



## Контрольная работа № 1

### 1. Распятие-сжатие

**Задача 1.** Стальной ступенчатый стержень площадью сечения  $A_1$ ,  $A_2$  и  $A_3$  зашпеглен одним концом и нагружен силами  $F_1$  и  $F_2$  (рис. 1). Второй конец стержня свободный. Конструктивными мерами обеспечена работа стержня только на простое центральное сжатие либо растяжение.

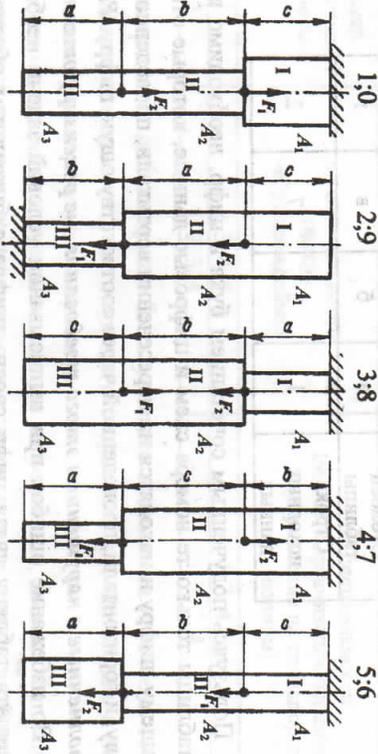


Рис. 1

Исходные данные приведены в табл. 1.

Таблица 1

Номер строки исходных данных (схемы)	Длина, м			Сила, кН	
	a	b	c	$F_1$	$F_2$
1	1,0	1,6	1,8	120	80
2	1,2	1,8	2,0	140	60
3	1,8	1,8	1,6	80	120
4	1,4	1,6	1,4	100	80
5	1,8	2,0	1,6	60	140
6	2,0	1,4	1,2	100	60
7	1,6	1,4	1,4	80	120
8	1,2	1,6	2,0	120	40
9	1,4	1,2	1,6	100	120
0	1,6	1,4	1,8	50	100
Г	В	Г	Б	В	Г

### Требуется

1. Пренебрегая собственным весом стержня, определить величину продольной силы  $N$  на каждом участке по длине стержня и построить эпюру  $N$ .
2. Определить требуемые площади сечений стержня  $A_1$ ,  $A_2$  и  $A_3$ , приняв допускаемое напряжение  $\sigma_{adm} = [\sigma] = 160 \text{ МПа}$ .
3. Определить перемещение точки приложения силы  $F_1$ , приняв модуль продольной упругости  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ .
4. Определить полную работу сил, вызвавших упругую деформацию.

### Порядок решения

1. Вычертить стержень в масштабе, указав буквенные и числовые значения всех величин.
2. Задаться в зашпеглении направлением опорной реакции и, применив уравнение равновесия, определить её величину и истинное направление.
3. Применяя метод сечений, определить продольную силу  $N$  на каждом участке нагружения стержня, приняв её растягивающей. Из уравнения равновесия определить величину и истинное направление продольной силы.
4. На прямой, параллельной оси стержня, вычертить эпюру  $N$ , указав на каждом её участке знаки и числовые значения продольной силы.
5. Из условия прочности определить требуемые площади сечений ступенчатого стержня  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ .

### Примечание:

- 1) в схемах нагружения 4 и 7 площадь участка III принять  $A_3 = 0,5A_2$ ;
- 2) в схемах нагружения 5 и 6 площадь участка III принять  $A_3 = 2A_2$ .
6. Перемещение силы  $F_1$  определить как алгебраическую сумму продольных деформаций всех участков стержня от заделки до сечения, где приложена сила  $F_1$ .

7. На каждом участке стержня вычислить абсолютную деформацию

$$\Delta l_i = \frac{N_i l_i}{E_i A_i}$$

и затем определить величину полной работы сил, вызвавших

$$\text{упругую деформацию стержня } L_f = U = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n N_i \Delta l_i.$$

### Пример решения

Исходные данные по табл. 1:

Столбец	а	б	в	г
Строка	-	8	7	3

Дано:  $F_1 = 80$  кН;  $F_2 = 120$  кН;  $a = 1,8$  м;  $b = 1,6$  м;  $c = 2,0$  м;  $[\sigma] = 160$  МПа;  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа.

Стальной ступенчатый стержень (см. рис. 1) зашпелен одним концом и нагружен силами  $F_1$  и  $F_2$ . Все действующие нагрузки и размеры показаны на рис. 2.

Требуется определить величину продольной силы  $N$  на каждом участке стержня, площади поперечных сечений стержня  $A_1$ ,  $A_2$  и  $A_3$ , перемещение точки приложения силы  $F_1$ , полную работу внешних сил, совершающих деформацию  $L_f$ .

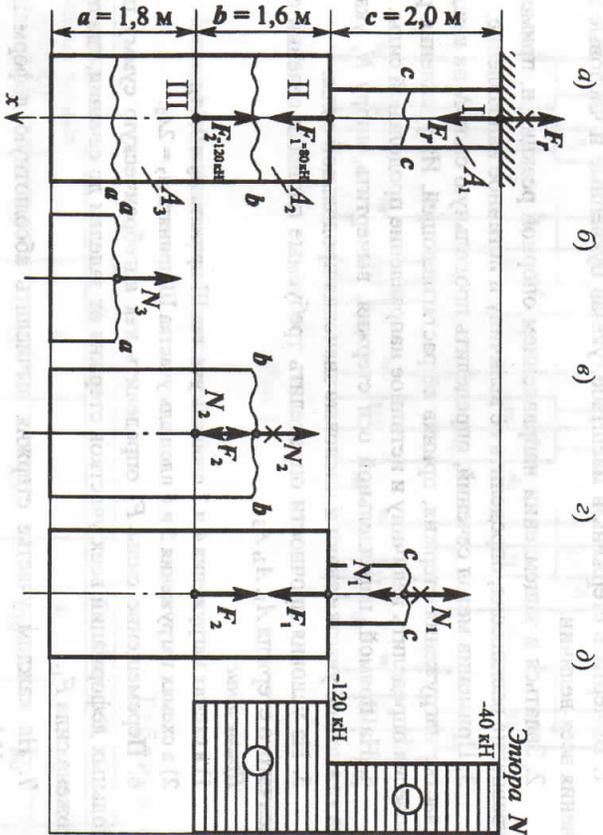


Рис. 2

**Порядок решения**

1. Выполнить расчет и графические построения в соответствии с рис. 2.
2. Определить опорную реакцию  $F_r$  (см. рис. 2 а):

$$\sum F_x = -F_r + F_1 - F_2 = 0;$$

$$F_r = F_1 - F_2 = 80 - 120 = -40 \text{ кН.}$$

Знак «минус» опорной реакции  $F_r$  показывает, что направление реакции было выбрано неверно.

3. Построить эпюру продольных сил (см. рис. 2 б):

— участок нагружения III — сечение a-a (см. рис. 2 б)  
 $\sum F_x = -N_3 = 0$ ;  $N_3 = 0$ ;

— участок нагружения II — сечение b-b (см. рис. 2 б)

$$\sum F_x = -N_2 - F_2 = 0$$
;  $N_2 = -F_2 = -120 \text{ кН.}$

Знак «минус» показывает, что направление продольной силы  $N_2$  выбрано неверно.

— участок нагружения I — сечение c-c (см. рис. 2 з)

$$\sum F_x = -N_1 - F_2 + F_1 = 0;$$

$$N_1 = -F_2 + F_1 = -120 + 80 = -40 \text{ кН.}$$

Направление  $N_1$  выбрано неверно.

Учитывая закон изменения и правило знаков для продольных сил строится эпюра  $N$ .

4. Определить площади сечений  $A_1$ ,  $A_2$  и  $A_3$ .

Из условия прочности  $\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma] = \sigma_{\text{adm}}$ :

$$A \geq \frac{N}{[\sigma]}$$

$$A_1 = \frac{N_1}{[\sigma]} = \frac{40 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$A_2 = \frac{N_2}{[\sigma]} = \frac{120 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

Из условия задачи принимаем  $A_3 = A_2 = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ .

5. Определить перемещение точки приложения силы  $F_1$  по формуле

$$\Delta l_{F_1} = \frac{N_1 \cdot c}{E A_1} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 2}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 0,25 \cdot 10^{-3}} = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,6 \text{ мм.}$$

6. Рассчитать полную работу внешних сил (потенциальную энергию упругой деформации)

$$L_r = U = \frac{1}{2} \sum N_i \Delta l_i$$

Участок I:

$$\Delta l_I = \frac{N_1 \cdot c}{E A_1} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 2}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^4 \cdot 0,25 \cdot 10^{-3}} = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Участок II:

$$\Delta l_{II} = \frac{N_2 \cdot b}{E A_2} = \frac{120 \cdot 10^3 \cdot 1,6}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^4 \cdot 0,75 \cdot 10^{-3}} = 1,28 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Участок III:  $N_3 = 0$ ;  $\Delta l_{III} = 0$

$$L_r = \frac{1}{2} (N_1 \cdot \Delta l_I + N_2 \cdot \Delta l_{II}) =$$

$$= \frac{1}{2} (40 \cdot 10^3 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3} + 120 \cdot 10^3 \cdot 1,28 \cdot 10^{-3}) = 217,6 \text{ Дж.}$$

Ответ:

$$A_1 = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; \quad A_2 = A_3 = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$\Delta l_{I} = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad L_r = 217,6 \text{ Дж.}$$

Задача 2. В контрольной задаче 1 принять, что оба конца ступенчатого стержня зашпелены.

Требуется

1. Раскрыть статическую неопределённость системы.
2. Построить эпюру продольной силы  $N$ .
3. Подобрать вновь  $A_1$ ,  $A_2$  и  $A_3$ , приняв допускаемое напряжение  $\sigma_{adm} = [σ] = 160 \text{ МПа}$ ;
4. Определить перемещение точки приложения силы  $F_2$ .

Порядок решения

1. Вычертить стержень в масштабе, указав буквенные и числовые значения всех величин.
2. Показать на чертеже опорные реакции в зашпеленных стержнях и написать уравнение равновесия.

3. Написать общее выражение совместности деформаций, воспользовавшись законом Гюка. Соотношение площадей  $A_1$ ,  $A_2$  и  $A_3$  взять из ранее решенной контрольной задачи 1.

4. Подставить полученные данные в условие совместности деформаций и определить величину и направление опорной реакции в мысленно отброшенном зашпелении.

5. После раскрытия статической неопределенности задачу решать в последовательности, указанной в задаче 1.

Пример решения

Исходные данные по табл. 1:

Столбец	а	б	в	г
Строка	-	8	7	3

Дано:  $F_1 = 80 \text{ кН}$ ;  $F_2 = 120 \text{ кН}$ ;  $a = 1,8 \text{ м}$ ;  $b = 1,6 \text{ м}$ ;  $c = 2,0 \text{ м}$ ;  $[σ] = 160 \text{ МПа}$ ;  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ .

Стальной ступенчатый стержень зашпелен двумя концами и нагружен силами  $F_1$  и  $F_2$ . Все действующие нагрузки и размеры показаны на рис. 3.

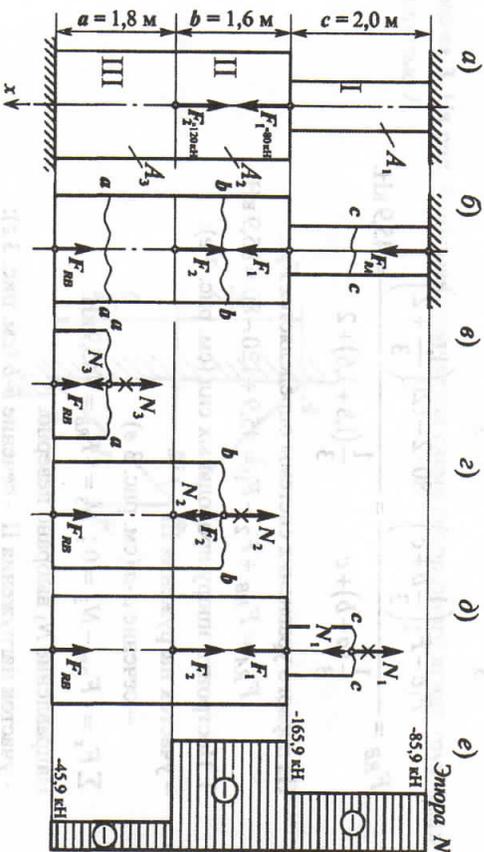


Рис. 3

Требуется определить величину продольной силы  $N$  на каждом участке стержня, площади поперечных сечений стержня  $A_1$ ,  $A_2$  и  $A_3$ , перемещение точки приложения силы  $F_2$ .

**Поясдок решения**

1. Выполнить расчет и графические построения.
2. Определить опорные реакции с использованием основной системы (см. рис. 3 б) и общего уравнения совместности деформаций:

$$\begin{cases} \sum F_x = -F_{RV} - F_2 + F_1 + F_{RA} = 0; \\ -\frac{F_{RV}(a+b)}{EA_2} - \frac{F_{RV} \cdot c}{EA_1} - \frac{F_2 \cdot b}{EA_2} - \frac{F_2 \cdot c}{EA_1} + \frac{F_1 \cdot c}{EA_1} = 0. \end{cases}$$

Из примера контрольной задачи 1 имеем:  $A_2 = A_3 = 3A_1$ .  
Решаем второе уравнение системы:

$$\begin{aligned} -\frac{F_{RV}(a+b)}{3A_1 E} - \frac{F_{RV} \cdot c}{A_1 E} - \frac{F_2 \cdot b}{3A_1 E} - \frac{F_2 \cdot c}{A_1 E} + \frac{F_1 \cdot c}{A_1 E} &= 0; \\ \frac{1}{A_1 E} \neq 0; \\ -\frac{1}{3} F_{RV}(a+b) - F_{RV}c - \frac{1}{3} F_2 b - F_2 c + F_1 c &= 0; \end{aligned}$$

$$F_{RV} = \frac{F_1 c - F_2 \left( \frac{1}{3} b + c \right)}{\frac{1}{3} (a+b) + c} = \frac{80 \cdot 2 - 120 \left( \frac{1,6}{3} + 2 \right)}{\frac{1}{3} (1,8 + 1,6) + 2} = 45,9 \text{ кН.}$$

Из первого уравнения системы определяется  $F_{RA}$ :

$$F_{RA} = F_{RV} + F_2 - F_1 = 45,9 + 120 - 80 = 85,9 \text{ кН.}$$

3. Построить эпюру продольных сил (см. рис. 3 в):

– участок нагружения III

$$\sum F_x = -F_{RV} - N_3 = 0; \quad N_3 = -F_{RV} = -45,9 \text{ кН.}$$

Направление  $N_3$  выбрано неверно.

– участок нагружения II – сечение  $b-b$  (см. рис. 3 з):

$$\sum F_x = -F_{RV} - F_2 - N_2 = 0; \quad N_2 = -F_{RV} - F_2 = -45,9 - 120 = -165,9 \text{ кН.}$$

Направление  $N_2$  выбрано неверно.

– участок нагружения I – сечение  $c-c$  (см. рис. 3 д):

$$\sum F_x = -F_{RV} - F_2 + F_1 - N_1 = 0;$$

$$N_1 = -F_{RV} - F_2 + F_1 = -45,9 - 120 + 80 = -85,9 \text{ кН.}$$

Направление  $N_1$  выбрано неверно.

4. Определить площади сечений  $A_1$ ,  $A_2$  и  $A_3$ .

Из условия прочности  $\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma] = \sigma_{\text{вкл}}$  площадь сечения  $A \geq \frac{N}{[\sigma]}$ :

$$A_1 = \frac{N_1}{[\sigma]} = \frac{85,9 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 0,537 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$A_2 = \frac{N_2}{[\sigma]} = \frac{165,9 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 1,037 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Принимаем

$$A_1 = A_2 = 1,037 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

5. Определить перемещение точки приложения силы  $F_2$ :

$$\Delta l_{F_2} = \frac{N_3 a}{EA_2} = \frac{45,9 \cdot 10^3 \cdot 1,8}{2 \cdot 10^8 \cdot 1,037 \cdot 10^{-3}} = 0,388 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Ответ:  $A_1 = 0,537 \text{ м}^2$ ;  $A_2 = 1,037 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ;  $\Delta l_{F_2} = 0,388 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

**Задача 3.** На рис. 4 показана расчетная схема поворотного крана грузоподъемностью  $F$ .

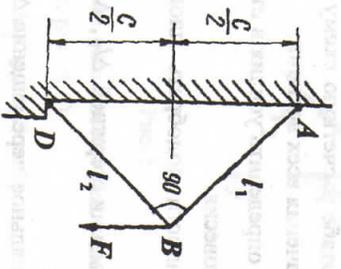


Рис. 4

### Требуется

1. Подобрать стальной стержень  $AB$  круглого поперечного сечения  $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ ,  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  и деревянный стержень  $BD$  квадратного сечения  $[\sigma] = 10 \text{ МПа}$ ,  $E = 1 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ .
2. Определить вертикальное перемещение узла  $B$ .

Исходные данные приведены в табл. 2.

Таблица 2

Номер строки исходных данных	Грузоподъемность, кН	Длина стержней $l_1 = l_2$ , м
1	100	1,2
2	150	1,4
3	180	1,5
4	200	1,25
5	300	1,1
6	250	1,3
7	220	1,6
8	260	1,5
9	280	1,2
0	240	1,3

### Порядок решения

1. Вычертить в масштабе расчетную схему поворотного крана, указав буквенные и числовые значения всех величин.
2. Вырезать узел  $B$  и определить усилия в стержнях  $N_1$  и  $N_2$ , для чего составить уравнения равновесия.
3. Из условия прочности подобрать площадь поперечных сечений стержней  $AB$  и  $BD$ .
4. Определить деформации стержней  $\Delta l_1$ ,  $\Delta l_2$  и показать их на чертеже в увеличенном масштабе.
5. Определить вертикальное перемещение  $\Delta$  узла  $B$ , равное сумме проеций  $\Delta l_1$  и  $\Delta l_2$  на вертикальную ось.

### Пример решения

Исходные данные по табл. 2:

Столбец	а	б	в	г
Строка	-	-	9	0

Дано:  $F = 240 \text{ кН}$ ;  $l_1 = l_2 = 1,2 \text{ м}$ ;

Сталь  $[\sigma]_{ст} = 160 \text{ МПа}$ ;  $E_{ст} = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ;

Дерево  $[\sigma]_{д} = 10 \text{ МПа}$ ;  $E_{д} = 1 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ .

Подобрать стальной стержень  $AB$  круглого поперечного сечения и деревянный стержень  $BD$  квадратного сечения настенного поворотного крана. Требуется определить диаметр стержня  $AB$ , размеры сечения стержня  $BD$ , вертикальное перемещение узла  $B$ .

### Порядок решения

1. Выполнить расчет и графические построения (рис. 5).

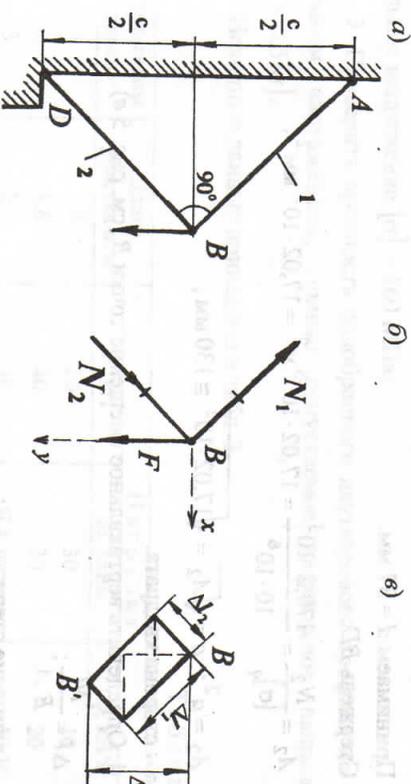


Рис. 5

2. Составить уравнение равновесия для узла  $B$  и определить продольные усилия в стержнях (см. рис. 5 б):

$$\sum F_x = -N_1 \cdot \cos 45^\circ + N_2 \cdot \cos 45^\circ = 0;$$

$$N_1 = N_2;$$

$$\sum F_y = F - N_1 \sin 45^\circ - N_2 \sin 45^\circ = 0;$$

$$F - 2N_1 \sin 45^\circ = 0;$$

$$N_1 = \frac{F}{2 \sin 45^\circ} = \frac{240 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,71} = 170,2 \cdot 10^3 \text{ Н} = 170,2 \text{ кН};$$

$$N_1 = N_2 = 170,2 \text{ кН}.$$

3. Определить размеры поперечных сечений стержней 1 и 2.

Из условия прочности  $\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma]$  площадь сечения  $A \geq \frac{N}{[\sigma]}$ .

Стержень АВ:

$$A_1 = \frac{N_1}{[\sigma]_{\text{ст}}} = \frac{170,2 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 1,064 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$A_1 = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Следовательно,  $d = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,064 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 3,687 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 36,9 \text{ мм}.$

Принимаем  $d = 37 \text{ мм}.$

Стержень ВD:

$$A_2 = \frac{N_2}{[\sigma]_{\text{д}}} = \frac{170,2 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^6} = 17,02 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 17,02 \cdot 10^3 \text{ мм}^2;$$

$$A_2 = a^2; \quad a = \sqrt{A_2} = \sqrt{17,02 \cdot 10^3} \approx 130 \text{ мм},$$

где  $a$  — сторона квадрата.

4. Определить вертикальное смещение точки В (см. рис. 5 в).

$$\Delta l = \frac{Nl}{EA};$$

Удлинение стержня АВ:

$$\Delta l_1 = \frac{N_1 \cdot l_1}{E_{\text{ст}} \cdot A_1} = \frac{170,2 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 1,064 \cdot 10^{-3}} = 0,96 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,96 \text{ мм};$$

Укорочение стержня ВD:

$$\Delta l_2 = \frac{N_2 \cdot l_2}{E_{\text{д}} \cdot A_2} = \frac{170,2 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{1 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 17,02 \cdot 10^{-3}} = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,2 \text{ мм}.$$

Проекция деформаций стержней на ось у:

$$\Delta l_{1y} = \Delta l_1 \cos 45^\circ = 0,96 \cdot \sqrt{2}/2 = 0,68 \text{ мм};$$

$$\Delta l_{2y} = \Delta l_2 \cos 45^\circ = 1,2 \cdot \sqrt{2}/2 = 0,85 \text{ мм}.$$

Вертикальное перемещение узла В

$$\Delta l = \Delta l_{1y} + \Delta l_{2y} = 0,68 + 0,85 = 1,53 \text{ мм}.$$

Ответ:  $d = 37 \text{ мм}; a = 130 \text{ мм}; \Delta l = 1,53 \text{ мм}.$

## 2. Плоский поперечный изгиб

**Задача 4.** Балка (рис. 6) нагружена сосредоточенной и распределенной нагрузкой, а также парой сил.

**Требуется**

1. Построить эпюры поперечной силы  $Q$  и изгибающего момента  $M$ , указать опасные сечения по длине балки и определить для этих сечений расчетные значения  $Q$  и  $M$ ;
2. Из условия прочности по нормальным напряжениям подобрать поперечное сечение балки из прокатного двутавра, приняв допускаемое нормальное напряжение  $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ ;
3. Проверить прочность подобранных двутаврового профиля по касательным напряжениям, приняв допускаемое касательное напряжение  $[\tau] = 0,5 [\sigma]$ .

Исходные данные приведены в табл. 3.

Таблица 3

Номер схемы (строки)	Длина участка $a$ , м	Нагрузка			
		$F$ , кН	$M$ , кН·м	$q$ , кН/м	$\tau$
1	1,8	20	30	10	
2	1,6	40	20	20	
3	2,0	30	10	10	
4	1,4	50	40	10	
5	1,6	40	40	30	
6	1,8	20	30	20	
7	1,4	60	20	10	
8	2,0	40	10	20	
9	1,6	20	20	30	
0	1,4	30	30	20	
$\tau$	$b$	$b$	$b$	$\tau$	

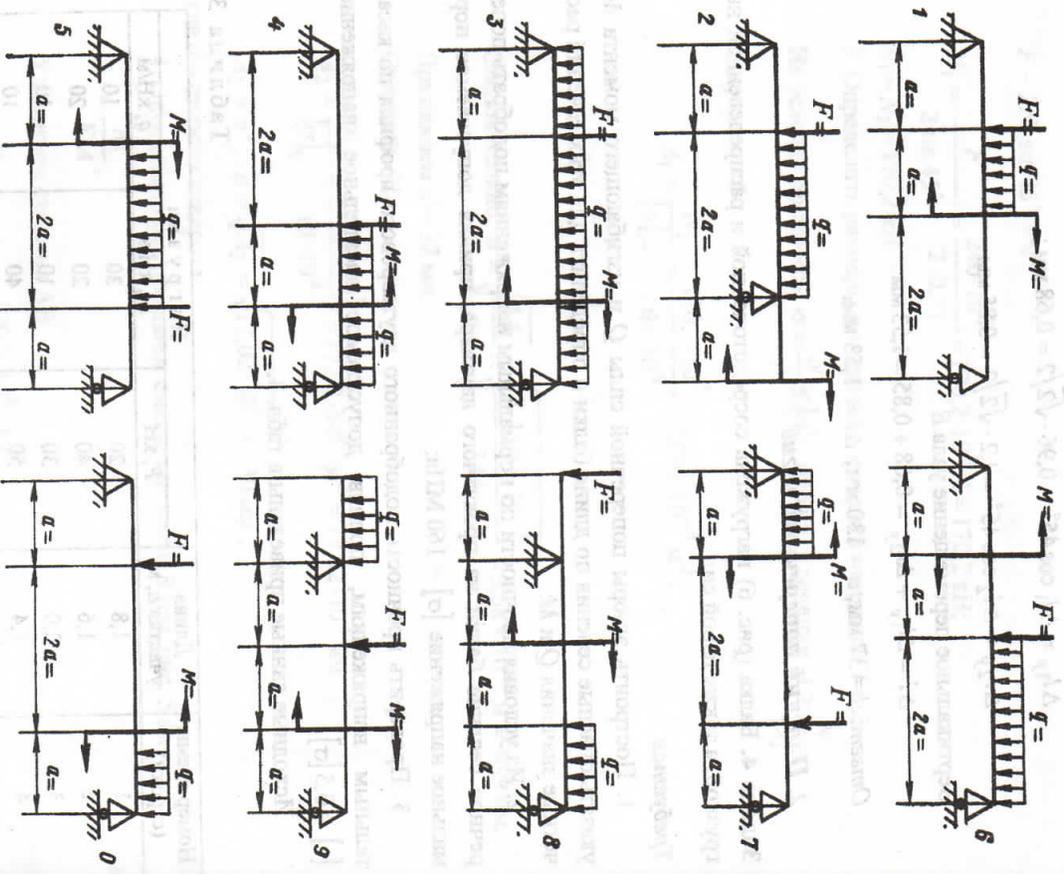


Рис. 6

**Порядок решения**

1. Вычертить балку в масштабе, указав буквенные и числовые значения всех величин. Под балкой оставить место для построения эпюры поперечной силы  $Q$  и эпюры изгибающего момента  $M$ .

2. Показать на чертеже опорные реакции и, используя уравнения равновесия, определить их величину и действительное направление. Выполнить проверку правильности нахождения опорных реакций, воспользовавшись одним из ранее не использованных уравнений равновесия.

3. Обозначить на схеме балки римскими цифрами грузовые участки и указать расстояние  $x$  от выбранного начала координат до рассматриваемого сечения на участке балки. Для каждого грузового участка балки указать графики изменения  $x$  и написать аналитические выражения для  $Q$  и  $M$  в общем виде.

4. Определить величины  $Q$  и  $M$  во всех характерных сечениях балки. Построить в масштабе эпюры  $Q$  и  $M$ , указав их знак, значения величин на всех участках и размерность.

5. На эпюрах  $Q$  и  $M$  указать сечения балки, в которых действуют максимальные нормальные и максимальные касательные напряжения.

6. Подобрать сечение прокатного двутавра из условия прочности по нормальным напряжениям. Геометрические характеристики сечений прокатного двутавра приведены в ГОСТе 8239-72. Если по расчёту одного двутавра будет недостаточно, следует поставить рядом несколько двутавровых балок с общим моментом сопротивления не менее расчётного.

7. Проверить прочность подобранного двутавра по касательным напряжениям. Статические моменты полусечения приведены в ГОСТе 8239-72 (табл. 1 приложения).

**Пример решения**

Исходные данные выбрать по табл. 3:

Столбец	а	б	в	г
Строка	-	1	7	0

**Дано:**  $F = 20$  кН;  $a = 1,8$  м;  $M = 20$  кН · м;  
 $q = 20$  кН/м;  $[\sigma] = 160$  МПа.

Выполнить расчёт статически определимой стальной балки на изгиб.

**Требуется**

1. Построить эпюры поперечной силы  $Q$  и изгибающего момента  $M$ .
2. Подобрать требуемый размер двутавра по нормальным напряжениям.
3. Проверить подобранный двутавр по касательным напряжениям.

**Порядок решения**

1. Выполнить расчет и графические построения (рис. 7).

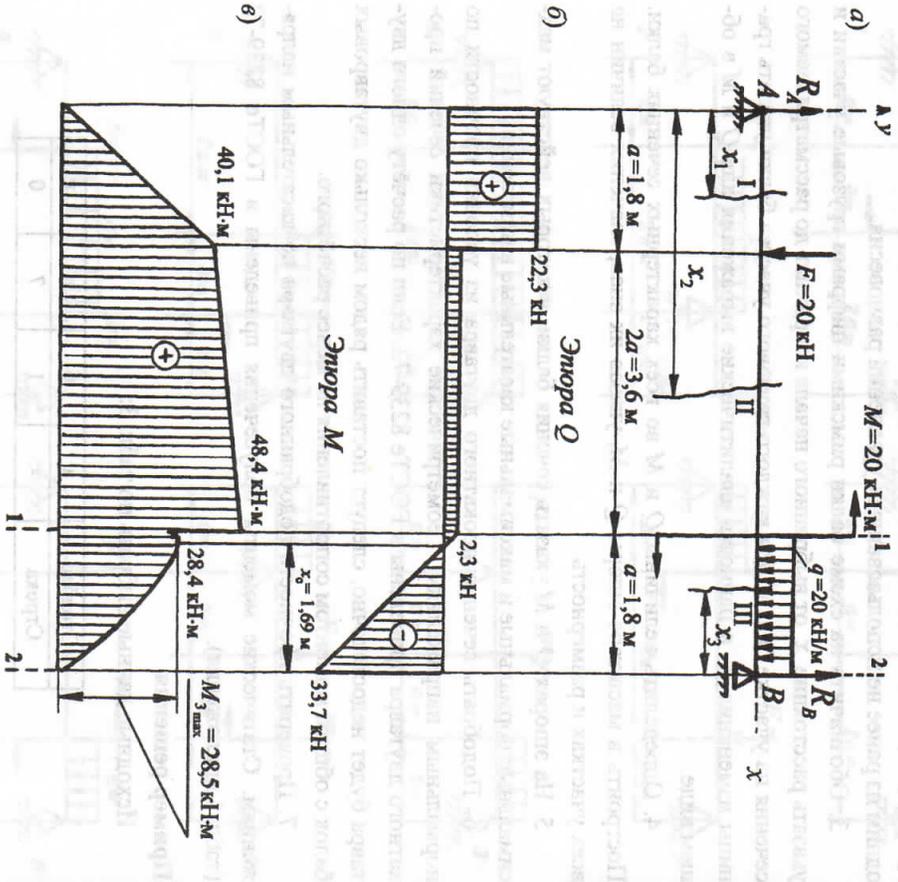


Рис. 7

2. Определить опорные реакции  $R_A$  и  $R_B$  (см. рис. 7 а):  
 $\sum M_A = -F \cdot a + M - q \cdot a(a + 2a + 0,5a) + R_B \cdot 4a = 0;$

$$R_B = \frac{F \cdot a - M + 3,5q \cdot a^2}{4a} = \frac{20 \cdot 1,8 - 20 + 3,5 \cdot 20 \cdot 1,8^2}{4 \cdot 1,8} = 33,7 \text{ кН};$$

$$\sum M_B = q \frac{a^2}{2} + M + F \cdot 3a - R_A \cdot 4a = 0;$$

$$R_A = \frac{\frac{a^2}{2} + M + F \cdot 3a}{4a} = \frac{20 \cdot \frac{1,8^2}{2} + 20 + 20 \cdot 3 \cdot 1,8}{4 \cdot 1,8} = 22,3 \text{ кН}.$$

Проверка:  $\sum F_y = R_A - F - q \cdot a + R_B = 22,3 - 20 - 20 \cdot 1,8 + 33,7 = 0.$

3. Построить эпюру поперечных сил  $Q$  (см. рис. 7 б). Для этого разбить балку на грузовые участки I, II и III.

Участок I:  $0 \leq x_1 < a$ ;  $Q_1 = R_A$ :

- при  $x_1 = 0$   $Q_1 = R_A = 22,3 \text{ кН}$ ;

- при  $x_1 = a$   $Q_1 = R_A = 22,3 \text{ кН}$ .

Эпюра - прямая, параллельная оси  $x$ .

Участок II:  $a \leq x_2 < 3a$ ;  $Q_2 = R_A - F$ :

- при  $x_2 = a$   $Q_2 = R_A - F = 22,3 - 20 = 2,3 \text{ кН}$ ;

- при  $x_2 = 3a$   $Q_2 = R_A - F = 22,3 - 20 = 2,3 \text{ кН}$ .

Эпюра - прямая, параллельная оси  $x$ .

Участок III:  $0 \leq x_3 < a$ ;  $Q_3 = -R_B + qx_3$ :

- при  $x_3 = 0$   $Q_3 = -R_B = -33,7 \text{ кН}$ ;

- при  $x_3 = a$   $Q_3 = -R_B + qa = -33,7 + 20 \cdot 1,8 = 2,3 \text{ кН}$ .

Эпюра - прямая, наклонная к оси  $x$  и пересекающая ось  $x$ .

$$Q_3 = 0 = -R_B + qx_0;$$

$$x_0 = \frac{R_B}{q} = \frac{33,7}{20} = 1,69 \text{ м}.$$

4. Построить эпюру изгибающих моментов  $M$  (см. 7 в):

Участок I:  $0 \leq x_1 < a$ ;  $M_1 = R_A \cdot x_1$ :

- при  $x_1 = 0$   $M_1 = 0$ ;

- при  $x_1 = a$   $M_1 = R_A \cdot a = 22,3 \cdot 1,8 = 40,1 \text{ кН}\cdot\text{м}$ .

Эпюра - прямая, наклонная к оси  $x$ .

Участок II:  $a \leq x_2 < 3a$ ;  $M_2 = R_A \cdot x_2 - F(x_2 - a)$ :

- при  $x_2 = a$   $M_2 = R_A \cdot a = 22,3 \cdot 1,8 = 40,1 \text{ кН}\cdot\text{м}$ ;

- при  $x_2 = 3a$   $M_2 = R_A \cdot 3a - F \cdot 2a = 22,3 \cdot 1,8 - 20 \cdot 2 \cdot 1,8 = 48,4 \text{ кН}\cdot\text{м}$ .

Эпюра - прямая, наклонная к оси  $x$ .

Участок III:  $0 \leq x_3 < a$ ;  $M_3 = R_V \cdot x_3 - q \frac{x_3^2}{2}$ ;

– при  $x_3 = 0$   $M_3 = 0$ ;

– при  $x_3 = a$   $M_3 = R_V \cdot a - q \frac{a^2}{2} = 33,7 \cdot 1,8 - 20 \frac{1,8^2}{2} = 28,4 \text{ кН}\cdot\text{м}$ .

Максимальная величина момента на участке III

При  $x_3 = x_0 = 1,69 \text{ м}$ .

$$M_{3\text{max}} = R_V \cdot x_0 - q \frac{x_0^2}{2} = 33,7 \cdot 1,69 - 20 \frac{1,69^2}{2} = 28,5 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Эпюра – кривая второго порядка.

5. Выбрать опасные сечения:

сечение (1-1) – максимальное нормальное напряжение;

сечение (2-2) – максимальное касательное напряжение.

6. Подобрать сечения прокатного двутавра.

Из условия прочности  $\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_z} \leq [\sigma]$ .

$$\text{Получаем } W_z \geq \frac{M_{\text{max}}}{[\sigma]} = \frac{48,4 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 0,303 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 303 \text{ см}^3.$$

По табл. 1 приложения выбираем двутавр № 24а ( $W_z = 317 \text{ см}^3$ ,  $J_z = 3800 \text{ см}^4$ ,  $S_z = 178 \text{ см}^3$ ,  $b = 125 \text{ мм}$ ).

*Примечание.* В табл. 1 – 3 приложения ось сечений прокатных профилей «хх» соответствует оси «z» в примере расчета.

7. Проверить прочность двутавра № 24а по касательным напряжениям.

$$\text{Условие прочности } \tau = \frac{Q \cdot S_z}{J_z \cdot b} \leq [\tau].$$

Допускаемое напряжение  $[\tau] = 0,5[\sigma] = 0,5 \cdot 160 = 80 \text{ МПа}$ .

Из эпюры  $Q$  определяем  $Q_{\text{max}} = 33,7 \text{ кН}$ ,

$$\tau = \frac{33,7 \cdot 10^3 \cdot 0,178 \cdot 10^{-3}}{0,38 \cdot 10^{-4} \cdot 0,125} = 12,63 \cdot 10^6 \text{ Па} = 12,6 \text{ МПа} \ll [\tau].$$

**Ответ:**  $R_A = 22,3 \text{ кН}$ ;  $R_B = 33,7 \text{ кН}$ ;  $Q_{\text{max}} = 33,7 \text{ кН}$ ;  $M_{\text{max}} = 48,4 \text{ кН}\cdot\text{м}$ .

Подобран двутавр № 24а.

### 3. Сложное сопротивление

Задача 5. Стальной вал (рис. 8) нагружен крутящим и изгибающим моментами.

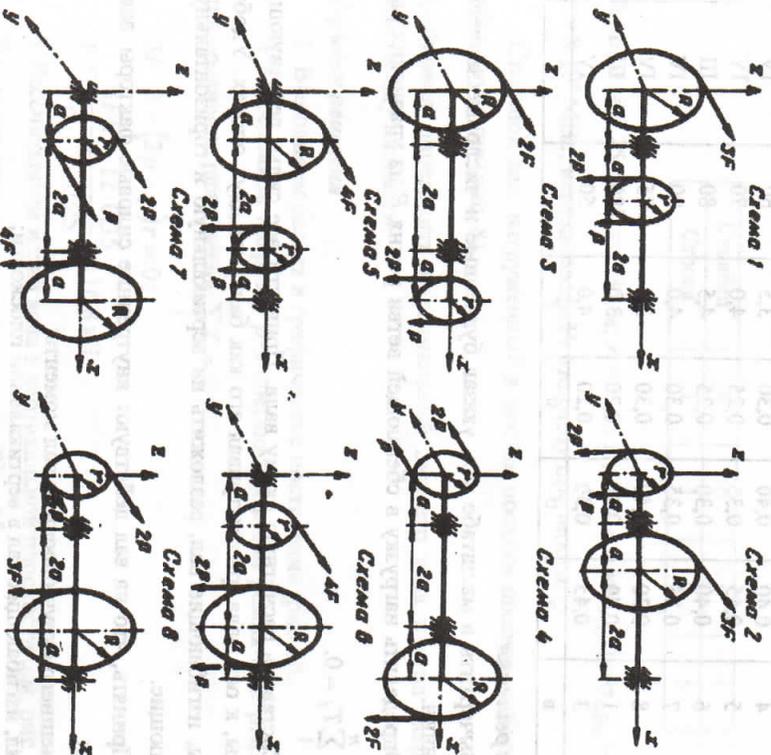


Рис. 8

**Требуется**

1. Определить диаметр поперечного сечения вала по гипотезе прочности, указанной в задании.
2. Найти угол закручивания вала на участке между крайними шкворнями. Исходные данные приведены в табл. 4.

Таблица 4

Номер строки	Номер схемы	a, м	R, м	r, м	F, кН	[σ], МПа	Типовезы прочности
1	1	0,25	0,35	0,25	2,0	40	IV
2	2	0,30	0,30	0,20	2,5	50	III
3	3	0,35	0,45	0,35	3,0	50	III
4	4	0,40	0,40	0,30	3,5	60	IV
5	5	0,45	0,35	0,25	4,0	70	IV
6	6	0,40	0,30	0,25	4,5	80	III
7	7	0,35	0,35	0,30	4,0	90	IV
8	8	0,30	0,40	0,30	3,5	85	IV
9	1	0,40	0,30	0,20	3,0	80	III
0	3	0,45	0,30	0,20	4,0	50	IV

**Порядок решения**

1. Вычертить в масштабе вал, указав буквенные и числовые значения всех величин.
2. Определить нагрузку в сбегающей ветви ремня P из уравнения равновесия  $\sum_1^n T_i = 0$ .

3. Составить расчётную схему вала. Привести все силы, действующие на шкивы, к оси вала, рассматривая его как балку на двух опорах. Удобно все силы, изгибающие вал, разложить на вертикальную и горизонтальную составляющие.

4. Принять, что на вал действуют внутренние силовые факторы, зависящие от:

- внешнего скручивающего вала момента;
- сил, изгибающих вал в вертикальной плоскости;
- сил, изгибающих вал в горизонтальной плоскости.

5. Построить эпюры крутящих моментов и изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

6. Построить эпюру суммарного изгибающего момента

$$M_n = \sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2} \text{ Н.м с указанием значений ординат.}$$

7. По эпюрам T и M<sub>n</sub> определить опасное сечение вала и вычислить для него приведённый момент M<sub>ред</sub> в соответствии с заданной гипотезой (теорией) прочности.

8. Определить диаметр вала из условия прочности.
9. Определить угол закручивания вала на участке между крайними шкивами, приняв модуль упругости при сдвиге  $G = 8 \cdot 10^4$  МПа.

**Пример решения**

Исходные данные по табл. 4:

Столбец	а	б	в	г
Строка	1	1	9	5

Дано: a = 0,25 м; R = 0,35 м; r = 0,25 м; F = 4,0 кН; [σ] = σ<sub>adm</sub> = 80 МПа; G = 8 · 10<sup>4</sup> МПа; использовать IV гипотезу прочности.

Стальной вал, нагруженный в местах посадки шкивов, работает на изгиб и кручение (рис. 8).

Требуется определить максимальный диаметр вала и угол закручивания вала между шкивами.

**Порядок решения**

1. Выполняем расчет и графические построения (рис. 9).
2. Определим нагрузку P в сбегающей ветви ремня (см. рис. 9 а), решив уравнение равновесия  $\sum_1^n T_i = 0$ :

$$3F \cdot R - (2P - P)r = 0;$$

$$P = \frac{3FR}{r} = \frac{12 \cdot 0,35}{0,25} = 16,8 \text{ кН.}$$

3. Рассчитываем изгиб вала в вертикальной плоскости (см. рис. 9 б). Для этого определим реакции опор R<sub>A</sub><sup>B</sup>; R<sub>B</sub><sup>B</sup>:

$$\sum M_A^B = -3ra + R_B^B \cdot 3a = 0;$$

$$R_B^B = \frac{3ra}{3a} = \frac{3 \cdot 16,8 \cdot 0,25}{3 \cdot 0,25} = 16,8 \text{ кН;}$$

$$\sum M_B^B = 3r \cdot 2a - R_A^B \cdot 3a = 0;$$

$$R_A^B = \frac{3r \cdot 2a}{3a} = \frac{3 \cdot 16,8 \cdot 2 \cdot 0,25}{3 \cdot 0,25} = 33,6 \text{ кН.}$$

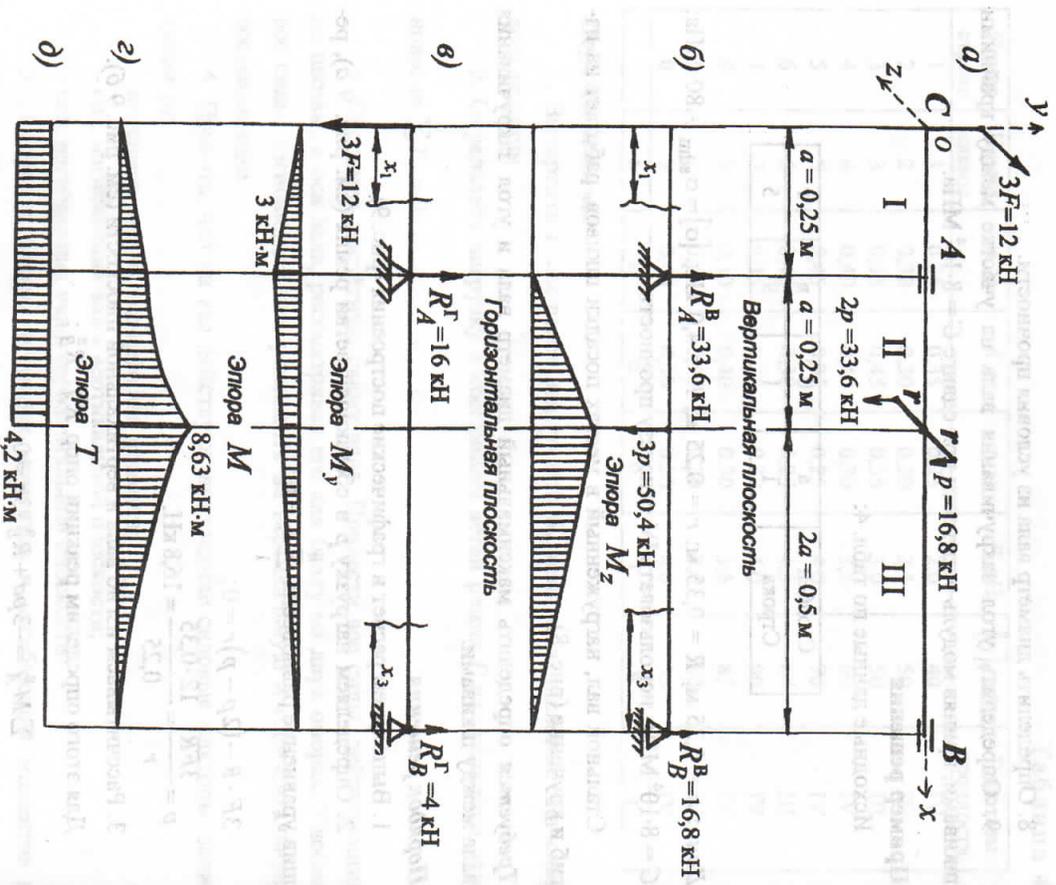


Рис. 9

Проверка:  $\sum F_z = R_A^B - 3F + R_B^B = 33,6 - 3 \cdot 12 + 16,8 = 0$ .

4. Построение эпюры  $M_z$ .

Для этого разбиваем стержень  $CB$  на грузовые участки I, II, III.

Участок I:  $0 \leq x_1 < a$ ;  $M_1^I = 0$ ;

- при  $x_1 = 0$   $M_1^I = 0$ ;

- при  $x_1 = a$   $M_1^I = 0$ .

Участок II:  $0 \leq x_2 < 2a$ ;  $M_2^II = R_B \cdot x_2$ ;

- при  $x_2 = 0$   $M_2^II = 0$ ;

- при  $x_2 = 2a$   $M_2^II = R_B \cdot 2a = 16,8 \cdot 0,5 = 8,4 \text{ кН} \cdot \text{м}$ .

По полученным расчетам строится эпюра  $M_z$ .

5. Рассчитываем изгиб вала в горизонтальной плоскости (см. рис. 9 б).

Для этого определим реакции опор  $R_A^I$  и  $R_B^I$ :

$$\sum M_A^I = 3F \cdot a - R_B^I \cdot 3a = 0;$$

$$R_B^I = \frac{3F \cdot a}{3a} = \frac{3 \cdot 4 \cdot 0,25}{3 \cdot 0,25} = 4 \text{ кН};$$

$$\sum M_B^I = 3F \cdot 4a - R_A^I \cdot 3a = 0;$$

$$R_A^I = \frac{3F \cdot 4a}{3a} = \frac{3 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 0,25}{3 \cdot 0,25} = 16 \text{ кН}.$$

Проверка:  $\sum F_y = -3F + R_A^I - R_B^I = 0$ .

6. Выполняем построение эпюры  $M_y$ .

Участок I:  $0 \leq x_1 < a$ ;  $M_1^I = -3F \cdot x_1$ ;

- при  $x_1 = 0$   $M_1^I = 0$ ;

- при  $x_1 = a$   $M_1^I = -3F \cdot a = -3 \cdot 4 \cdot 0,25 = -3 \text{ кН} \cdot \text{м}$ .

Участок III:  $0 \leq x_3 < 2a$ ;  $M_3^III = -R_B \cdot x_3$ ;

- при  $x_3 = 0$   $M_3^III = 0$ ;

- при  $x_3 = 2a$   $M_3^III = -R_B \cdot 2a = -4 \cdot 2 \cdot 0,25 = -2 \text{ кН} \cdot \text{м}$ .

По полученным результатам строится эпюра  $M_y$ .

7. Выполняем построение эпюры суммарных изгибающих моментов (см. рис. 9 з) по формуле

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$$

Участок I:  $0 \leq x_1 < a$ :

— при  $x_1 = 0$   $M = 0$ ;

— при  $x_1 = a$   $M = \sqrt{0^2 + 3^2} = 3 \text{ кН} \cdot \text{м}$ ;

Участок III:  $0 \leq x_3 < 2a$ :

— при  $x_3 = 0$   $M = 0$ ;

— при  $x_3 = 2a$   $M = \sqrt{8,4^2 + 2^2} = 8,63 \text{ кН} \cdot \text{м}$ ;

8. Выполняем построение эпюры крутящих моментов

Участок I + II:

$T = -3F \cdot R = -3 \cdot 4 \cdot 0,35 = -4,2 \text{ кН} \cdot \text{м}$ .

Участок III:

$T = -3F \cdot R + P \cdot r = -3 \cdot 4 \cdot 0,35 + 16,8 \cdot 0,25 = 0$ .

По полученным данным строится эпюра  $T$  (см. рис. 9 д).

Опасным является сечение вала у малого шкива.

Приведенный момент в этом сечении по четвертой теории прочности

$$M_{\text{ред}}^{\text{IV}} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2} = \sqrt{8,63^2 + 0,75 \cdot 4,2^2} = 9,37 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

9. Определим наибольший диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ред}}^{\text{IV}}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{9,37 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 80 \cdot 10^6}} = 0,106 \text{ м}$$

$d = 106 \text{ мм}$ . Принимаем  $d = 110 \text{ мм}$ .

10. Вычисляем угол закручивания вала между шкивами

$$\Theta = \frac{T \cdot l}{G \cdot J_p} = \frac{4,2 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 0,25}{8 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 1,464 \cdot 10^{-5}} = 0,18 \cdot 10^{-2} \text{ рад}$$

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} = 0,1d^4 = 1,164 \cdot 10^{-5}$$

Ответ:  $d = 110 \text{ мм}$ ;  $\Theta = 0,18 \cdot 10^{-2} \text{ рад}$ .

#### 4. Устойчивость центрально сжатых стержней

Задача 6. Стальной стержень длиной  $l$  сжимается центрально приложенной силой  $F$  (рис. 10).

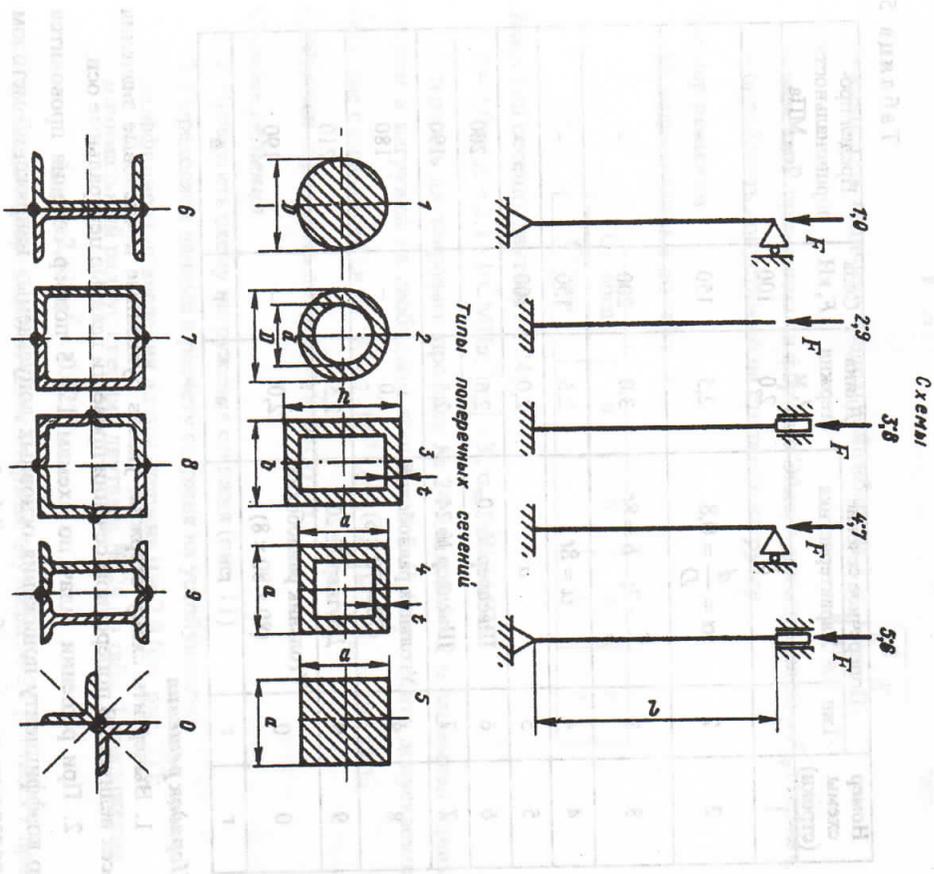


Рис. 10

Требуется

1. В схемах 1–5 подобрать сечение, зная величину центральной сжимающей силы, тип поперечного сечения и схему нагружения стержня. Допускаемое напряжение для стали  $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ .

2. В схемах 6 – 0 определить допускаемую нагрузку  $F$  центрально сжатого стержня, зная тип и размеры стержня; коэффициент запаса устойчивости стержня  $[n_s] = 3$ ,  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа.

Исходные данные приведены в табл. 5.

Таблица 5

Номер схемы (строки)	Поперечное сечение		Длина стержня $l$ , м	Сила $F$ , кН	Предел пропорциональности $\sigma_{пр}$ , МПа
	Тип	Характеристика			
1	1	$D$	2,0	100	-
2	2	$\alpha = \frac{d}{D} = 0,8$	2,5	150	-
3	3	$\frac{h}{b} = 2$ ; $b = 8t$	3,0	200	-
4	4	$\alpha = 8t$	2,5	150	-
5	5	$a$	2,0	100	-
6	6	Швеллер № 20	2,5	-	200
7	7	Швеллер № 24	2,5	-	190
8	8	Угольник равнобокий ( $70 \times 70 \times 6$ )	3,0	-	180
9	9	Двутавр № 20	2,5	-	210
0	0	Угольник равнобокий ( $80 \times 80 \times 8$ )	2,0	-	190
$\Gamma$	$\Gamma$	$\Gamma$	$\Gamma$	$\Gamma$	$\Gamma$

### Порядок решения

1. Вычертить схему стержня, указав буквенные и числовые значения всех величин. В поперечном сечении провести главные центральные оси.

2. При решении задач по схемам 1 – 5 подбор сечения проводится по коэффициенту понижения основных допускаемых напряжений методом последовательных приближений (табл. 4 приложения).

3. При решении задач по схемам 6 – 0:

– выписать из ГОСТа 8239-72 для заданного поперечного сечения следующие величины: площадь сечения  $A$ , моменты инерции  $J_x$  и  $J_y$  для одного профиля стержня (табл. 1 – 3 приложения);

– так как сечение стержня состоит из нескольких прокатных профилей, по формулам перехода определить главные центральные моменты инерции сложного сечения  $J_x$  и  $J_y$ , и затем определить минимальный радиус инерции сечения стержня  $i_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{A}}$  и вычислить гибкость стержня  $\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{\min}}$ ;

– вычислить величину предельной гибкости  $\lambda = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_{пр}}}$ ;

– выяснить, применима ли формула Эйлера для определения  $F_{кр}$  стержня; – определить допустимую на стержень нагрузку.

### Пример решения

Исходные данные по табл. 5:

Столбец	а	б	в	г
Строка	-	-	0	7

Дано: тип сечения двутавра № 24;

$l = 2,0$  м;  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $[n_s] = 3$ ,  $\sigma_{пр} = 210$  МПа.

Стержень двутаврового профиля № 24 длиной  $l = 2$  м зашпелен одним концом и нагружен на свободном конце силой  $F$ . Определить допускаемое значение сжимающей силы.  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа,  $[n_s] = 3$ ,  $\sigma_{пр} = 190$  МПа.

Требуется определить допустимую нагрузку.

### Порядок решения

1. Вычертить схему нагружения стержня (рис. 11).

2. Определяем данные к расчету стержня на устойчивость:

– коэффициент приведения длины стержня  $\mu = 2,0$  (см. рис. 11);

– минимальный радиус инерции двутавра № 24 по табл. 1 приложения

$$i_{\min} = 2,37 \text{ см}^2 = 0,0237 \text{ м};$$

– площадь поперечного сечения стержня двутавра № 24 (из табл. 1 приложения)

$$A = 34,8 \text{ см}^2 = 34,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

– предельное значение гибкости стержня

$$\lambda_{\lim} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_{пр}}} = 3,14 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11}}{190 \cdot 10^6}} = 102.$$

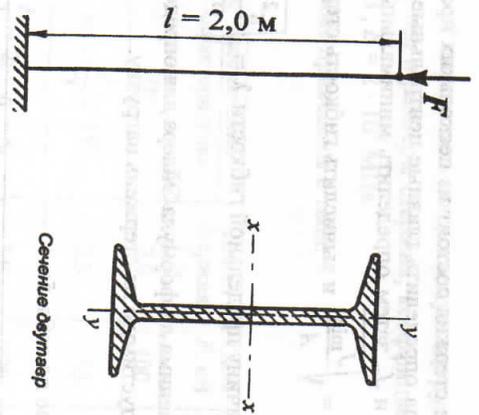


Рис. 11

3. Определяем гибкость стержня

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}} = \frac{2 \cdot 2}{0,0237} = 169$$

Поскольку  $\lambda > \lambda_{\text{lim}}$ , потеря устойчивости происходит в области большой гибкости, где справедлива формула Эйлера.

*Примечание.* При  $60 \leq \lambda \leq 100$  расчет устойчивости проводится по эмпирической формуле Ясинского  $\sigma_{\text{кр}} = a - b\lambda$ , где для стали Ст3  $a = 310$  МПа,  $b = 1,14$  МПа.

4. Определяем критическое напряжение по формуле Эйлера

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}}{169^2} = 69 \cdot 10^6 \text{ Па} = 69 \text{ МПа}$$

5. Определяем допускаемое критическое напряжение

$$[\sigma_{\text{кр}}] = \frac{\sigma_{\text{кр}}}{n_s} = \frac{69 \cdot 10^6}{3} = 23 \cdot 10^6 = 23 \text{ МПа}$$

6. Определяем допустимую сжимающую силу

$$[F] = [\sigma_{\text{кр}}] \cdot A = 23 \cdot 10^6 \cdot 34,8 \cdot 10^4 = 80040 \text{ Н} = 80 \text{ кН}$$

Ответ:  $[F] = 80 \text{ кН}$ .

## Контрольная работа № 2

### 1. Уравнивание вращающихся деталей

Задача 1. Ротор с известным расположением неуравновешенных масс. Схема ротора приведена на рис. 12.

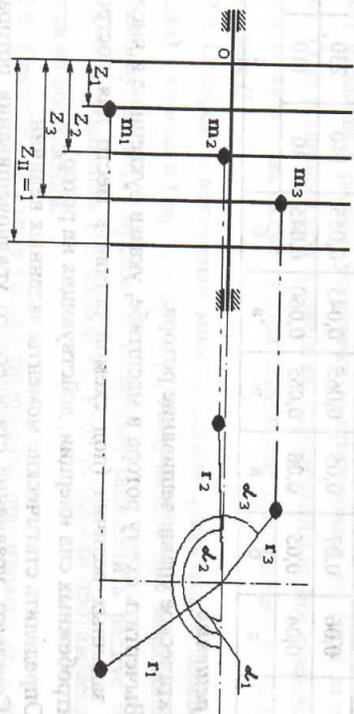


Рис. 12

*Требуется*

1. Выполнить расчет массы, радиуса и угла установки противовеса для статического уравнивания заданного ротора.
  2. Выполнить расчет масс, радиусов и углов установки противовесов для полного уравнивания заданного ротора.
  3. Проверить правильность проведенных расчетов и графических построений на лабораторной установке.
- Исходные данные приведены в табл. 6.

Строка исходных данных	Масса груза, кг			Расстояние от оси вращения, м			Угол установки груза, град		
	$m_1$	$m_2$	$m_3$	$r_1$	$r_2$	$r_3$	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0,06	0,07	0,04	0,045	0,060	0,080	50	140	230
2	0,05	0,04	0,05	0,045	0,050	0,085	60	170	220
3	0,04	0,06	0,07	0,080	0,045	0,080	10	100	190

Таблица 6

Окончание табл. 6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4	0,04	0,05	0,06	0,050	0,075	0,075	40	130	220
5	0,05	0,05	0,06	0,075	0,050	0,070	50	170	260
6	0,07	0,06	0,07	0,060	0,055	0,065	130	220	310
7	0,06	0,07	0,04	0,055	0,070	0,045	100	190	280
8	0,07	0,04	0,05	0,070	0,060	0,050	110	200	290
9	0,06	0,07	0,05	0,065	0,045	0,055	140	230	300
0	0,04	0,05	0,06	0,065	0,060	0,045	30	110	200
	а	б	в	в	а	б	г		

**Порядок решения**

1. Статическое уравновешивание ротора.

1.1. Вычертить схему ротора в масштабе, указав буквенные и числовые значения заданных величин (под схемой оставить место для построения плана центробежных сил инерции, действующих на ротор).

1.2. Определить статические моменты заданных величин.

1.3. Составить уравнение статического уравновешивания ротора, для чего ввести в заданную систему дополнительную массу (противовес). При сложении центробежных сил инерции (приведения сил в точку 0 плоскости приведения I) моментами от сил инерции пренебречь.

1.4. Построить векторный многоугольник статических моментов в отрезках ( $m_i \cdot r_i = k_r \cdot X_i$ ), в котором каждый отрезок  $X_1, X_2$  и  $X_3$  параллелен соответствующему радиусу  $r_1, r_2, r_3$ . Полученный при замыкании векторного многоугольника отрезок  $X_n$  позволяет определить радиус установки противовеса, заданный его массой. При выборе массы противовеса  $m_n$  необходимо ориентироваться на её величину из ряда 40, 50, 60, 70 гр таким образом, чтобы при расчете радиус установки противовеса лежал в пределах  $40 \leq r_n \leq 90$  мм. Угол установки противовеса определяется из построений в соответствии с принятым правилом отчета углов установки заданных масс.

1.5. Показать на схеме ротора положение противовеса, который можно расположить в любой плоскости ротора (свойство инвариантности главного вектора).

2. Полное уравновешивание ротора.

2.1. Вычертить схему ротора в масштабе, указав буквенные и числовые значения заданных величин. Под схемой оставить место для построения планов сил и моментов при полном уравновешивании ротора.

2.2. Составить уравнения полного уравновешивания ротора, для чего ввести в систему две дополнительные массы противовесов, расположив их в плоскостях приведения I и II.

2.3. Построить векторный многоугольник моментов центробежных сил инерции в отрезках ( $m_i \cdot r_i \cdot z_i = k_m \cdot y_i$ ), учитывая, что  $z_2 = 2z_1, z_3 = 3z_1$  и  $z_n = l = 4z_1$ . Каждый отрезок  $y_1, y_2, y_3$  параллелен соответствующему радиусу. Полученный при замыкании векторного многоугольника отрезок  $y_n$  позволяет вычислить радиус установки  $r_n$  противовеса  $m_n$  (при заданной его массе). Угол установки противовеса  $m_n$  определяется из построений.

2.4. Показать на схеме ротора положение противовеса  $m_n$  в плоскости приведения II.

2.5. Построить векторный многоугольник статических моментов (сил инерции) в отрезках ( $m_i \cdot r_i = k_r \cdot X_i$ ). Полученный при замыкании векторного многоугольника отрезок  $X$  позволяет определить радиус установки противовеса, заданный его массой  $m_p$ . Угол установки противовеса  $m_p$  определяется из построений.

2.6. Показать на схеме ротора положение противовеса  $m_p$  в плоскости приведения I.

3. Проверить в присутствии преподавателя (начальника лаборатории) на лабораторной установке статическое и полное уравновешивание ротора.

**Пример решения**

**Дано:** ротор, в плоскостях которого 1, 2 и 3, перпендикулярных его оси вращения, установлены неравномерные массы  $m_1, m_2$  и  $m_3$ . Положение неравномерных масс в этих плоскостях заданы радиус-векторами  $r_1, r_2$  и  $r_3$ ; положение плоскостей I, 2, 3 и II относительно плоскости приведения I определяется координатами  $z_1, z_2, z_3$  и  $z_n = l$ .

Исходные данные выбираем по табл. 6

Столбец	а	б	в	г
Строка	0	0	5	2

**Требуется**

1. Выполнить расчет массы, радиуса и угла установки противовеса для статического уравновешивания ротора.

2. Выполнить расчет масс, радиусов и углов установки противовесов для полного уравновешивания ротора.

Исходные данные	Масса груза, кг			Радиус установки груза, м			Угол установки груза, град		
	$m_1$	$m_2$	$m_3$	$r_1$	$r_2$	$r_3$	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$
Значение	0,04	0,05	0,06	0,07	0,06	0,04	60	170	220

### Решение

#### 1. Статическое уравновешивание ротора.

Воспользуемся расчетной схемой (см. рис. 12).

Условие статического равновесия сил имеет вид

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_{ui} = \vec{F}_{u1} + \vec{F}_{u2} + \vec{F}_{u3} + \vec{F}_{un} = 0,$$

где  $F_{ui} = m_i \cdot r_i \cdot \omega^2$  — центробежная сила инерции;  $m_i$  — масса груза;  $r_i$  — радиус установки груза;  $\omega$  — угловая скорость ротора ( $\omega = \text{const}$ ).

Перепишем уравнение статического уравновешивания в отрезках:

$$\bar{X}_1 + \bar{X}_2 + \bar{X}_3 + \bar{X}_n = 0,$$

где  $X_1 = \frac{m_1 \cdot r_1}{k_F} = \frac{0,04 \cdot 0,075}{0,05} = 0,06 \text{ м} = 60 \text{ мм};$

$$X_2 = \frac{m_2 \cdot r_2}{k_F} = \frac{0,05 \cdot 0,06}{0,05} = 0,06 \text{ м} = 60 \text{ мм};$$

$$X_3 = \frac{m_3 \cdot r_3}{k_F} = \frac{0,06 \cdot 0,045}{0,05} = 0,054 \text{ м} = 54 \text{ мм};$$

$k_F$  — коэффициент масштаба сил инерции, принимаем  $k_F = 0,05 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{М}}$ .

Строим векторный многоугольник статических моментов в отрезках (рис. 13), замкнув который получим длину отрезка  $X_n = 0,076 \text{ м} = 76 \text{ мм}$  и значение угла установки противовеса  $\alpha_n$ .

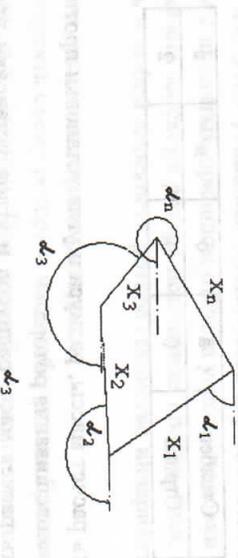


Рис. 13

Приняв массу противовеса, равной  $m_n = 0,05 \text{ кг} = 50 \text{ г}$ , получим радиус установки противовеса

$$r_n = \frac{X_n \cdot k_F}{m_n} = \frac{0,076 \cdot 0,05}{0,05} = 0,076 \text{ м} = 76 \text{ мм}.$$

Из выполненного построения угол установки противовеса  $\alpha_n = 338^\circ$ .

Перенесем полученные данные на расчетную схему, взяв за плоскость приведения плоскость I (рис. 14).

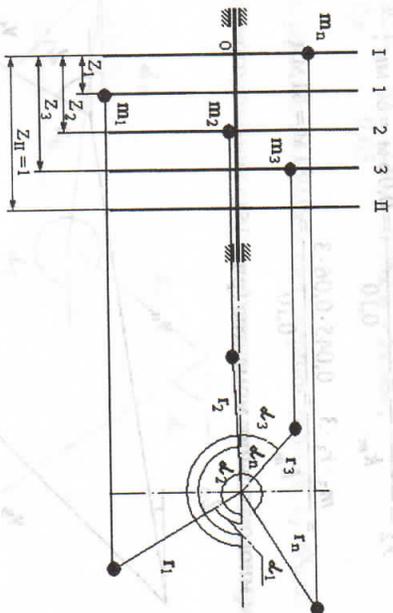


Рис. 14

#### 2. Полное уравновешивание ротора.

Воспользуемся расчетной схемой (см. рис. 12).

Условие полного уравновешивания ротора имеет вид:

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_{ui} = \vec{F}_{u1} + \vec{F}_{u2} + \vec{F}_{u3} + \vec{F}_{un} + \vec{F}_{un} = 0. \quad (1)$$

$$\sum_{i=1}^n \vec{M}_{ui} = \vec{M}_{u1} + \vec{M}_{u2} + \vec{M}_{u3} + \vec{M}_{un} + \vec{M}_{un} = 0. \quad (2)$$

Представив уравнение (2) в отрезках, получим

$$y_1 + y_2 + y_3 + y_{II} = 0,$$

$$\text{где } y_1 = \frac{m_1 \cdot r_1 \cdot Z_1}{k_m}; \quad y_2 = \frac{m_2 \cdot r_2 \cdot 2Z_1}{k_m}; \quad y_3 = \frac{m_3 \cdot r_3 \cdot 3Z_1}{k_m}; \quad y_{II} = \frac{m_n \cdot r_n \cdot 3Z_1}{k_m};$$

$k_m$  — коэффициент масштаба моментов, принимаемый равным  $k_m = 0,10 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{м}}$ .

Сократив уравнение (2) на постоянную  $Z_1$ , получим

$$\gamma_1 = \frac{m_1 \cdot \gamma_1}{k_m} = \frac{0,04 \cdot 0,075}{0,10} = 0,03 \text{ м} = 30 \text{ мм};$$

$$\gamma_2 = \frac{m_2 \cdot \gamma_2 \cdot 2}{k_m} = \frac{0,06 \cdot 0,05 \cdot 2}{0,10} = 0,06 \text{ м} = 60 \text{ мм};$$

$$\gamma_3 = \frac{m_3 \cdot \gamma_3 \cdot 3}{k_m} = \frac{0,045 \cdot 0,06 \cdot 3}{0,10} = 0,081 \text{ м} = 81 \text{ мм}.$$

Строим многоугольник моментов (рис. 15).

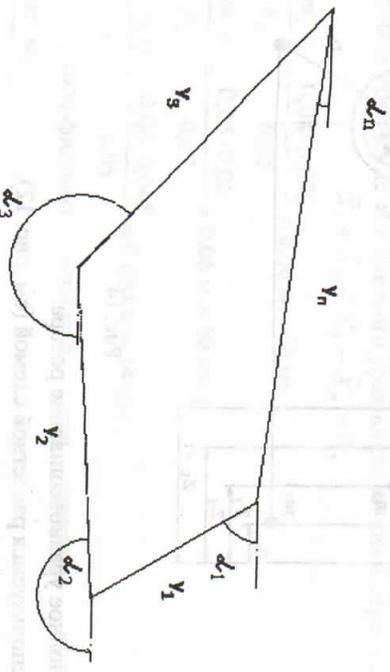


Рис. 15

Из построения получим

$$\gamma_{II} = 0,104 \text{ м} = 104 \text{ мм}, \alpha_{II} = 8^\circ.$$

Задавшись массой противовеса  $m_{II} = 0,05 \text{ кг}$ , получим

$$\gamma_{II} = \frac{\gamma_{II} \cdot k_m}{4m_{II}} = \frac{0,104 \cdot 0,10}{4 \cdot 0,05} = 0,052 \text{ м} = 52 \text{ мм}.$$

Перепишем уравнение (1) в отрезках

$$\bar{X}_1 + \bar{X}_2 + \bar{X}_3 + \bar{X}_{II} + \bar{X}_I = 0,$$

где  $X_1 = \frac{m_1 \gamma_1}{k_F} = \frac{0,04 \cdot 0,075}{0,05} = 0,06 \text{ м} = 60 \text{ мм};$

$$X_2 = \frac{m_2 \gamma_2}{k_F} = \frac{0,05 \cdot 0,06}{0,05} = 0,06 \text{ м} = 60 \text{ мм};$$

$$X_3 = \frac{m_3 \gamma_3}{k_F} = \frac{0,06 \cdot 0,045}{0,05} = 0,054 \text{ м} = 54 \text{ мм};$$

$$X_{II} = \frac{m_{II} \gamma_{II}}{k_F} = \frac{0,05 \cdot 0,052}{0,05} = 0,052 \text{ м} = 52 \text{ мм},$$

$k_F$  — коэффициент масштаба сил инерции, равный  $k_F = 0,05 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{м}}$ .

Строим многоугольник сил для полного уравновешивания (рис. 16).

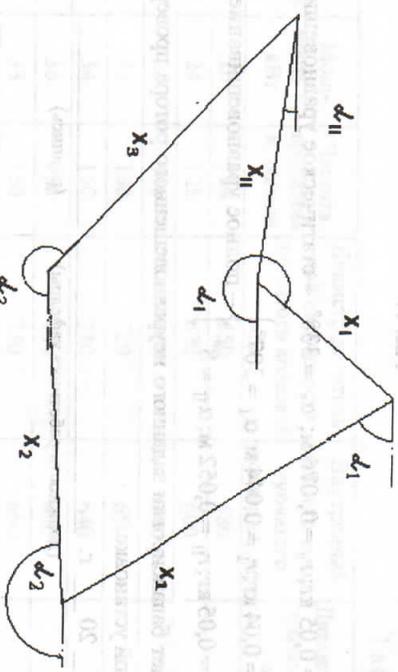


Рис. 16

Из построения получим

$$X_I = 0,035 \text{ м} = 35 \text{ мм}, \alpha_I = 307^\circ.$$

Задавшись массой противовеса  $m_I = 0,04 \text{ кг}$ , получим

$$\gamma_I = \frac{X_I \cdot k_F}{m_I} = \frac{0,035 \cdot 0,05}{0,04} = 0,044 \text{ м} = 44 \text{ мм}.$$

Перенесем полученные данные на расчетную схему (рис. 17).

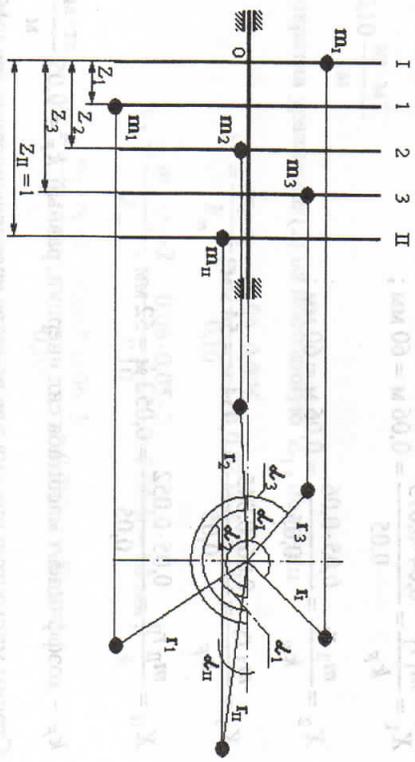


Рис. 17

Ответ:

$m_{II} = 0,05 \text{ кг}; \gamma_{II} = 0,076 \text{ м}; \alpha_{II} = 338^\circ$  – статическое уравновешивание;

$m_I = 0,04 \text{ кг}; \gamma_I = 0,044 \text{ м}; \alpha_I = 307^\circ$

$m_{II} = 0,05 \text{ кг}; \gamma_{II} = 0,052 \text{ м}; \alpha_{II} = 8^\circ$  } – полное уравновешивание.

Расчет балансировки заданного неуравновешенного ротора проверен на динамической установке.

20 г. \_\_\_\_\_ (должность работника кафедр) \_\_\_\_\_ (подпись)

### 2. Сварные соединения

Задача 2. Составное зубчатое колесо, в котором венцы крепятся к ступице, а ступица – к ободу с помощью сварки, вращается с частотой  $n$  и передает мощность  $P$ . Расчетная схема показана на рис. 18.

Требуется проверить прочность швов сварного зубчатого колеса, соединяющих диск с ободом и со ступицей. Материал диска сталь Ст. 3, ступицы и обода – сталь 20. Толщина швов  $k_1 = 10 \text{ мм}$ ,  $k_2 = 8 \text{ мм}$ . Нагрузка постоянная. Сварка ручная электродом Э42. Исходные данные приведены в табл. 7.

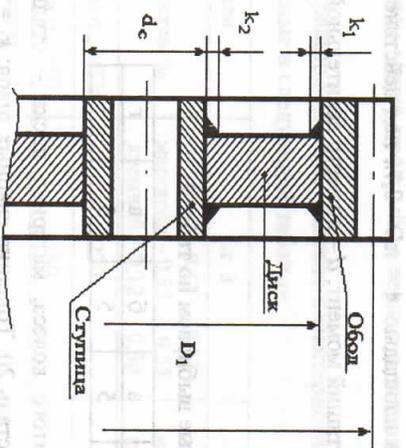


Рис. 18

Строка исходных данных	Мощность $P$ , кВт	Частота вращения $n$ , об/мин	Диаметр делительной окружности зубчатого колеса $d$ , мм	Внутренний диаметр венца зубчатого колеса $D_1$ , мм	Диаметр ступицы зубчатого колеса $d_c$ , мм
1	20	120	650	580	140
2	24	125	670	600	135
3	28	140	660	590	155
4	31	130	720	650	170
5	34	150	710	640	160
6	36	160	730	660	150
7	38	150	750	690	140
8	40	200	680	610	145
9	42	180	650	580	165
0	45	200	670	630	180

### Порядок решения

1. Вычертить в масштабе схему соединения венца зубчатого колеса со ступицей, указав буквенные и числовые значения всех величин.
2. Определить допускаемые напряжения для основного материала и сварного шва.
3. Выполнить проверочные расчеты угловых швов соединения. В расчетах принять, что напряжения в сварном шве определяются как напряжения

в кольцевом сечении площадью  $A = \pi d \cdot 0,7k$  под действием окружной силы  $F = \frac{2T}{d}$ , где  $T$  – крутящий момент;  $d$  – диаметр делительной окружности зубчатого колеса.

### Пример решения

Исходные данные выбираем по табл. 7.

Столбец	а	б	в	г
Строка	5	5	5	–

**Дано:** Схема зубчатого колеса, материал диска – сталь Ст.3, материал ступицы и обода – сталь 20. Толщина сварных швов:  $k_1 = 10$  мм,  $k_2 = 8$  мм. Сварка ручная, электродом Э42, нагрузка постоянная. Мощность  $P = 34$  кВт, частота вращения  $n = 150$  об/мин, диаметр делительной окружности зубчатого колеса  $d = 710$  мм, внутренний диаметр обода зубчатого колеса  $D_1 = 640$  мм, диаметр ступицы зубчатого колеса  $d_c = 160$  мм.

**Требуется** проверить прочность сварных швов соединения венца зубчатого колеса с диском и диска со ступицей.

### Решение

1. Расчетная схема (рис. 19).

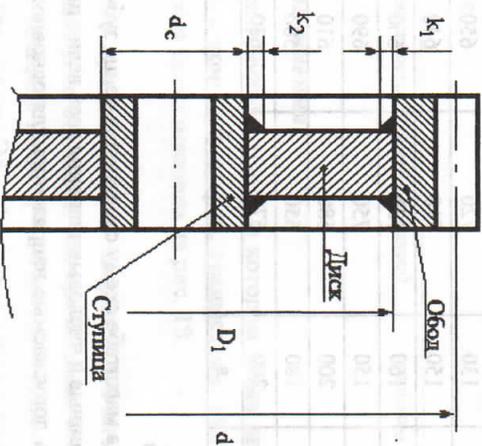


Рис. 19

2. Определяем менее прочный материал в заданном сварном соединении. Для этого сравниваем механические характеристики материалов соединения, приведенные в следующей таблице:

Марка стали	Ст. 3	20
Химический состав, %	углерод – 0,12 ... 0,22 марганец – 0,35 ... 0,55 кремний – 0,12 ... 0,30	углерод – 0,15 ... 0,25 марганец – 0,35 ... 0,65 кремний – 0,17 ... 0,37
Предел текучести $\sigma_y$ , МПа	220	240
Предел прочности $\sigma_b$ , МПа	380	400
Относительное удлинение $\epsilon_r$ , %	21	25

**Вывод.** Менее прочным материалом является сталь Ст. 3.

3. Определяем допускаемое напряжение на срез  $[\tau_{ш}]$  по стали Ст. 3 (табл. 5 приложения)

$[\tau_{ш}] = 0,6 [\sigma_p]$ , где  $[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение при растяжении, МПа;

$[\sigma_p] = \frac{\sigma_y}{n} = \frac{220}{1,5} = 147$  МПа, где  $\sigma_y$  – предел текучести стали Ст. 3, МПа;

$n = 1,5$  – коэффициент запаса прочности;

$[\tau_{ш}] = 0,6 \cdot 147 = 88,2$  МПа.

4. Проверяем швы у обода зубчатого колеса на срез.

Условие прочности имеет вид

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0,7k_1 \cdot l} \leq [\tau_{\sigma}],$$

где  $F = \frac{2T}{d}$  – окружное усилие, Н;

$l = 30k_1$  – условная длина швов, воспринимающих усилие, м;

$T = \frac{P}{\omega}$  – крутящий момент, передаваемый зубчатым колесом, Н·м;

$\omega = \frac{\pi n}{30}$  – угловая скорость, 1/с;

$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 150}{30} = 15,7$  1/с;

$$T = \frac{34 \cdot 10^3}{15,7} = 2,17 \cdot 10^3 \text{ Н·м};$$

$$F = \frac{2 \cdot 2,17 \cdot 10^3}{0,71} = 6,12 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$\tau = \frac{6,12 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 10^{-2} \cdot 30 \cdot 10^{-2}} = 1,458 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,458 \text{ МПа} \leq [\tau_{ш}].$$

5. Проверим прочность швов у ступицы: швы у ступицы работают на совместное действие крутящего момента и поперечной силы. Условно принимаем, что в передаче усилии участвует 1/3 периметра швов.

5.1. Определяем напряжение от поперечной силы:

$$\tau_r = \frac{F}{A_{св}} = \frac{1}{3} \cdot 2 \cdot \pi \cdot (d_c + k_2) \cdot 0,7 k_2 = \frac{1}{3} \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot (0,16 + 0,008) \cdot 0,7 \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 3,14 \cdot 10^6 \text{ Па} = 3,14 \text{ МПа},$$

где  $A_{св}$  — площадь швов, воспринимающих внешнюю нагрузку;

$(d_c + k_2)$  — средний диаметр сварки;

5.2. Определяем напряжение от крутящего момента:

$$\tau_k = \frac{T}{\frac{1}{3} W_\rho},$$

где  $W_\rho$  — момент сопротивления при кручении или полярный момент сопротивления, который для тонкостенного кольца с достаточной точностью определяется как произведение площади кольца на его средний радиус,

$$W_\rho = A_{св} \frac{d_c + k_2}{2}.$$

$$\tau_k = \frac{1}{3} \cdot \frac{T}{A_{св} \cdot \left( \frac{d_c + k_2}{2} \right)};$$

$$\tau_k = \frac{1}{3} \cdot \frac{2\pi (d_c + k_2) \cdot 0,7 \cdot k_2 \cdot \left( \frac{d_c + k_2}{2} \right)}{T} =$$

$$= \frac{1}{3} \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot (0,16 + 0,008) \cdot 0,7 \cdot 0,008 \cdot \left( \frac{0,16 + 0,008}{2} \right) = 14,5 \cdot 10^6 \text{ Па} = 14,5 \text{ МПа}.$$

5.3. Суммарное напряжение в шве у ступицы зубчатого колеса:

$$\tau = \tau_r + \tau_k = 3,14 \cdot 10^6 + 14,5 \cdot 10^6 = 17,64 \cdot 10^6 \text{ Па} = 17,64 \text{ МПа}.$$

Ответ:

$\tau = 17,64 \text{ МПа} < [\tau_{ш}] = 88,2 \text{ МПа}$ . Прочность соединения обеспечена.

### 3. Резьбовое соединение

**Задача 3.** Поперечно-свертная муфта (фланцевая) муфта (рис. 20) передает мощность  $P$  и вращается с частотой  $n$ . Полушаровые соединения между собой группой болтов.

#### Требуется

1. Определить размеры болтов крепления полушаров. Болты расположены по окружности  $D_0$ . Материал полушаров — сталь, болтов — сталь 40. Нагрузка постоянная. Число болтов задаться.

2. Рассмотреть два варианта: а) болты поставлены в отверстия без зазора, б) болты поставлены в отверстия с зазором. Исходные данные приведены в табл. 8.

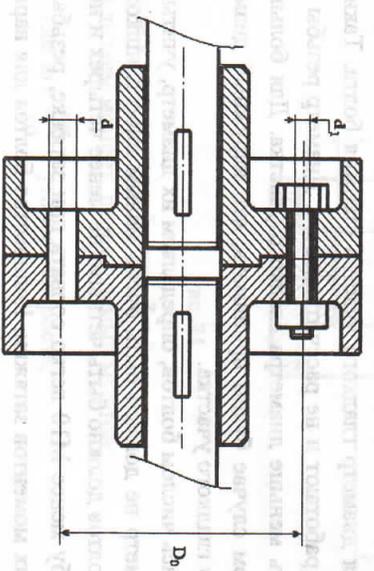


Рис. 20

Строка исходных данных	Мощность $P$ , кВт	Частота вращения $n$ , об/мин	Диаметр установки болтов $D_0$ , мм	Коэффициент трения между стигиваемыми поверхностями, $f$	Коэффициент запаса от сдвига деталей, $k$
1	50	110	180	0,20	1,5
2	60	100	200	0,18	1,4
3	50	120	230	0,21	1,5
4	80	130	250	0,19	1,4
5	60	100	200	0,20	1,5
6	80	140	210	0,18	1,3
7	100	100	220	0,19	1,5
8	90	100	210	0,20	1,5
9	100	130	240	0,20	1,4
0	40	120	230	0,21	1,6
	а	б	в	г	д

Таблица 8

**Порядок решения**

1. Вычертить схему соединения валов с помощью фланцевой муфты, указав буквенные обозначения геометрических характеристик соединения.
2. Определить допускаемые напряжения резьбовой детали (болта) в зависимости от материала и характера нагрузки. Затяжку болтов считать неконтролируемой (табл. 6 приложения).
3. Принять метрическую резьбу с крупным шагом таким образом, чтобы внутренний диаметр принятой резьбы был ближайшим большим по отношению к полученному при расчетах (см. табл. 7 приложения).
4. При расчете болтов, поставленных в отверстие без зазора, в результате определяется диаметр гладкого участка стержня болта. Такие болты на растяжение не работают и не рассчитываются. Диаметр резьбы в этом случае может быть меньше диаметра гладкого участка. Для большей определенности в этом случае будем принимать, что наружный диаметр резьбы равен диаметру гладкого участка.
5. Задавшись числом болтов, определяем их диаметр, учитывая, что полученный диаметр не должен быть очень малым либо слишком большим, а количество болтов должно быть четным (не менее четырех и не более двенадцати). Резьбу менее М10 легко сорвать при затяжке, резьба более М30 требует высоких моментов затяжки. Количество болтов для вариантов с зазором и без него в реальных условиях может отличаться, однако при решении задачи из методических соображений количество болтов следует принять одинаковым.

**Пример решения**

Исходные данные выбираем по табл. 8:

Столбец	а	б	в	г
Строка	0	7	9	—

**Дано:** болтовое соединение полумуфт дисковой фланцевой муфты (рис. 10). Передаваемая мощность  $P = 40$  кВт; число оборотов муфты  $n = 100$  об/мин;  $D_0 = 240$  мм;  $f = 0,2$ ;  $k = 1,5$ . Нагрузка постоянная, затяжка болтов неконтролируемая.

**Решение**

1. Вычерчиваем расчетную схему (рис. 21).

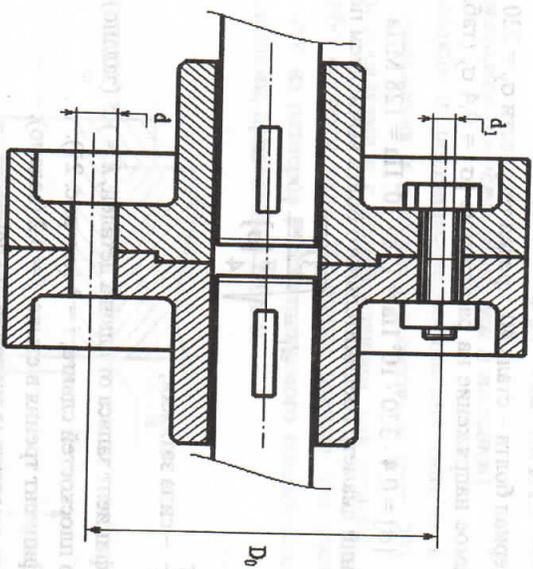


Рис. 21

2. Задаемся количеством болтов  $Z = 6$ .
3. Определяем момент, передаваемый муфтой:
 
$$T = \frac{P}{\omega}, \text{ где } \omega = \frac{\pi n}{30} - \text{угловая скорость,}$$

$$T = \frac{30P}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 40 \cdot 10^3}{\pi \cdot 100} = 3900 \text{ Н}\cdot\text{м} = 3,9 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

4. Определяем усилие, приходящееся на соединительные болты:

$$F_{\text{сум}} = \frac{2T}{D_0} = \frac{2 \cdot 3,9 \cdot 10^3}{0,24} = 32500 \text{ Н} = 32,5 \text{ кН};$$

5. Определяем усилие, приходящееся на один болт:

$$F = \frac{F_{\text{сум}}}{Z} = \frac{32,5 \cdot 10^3}{6} = 5,42 \cdot 10^3 \text{ Н} = 5,42 \text{ кН}.$$

6. Определяем размеры болтов:

вариант *a* – болт поставлен в отверстия с зазором;  
вариант *б* – болт поставлен в отверстия без зазора.

**Вариант а**

Определяем внутренний диаметр болта  $d_1$  из условия прочности на растяжение. Материал болта – сталь 40, предел текучести  $\sigma_y = 320 \text{ МПа}$ .

Допускаемое напряжение на растяжение  $[\sigma] = 0,4 \sigma_y$  (табл. 6 приложения).

$$[\sigma] = 0,4 \cdot 320 \cdot 10^6 \text{ Па} = 128 \cdot 10^6 \text{ Па} = 128 \text{ МПа}.$$

Внутренний диаметр соединительного болта вычисляем по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3F_{\text{зат}}}{\frac{\pi}{4}[\sigma]}}$$

где  $F_{\text{зат}} = \frac{kF}{if}$  – сила затяжки,

$k$  – коэффициент запаса от сдвига деталей,  $k = 1,5$  (задано)

$i$  – число плоскостей сдвига,  $i = 1$  (см. рис. 21).

$f$  – коэффициент трения в стыке,  $f = 0,2$  (задано).

Подставив численные значения, получим

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3F_{\text{зат}}}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3kF}{\pi \cdot [f]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,5 \cdot 5,42 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 128 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 0,2}} = 0,023 \text{ м} = 23 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 9150-81 выбираем резьбу с ближайшим большим внутренним диаметром  $d_1$  (см. табл. 7 приложения),  $d_1 = 23,752 \text{ мм}$ , что соответствует болту М27×3. Номинальный диаметр 27 мм, шаг 3 мм.

**Вариант б**

Определяем наружный диаметр болта  $d$  из условия прочности на срез. Материал болта сталь 40,  $\sigma_s = 320 \text{ МПа}$ .

Определяем допускаемое напряжение на срез:

$$[\tau_{\text{ср}}] = 0,25\sigma_s = 0,25 \cdot 320 = 80 \text{ МПа}.$$

Наружный диаметр болта вычисляем по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_{\text{ср}}]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,42 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^6}} = 9,3 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 9,3 \text{ мм}.$$

По ГОСТ принимаем болт М10 (см. табл. 7 приложения).

**Ответ:**

1) число болтов – 6;

2) для варианта соединения с зазором – болт М27×3;

3) для варианта соединения без зазора – болт М10.

#### 4. Взаимозаменяемость (допуски и посадки)

**Задача 4.** Гладкие цилиндрические соединения типа вала с вкладышем подшипника скольжения и вкладыша с корпусом (рис. 22), выполняемые с различными посадками и с использованием, как правило, либо системы отверстий, либо системы вала. Исходные данные для расчета допусков и посадок одного из размеров рассматриваемого соединения, выделенного размерными линиями, приведены в табл. 9.

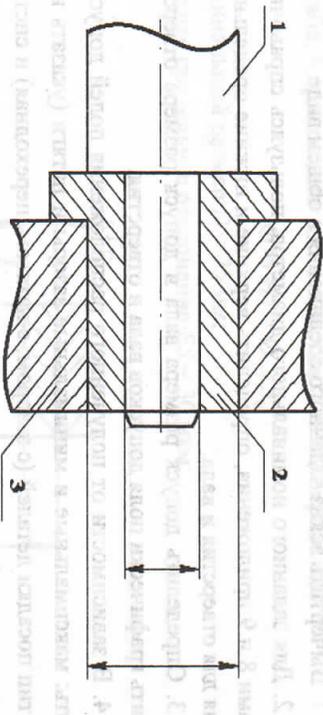


Рис. 22. Схема соединения: 1 – вал; 2 – вкладыш подшипника; 3 – корпус

#### Требования

1. Определить предельные отклонения, величины наибольших и наименьших зазоров и натягов.

2. Определить допуск посадки, вид посадки (с зазором, с натягом, переходной).
3. Построить схему расположения полей допусков в соединении и показать предельные зазоры и натяги.

Таблица 9

Строка исходных данных	Номинальный диаметр соединения $d$ , мм	Вид посадки
1	40	H7/h6
2	100	H7/f7
3	125	H7/k6
4	50	H7/r6
5	35	H8/h8
6	50	G7/h6
7	75	K7/h6
8	90	H7/k6
9	110	E9/h8
0	150	D11/h9

### Порядок решения

1. Вычертить эскиз заданного соединения в общем виде.
2. Для заданного номинального диаметра, пользуясь справочными таблицами 8 и 9 приложения, определить верхние и нижние предельные отклонения для отверстия и вала.
3. Определить допуск размера вала и допуск размера отверстия. Изобразить графически поля допусков вала и отверстия.
4. В зависимости от полученного расположения полей допусков определить: максимальные и минимальные зазоры и натяги (указать их на схеме); тип посадки деталей (с зазором, с натягом, переходная) и систему обозначения посадок (система отверстия или система вала).
5. Нанести заданный размер на одну из размерных линий соединения, учитывая, что соединения вала с вкладышем подшипника скольжения должно быть выполнено только с зазором, а соединение вкладыша подшипника скольжения с корпусом должно быть выполнено с натягом или по переходной посадке.

### Пример

Исходные данные по табл. 9:

а	б	в	г
-	-	1	7

Дано: Гладкое цилиндрическое соединение по типу  $\varnothing 75$  H7/h6 (рис. 22).

1. Определить:
  - 1.1. Предельные отклонения отверстия и вала ( $ES, EI, es, ei$ ).
  - 1.2. Допуски отверстия и вала ( $T_a, T_d$ ).
  - 1.3. Наибольший и наименьший зазор/натяг ( $S_{\max}, S_{\min}, N_{\max}, N_{\min}$ ).
  - 1.4. Допуск посадки ( $T_S, T_n$ ), средний зазор/натяг.
2. По полученным характеристикам соединения построить схему полей допусков с предельными зазорами или натягами.
3. Определить систему посадок.
4. Указать на соединении вала с подшипником скольжения и подшипника с корпусом возможное исполнение заданной посадки.

### Решение:

1. Определить
    - 1.1. Предельные отклонения:
      - а) отверстие (рис. 23).
- Из табл. 8 приложения для отверстия  $\varnothing 75$  H7 определяем

$$\varnothing 75 \text{ H7} = \varnothing 75_{+0,03}^0 ;$$

Номинальный размер  $D = 75$  мм;

Верхнее предельное отклонение  $ES = 30$  мкм;

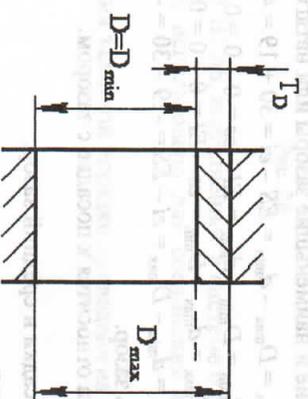


Рис. 23

Нижнее предельное отклонение  $EI = 0$  мкм;

$$D_{\max} = D + ES = 75 + 0,03 = 75,03 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 75 + 0 = 75 \text{ мм}.$$

б) вал (рис. 24).

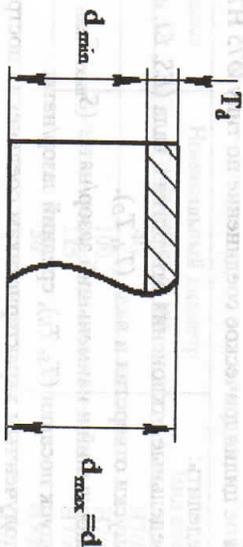


Рис. 24

Из табл. 9 приложения определяем  $\text{Ø}75 \text{ h}6 = \text{Ø}75_{-0,019}^0$ .

Номинальный размер  $d = 75$  мм.

Верхнее предельное отклонение  $es = 0$  мкм.

Нижнее предельное отклонение  $ei = -19$  мкм.

$$d_{\max} = d + es = 75 + 0 = 75 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 75 - 0,019 = 74,981 \text{ мм}.$$

1.2. Допуски отверстия и вала:

а) отверстие: допуск отверстия

$$T_D = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 75,03 - 75 = 0,03 \text{ мм}.$$

б) вал: допуск вала  $T_d = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 75 - 74,981 = 0,019$  мм.

1.3. Наибольшие и наименьшие зазоры или натяги:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 30 + 19 = 49 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es = 0 - 0 = 0 \text{ мкм};$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI = 0 - 0 = 0 \text{ мкм};$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES = -19 - 30 = -49 \text{ мкм},$$

т.е. нет натяга, есть зазор.

Данная посадка относится к посадке с зазором.

1.4. Допуск посадки и средний зазор:

– допуск посадки

$$T_S = S_{\max} - S_{\min} = 49 - 0 = 49 \text{ мкм};$$

– средний зазор/натяг

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = \frac{49 + 0}{2} = 24,5 \text{ мкм}.$$

2. Построение схемы полей допусков

Схема полей допусков приведена на рис. 25.

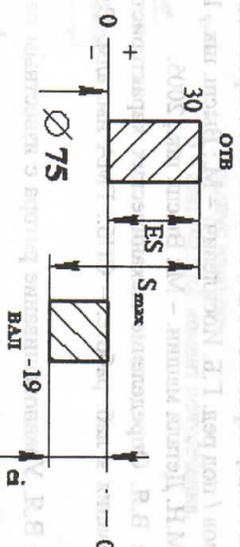


Рис. 25

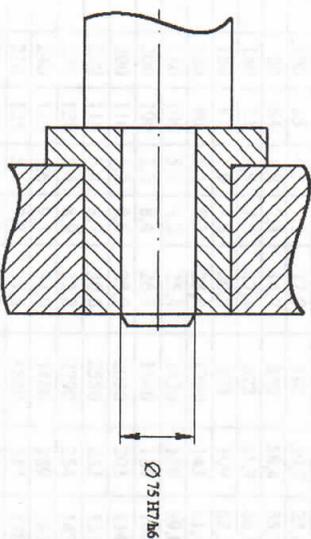


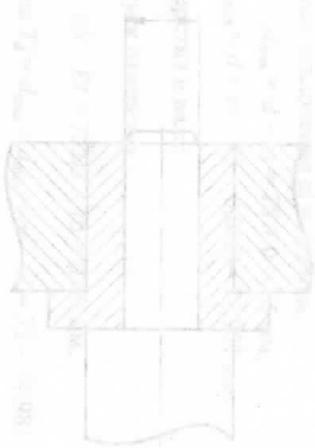
Рис. 26

3. Соединение  $\text{Ø}75 \text{ H}7/\text{h}6$ , выполненное в системе отверстия по посадке с зазором, может быть использовано для соединения вала с вкладышем подшипника.

4. Схема исполнения заданной посадки приведена на рис. 26.

## Библиографический список

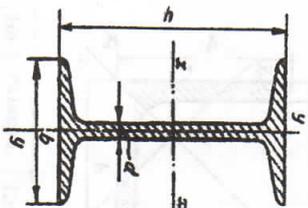
1. Давыдов Г.А., Михайлов В.Е. Сопротивление материалов: учеб. пособие. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2003. – 208 с.
2. Джамай В.В., Дроздов Ю.Н., Самойлов Е.А. Прикладная механика: учебник для вузов / под ред. В.В. Джамаев. – М.: Дрофа, 2004.
3. Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Маслов Г.С.. Прикладная механика: учебник для вузов / под ред. Г.Б. Иосилевич. – М.: Высш. шк., 1989.
4. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 2005.
5. Стыцко В.Я. Определение механических характеристик материалов: метод. указания к лаб. работе. – СПб.: ТМА им. адм. С.О. Макарова, 2002.
6. Стыцко В.Я. Уравновешивание ротора с известным расположением неуравновешенных масс: метод. указания к расчетно-графической и лаб. работам. – СПб.: ТМА им. адм. С.О. Макарова, 1999.



## Приложение

Таблица 1

Сталь горячекатаная. Балки двутавровые (извлечение из ГОСТа 8239-72)

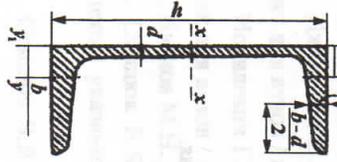


Обозначения:  
 $J$  – момент инерции;  
 $W$  – момент сопротивления;  
 $i$  – радиус инерции;  
 $S$  – статический момент полусечения.

Номер профилей	Масса 1 пог. м, кг	Размеры, мм			Площадь сечения, $cm^2$	Справочные величины для осей					
		$h$	$b$	$d$		$i$	$J_x$ , $cm^4$	$W_x$ , $cm^3$	$S_x$ , $cm^3$	$I_y$ , $cm^4$	$W_y$ , $cm^3$
10	9,46	100	55	4,5	7,2	12,0	198	39,7	23,0	17,9	6,49
12	11,5	120	64	4,8	7,3	14,7	350	58,4	33,7	27,9	8,72
14	13,7	140	73	4,9	7,5	17,4	572	81,7	46,8	41,9	11,5
16	15,9	160	81	5,0	7,8	20,2	873	109	62,3	58,6	14,5
18	18,4	180	90	5,1	8,1	23,4	1290	143	81,4	82,6	18,4
18a	19,9	180	100	5,1	8,3	25,4	1430	159	89,8	114	22,8
20	21,0	200	100	5,2	8,4	26,8	1840	184	104	115	23,1
20a	22,7	200	110	5,2	8,6	28,9	2030	203	114	155	28,2
22	24,0	220	110	5,4	8,7	30,6	2550	232	131	157	28,6
22a	25,8	220	120	5,4	8,9	32,8	2790	254	143	206	34,3
24	27,3	240	115	5,6	9,5	34,8	3460	289	163	198	34,5
24a	29,4	210	125	5,6	9,8	37,5	3800	317	178	260	41,6
27	31,5	270	125	6,0	9,8	40,2	5010	371	210	260	41,5
27a	33,9	270	135	6,0	10,2	43,2	5500	407	229	337	50,0
30	36,5	300	135	6,5	10,2	46,5	7080	472	268	337	49,9
30a	39,2	300	145	6,5	10,7	49,9	7780	018	292	436	60,1
33	42,2	330	140	7,0	11,2	53,8	9840	597	337	419	59,9
36	48,6	360	155	7,5	12,3	61,9	13380	743	423	516	71,1
40	56,1	400	155	8,0	13,0	71,4	18930	947	540	666	85,9
45	65,2	450	160	8,6	14,2	83,0	27450	1220	699	807	101
50	76,8	500	170	9,5	15,2	97,8	39290	1570	905	1040	122
55	89,8	550	180	10,3	16,5	114	55150	2000	1150	1350	150
60	104	600	190	11,1	17,8	132	75450	2510	1450	1720	181
65	120	650	200	12,0	19,2	153	101400	3120	1800	2170	217
70	138	700	210	13,0	20,8	176	134600	3340	2230	2730	260
70a	158	700	210	15,0	24,0	202	152700	4360	2550	3240	309
706	184	700	210	17,5	28,2	234	175370	5010	2940	3910	373

Таблица 2

Сталь горячекатаная. Швеллеры (извлечение из ГОСТа 8239-72)

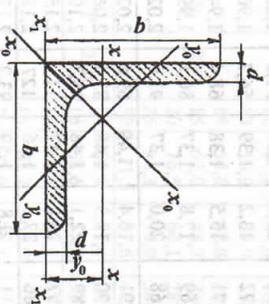


Обозначения:  
 $J$  – Момент инерции;  
 $W$  – Момент сопротивления;  
 $i$  – радиус инерции;  
 $S$  – статический момент полусечения

Номер профилей	Масса 1 пог. м, кг	Размеры, мм				Площадь сечения, $см^2$	Справочные величины для осей					
		$h$	$b$	$d$	$t$		$J_x$ , $см^4$	$W_x$ , $см^3$	$S_x$ , $см^3$	$J_y$ , $см^4$	$W_y$ , $см^3$	$W_{y0}$ , $см$
5	4,84	50	32	4,4	7,0	6,16	22,8	9,10	5,59	5,61	2,75	1,16
6,5	5,90	65	36	4,4	7,2	7,51	48,6	15,0	9,00	8,70	3,68	1,24
8	7,05	80	40	4,5	7,4	8,98	89,4	22,4	13,3	12,8	4,75	1,31
10	18,59	100	46	4,5	7,6	10,9	174	34,8	20,4	20,4	6,46	1,44
12	10,4	120	52	4,8	7,8	13,3	304	50,6	29,6	31,2	8,52	1,54
14	12,3	140	58	4,9	8,1	15,6	491	70,2	40,8	45,4	11,0	1,67
14a	13,3	140	62	4,9	8,7	17,0	54,3	77,8	45,1	57,5	13,3	1,87
16	14,2	160	64	5,0	8,4	18,1	71,7	93,1	54,1	63,3	13,8	1,80
16a	15,3	160	68	5,0	9,0	19,5	82,3	103	59,4	78,8	16,1	2,00
18	16,3	180	70	5,1	8,7	20,7	109,0	121	69,8	86,0	17,0	1,94
18a	17,4	180	74	5,1	9,3	22,2	119,0	132	76,1	105	20,0	2,13
20	18,4	200	76	5,2	9,0	23,4	152,0	152	87,8	113	20,5	2,07
20a	29,8	200	80	5,2	9,7	25,2	167,0	167	95,9	139	24,2	2,28
22	21,0	220	82	5,4	9,5	26,7	211,0	192	110	151	25,1	2,21
22a	22,6	220	87	5,4	10,2	28,8	233,0	212	121	187	30,0	2,16
24	24,0	240	90	5,6	10,0	30,6	290,0	242	139	208	31,6	2,12
21a	25,8	240	95	5,6	10,7	32,9	318,0	205	151	251	37,2	2,67
27	37,7	270	95	6,0	10,5	35,2	416,0	305	178	262	37,3	2,17
30	31,8	300	100	6,5	11,0	40,5	581,0	387	224	327	43,6	2,52
33	46,5	330	105	7,0	11,7	46,5	798,0	484	281	410	51,8	2,59
30	41,9	360	110	7,5	12,6	53,4	1082,0	601	350	513	61,7	2,68
40	8,3	400	115	8,0	13,5	61,5	1522,0	761	444	612	73,1	2,75

Таблица 3

Сталь прокатная угловая равнополочная (извлечение из ГОСТа 8509-72)



Обозначения:  
 $b$  – ширина полки;  
 $d$  – толщина полки;  
 $J$  – Момент инерции;  
 $i$  – радиус инерции;  
 $z_0$  – расстояние от центра тяжести до наружной грани полки.

Номер профилей	Размеры, мм		Площадь про-филя, $см^2$	Масса 1 пог. м, кг	Справочные величины для осей														
	$b$	$d$			$x-x$	$x_0-x_0$	$y_0-y_0$	$x_1-x_1$	$y_0$ , $см$	$i_y$ , $см$	$i_x$ , $см$	$i_{y0}$ , $см$	$i_{x0}$ , $см$	$i_{y0}$ , $см$	$i_{x0}$ , $см$	$y_0$ , $см$			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13							
2	20	3	1,13	0,89	0,40	0,59	0,63	0,75	0,17	0,39	0,81	0,60							
2,5	25	3	1,43	1,12	0,81	0,75	1,29	0,95	0,34	0,49	1,57	0,73							
2,8	28	3	1,62	1,46	1,03	0,74	1,62	0,93	0,44	0,48	2,11	0,76							
3,2	32	3	1,86	1,46	1,16	0,85	1,84	1,07	0,48	0,55	2,20	0,80							
3,6	36	3	2,10	1,65	2,56	1,10	4,06	1,39	1,06	0,71	4,64	0,99							
4	40	3	2,35	1,85	3,55	1,23	5,63	1,55	1,47	0,79	6,35	1,09							
4,5	45	3	3,08	2,42	4,58	1,22	7,26	1,53	1,90	0,78	8,53	1,13							
5	50	3	3,79	2,97	5,53	1,20	8,75	1,54	2,30	0,79	10,73	1,17							
5,6	56	3	4,29	3,48	6,63	1,38	10,5	1,74	2,74	0,89	12,1	1,26							
6,3	63	3	4,80	4,29	8,03	1,37	12,7	1,72	3,33	0,88	15,3	1,30							
6	6	3	2,96	2,32	7,11	1,55	11,3	1,95	2,95	1,00	12,4	1,33							
4	4	3	3,89	3,05	9,21	1,54	14,6	1,94	3,80	0,99	16,6	1,38							
5	5	3	4,80	3,77	11,2	1,53	17,8	1,92	4,63	0,98	20,9	1,42							
4	4	3	4,38	3,44	13,1	1,73	20,8	2,18	5,41	1,11	23,3	1,52							
5	5	3	5,41	4,25	16,0	1,72	25,4	2,16	6,59	1,10	29,2	1,57							
4	4	3	4,96	3,90	18,9	1,95	29,9	2,45	7,81	1,25	33,1	1,69							
5	5	3	6,13	4,81	23,1	1,94	36,6	2,44	9,52	1,25	41,5	1,74							
6	6	3	7,28	5,72	27,1	1,93	42,9	2,43	11,2	1,24	50,0	1,78							

Продолжение табл. 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
4,5	6,20	4,87	29,0	2,16	46,0	2,72	12,0	1,39	51,0	1,88		
5	6,86	5,38	31,9	2,16	50,7	2,72	13,2	1,39	56,7	1,90		
6	8,15	6,39	37,6	2,15	59,6	2,71	15,5	1,38	68,4	1,94		
7	9,42	7,39	43,0	2,14	68,2	2,69	17,8	1,37	80,1	1,99		
8	10,7	8,37	48,2	2,13	76,4	2,68	20,0	1,37	91,9	2,02		
5	7,39	5,80	39,5	2,31	62,6	2,91	16,4	1,49	69,6	2,02		
6	8,78	6,89	46,6	2,30	73,9	2,90	19,3	1,48	83,9	2,06		
7	10,1	7,96	53,3	2,29	84,6	2,89	22,1	1,48	98,3	2,10		
8	11,5	9,02	59,8	2,28	94,9	2,87	24,8	1,47	113	2,15		
9	12,8	10,1	66,1	2,27	105	2,86	27,5	1,46	127	2,18		
5,5	8,63	6,78	52,7	2,47	83,6	3,11	21,8	1,59	93,2	2,17		
6	9,38	7,36	57,0	2,47	90,4	3,11	23,5	1,58	102	2,19		
7	10,8	8,51	65,3	2,45	104	3,09	27,0	1,58	119	2,23		
8	12,3	9,65	73,4	2,44	116	3,08	30,3	1,57	137	2,27		
6	10,6	8,33	82,1	2,78	130	3,50	34,0	1,79	145	2,43		
7	12,3	9,64	94,3	2,77	150	3,49	38,9	1,78	169	2,47		
8	13,9	10,9	106	2,76	168	3,48	43,8	1,77	194	2,51		
9	15,6	12,2	118	2,75	186	3,46	48,6	1,77	219	2,55		
6,5	12,8	10,1	122	3,09	193	3,88	50,7	1,99	214	2,68		
7	13,8	10,8	131	3,08	207	3,88	54,2	1,98	231	2,71		
8	15,6	12,2	147	3,07	233	3,87	60,9	1,98	265	2,75		
10	19,2	15,1	179	3,05	284	3,84	74,1	1,96	333	2,83		
12	22,8	17,9	209	3,03	331	3,81	86,9	1,95	402	2,91		
14	26,3	20,6	237	3,00	375	3,78	99,3	1,94	472	2,99		
16	29,7	23,3	264	2,98	416	3,74	112	1,94	542	3,06		
7	15,2	11,9	176	3,40	279	4,29	72,7	2,19	308	2,96		
8	17,2	13,5	198	3,39	315	4,28	81,8	2,18	353	3,00		
8	19,7	15,5	294	3,87	467	4,87	122	2,49	516	3,36		
9	22,0	17,3	327	3,86	520	4,86	135	2,48	582	3,40		
10	24,3	19,1	360	3,85	571	4,84	149	2,47	649	3,45		
12	28,9	22,7	422	3,82	670	4,82	174	2,46	782	3,53		
14	33,4	26,2	482	3,80	764	4,78	200	2,45	916	3,61		
16	37,8	29,6	539	3,78	853	4,75	224	2,44	1051	3,68		
9	24,7	19,4	466	4,31	739	5,47	192	2,79	818	3,78		
10	27,3	21,5	512	4,33	814	5,46	211	2,78	911	3,82		
12	32,5	25,5	602	4,31	957	5,43	248	2,75	1097	3,90		
10	31,4	24,7	774	4,96	1229	6,25	319	3,19	1356	4,30		
11	34,4	27,0	844	4,95	1341	6,24	348	3,18	1494	4,35		
12	37,4	29,4	913	4,94	1450	6,23	376	3,17	1633	4,39		
14	43,3	34,0	1046	4,92	1662	6,20	431	3,16	1911	4,47		
16	49,1	38,5	1175	4,89	1866	6,17	458	3,14	2191	4,55		
18	54,8	43,0	1299	4,87	2061	6,13	537	3,13	2472	4,63		
20	60,4	47,4	1419	4,85	2248	6,10	589	3,12	2756	4,70		
11	38,8	30,5	1216	5,60	1933	7,06	500	3,59	2128	4,85		
12	42,2	33,1	1317	5,59	2093	7,04	540	3,58	2324	4,89		

Окончание табл. 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
12	47,1	37,0	1823	6,22	2896	7,84	749	3,99	3182	5,37		
13	50,9	39,9	1961	6,21	3116	7,83	805	3,98	3452	5,42		
14	54,6	42,8	2097	6,20	3333	7,81	861	3,97	3722	5,46		
15	62,0	48,7	2363	6,17	3755	7,78	970	3,96	4264	5,54		
20	76,5	60,1	2871	6,12	4560	7,72	1182	3,93	5355	5,70		
25	94,3	74,0	3466	6,06	5494	7,63	1438	3,91	6733	5,89		
30	111,5	87,6	4020	6,00	6351	7,55	1658	3,89	8130	6,07		
14	60,4	47,4	2814	6,83	4470	8,60	1159	4,38	4941	5,93		
16	68,6	53,8	3175	6,81	5045	8,58	1306	4,36	5561	6,02		
18	78,4	61,5	4717	7,76	7492	9,78	1942	4,98	8286	6,75		
20	87,7	68,9	5247	7,73	8337	9,75	2158	4,96	9342	6,83		
22	97,0	76,1	5765	7,71	9160	9,72	2370	4,94	10401	6,91		
25	106,1	83,3	6270	7,69	9961	9,69	2579	4,93	11464	7,00		
28	119,7	94,0	7006	7,65	11125	9,64	2887	4,91	13064	7,11		
30	133,1	104,5	7717	7,61	12244	9,59	3190	4,89	14674	7,23		
30	142,0	111,4	8177	7,59	12965	9,56	3389	4,89	15753	7,31		

Таблица 4

Коэффициент снижения допустимых напряжений  $\phi$  для ступей Ст.2, Ст.3, Ст.4, Ст.5 и низкоуглеродистых легированных сталей

Гибкость стержня, $\lambda$	10	20	40	60	80	100	120	140	160
Коэффициент снижения допустимых напряжений, $\phi$	1,00	0,95	0,90	0,80	0,65	0,50	0,35	0,30	0,25

Таблица 5

Вид технологического процесса сварки	Допускаемые напряжения для сварных швов		
	при растяжении $[\sigma_r]$	при сжатии $[\sigma_{сж}]$	при срезе $[\sigma_m]$
Автоматическая, ручная электродами Э42А и Э50А, в среде защитного газа, контактная стыковая	$[\sigma_r]$	$[\sigma_r]$	0,65 $[\sigma_r]$
Ручная электродами Э42, Э50 (обычного качества), газовая сварка	0,9 $[\sigma_r]$	$[\sigma_r]$	0,6 $[\sigma_r]$
Контактная сварка	—	—	0,5 $[\sigma_r]$

*Примечание.*  $[\sigma_r]$  – допускаемое напряжение при растяжении основного металла соединяемых деталей при статической нагрузке  $[\sigma_r] = \frac{\sigma_y}{n}$ , где  $\sigma_y$  – предел текучести,  $n \approx 1,4 \dots 1,6$  – коэффициент запаса прочности.

Таблица 6

Допускаемые напряжения резьбовых соединений при неконтролируемой затяжке и постоянной нагрузке

Материал болта	Допускаемое напряжение для резьбовых соединений при $[\sigma]$	
	М 6 ... М 16	М 16 ... М 30
Углеродистая сталь	$(0,20 \dots 0,25) \cdot \sigma_y$	$(0,25 \dots 0,40) \cdot \sigma_y$
Легированная сталь	$(0,10 \dots 0,30) \cdot \sigma_y$	$(0,20 \dots 0,30) \cdot \sigma_y$

Резьба метрическая (извлечение из ГОСТ 9150-81)

Таблица 7

Номинальный диаметр $d$ , мм	Резьба с крупным шагом			Резьба с мелким шагом	
	Шаг $p$ , мм	Внутренний диаметр $d_1$ , мм	Средний диаметр $d_2$ , мм	Шаг $p$ , мм	Внутренний диаметр $d_1$ , мм
6	1,00	4,918	5,350	0,178	5,188
8	1,25	6,647	7,188	0,329	6,918
10	1,50	8,376	9,026	0,523	8,647
12	1,75	10,106	10,863	0,763	10,647
(14)	2,00	11,835	12,701	1,045	12,376
16	2,00	13,835	14,701	1,440	14,376
(18)	2,50	15,294	16,376	1,750	16,376
20	2,50	17,294	18,376	2,260	18,376
(22)	2,50	19,294	20,376	2,820	20,376
24	3,00	20,752	22,051	3,240	21,835
(27)	3,00	23,752	25,051	4,270	24,835
30	3,50	26,211	27,727	5,180	27,835
36	4,00	31,670	33,402	7,600	32,752

*Примечания.* 1. Диаметры, заключённые в скобки, по возможности не применять.

2. Резьба с крупным шагом обозначается буквой М и диаметром (М 24), резьба с мелким шагом обозначается буквой М, диаметром и шагом (М 24×2).

3. Расчетную площадь  $A$  сечения болта определять по формуле

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

где  $d_1$ , расч. – диаметр резьбы.

Предпочтительные поля допусков отверстий.  
Предельные отклонения (извлечения из ГОСТ 25347-82)

Таблица 8

Интервал размеров, мм	Поля допусков													
	H5	G6	H6	I6	K6	G7	H7	I7	K7	H8	E9	H9	D11	H11
От 1 до 3	+4	+8	+6	+3,0	0	+12	+10	+5	0	+14	+39	+25	+80	+60
Св.3 » 6	+5	+12	+8	+4,0	+2	+16	+12	+6	+3	+18	+50	+30	+105	+75
Св. 6 до 10	+6	+14	+9	+4,5	+2	+20	+15	+7	+5	+22	+61	+36	+130	+90
Св. 10 до 18	+8	+17	+11	+5,5	+2	+24	+18	+9	+6	+27	+75	+43	+160	+110
Св. 18 до 30	+9	+20	+13	+6,5	+2	+28	+21	+10	+6	+33	+92	+52	+195	+130
Св. 30 до 50	+11	+25	+16	+8,0	+3	+34	+25	+12	+7	+39	+112	+62	+240	+160
Св. 50 до 80	+13	+29	+19	+9,5	+4	+40	+30	+15	+9	+46	+134	+74	+290	+190
Св. 80 до 120	+15	+34	+22	+11,0	+4	+47	+35	+17	+10	+54	+159	+87	+340	+220
Св. 120 до 180	+18	+39	+25	+12,5	+4	+54	+40	+20	+12	+63	+185	+100	+395	+250
Св. 180 до 250	+20	+44	+29	+14,5	+5	+61	+46	+23	+13	+72	+215	+115	+460	+290
Св. 250 до 315	+23	+49	+32	+16,0	+5	+69	+52	+26	+16	+81	+240	+130	+510	+320
Св.315 до 400	+25	+54	+36	+18,0	+7	+75	+57	+28	+17	+89	+265	+140	+570	+360
Св.400 до 500	+27	+60	+40	+20,0	+8	+83	+63	+31	+18	+97	+290	+155	+630	+400
Св.500 до 630	-	-	-	-	-	+92	+70	-	-	+110	+320	+175	+700	+440
Св. 630 до 800	-	-	-	-	-	+104	+80	-	-	+125	+360	+200	+790	+500
Св. 800 до 1000	-	-	-	-	-	+116	+90	-	-	+140	+400	+230	+880	+560
Св. 1000 до 1250	-	-	-	-	-	+133	+105	-	-	+165	+455	+260	+1010	+660
Св. 1250 до 1600	-	-	-	-	-	+155	+125	-	-	+195	+530	+310	+1170	+780

Предпочтительные поля допусков валов. Предельные отклонения  
(извлечение из ГОСТ 25347-82)

Таблица 9

Интервал размеров, мм	Поля допусков										
	g4	h4	g5	h5	js5	m5	g6	h6	js6	k6	n6
Св. 6 до 10	-5	0	-5	0	+3,0	+12	-5	0	+4,5	+10	+19
Св. 10 до 18	-6	0	-6	0	+4,0	+15	-6	0	+5,5	+12	+23
Св. 18 до 24	-7	0	-7	0	+4,5	+17	-7	0	+6,5	+15	+28
Св. 24 до 30	-9	0	-9	0	+5,5	+20	-9	0	+8,0	+18	+33
Св. 30 до 40	-10	0	-10	0	+6,5	+24	-10	0	+9,5	+21	+39
Св. 40 до 50	-12	0	-12	0	+7,5	+28	-12	0	+11,0	+25	+45
Св. 50 до 65	-13	0	-13	0	+8,5	+33	-13	0	+12,5	+28	+52
Св. 65 до 80	-14	0	-14	0	+9,0	+33	-14	0	+12,5	+28	+52
Св. 80 до 100	-15	0	-15	0	+9,5	+34	-15	0	+13,0	+29	+54
Св. 100 до 120	-16	0	-16	0	+10,0	+35	-16	0	+13,5	+30	+56
Св. 120 до 140	-17	0	-17	0	+10,5	+36	-17	0	+14,0	+31	+58
Св. 140 до 160	-18	0	-18	0	+11,0	+37	-18	0	+14,5	+32	+60
Св. 160 до 180	-19	0	-19	0	+11,5	+38	-19	0	+15,0	+33	+62

Продолжение табл. 9

Интервал размеров, мм	Поля допусков										
	р6	h6	л7	h7	с7	е8	h8	и8	р9	h9	d11
Св. 6 до 10	+24	+28	-13	0	+38	-25	0	+50	-13	0	-40
Св. 10 до 18	+15	+19	-28	-15	+23	-47	-22	+28	-49	-36	-130
Св. 18 до 24	+18	+23	-34	-18	+28	-59	-27	+33	-59	-43	-160
Св. 24 до 30	+22	+28	-41	-21	+35	-73	-33	+41	-72	-52	-195
Св. 30 до 40	+25	+30	-46	-25	+40	-89	-39	+46	-82	-62	-240
Св. 40 до 50	+26	+34	-50	-25	+43	-99	-39	+49	-82	-62	-240
Св. 50 до 65	+31	+40	-60	-30	+53	-106	-46	+57	-82	-62	-240
Св. 65 до 80	+32	+41	-60	-30	+53	-106	-46	+57	-82	-62	-240
Св. 80 до 100	+37	+46	-66	-36	+60	-114	-51	+64	-87	-74	-290
Св. 100 до 120	+37	+46	-66	-36	+60	-114	-51	+64	-87	-74	-290
Св. 120 до 140	+41	+50	-71	-41	+67	-122	-57	+71	-94	-87	-340
Св. 140 до 160	+43	+52	-73	-43	+70	-126	-59	+74	-97	-87	-340
Св. 160 до 180	+43	+52	-73	-43	+70	-126	-59	+74	-97	-87	-340