

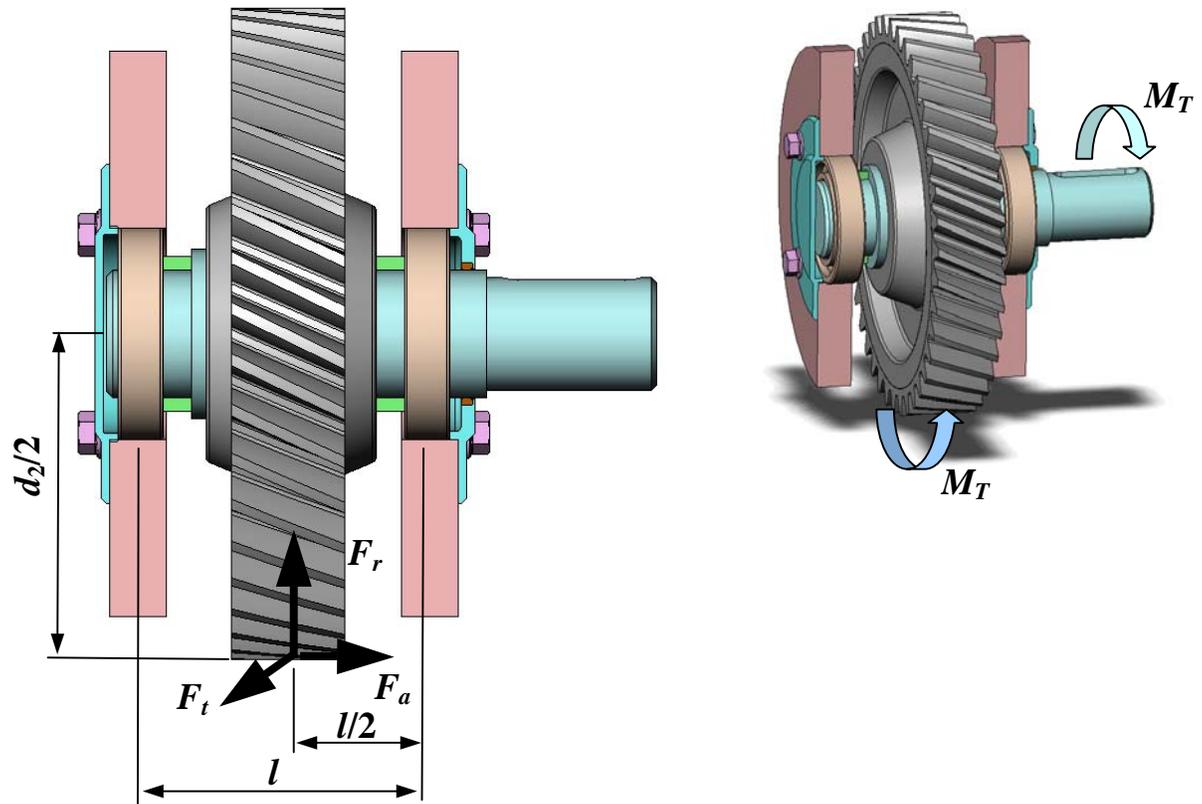
**12. ВАЛЫ И ОСИ**

Рис 12.1. Схема нагружения вала.

Материал вала:

сталь С45Е ( $R_{p0,2} = 370$  МПа,  $R_m = 630$  МПа,  $\sigma_{-1} = 275$  МПа,  $\tau_{-1} = 165$  МПа).

Радиальная сила  $F_r = 1200$  N, окружная сила  $F_t = 3400$  N,  
осевая сила  $F_a = 400$  N.

Диаметр делительной окружности  $d_2 = 235$  mm.

Расстояние между подшипниками  $l = 130$  mm.

Передаваемый крутящий момент  $M_T = F_t \frac{d_2}{2} = 3400 \frac{0,235}{2} \approx 400$  Nm.

Сосредоточенный изгибающий момент  $M = F_a \frac{d_2}{2} = 400 \frac{0,235}{2} = 47$  Nm.

**Проектный расчёт****Минимальный диаметр вала**

$$d_{\min} \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 400}{3,14 \cdot 30 \cdot 10^6}} \approx 0,041 \text{ m},$$

где  $T = M_T$ .

Примем  $d_{\min} = 40 \text{ mm}$ .

Диаметр шипа  $d_t = 45 \text{ mm}$ .

Диаметр части вала, соединяемой со ступицей колеса  $d_r = 50 \text{ mm}$ .

Остальные диаметры примем конструктивно.

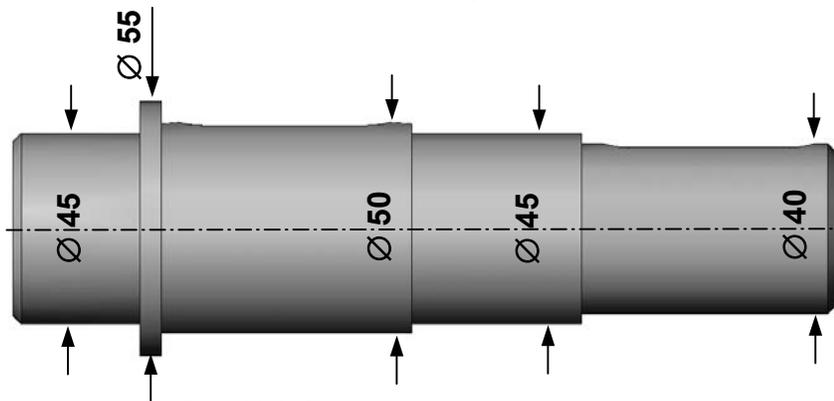


Рис 12.2. Диаметры вала.

**Определение реакций связей.**

$$\sum M_{Ay} = 0$$

$$-R_{By}l + F_r \frac{l}{2} + M = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_r \frac{l}{2} + M}{l} = \frac{1200 \cdot 0,065 + 47}{0,13} \approx 962 \text{ N.}$$

$$\sum M_{By} = 0$$

$$R_{Ay}l - F_r \frac{l}{2} + M = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{F_r \frac{l}{2} - M}{l} = \frac{1200 \cdot 0,065 - 47}{0,13} \approx 238 \text{ N.}$$

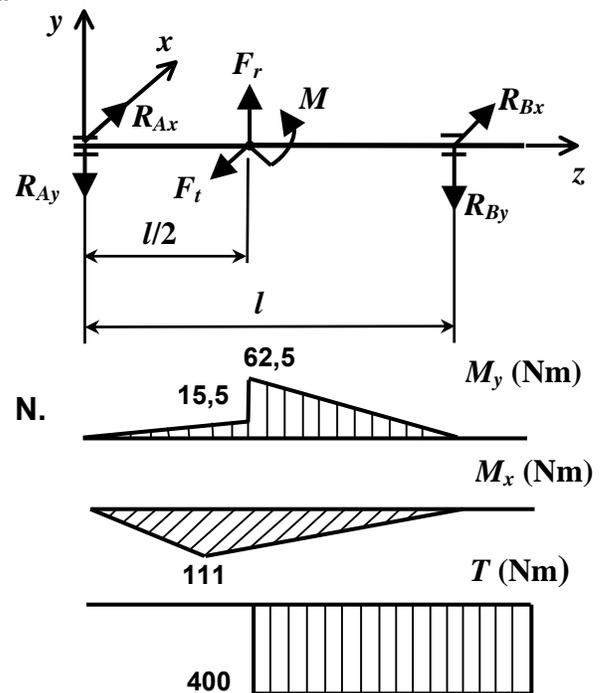


Рис 12.3. Эпюры моментов.

$$\sum m_{Ax} = 0$$

$$R_{Bx}l - F_t \frac{l}{2} = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{F_t \frac{l}{2}}{l} = \frac{3400 \cdot 0,065}{0,13} \approx 1700 \text{ N.}$$

$$\sum m_{Bx} = 0$$

$$-R_{Ax}l + F_t \frac{l}{2} = 0$$

$$R_{Ax} = \frac{F_t \frac{l}{2}}{l} = \frac{3400 \cdot 0,065}{0,13} \approx 1700 \text{ N.}$$

**Составим эпюры изгибающих моментов**

$$M_{y1} = -R_{Ay} \cdot \frac{l}{2} = -238 \cdot 0,065 \approx -15,5 \text{ Nm}$$

$$M_{y2} = -R_{Ay} \cdot \frac{l}{2} - M = -238 \cdot 0,065 - 47 \approx -62,5 \text{ Nm}$$

$$M_x = R_{Ax} \cdot \frac{l}{2} = 1700 \cdot 0,065 \approx 111 \text{ Nm.}$$

**Эквивалентный момент (IV теория прочности) в опасном сечении**

$$M_{ekv}^{IV} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75T^2} = \sqrt{111^2 + 62,5^2 + 0,75 \cdot 400^2} \approx 369 \text{ Nm.}$$

**Эквивалентное напряжение**

$$\sigma_{ekv}^{IV} = \frac{M_{ekv}^{IV}}{W} + \frac{F_a}{A} = \frac{32M_{ekv}^{IV}}{\pi \cdot d_r^3} + \frac{4F_a}{\pi \cdot d_r^2} = \frac{32 \cdot 369}{3,14 \cdot 0,05^3} + \frac{4 \cdot 400}{3,14 \cdot 0,05^2} \approx 30 \text{ МПа} <$$

$$< [\sigma] = \frac{R_{eH}}{S} = \frac{370}{1,5} \approx 247 \text{ МПа}$$

**Проверочный расчёт**

Концентратором напряжений является шпоночный паз, размеры которого выбираются согласно диаметра вала [1, 2]. Смю также Приложение.

Поскольку  $d_r = 50 \text{ mm}$ , то размеры шпонки  $b = 14 \text{ mm}$  и  $t_1 = 5,5 \text{ mm}$ .

Эффективный коэффициент концентрации напряжений  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  получим из таблицы 1 и коэффициент, учитывающий масштабный фактор  $K_{d\sigma}$  и  $K_{d\tau}$  – из таблицы 2

Коэффициент чистоты поверхности  $K_F = 0,97 \dots 0,90$ . Эмпирические коэффициенты  $\psi_\tau = 0,1$  – для легированных и углеродистых сталей и  $\psi_\sigma = 0,25 \dots 0,3$  – для легированных сталей и  $\psi_\sigma = 0,2$  – для углеродистых сталей.

Таким образом  $K_\sigma = 1,6$ ;  $K_\tau = 1,5$ ;  $K_{d\sigma} = 0,82$ ;  $K_{d\tau} = 0,7$ ;  $K_F = 0,95$ ;  $\psi_\tau = 0,1$ ;  $\psi_\sigma = 0,2$ .

Запас прочности на изгиб

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_F K_{d\sigma}} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m},$$

где амплитудное напряжение

$$\sigma_a = \frac{M}{W} = \frac{32\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{\pi d^3} = \frac{32\sqrt{111^2 + 62,5^2}}{3,14 \cdot 0,05^3} \approx 10,4 \text{ МПа}$$

и среднее напряжение  $\sigma_m = 0$ .

$$\text{Тогда } S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_F K_{d\sigma}} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{275}{\frac{1,6}{0,95 \cdot 0,82} \cdot 10,4 + 0,2 \cdot 0} \approx 12,9$$

Запас прочности на кручение

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_F K_{d\tau}} \tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

где среднее и амплитудное напряжения

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_p} = \frac{16T}{2\pi d^3} = \frac{16 \cdot 400}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,05^3} \approx 8,2 \text{ МПа}$$

$$\text{Тогда } S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_F K_{d\tau}} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{165}{\frac{1,5}{0,95 \cdot 0,7} \cdot 8,2 + 0,1 \cdot 8,2} \approx 8,5$$

Таким образом общий коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{12,9 \cdot 8,5}{\sqrt{12,9^2 + 8,5^2}} \approx 7,1$$

Принимая во внимание необходимую жёсткость вала общий коэффициент запаса прочности должен быть в пределах  $[S] = 2,5 \dots 3$ . Таким образом усталостная прочность вала обеспечена, но вал существенно недогружен. Для исправления этого можно уменьшить диаметр вала и длину ступицы.

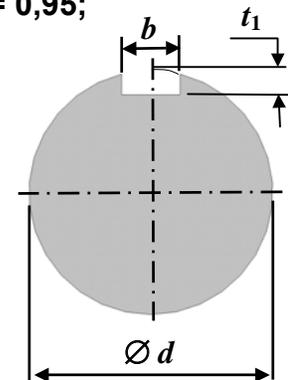


Рис 12.4. Поперечное сечение вала.

### Использованная литература

1. Strizak V. Lahtivõetavad liited. Tln., Valgus, 1984.
2. Masinaehitaja käsiraamat, köide II. Koost. H. Lepikson. Tln., Valgus, 1971

**Приложение****Таблица 1. Коэф. Концентрации напряжений  $K_\sigma$  и  $K_\tau$** 

	$R_m, \text{MPa}$				
	600	700	800	900	1000
$K_\sigma$	1,6	1,75	1,8	1,9	2,0
$K_\tau$	1,5	1,6	1,7	1,9	2,1

**Таблица 2. Масштабные коэффициенты  $K_{d\sigma}$  и  $K_{d\tau}$** 

сталь		диаметр вала $d, \text{mm}$						
		20	30	40	50	70	100	120
углерод- истая	$K_{d\sigma}$	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	$K_{d\tau}$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
легиро- ванная	$K_{d\sigma}$ ja $K_{d\tau}$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52