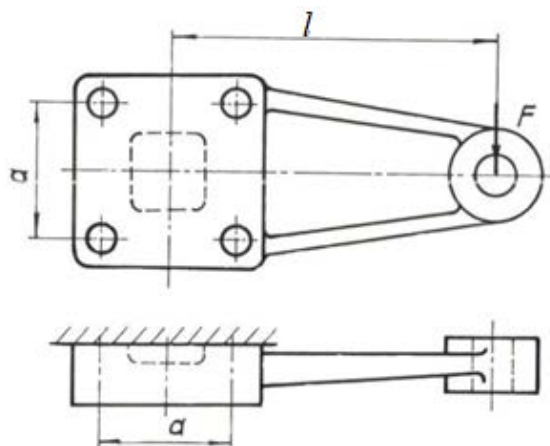


Рисунок 29 – Крепление кронштейна

Таблица 17

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	4	5	7	8	9	10	12	6	8	15
l , мм	600	650	550	600	580	400	450	700	650	500
a , мм	200	250	300	340	400	450	400	300	350	400

5. Определить диаметр резьбовой части вала дисковой пилы, которая удерживается между двумя стальными шайбами за счет сил трения, возникающих при затяжке гайки (рис. 30). Пила преодолевает сопротивление резанию – силу F . Данные для расчета приведены в таблице 18.

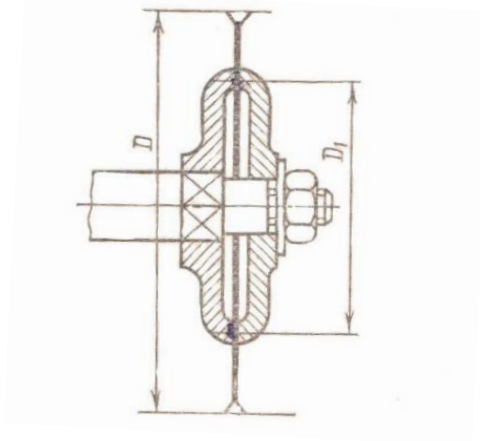


Рисунок 30 – Крепление диска пилы

Таблица 18

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, Н$	600	700	750	800	725	650	850	900	825	1000
$D_1, мм$	700	600	550	500	600	650	660	640	500	600
$D_2, мм$	400	300	250	200	300	350	260	300	200	250

6. Рассчитать болты крепления кронштейна к вертикальной колонне из швеллера (рис. 31). Усилие на косынку кронштейна F , размер L и толщина δ даны в таблице 19. Принимать шаг $p = (50 - 70)$ мм, размер $e \approx p/2$.

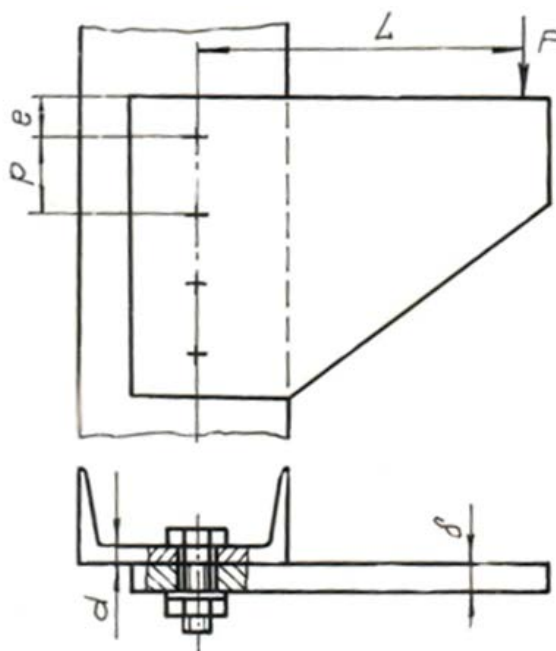


Рисунок 31 – Крепление кронштейна к колонне

Таблица 19

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, кН$	1,5	2	2,5	3	4	5	6	4,5	7	3,5
$L, мм$	600	600	550	500	500	450	400	450	420	500
$\delta, мм$	10	14	14	14	16	16	18	16	18	20
Номер швеллера	10	12	14	16	16	18	20	18	24	16

5. ВИНТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ПРИМЕРЫ

Пример 1. Винтовая стяжка (рис. 32) имеет правую и левую метрическую резьбу. Рассчитать винт и гайку-стяжку. Осевое усилие на винт $F_a = 5$ кН. Нагрузка статическая, затяжка неконтролируемая.

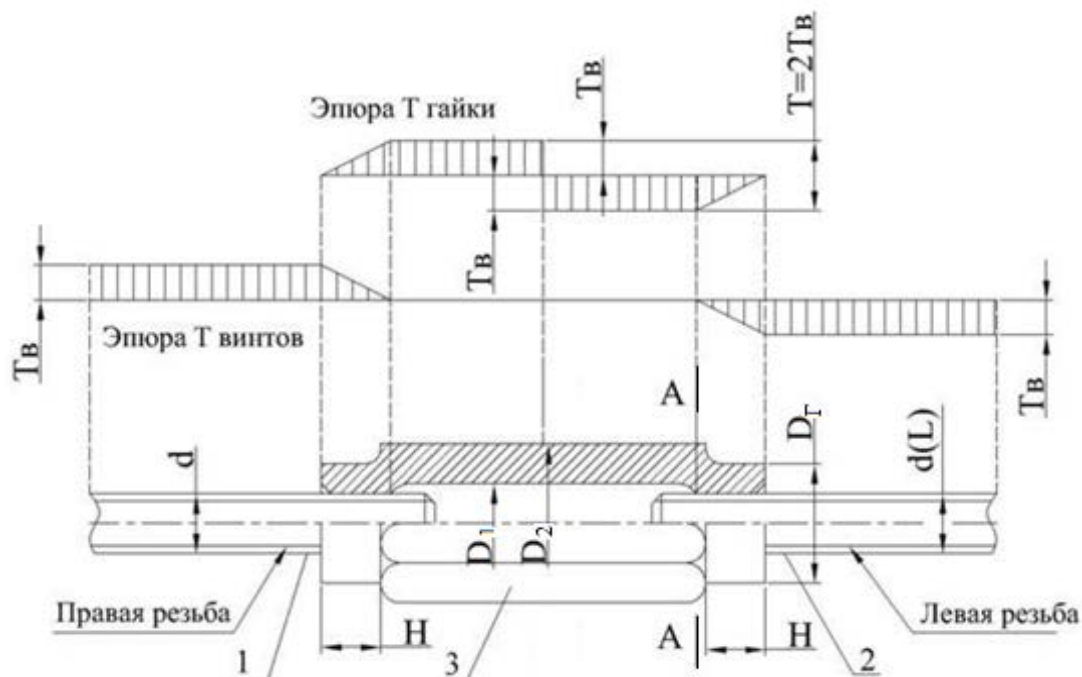


Рисунок 32 – Винтовая стяжка:

1 – винт с правой резьбой; 2 – винт с левой резьбой; 3 – гайка-стяжка

$$D_1 \approx 1,2d ; D_2 = (2,4 - 2,5)d ; D_{\Gamma} \approx 2d$$

Решение

1. Выбор материалов

Винт – углеродистая сталь 35 ГОСТ 1050-2013, $\sigma_T = 320$ Н/мм².

Гайка-стяжка – углеродистая сталь 30 ГОСТ 1050-2013, $\sigma_T = 300$ Н/мм².

2. Определение среднего диаметра и минимального шага резьбы

Средний диаметр резьбы винта из условия обеспечения износостойкости

$$d_{2p} \geq \sqrt{F_a / (\pi \cdot \Psi_h \cdot \Psi_H \cdot [p_{\text{и}}])} = \sqrt{5000 / (3,14 \cdot 0,54 \cdot 1,2 \cdot 16)} = 12,39 \text{ мм},$$

где $F_a = 5000$ Н осевое усилие на винт;

Ψ_h – коэффициент относительной высоты профиля резьбы. Для метрической резьбы $\Psi_h = 0,54$;

Ψ_H – коэффициент высоты гайки. Принимаем $\Psi_H = 1,2$;

$[p_{\text{и}}]$ – допускаемое давление в резьбе. Для стального винта и стальной гайки

$[p_{\text{и}}] = 16$ Н/мм² (табл. П. 9).

Минимальное значение шага резьбы

$$P_{\min} \geq \Psi_H \cdot d_{2p} / z_{\max} = 1,2 \cdot 12,39 / 10 = 1,49 \text{ мм},$$

где $z_{\max} = 10$ – наибольшее число витков резьбы гайки, воспринимающих осевую силу.

3. Выбор параметров резьбы

По ГОСТ 24705-2004 принимаем метрическую резьбу М16 с параметрами: средний диаметр $d_2 = 14,701 \text{ мм} \geq d_{2p} = 12,39 \text{ мм}$; внутренний диаметр $d_3 = 13,546 \text{ мм}$; наружный диаметр $d = 16 \text{ мм}$; шаг резьбы $P = 2 \text{ мм}$.

4. Проверка условия самоторможения резьбы

Угол подъема винтовой линии резьбы

$$\psi = \arctg(P / (\pi \cdot d_2)) = \arctg(2 / (3,14 \cdot 14,701)) = 2,48^\circ.$$

Приведенный угол трения в резьбе

$$\varphi' = \arctg(f / \cos(\alpha/2)),$$

где $f = 0,18$ – коэффициент трения в резьбе;

$\alpha = 60^\circ$ – угол наклона профиля резьбы,

$$\varphi' = \arctg(0,18 / \cos(60^\circ/2)) = 11,74^\circ.$$

Так как $\psi < \varphi'$, условие самоторможения выполняется.

5. Проверочный расчет винта на прочность

Напряжения растяжения

$$\sigma_p = 4 \cdot F_a / (\pi \cdot d_3^2) = 4 \cdot 5000 / (3,14 \cdot 13,546^2) \approx 34,7 \text{ Н/мм}^2.$$

Напряжения кручения

$$\tau_{кр} = T / W_k = T / (0,2 \cdot d_3^3), \text{ Н/мм}^2,$$

где T – вращающий момент, скручивающий винт в опасном сечении, Н·мм.

Для винтовой стяжки вращающий момент равен моменту сил трения в резьбе T_v :

$$T = T_v = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 5000 \cdot \frac{14,701}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,48^\circ + 11,74^\circ) = 9313,5 \text{ Н·мм}.$$

$$\tau_{кр} = 9313,5 / (0,2 \cdot 13,546^3) = 18,73 \text{ Н/мм}^2.$$

Эквивалентное напряжение в опасном сечении винта

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2} = \sqrt{34,7^2 + 3 \cdot 18,73^2} = 47,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемое напряжение растяжения материала винта

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [s] = 320 / 3 = 106 \text{ Н/мм}^2,$$

где $[s] = 3$ – коэффициент запаса прочности винта.

Статическая прочность винта обеспечена, так как

$$\sigma_E = 47,5 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_p] = 106 \text{ Н/мм}^2.$$

6. Расчет гайки-стяжки

Определение числа рабочих витков гайки

$$z_p = \Psi_H \cdot d_2 / P = 1,2 \cdot 14,704 / 2 = 8,8 < z_{\max} = 10.$$

Принимаем $z = 9$.

Высота гайки $H = z \cdot P = 9 \cdot 2 = 18$ мм.

Наружный диаметр гайки

$$D_r \geq \sqrt{4 \cdot F_a \cdot k_{кр} / (\pi \cdot [\sigma_p])} + d^2, \text{ мм},$$

где $k_{кр} = 1,3$ – коэффициент, учитывающий кручение гайки-стяжки;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения материала гайки

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [s] = 300 / 4 = 75 \text{ Н/мм}^2,$$

$[s] = 4$ – коэффициент запаса прочности при неконтролируемой затяжке.

$$D_r \geq \sqrt{4 \cdot 5000 \cdot 1,3 / (3,14 \cdot 75)} + 16^2 = 19,14 \text{ мм}.$$

Конструктивно принимаем $D_r = 30$ мм.

Проверочный расчет гайки-стяжки в сечении А-А на совместное действие растяжения и кручения (см. рис. 32).

Напряжения растяжения в опасном сечении гайки-стяжки

$$\sigma_p = 4 \cdot F_a / [\pi \cdot (D_r^2 - D_1^2)] \leq [\sigma_p], \text{ Н/мм}^2,$$

где D_1 – внутренний диаметр гайки-стяжки, $D_1 = 1,2 \cdot d = 1,2 \cdot 16 = 19,2$ мм.

Принимаем $D_1 = 20$ мм.

$$\sigma_p = 4 \cdot 5000 / [3,14 \cdot (30^2 - 20^2)] = 12,74 \text{ Н/мм}^2.$$

Напряжение кручения

$$\tau_{кр} = T_b / W_k, \text{ Н/мм}^2;$$

где W_k – момент сопротивления кручению опасного сечения гайки-стяжки,

$$W_k = 0,2 \cdot D_r^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_r} \right)^4 \right] = 0,2 \cdot 30^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{20}{30} \right)^4 \right] = 4333,5 \text{ мм}^3;$$

$$\tau_{кр} = T_b / W_k = 9313,5 / 4333,5 = 2,15 \text{ Н/мм}^2.$$

Эквивалентное напряжение в опасном сечении гайки-стяжки

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2} = \sqrt{12,74^2 + 3 \cdot 2,15^2} = 13,27 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_p] = 75 \text{ Н/мм}^2.$$

Прочность гайки-стяжки обеспечена.

7. Определение КПД винта

$$\eta = \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = \operatorname{tg} 2,48^\circ / \operatorname{tg}(2,48^\circ + 11,74^\circ) = 0,17.$$

Пример 2. Рассчитать винтовой домкрат (рис. 33) грузоподъемностью $F_a=10$ кН. Высота подъема груза $l_{\max}=300$ мм. Резьба трапецеидальная.

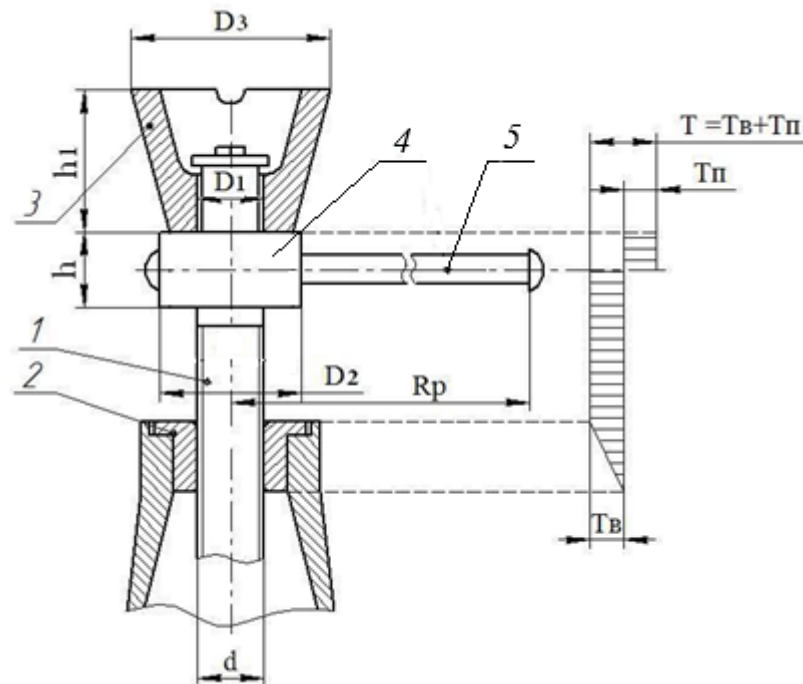


Рисунок 33 – Винтовой домкрат:

1 – винт; 2 – гайка; 3 – чашка; 4 – головка винта; 5 – рукоятка

$$D_1 = (0,6 - 0,7)d; D_2 = (1,7 - 1,9)d; D_3 = (2,5 - 3,0)d; h = 1,5d; h_1 = (1,5 - 1,8)d$$

Решение

1. Выбор материалов

Винт – сталь 35 ГОСТ 1050–2013, $\sigma_T=320$ Н/мм².

Гайка домкрата – безоловянная бронза Бр.А9ЖЗЛ ГОСТ 493-79 с механическими характеристиками: $\sigma_T=200$ Н/мм², $\sigma_B=400$ Н/мм².

2. Определение среднего диаметра и минимального шага резьбы

$$d_{2p} \geq \sqrt{F_a / (\pi \cdot \Psi_h \cdot \Psi_N \cdot [p_i])} \text{ , мм,}$$

где $F_a=10000$ Н – осевая нагрузка на винт;

Ψ_h – коэффициент относительной высоты профиля резьбы. Для трапецеидальной резьбы $\Psi_h=0,5$;

Ψ_N – коэффициент высоты гайки. Принимаем $\Psi_N = 1,7$;

$[p_i]$ – допускаемое давление в резьбе, $[p_i]=7$ Н/мм² (табл. П. 9).

$$d_{2p} \geq \sqrt{10000 / (3,14 \cdot 0,5 \cdot 1,7 \cdot 7)} = 23,13 \text{ мм.}$$

Минимальное значение шага резьбы

$$P_{\min} \geq \Psi_N \cdot d_{2p} / z_{\max} = 1,7 \cdot 23,13 / 10 = 3,93 \text{ мм,}$$

где $z_{\max} = 10$ – наибольшее число витков резьбы гайки, воспринимающих осевую силу.

3. Выбор параметров резьбы

По ГОСТ 24737-81 выбираем трапецеидальную резьбу $Tr\ 28 \times 5$ с параметрами: средний диаметр $d_2 = 25,5\text{ мм} \geq d_{2p} = 23,13\text{ мм}$; внутренний диаметр $d_3 = 22,5\text{ мм}$; наружный диаметр $d = 28\text{ мм}$; шаг $P = 5\text{ мм}$.

4. Проверка условия самоторможения резьбы

Угол подъема винтовой линии резьбы

$$\psi = \arctg (P / (\pi \cdot d_2)) = \arctg(5 / (3,14 \cdot 25,5)) = 3,57^\circ.$$

Приведенный угол трения в резьбе

$$\varphi' = \arctg (f / \cos (\alpha/2)),$$

где $f = 0,1$ – коэффициент трения в резьбе (при смазке винта);

$\alpha = 30^\circ$ – угол профиля резьбы.

$$\varphi' = \arctg (0,1 / \cos (30^\circ/2)) = 5,91^\circ.$$

Так как $\psi < \varphi'$, следовательно, самоопускания винта под действием груза не произойдет.

5. Проверочный расчет винта на прочность

На участке между гайкой 2 и головкой 4 (рис. 33) в материале винта возникают напряжения сжатия от осевой силы F_α и кручения от момента сил трения в резьбе T_B .

Напряжения сжатия

$$\sigma_c = 4 \cdot F_\alpha / (\pi \cdot d_3^2) = 4 \cdot 10000 / (3,14 \cdot 22,5^2) \approx 25,5\text{ Н/мм}^2.$$

Напряжения кручения

$$\tau_{кр} = T / W_k, \text{ Н/мм}^2,$$

где T – вращающий момент, скручивающий винт в опасном сечении, Н·мм;

$W_k \approx 0,2 \cdot d_3^3$ – момент сопротивления кручению поперечного сечения винта домкрата, мм³.

Вращающий момент для винтового домкрата T равен моменту сил трения в резьбе.

$$T = T_B = F_\alpha \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 10000 \cdot \frac{25,5}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,57^\circ + 5,91^\circ) = 21290,4\text{ Н·мм};$$

$$\tau_{кр} = T / W_k = 21290,4 / (0,2 \cdot 22,5^3) = 9,34\text{ Н/мм}^2.$$

Эквивалентное напряжение в опасном сечении винта

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_c^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2} = \sqrt{25,5^2 + 3 \cdot 9,34^2} \approx 30,2\text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемое напряжение сжатия материала винта

$$[\sigma_c] = \sigma_T / [s] = 320 / 3 = 106\text{ Н/мм}^2,$$

где $[s] = 3$ – коэффициент запаса прочности винта.

Условие прочности выполняется, так как

$$\sigma_E = 30,2\text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_c] = 106\text{ Н/мм}^2.$$

6. Проверка винта на устойчивость

Условие обеспечения устойчивости винта

$$\sigma_c \leq \varphi[\sigma_c], \text{ Н/мм}^2,$$

где φ – коэффициент понижения допускаемого напряжения сжатия.

Гибкость стержня винта

$$\lambda = \mu \cdot L / i,$$

где μ – коэффициент приведения длины, учитывающий способ закрепления концов винта $\mu = 2,0$ (рис. 34 и табл. П. 10);

i – радиус инерции поперечного сечения винта

$$i = d_3/4 = 22,5/4 = 5,625 \text{ мм};$$

L – длина сжатого участка винта

$$L = l_{\max} + (\Psi_H \cdot d_2/2) = 300 + (1,7 \cdot 25,5/2) = 321,7 \text{ мм}.$$

Тогда $\lambda = 2 \cdot 321,7/5,625 = 114,4$.

Этому значению гибкости соответствует коэффициент понижения допускаемого напряжения $\varphi = 0,41$ (табл. П. 11).

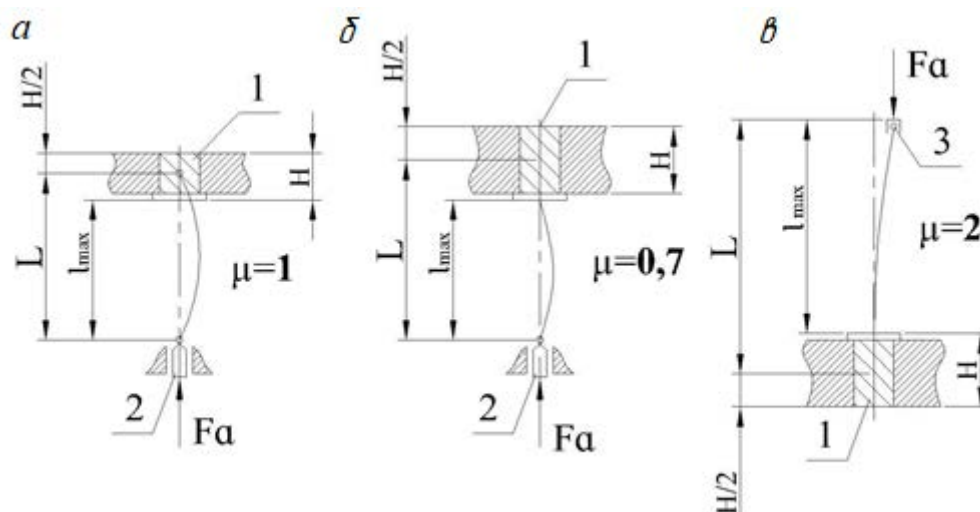


Рисунок 34 – Способы закрепления винта:

1 – гайка; 2 – башмак; 3 – чашка домкрата

Устойчивость винта обеспечена, так как

$$\sigma_c = 25,5 \text{ Н/мм}^2 < 0,41 \cdot 106 = 43,46 \text{ Н/мм}^2.$$

7. Расчет гайки

Определение числа рабочих витков резьбы гайки:

$$z_p = (\Psi_H \cdot d_2)/P = (1,7 \cdot 25,5)/5 = 8,67 < z_{\max} = 10.$$

Принимаем $z = 9$.

Определение основных размеров гайки (рис. 35): высота гайки $H = z \cdot P = 9 \cdot 5 = 45 \text{ мм}$; высота буртика гайки $h_6 = 0,25 \cdot H = 0,25 \cdot 45 = 11,25 \text{ мм}$.

Принимаем $h_6 = 10 \text{ мм}$.

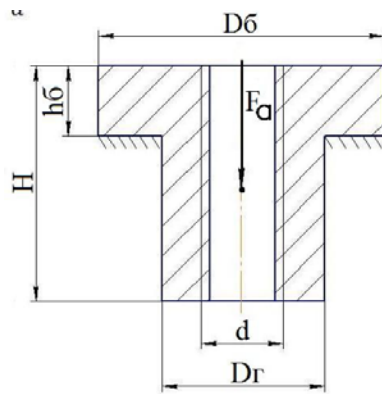


Рисунок 35 – Конструкция гайки при постоянном направлении осевой нагрузки

Наружный диаметр гайки

$$D_{\Gamma} \geq \sqrt{4 \cdot F_a \cdot k_{кр} / (\pi [\sigma_p]) + d^2}, \text{ мм},$$

где $k_{кр} = 1,3$ – коэффициент, учитывающий кручение гайки;

$[\sigma_p] = 50 \text{ Н/мм}^2$ – допускаемое напряжение растяжения для бронзовой гайки.

$$D_{\Gamma} \geq \sqrt{4 \cdot 10000 \cdot 1,3 / (3,14 \cdot 50) + 28^2} \approx 33,4 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_{\Gamma} = d + 10 = 28 + 10 = 38 \text{ мм}$.

Диаметр опорного буртика гайки

$$D_6 \geq \sqrt{4 \cdot F_a / (\pi [\sigma_{см}]) + D_{\Gamma}^2}, \text{ мм},$$

где $[\sigma_{см}] = 70 \text{ Н/мм}^2$ – допускаемое напряжение смятия для бронзовой гайки.

$$D_6 \geq \sqrt{4 \cdot 10000 / (3,14 \cdot 70) + 38^2} = 40,35 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_6 = 45 \text{ мм}$.

Проверочный расчет гайки

Проверка резьбы гайки на срез

$$\tau_{ср} = F_a / (\pi \cdot d \cdot k \cdot P \cdot z \cdot k_m) \leq [\tau_{ср}], \text{ Н/мм}^2.$$

где $k = 0,65$ – коэффициент полноты трапецидальной резьбы;

k_m – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения осевой силы по виткам резьбы. Для резьбы с крупным шагом $k_m = 0,7$;

$[\tau_{ср}] = 40 \text{ Н/мм}^2$ – допускаемое напряжение среза для бронзовых гаек.

$$\tau_{ср} = 10000 / (3,14 \cdot 28 \cdot 0,65 \cdot 5 \cdot 9 \cdot 0,7) = 5,5 \text{ Н/мм}^2 < [\tau_{ср}] = 40 \text{ Н/мм}^2.$$

Проверочный расчет опорного буртика на срез

$$\tau_{ср} = F_a / (\pi \cdot D_{\Gamma} \cdot h_6) = 10000 / (3,14 \cdot 38 \cdot 10) = 8,4 \text{ Н/мм}^2 < [\tau_{ср}] = 40 \text{ Н/мм}^2.$$

8. Определение КПД винта

$$\eta = \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = \operatorname{tg} 3,57^\circ / \operatorname{tg}(3,57^\circ + 5,91^\circ) = 0,37.$$

ЗАДАЧИ

1. Рассчитать винт 4 и гайку настенного домкрата (рис. 8) по данным таблицы 20. Резьба винта трапецеидальная. Материал гайки бронза Бр.АЖЗЛ.

Таблица 20

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G, кН	6	8	10	12	14	11	13	12,5	7	15
Длина винта, м	0,5	0,55	0,5	0,45	0,4	0,45	0,4	0,4	0,35	0,3

2. Рассчитать винт 4 и гайку 5 винтовой стяжки (рис. 13) по данным таблицы 21. Резьба винта трапецеидальная. Материалы винта и гайки выбрать самостоятельно.

Таблица 21

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	7	9	10	12,5	13	12	11	12	15	14

3. Рассчитать винт 3 и гайку 4 винтовой стяжки (рис. 14). Осевое усилие на винт F дано в таблице 22. Резьба трапецеидальная.

Таблица 22

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	5	4	7	9	6	15	10	11	12	14
Номер уголка	3,2	3,5	4,5	5	4	7,5	5	7	5,6	6,3

4. Рассчитать винт 3 и гайку 4 специального домкрата (рис. 17) по данным в таблице 23.

Таблица 23

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G, кН	6	8	10	12	15	17	20	22	9	13
H, мм	0,4	0,3	0,3	0,35	0,3	0,3	0,2	0,25	0,3	0,3
Резьба	Упорная					Трапецеидальная				

6. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ (ЗУБЧАТЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

ПРИМЕРЫ

Пример 1. Для соединения шестерни с валом редуктора при среднем режиме работы подобрать и проверить на прочность призматическую шпонку (рис. 36). Передаваемый вращающий момент $T = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$, диаметр вала $d = 50 \text{ мм}$, длина ступицы шестерни $L = 60 \text{ мм}$. Материал вала – сталь 45, материал шестерни – сталь 40Х.

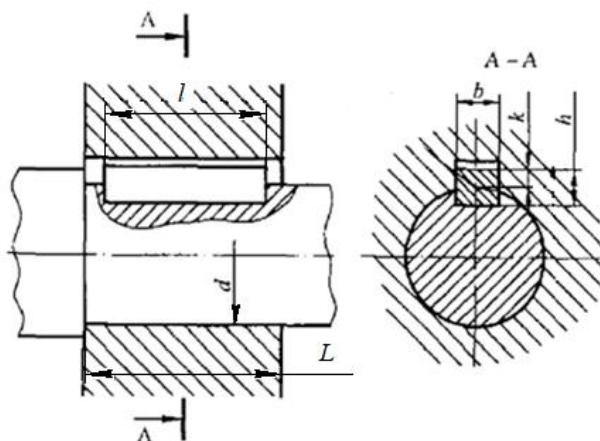


Рисунок 36 – Соединение шестерни с валом

Решение

1. Выбор шпонки

По ГОСТ 23360-78 для диаметра $d = 50 \text{ мм}$ и длине ступицы $L = 60 \text{ мм}$ выбираем призматическую обыкновенную шпонку со следующими размерами: $b = 16 \text{ мм}$; $h = 10 \text{ мм}$; $l = 56 \text{ мм}$. Принимаем материал для шпонки – сталь 45 ГОСТ 1050-2013.

Шпонка 16×10×56 ГОСТ 23360-78.

2. Проверка шпонки на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = 2 \cdot T \cdot 10^3 / (d \cdot l_p \cdot k) \leq [\sigma_{\text{см}}], \text{ Н/мм}^2,$$

где T – вращающий момент, $T = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

d – посадочный диаметр вала, $d = 50 \text{ мм}$;

l_p – рабочая длина шпонки, $l_p = (l - b) = (56 - 16) = 40 \text{ мм}$;

k – глубина врезания шпонки в ступицу, мм;

При $d \geq 40 \text{ мм}$ $k = 0,4h = 0,4 \cdot 10 = 4 \text{ мм}$;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемые напряжения смятия (для более слабого материала: шпонки, вала или ступицы), $[\sigma_{\text{см}}] = \sigma_T / [s]$, Н/мм^2 ;

σ_T – предел текучести, Н/мм^2 ;

$[s]$ – коэффициент запаса. При работе со слабыми толчками $[s] = 3,0$.

Для шпонки из чистотянутой стали 45 при среднем режиме работы редуктора $[\sigma_{\text{см}}] = (130 - 150) \text{ Н/мм}^2$ (табл. П.12).

Допускаемые напряжения смятия для материала вала из стали 45 при $\sigma_T = 350 \text{ Н/мм}^2$

$$[\sigma_{\text{см}}] = 350/3 \approx 116 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\text{см}} = 2 \cdot 400 \cdot 10^3 / (50 \cdot 40 \cdot 4) = 100 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{\text{см}}] = 116 \text{ Н/мм}^2.$$

3. Проверка шпонки на срез

$$\tau_{\text{ср}} = 2 \cdot T \cdot 10^3 / (d \cdot l_p \cdot b) \leq [\tau_{\text{ср}}], \text{ Н/мм}^2,$$

где b – ширина шпонки, $b = 16 \text{ мм}$;

$[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемые напряжения среза, Н/мм^2 .

Для шпонки из стали 45 $[\tau_{\text{ср}}] = 80 \text{ Н/мм}^2$.

$$\tau_{\text{ср}} = 2 \cdot 400 \cdot 10^3 / (50 \cdot 40 \cdot 16) = 25 \text{ Н/мм}^2 \leq [\tau_{\text{ср}}] = 80 \text{ Н/мм}^2.$$

Условия прочности на смятие и срез выполняются.

Пример 2. Для соединения косозубого цилиндрического колеса с валом подобрать неподвижное зубчатое (шлицевое) соединение и проверить его на прочность (рис. 37). Передаваемый валом вращающий момент $T = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Наружный диаметр вала $D = 38 \text{ мм}$, длина шлицевого соединения $l = 40 \text{ мм}$. Усилия, действующие на зубчатое колесо: окружная сила $F_t = 4600 \text{ Н}$; радиальная $F_r = 700 \text{ Н}$ и осевая сила $F_a = 400 \text{ Н}$. Делительный диаметр зубчатого венца $d = 110 \text{ мм}$. Режим нагружения тяжелый, при перегрузках вращающий момент может достигать значения $T_{\text{max}} = 320 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Зубчатое колесо изготовлено из стали 40Х с термообработкой – улучшение до твердости 280 НВ, $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$. Шлицевой вал изготовлен из стали 45 с термообработкой улучшение до твердости НВ = 270 – 290 (HRC 28), $\sigma_T = 650 \text{ МПа}$. Частота вращения вала $n = 950 \text{ мин}^{-1}$. Передача непрерывная. Расчетный ресурс $L_h = 20000 \text{ ч}$.

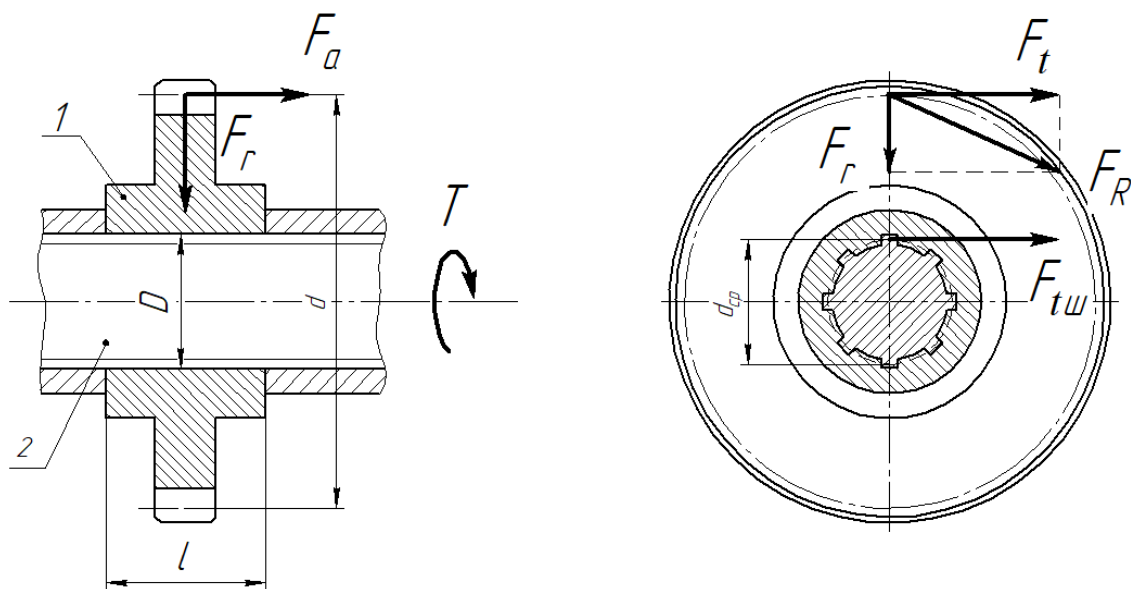


Рисунок 37 – Соединение зубчатого колеса со шлицевым валом:

1 – косозубое колесо; 2 – вал

Решение

1. Подбор прямобочного шлицевого соединения

Для шлицевого соединения применяем прямобочные шлицы средней серии номинального размера 8×32×38 по ГОСТ 1139-80.

Центрирование по наружному диаметру: $D = 38$ мм, число зубьев $z = 8$, внутренний диаметр $d = 32$ мм, ширина $b = 6$ мм, посадка по наружному диаметру H7/js6 и по боковым граням (размеру b) – D9/js7.

D – 8×32×38 H7/js6 × 6 D9/js7 ГОСТ 1139-80.

Соединение нагружено переменной нагрузкой – вал вращается.

2. Уточненный расчет на смятие боковых (рабочих поверхностей) зубьев

Действующие напряжения смятия

$$\sigma_{\max} = 2 \cdot T_{\max} \cdot 10^3 / (d_{\text{ср}} \cdot l \cdot z \cdot h) \leq [\sigma'_{\text{см}}], \text{ Н/мм}^2,$$

где $T_{\max}$ – наибольший вращающий момент, действующий на соединение при перегрузках, Н·м;

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

$$d_{\text{ср}} = (D + d)/2 = (38 + 32)/2 = 35 \text{ мм};$$

$l = 40$ мм – длина шлицевого соединения, мм;

$z = 8$ – число шлицев;

h – рабочая высота шлицев, мм;

$$h = [(D - d)/2] - 2f = [(38 - 32)/2] - 2 \cdot 0,4 = 2,2 \text{ мм};$$

f – размер фаски, $f = 0,4$ мм по ГОСТ 1139-80;

$[\sigma'_{\text{см}}]$ – допускаемые напряжения смятия, Н/мм²,

$$[\sigma'_{\text{см}}] = \sigma_{\text{T}} / ([s] \cdot k_3 \cdot k_{\text{пр}} \cdot k_{\text{п}}), \text{ Н/мм}^2;$$

$\sigma_{\text{T}} = 650$ Н/мм² – предел текучести материала шлицевого вала;

$[s] = 1,25 - 1,4$ – коэффициент запаса прочности. Для ответственных соединений $[s] = 1,4$;

k_3 – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями соединения;

$k_{\text{пр}}$ – коэффициент продольной концентрации нагрузки; при симметричном расположении зубчатого венца относительно ступицы $k_{\text{пр}} \approx k_{\text{кр}}$;

$k_{\text{кр}}$ – коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала;

$k_{\text{п}}$ – коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки в связи с погрешностями изготовления и возможностью приработки.

После приработки $k_{\text{п}} = 1$, так как зубья вала не закалены.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями k_3 зависит от параметра ψ , учитывающего смещение поперечной силы F_R от середины ступицы.

$$\text{При } F_R = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} = \sqrt{700^2 + 4600^2} = 4653 \text{ Н};$$

$$\psi = F_R / F_{\text{тш}} = F_R \cdot d_{\text{ср}} / (2000 \cdot T) = 4653 \cdot 35 / (2000 \cdot 250) = 0,326.$$

При этом $k_3 = 1,70$ (табл. П.13).

Для соединения цилиндрического зубчатого колеса со шлицевым валом $\psi = d_{\text{ср}}/(d \cdot \cos \alpha) = 35/(110 \cdot 20^\circ) = 0,338$. Тогда $k_3 \leq 1,75$ (табл. П.13).

Для шлицевого соединения средней серии при $D = 38$ мм и отношении $l/D = 40/38 = 1,05$ для случая приработки $K_{\text{кр}} = 1,32$ (табл. П. 14).

Следовательно, $[\sigma_{\text{см}}'] = 650/(1,4 \cdot 1,75 \cdot 1,32 \cdot 1) \approx 201 \text{ Н/мм}^2$.

Действующие напряжения смятия

$$\sigma_{\text{max}} = 2 \cdot 320 \cdot 10^3 / (35 \cdot 8 \cdot 2,2 \cdot 40) \approx 26 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{\text{см}}'] = 201 \text{ Н/мм}^2.$$

Условие прочности по смятию боковых граней зубьев выполнено.

3. Уточненный расчет шлицевого соединения по критерию износостойкости

Давление на рабочих гранях зубьев (шлицев)

$$\sigma = 2 \cdot T \cdot 10^3 / (d_{\text{ср}} \cdot z \cdot h \cdot l) \leq [\sigma_{\text{изн}}'], \text{ Н/мм}^2,$$

где $[\sigma_{\text{изн}}']$ – допускаемое давление, Н/мм²;

$$[\sigma_{\text{изн}}'] = [\sigma_{\text{усл}}] / (k_{\text{дол}} \cdot k_{\text{изн}} \cdot k_{\text{усл}}), \text{ Н/мм}^2,$$

$[\sigma_{\text{усл}}]$ – условное допускаемое давление при базовом числе циклов нагружений 10^8 и постоянном режиме работы, Н/мм². Так как твердость поверхности зубьев соединения более слабого элемента (шлицы вала) 28 HRC, $[\sigma_{\text{усл}}] = 110 \text{ Н/мм}^2$ (табл. П. 15);

$k_{\text{дол}}$ – коэффициент долговечности, $k_{\text{дол}} = k_{\text{н}} \cdot k_{\text{ц}}$,

$k_{\text{н}}$ – коэффициент переменности нагрузки. При тяжелом режиме работы (нагружения) $k_{\text{н}} = 0,77$ [1] стр. 149;

$k_{\text{ц}} = \sqrt[3]{N/10^8}$ – коэффициент числа циклов нагружений,

N – общее число циклов нагружения соединения

$$N = 60 \cdot n \cdot L_h = 60 \cdot 950 \cdot 20000 = 11,4 \cdot 10^8 \text{ циклов.}$$

$$k_{\text{ц}} = \sqrt[3]{11,4 \cdot 10^8 / 10^8} = 2,25.$$

Тогда $k_{\text{дол}} = 0,77 \cdot 2,25 = 1,73$.

$k_{\text{изн}} = k'_3 \cdot k_{\text{пр}}$ – коэффициент износа;

k'_3 – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями, учитывающий приработку вследствие скольжения.

При $\psi = 0,338$ $k'_3 = 1,17$ (табл. П.13). Тогда $k_{\text{изн}} = 1,17 \cdot 1,32 = 1,54$;

$k_{\text{усл}} = k_{\text{с}} \cdot k_{\text{ос}}$ – коэффициент условия работы соединения;

$k_{\text{с}}$ – коэффициент смазки; при работе соединения в закрытом корпусе редуктора с картерной смазкой $k_{\text{с}} = 0,7$ [1] стр. 149;

$k_{\text{ос}}$ – коэффициент осевого закрепления или перемещения ступицы; при жестком закреплении ступицы в осевом направлении $k_{\text{ос}} = 1,0$.

Следовательно, $k_{\text{усл}} = 0,7 \cdot 1,0 = 0,7$.

Допускаемое давление

$$[\sigma_{\text{изн}}'] = 110 / (1,73 \cdot 1,52 \cdot 0,7) = 59,76 \text{ Н/мм}^2,$$

Давление на рабочих гранях зубьев

$$\sigma = 2 \cdot 250 \cdot 10^3 / (35 \cdot 8 \cdot 2,2 \cdot 40) = 20,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Условие работоспособности соединения по износостойкости выполнено, так как $\sigma = 20,3 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{\text{изн}}'] = 59,76 \text{ Н/мм}^2$.

ЗАДАЧИ

1. Подобрать и проверить на прочность призматическую шпонку по ГОСТ 23360-78, передающую вращающий момент с вала на шестерню прямозубой передачи (рис. 38). Вращающий момент T , диаметр вала d и ширина шестерни b даны в таблице 24. Материал вала и шестерни – сталь 40Х, материал шпонки – сталь 45. Работа реверсивная, нагрузка спокойная.

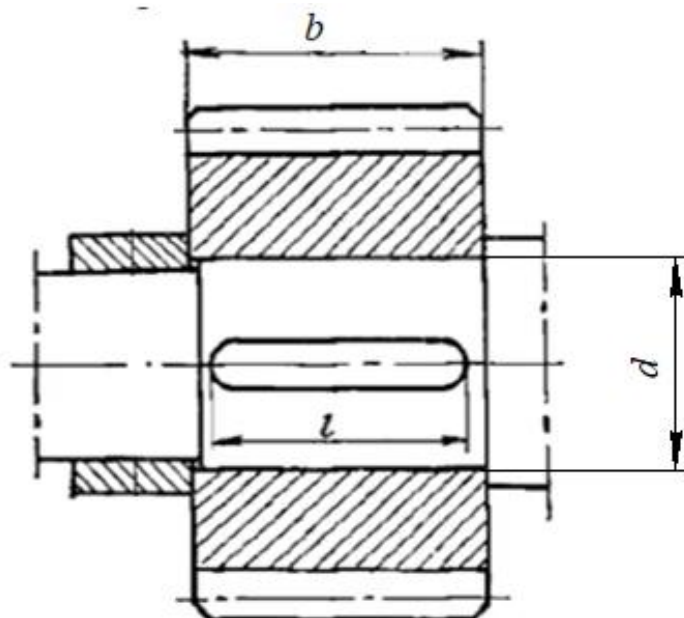


Рисунок 38 – Крепление шестерни к валу

Таблица 24

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{Н} \cdot \text{м}$	300	280	320	340	360	380	400	500	420	450
$d, \text{мм}$	30	30	32	35	36	40	40	50	42	45
$b, \text{мм}$	70	70	70	75	75	80	75	85	80	80

2. Подобрать по ГОСТ 23360-78 и определить необходимую длину призматической шпонки со скругленными торцами (рис. 38) по исходным данным таблицы 25. Материал вала и шестерни – сталь 30, материал шпонки – сталь 45. Передача неревверсивная, нагрузка со слабыми толчками.

Таблица 25

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{Н} \cdot \text{м}$	480	450	500	550	600	400	640	500	660	700
$d, \text{мм}$	48	45	50	58	46	48	52	38	48	55

3. Втулочная муфта, соединяющая два вала, установлена на сегментных шпонках (рис. 39). Передаваемый вращающий момент T и диаметр вала d приведены в таблице 26. Материал вала и втулки – сталь Ст5, материал шпонки – сталь 30. Нагрузка спокойная, включение плавное. Подобрать сегментные шпонки по ГОСТ 24071-97 и проверить на смятие и срез.

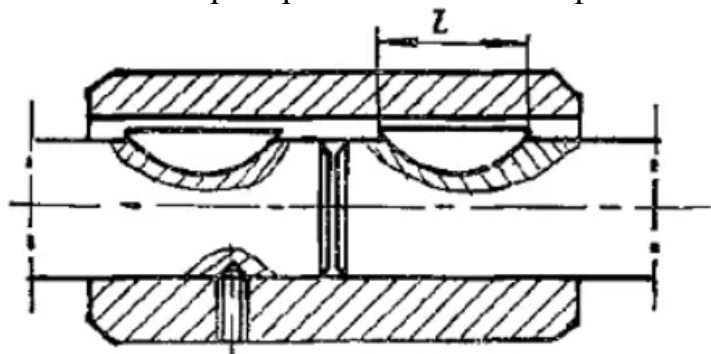


Рисунок 39 – Втулочная муфта

Таблица 26

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{Н} \cdot \text{м}$	95	80	100	90	105	100	110	140	120	130
$d, \text{мм}$	40	38	42	42	45	42	48	48	50	52

4. Шестерня прямозубой передачи закреплена на валу при помощи цилиндрической шпонки (рис. 40). Передаваемый вращающий момент T и диаметр вала d заданы в таблице 27. Материал вала и шестерни – сталь 30. Шестерня работает при спокойной нагрузке. Материал шпонки выбрать самостоятельно. Подобрать по ГОСТ 3128-70 диаметр и определить необходимую длину шпонки.

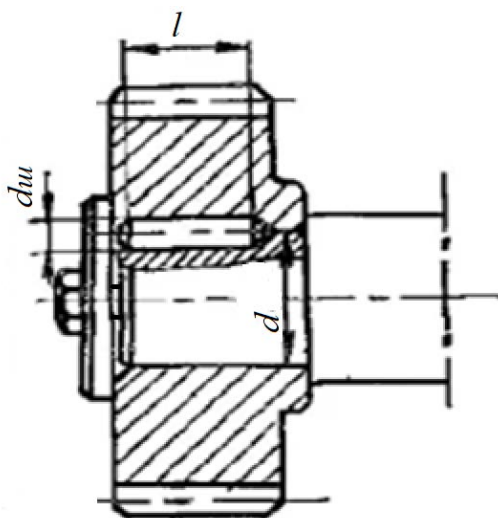


Рисунок 40 – Соединение шестерни с валом цилиндрической шпонкой

Таблица 27

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{Н} \cdot \text{м}$	120	80	150	90	180	100	200	140	220	250
$d, \text{мм}$	40	32	40	38	42	35	45	40	46	50

5. Подобрать по ГОСТ 1139-80 неподвижное зубчатое прямобочное соединение колеса с валом (рис. 41) и проверить его на прочность. Передаваемый вращающий момент T , диаметр вала d и длина ступицы колеса $l_{\text{ст}}$ приведены в таблице 28. Материал вала – сталь 40, материал зубчатого колеса – сталь 40Х. Условия эксплуатации средние.

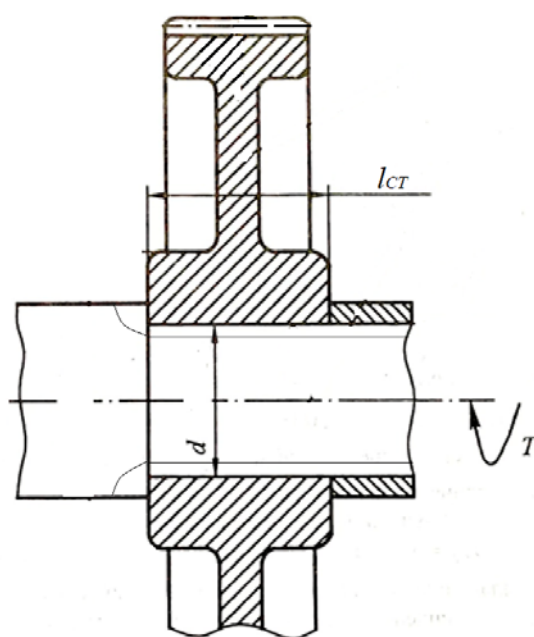


Рисунок 41 – Установка зубчатого колеса на валу

Таблица 28

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{Н} \cdot \text{м}$	400	350	500	450	550	300	600	380	650	700
$d, \text{мм}$	46	42	48	46	54	52	60	54	65	72
$l_{\text{ст}}, \text{мм}$	50	50	60	60	65	60	70	55	70	75

6. Ведущая звездочка цепной передачи закреплена на валу редуктора (рис. 42) с помощью эвольвентного соединения по ГОСТ 6033-80. Подобрать размеры шлицев, определить параметры соединения и проверить его на прочность. Передаваемый вращающий момент T и диаметр вала d приведены в таблице 29. Материал вала – сталь 50, материал звездочки – сталь Ст5. Условия эксплуатации средние. Длина ступицы звездочки $l \approx 1,4d$.

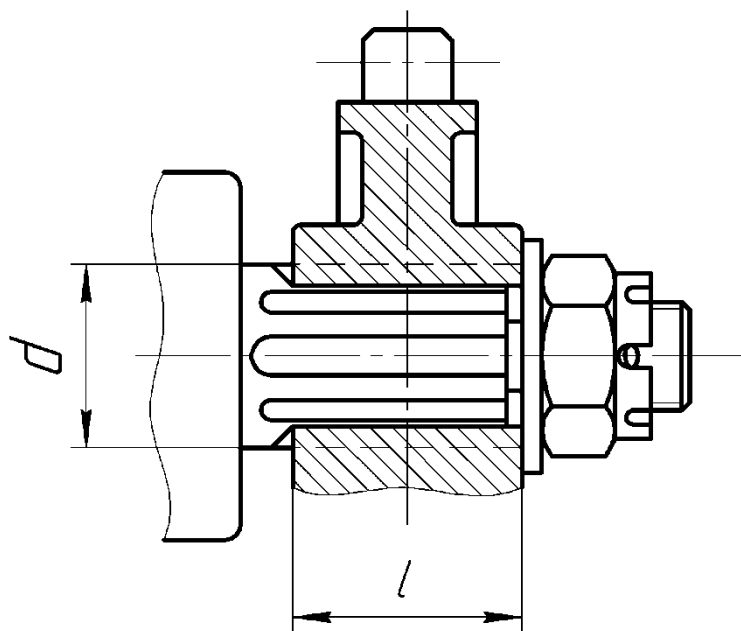


Рисунок 42 – Установка звездочки на валу

Таблица 29

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{Н} \cdot \text{м}$	100	120	150	180	200	220	250	90	300	320
$d, \text{мм}$	30	40	35	40	45	45	50	30	50	55

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Детали машин : учебник для вузов / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков, М. Н. Захаров [и др.]; под ред. Ряховского О. А. – 4-е изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. – 465 с. – ISBN 978-5-7038-3939-3. – Текст: непосредственный.
2. Детали машин в примерах и задачах : учебное пособие / С. Н. Ничипорчик, М. И. Корженцевский, В. Ф. Калачев [и др.] ; под ред. С. Н. Ничипорчика. – 2-е изд. – Минск: Высшая школа, 1981. – 432 с. – Текст: непосредственный.
3. Коновалов, А. Б. Сварные соединения : учебное пособие / А. Б. Коновалов, А. Л. Кириленко, М. В. Аввакумов. – СПб.: ГОУ ВПО СПбГТУРП, 2010. – 97с. – Текст: непосредственный.
4. Передача винт-гайка : учебное пособие / сост. В. О. Варганов, М. В. Аввакумов, М. В. Колычев, [и др.]. – СПбГТУРП. – СПб., 2015. – 57 с. – Текст: непосредственный.
5. ГОСТ 21425-75. Соединения зубчатые (шлицевые) прямобоочные. Методы расчета нагрузочной способности : государственный стандарт СССР: издание официальное : дата введения 1976–0–01. – М.: Издательство стандартов, 1978. – 24 с. – Текст: непосредственный.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица П.1 – Коэффициент влияния абсолютных размеров сечения детали K_d

Напряженное состояние и материал	$K_{d\sigma}(K_{d\tau})$ при диаметре вала (оси) d , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Кручение для всех сталей Изгиб для легированной стали	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

Таблица П.2 – Коэффициент влияния шероховатости поверхности детали K_F

Вид механической обработки	Параметр шероховатости R_a , мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_B , МПа		$K_{F\tau}$ при σ_B , МПа	
		≤ 700	> 700	≤ 700	> 700
Обтачивание чистовое	0,8 – 3,2	0,89 – 0,86	0,86 – 0,82	0,94 – 0,92	0,92 – 0,89
Шлифование чистовое	0,63 – 1,6	0,93 – 0,89	0,91 – 0,86	0,96 – 0,94	0,95 – 0,92

Таблица П.3 – Эффективный коэффициент концентрации напряжений для шпоночных пазов K_σ и K_τ

σ_B , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,65	1,9	2,4

Таблица П. 4. – Эффективный коэффициент концентрации напряжений для посадки с натягом

Диаметр вала d , мм	Посадка	K_σ при σ_B , МПа					K_τ при σ_B , МПа				
		500	600	700	800	1000	500	600	700	800	1000
30	s6	2,50	2,75	3,00	3,25	3,75	1,90	2,05	2,20	2,35	2,65
	k6	1,88	2,06	2,25	2,44	2,82	1,58	1,64	1,75	1,86	2,09
50	s6	3,05	3,36	3,66	3,96	4,60	2,23	2,52	2,60	2,78	3,26
	k6	2,28	2,52	2,75	2,97	3,45	1,87	2,03	2,15	2,28	2,57
80	s6	3,19	3,50	3,83	4,13	4,78	2,31	2,60	2,70	2,88	3,31
	k6	2,39	2,63	2,87	3,10	3,77	1,87	2,04	2,17	2,40	2,70
100	s6	3,29	3,60	3,94	4,25	4,90	2,37	2,66	2,76	2,95	3,34
	k6	2,46	2,70	2,96	3,20	3,98	1,88	2,05	2,18	2,48	2,80

Примечания: 1. При установке с натягом подшипников качения следует принимать K_σ , K_τ по посадке s6. 2. Значения K_σ и K_τ для промежуточных диаметров определяются интерполяцией.

Таблица П.5 – Допускаемые напряжения сварных швов при статическом нагружении $[\sigma']$ и $[\tau']$

Вид сварки	Вид шва	Характер напряженного состояния	Сварка ручная электродом Э42А или Э50А; автоматическая	Сварка ручная электродом Э38; Э42; Э50
Дуговая плавящимся электродом	Стыковой	Сжатие	$[\sigma_c'] = [\sigma_p]$	$[\sigma_c'] = 0,9[\sigma_p]$
		Растяжение	$[\sigma_p'] = 0,9[\sigma_p]$	$[\sigma_p'] = 0,8[\sigma_p]$
		Срез	$[\tau'] = 0,65[\sigma_p]$	$[\tau'] = 0,6[\sigma_p]$
	Угловой	Срез	$[\tau'] = 0,65[\sigma_p]$	$[\tau'] = 0,6[\sigma_p]$

Таблица П.6 – Механические характеристики клеевых соединений и области применения клеев

Клей	Предел прочности, МПа		Назначение
	при отрыве, σ_{bo}	при сдвиге, τ_{bc}	
Неорганический	10	–	Склеивание металлов, работающих при температурах до 500°C
Эпоксидный (ЭД-5, Э-40)	45	20	Склеивание металлов и неметаллов для рабочих температур $\pm 60^\circ\text{C}$
Полиуретановый (ПУ-2 и др.)	34,5	16	Склеивание металлов и неметаллов для рабочих температур $\pm 60^\circ\text{C}$
Синтетический	20 – 40	10 – 20	Склеивание металлов, древесины, стекла, резины, кожи и др.
Полиакриловый (ВК-31, ВК-41 и др.)	23	30 – 40	Склеивание металлов, древесины, стекла, резины, кожи и др.

Таблица П.7 – Механические характеристики материалов резьбовых деталей

Класс прочности		σ_b , МПа	σ_t , МПа	Марка стали
Винт	Гайка			
3.6	4	300 – 400	200	Ст3; Сталь 10
4.6	5	400 – 550	240	Сталь 20
5.6	6	500 – 700	300	Сталь 30; 35
6.6	8	600 – 800	360	Сталь 35; 45; 40Г
8.8	10	800 – 1000	640	35Х; 38ХА; 45Г
10.9	12	1000 – 1200	900	40Г2; 40Х; 30ХГСА

Таблица П.8 – Допускаемый коэффициент запаса прочности $[s]$ при расчете резьбовых соединений

Вид нагрузки	Характер нагрузки	Способ затяжки болта	Рекомендуемые значения $[s]$ коэффициента запаса прочности
Растягивающая сила	Статическая	контролируемая	1,3 – 2,0
		неконтролируемая	2,5 – 4,0
	Переменная	контролируемая	1,5 – 2,5
		неконтролируемая	2,5 – 4,0
Поперечная нагрузка. Болты с зазором	Статическая или переменная	контролируемая	1,3 – 1,5
		неконтролируемая	3,0 – 4,0

Примечание: Значения коэффициента запаса прочности приведены для углеродистых сталей.

Таблица П.9 – Допускаемое давление в резьбе

Материалы винтовой пары (винт-гайка)	Допускаемое давление $[p_i]$, Н/мм ²
Сталь закаленная – бронза оловянная	12
Сталь незакаленная – бронза оловянная	9
Сталь закаленная – бронза безоловянная или антифрикционный чугун	8
Сталь незакаленная – бронза безоловянная или антифрикционный чугун	7
Сталь незакаленная – серый чугун	5
Сталь – сталь	16

Таблица П.10 – Коэффициент приведения длины стержня винта

Закрепление концов стержня	Схема закрепления концов винта	μ	Примеры
Оба конца закреплены шарнирно	рис. 34 а	1,0	Винт пресса, пята сферическая
Один конец заделан, другой закреплен шарнирно	рис. 34 б	0,7	Винт пресса, гайка высокая, пята сферическая, винт отводки
Один конец свободен, другой конец заделан	рис. 34 в	2,0	Винты домкратов и съемников
Один конец заделан, поворот другого ограничен	—	0,6	Винт пресса, пята плоская

Таблица П.11 – Значения коэффициента понижения допускаемого напряжения сжатия

λ	0	30	50	60	70	80	90	100	120	140	160
φ	1,00	0,91	0,86	0,82	0,76	0,70	0,62	0,51	0,37	0,29	0,24
	1,00	0,91	0,3	0,79	0,72	0,65	0,55	0,43	0,3	0,23	0,19

Примечание: Нижние значения φ принимаются для винтов, изготовленных из сталей повышенного качества (40ХФА, 18ХГТ)

Таблица П.12 – Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ для шпонки из стали 45 при неподвижном соединении

Условия работы	Допускаемые напряжения смятия, $[\sigma_{см}]$, МПа
При непрерывной работе редуктора с полной загрузкой	50 – 70
При среднем режиме работы редуктора	130 – 150
В грузоподъемных кранах:	
- при слабых толчках;	100
- при ударной нагрузке	50

Примечание: Допускаемое напряжение среза $[\tau_{ср}] = 80 \text{ Н/мм}^2$

Таблица П.13 – Значения коэффициентов неравномерности распределения нагрузки между зубьями k_3 и k'_3 шлицевого соединения

Коэффициенты	Значения коэффициентов k_3 и k'_3 в зависимости от параметра ψ									
	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75
k_3	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4	2,7	3,0
k'_3	1,1	1,2	1,4	1,6	1,9	2,2	2,5	3,0	3,7	4,5

Таблица П.14 – Значения коэффициентов концентрации нагрузки от закручивания шлицевого вала $k_{кр}$

Серия соединения	D, мм	Отношение l/D		
		1,0	1,5	2,0
Легкая	До 30	1,3/1,1	1,7/1,2	2,2/1,4
	30 – 50	1,5/1,2	2,0/1,3	2,6/1,5
	58 – 120	1,8/1,3	2,6/1,4	3,4/1,7
Средняя	до 20	1,6/1,2	2,1/1,3	2,8/1,5
	20 – 30	1,7/1,2	2,3/1,4	3,0/1,6
	32 – 50	1,9/1,3	2,8/1,5	3,7/4,8
	54 – 112	2,4/1,4	3,5/1,7	4,8/2,1
	свыше 112	2,8/1,5	4,1/1,9	5,5/2,5
Тяжелая	до 23	2,0/1,3	3,0/1,6	4,0/1,9
	23 – 32	2,4/1,4	3,5/1,8	4,7/2,1
	35 – 65	2,7/1,5	4,1/1,9	5,3/2,2
	72 – 102	2,9/1,6	4,3/2,0	5,6/2,4
	свыше 102	3,1/1,7	4,7/2,1	6,2/2,5

Примечание: В числителе приведены значения $k_{кр}$ до приработки, в знаменателе – после приработки для соединений, работающих с переменным режимом. При постоянном режиме после приработки $k_{кр} = 1$

Таблица П.15 – Условное допускаемое давление между зубьями $[\sigma_{усл}]$ прямобочного шлицевого соединения при базовом числе циклов нагружения 10^8 и постоянном режиме работы

Твердость зубьев, HRCэ	20	28	40	45	52	60
Условное допускаемое давление $[\sigma_{усл}]$, МПа	95	110	135	170	185	205