

Расчётно-графическая работа № 6 СЛОЖНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

Выбор варианта расчётной схемы и его выполнение осуществляются согласно данным, приведённым в таблице.

Расчётные данные	Цифра шрифта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a , см	20	30	10	20	20	10	20	10	20	30
b , см	30	40	20	10	10	20	10	20	20	60
c , см	10	20	20	10	30	20	10	10	10	30
P , кВт	3	4	5	6	3	4	5	6	3	4
ω , рад/с	4	5	6	4	5	6	2	3	4	5
D , см	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19

Технические условия. Для вала сплошного поперечного сечения круглой формы, изображенного на схеме в соответствии с номером варианта, определить диаметр следующими способами:

- используя теорию наибольших касательных напряжений;
- используя энергетическую теорию.

Допустимые напряжения материала вала принять равными 120 МПа.

Расчётно-графическая работа № 6
«Расчёт вала на кручение с изгибом»

Для вала сплошного поперечного сечения, приведённого на схеме рис. 11, определить диаметр:

- используя теорию наибольших касательных напряжений;
- используя энергетическую теорию.

Допустимое напряжение материала вала принять равным 120 МПа.

Используя принцип независимости действия сил, определим отдельно напряжения, возникающие от кручения, и отдельно от изгиба.

При изгибе в поперечных сечениях вала возникают нормальные напряжения, достигающие наибольшего значения в крайних волокнах вала:

$$\sigma_{x \max} = \frac{M_{x \max}}{W_x}; \quad \sigma_{y \max} = \frac{M_{y \max}}{W_y},$$

и касательные напряжения, достигающие наибольшего значения на нейтральной оси и определяемые по формуле Журавского. Для круглых сечений значения касательных напряжений, определяемые по формуле Журавского, незначительны по сравнению с касательными напряжениями от кручения вала и ими, соответственно, можно пренебречь. От кручения в поперечных сечениях вала возникают касательные напряжения, достигающие наибольшего значения во всех точках контура сечения: $\tau_{\max} = \frac{T_{\max}}{W_p}$.

1. Рассчитываем вал на деформацию кручения. Для этого определяем внешний крутящий момент, передаваемый валом:

$$T_e = \frac{P}{\omega} = \frac{1,8 \cdot 10^3}{10} = 180 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Внутренний крутящий момент равен внешнему моменту, поскольку вал передает только один внешний крутящий момент:

$$T_{\max} = T_e = 180 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Строим эпюру внутреннего крутящего момента (см. рис. 11).

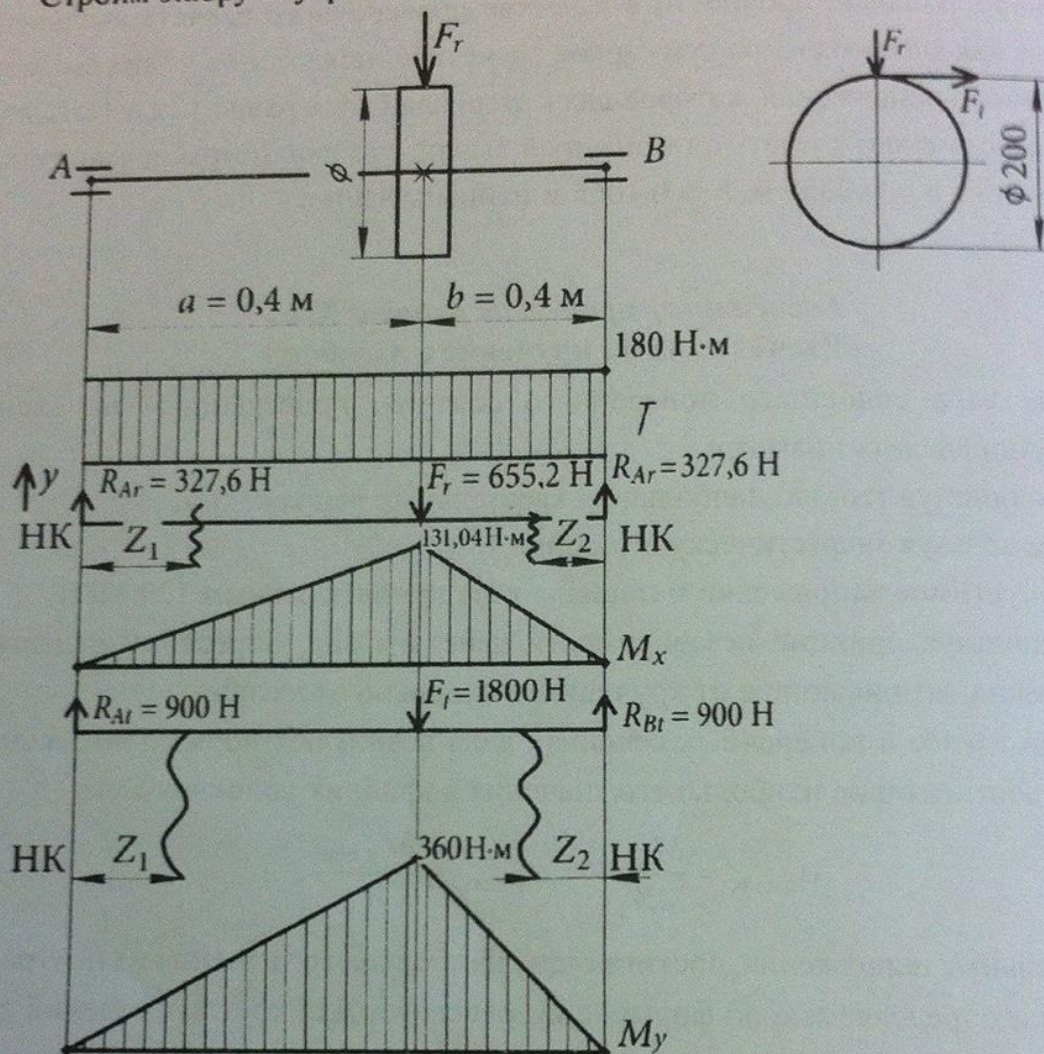


Рис. 11

Численные значения:

$p = 1,8 \text{ кВт}$; $\omega = 10 \text{ с}^{-1}$; $a = 40 \text{ см}$; $b = 40 \text{ см}$; $D = 20 \text{ см}$; $\sigma_{\text{adm}} = 120 \text{ МПа}$, где D – диаметр начальной окружности зубчатого колеса.

2. Рассчитываем вал на деформацию изгиба. Учитываем, что на вал действуют две силы, возникающие вследствие зацепления зубчатых элементов:

F_t – окружная сила, F_r – радиальная сила, которые, соответственно, равны:

$$F_t = \frac{2T}{D} = \frac{2 \cdot 180}{200 \cdot 10^{-3}} = 1800 \text{ Н}; \quad F_r = 0,364 F_t = 0,364 \cdot 1800 = 655,2 \text{ Н}.$$

Эти силы создают изгиб в двух плоскостях: в вертикальной плоскости (сила F_r), в горизонтальной плоскости (сила F_l). Используя принцип независимости действия сил, рассчитываем отдельно изгиб от действия вертикальной силы F_r и горизонтальной силы F_l . Расчеты завершаем построением эпюр изгибающих моментов от соответствующих сил.

Показываем расчетную схему от вертикальной силы F_r . Определяем реакции связей R_{Ar} и R_{Br} , используя уравнения равновесия $\sum M_A = 0$ и $\sum M_B = 0$:

$$\sum M_A = 0: -F_r \cdot 0,4 + R_{Br} \cdot 0,8 = 0; R_{Br} = \frac{F_r \cdot 0,4}{0,8} = 327,6 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0: -R_{Ar} \cdot 0,8 + F_r \cdot 0,4 = 0; R_{Ar} = \frac{F_r \cdot 0,4}{0,8} = 327,6 \text{ Н}.$$

Используя уравнение $\sum F_{iy} = 0$, выполняем проверку правильности определения реакции R_{Ar} и R_{Br} , выбрав направление оси y :

$\sum F_{iy} = 0: R_{Ar} - F_r + R_{Br} = 0; +327,6 - 655,2 + 327,6 = 0; 0 \equiv 0$. Следовательно, искомые реакции найдены верно. Указываем значения реакций на расчетной схеме.

Используя метод сечений, находим изгибающие моменты, действующие в вертикальной плоскости (нейтральная ось x) и строим эпюру изгибающего момента M_x (см. рис. 11).

I участок

$$M_{x_1} = R_{Ar} \cdot Z_1 \text{ при } Z_1 = 0; M_{x_1} = 0 \text{ при } Z_1 = 0,4 \text{ м}; M_{x_1} = 327,6 \cdot 0,4 = 131,04 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

II участок

$$M_{x_2} = R_{Br} \cdot Z_2 \text{ при } Z_2 = 0; M_{x_2} = 0 \text{ при } Z_2 = 0,4 \text{ м}; M_{x_2} = 327,6 \cdot 0,4 = 131,04 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Показываем расчетную схему от горизонтальной силы F_l , совмещая её с плоскостью чертежа, и определяем реакции R_{Al} и R_{Bl} , аналогично найденным выше реакциям.

$$\sum M_A = 0: -F_l \cdot 0,4 + R_{Bl} \cdot 0,8 = 0; R_{Bl} = \frac{F_l \cdot 0,4}{0,8} = \frac{1800}{2} = 900 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0: -R_{Al} \cdot 0,8 + F_l \cdot 0,4 = 0; R_{Al} = \frac{F_l \cdot 0,4}{0,8} = \frac{1800}{2} = 900 \text{ Н}.$$

Выполняем проверку: $\sum F_{iy} = 0; +900 - 1800 + 900 = 0; 0 \equiv 0$.

Таким образом, искомые реакции найдены верно.