РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

КРАНЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ
ВАЛЫ И ОСИ
МЕТОДЫ РАСЧЕТА

РТМ 24.090.12-76

Издание официальное

gost.e-ecolog.ru

РАЗРАБОТАН Всесоюзным научно-исследовательским и проектно-конструкторским институтом подъемно-транспортного машиностроения, погрузочно-разгрузочного и складского оборудования и контейнеров (ВНИИПТмаш)

Директор А. Х. Комашенко
Заведующий отделом стандартизации А. С. Оболенский
Руководитель темы И. О. Спицына

Всесоюзным заочным политехническим институтом (ВЗПИ)

Проректор по научной работе В. А. Малиновский
Руководитель темы И. И. Ивашков
Руководитель и исполнитель В. И. Плавинский

ВНЕСЕН Всесоюзным научно-исследовательским и проектно-конструкторским институтом подъемно-транспортного машиностроения, погрузочно-разгрузочного и складского оборудования и контейнеров (ВНИИПТмаш)

Директор А. Х. Комашенко

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Всесоюзным промышленным объединением "Союзподъемтрансмаш"

Главный инженер В. К. Пирогов

УТВЕРЖДЕН Министерством тяжелого и транспортного машиностроения

ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ РАСПОРЯЖЕНИЕМ Министерства тяжелого и транспортного машиностроения от 9 февраля 1976 г. № ГС-002/1086.

©Научно-исследовательский институт информации по тяжелому и транспортному машиностроению, 1978.

УДК 621.873.2 Группа Г86

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

КРАНЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ ВАЛЫ И ОСИ МЕТОДЫ РАСЧЁТА

РТМ 24.090.12-76

Вводится впервые

Распоряжением Министерства тяжелого и транспортного машиностроения от 9 февраля 1976 г. № ГС-002/1086 данный руководящий технический материал утвержден в качестве рекомендуемого.

Настоящий РТМ распространяется на валы и оси грузоподъемных кранов и содержит методы их расчета.

1. ИСХОДНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Валы и оси рассчитываются на прочность; выносливость; жесткость.

1.2. За исходную расчетную нагрузку валов и осей принимают:

в расчете на прочность – наибольшую (пиковую) нагрузку (момент), возникающую в механизме однократно за срок службы крана в рабочем или нерабочем состояниях;

на выносливость – эквивалентную нагрузку;

на жесткость – нормативную нагрузку в условиях нормальной эксплуатации крана (РТМ 24.090.26-77 "Краны грузоподъемные. Основные положения").

1.3. Указания по определению значений нагрузок приведены в РТМ 24.090.27-77 "Краны грузоподъемные. Расчетные нагрузки" и в РТМ по расчету конкретных механизмов кранов.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ

Напряжения в расчетных сечениях валов и осей определять по формулам:

Издание официальное № 74045311 Перепечатка воспрещена

нормальные, от изгибающего момента и осевой силы

$$\sigma = \frac{M_и}{W} + \frac{P}{F} \qquad \text{кгс/см}^2; \qquad (1)$$

касательные, от крутящего момента

$$\tau = \frac{M}{W_K} \qquad \text{кгс/см}^2, \qquad (2)$$

где $M_и$ и M – соответственно моменты изгиба и кручения в рассчитываемом сечении, кгс • см;

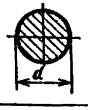
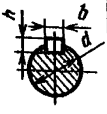
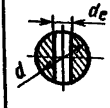
P – осевая сила в рассматриваемом сечении, кгс,

W, W_K – момент сопротивления сечения при изгибе или кручении, см^3;

F – площадь поперечного сечения, см^2.

Таблица 1

Формулы для определения моментов сопротивления и площадей

Поперечное сечение	W, см^3	W_K, см^3	F, см^2
	$\frac{\pi d^3}{32} \approx 0{,}1d^3$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx 0{,}2d^3$	$\frac{\pi d^2}{4} \approx 0{,}785d^2$
	$\frac{\pi(d_н^4 - d_в^4)}{32 d_н} \approx$ $\approx 0{,}1\frac{d_н^4 - d_в^4}{d_н}$	$\frac{\pi(d_н^4 - d_в^4)}{16 d_н} \approx$ $\approx 0{,}2\frac{d_н^4 - d_в^4}{d_н}$	$\frac{\pi(d_н^2 - d_в^2)}{4} \approx$ $\approx 0{,}785(d_н^2 - d_в^2)$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d} \approx$ $\approx 0{,}09d^3$ *	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d} \approx$ $\approx 0{,}75d^3$	$\frac{\pi d^2}{4} - \frac{bh}{2} \approx$ $\approx 0{,}75d^2$
	$\approx 0{,}1d^3e$	$\approx 0{,}2d^3e_K$	$\approx 0{,}785d^2e_F$

* Для диаметров валов d = 40–200 мм.

В табл. 1 приведены вспомогательные формулы для определения моментов сопротивления и площадей типовых сечений валов и осей, а в табл. 2 – значения поправочных коэффициентов, входящих в эти формулы.

Таблица 2

Значения поправочных коэффициентов e для валов с отверстием

Вал с отверстием			
d_0/d	e	e_K	e_F
0,00	1,000	1,000	1,000
0,05	0,925	0,964	0,936
0,10	0,850	0,926	0,873
0,15	0,775	0,884	0,809
0,20	0,700	0,840	0,450
0,25	0,625	0,791	0,662
0,30	0,550	0,740	0,618
0,35	0,475	0,686	0,555
0,40	0,400	0,630	0,490
0,45	0,330	0,573	0,426
0,50	0,270	0,515	0,364
0,55	0,215	0,458	0,300
0,60	0,170	0,400	0,235

3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет заключается в определении коэффициента запаса прочности по пределу текучести

Коэффициент запаса прочности n_T равняется

по нормальным напряжениям

$$n_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma} \geq [n_T]; \qquad (3)$$

по касательным напряжениям

$$n_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau} \geq [n_T]; \qquad (4)$$

при совместном действии нормальных и касательных напряжений

$$n = \frac{n_{T\sigma}\, n_{T\tau}}{\sqrt{n_{T\sigma}^2 + n_{T\tau}^2}} \geq [n_T], \qquad (5)$$

где σ и τ – нормальные и касательные напряжения в рассчитываемых сечениях, кгс/см^2 (см. п.1.2 и формулы (1) и (2),

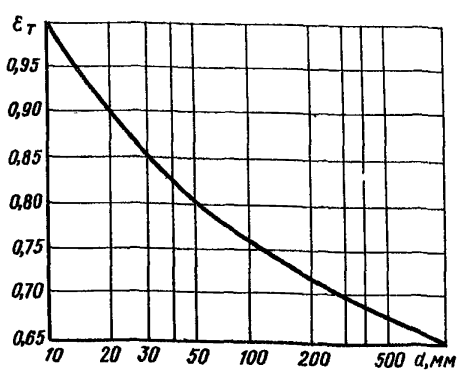
σ_T и τ_T – предел текучести материалов валов при растяжении и кручении с учетом их размеров, кгс/см^2.

При отсутствии подобных данных $\sigma_T = \sigma'_T\, \varepsilon_T$ и $\tau_T = \tau'_T\, \varepsilon_T$, где σ'_T и τ'_T – предел текучести образцов,

ε_T – масштабный коэффициент, определяемый по графику (черт. 1),

$[n_T]$ – наименьший допустимый коэффициент запаса прочности по пределу текучести (табл. 3).

График масштабного коэффициента



Черт 1

Таблица 3

Коэффициент запаса прочности $[n_т]$

Механизмы	Область применения	Режимы при рабочем состоянии крана				Нерабочее состояние
		Легкий (1,2)	Средний (2,3)	Тяжелый (4,5)	Весьма тяжелый (6)	
Подъема	Краны с ручным приводом	-				1,1
	Краны с машинным приводом крюковые	1,3	1,4	1,6	1,7	1,2
	грейферные, магнитные и мульдомагнитные	-	1,3	1,4	1,6	1,1
	транспортирующие горячий металл	-	1,7	1,8	2,0	1,3
Передвижения	Все краны	1,2	1,3	1,4	1,6	1,1
Поворота	Краны портальные и плавучие	-	1,3	1,4	1,6	1,1
Изменения вылета	Краны портальные и плавучие	-	1,5	1,7	1,8	1,3
Все механизмы (кроме подъема)	Краны с ручным приводом	-				1,2
Буферные устройства	Все краны	-				1,2

Примечание. В скобках указаны примерные режимные группы по РС 5138-75 "Техника безопасности Краны грузоподъемные Классификация режимов работы механизмов"

4. РАСЧЕТ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

4.1. Расчет на выносливость заключается в определении коэффициента запаса прочности n по пределу выносливости для опасного сечения вала (пример расчета приведен в приложении справочном настоящего РТМ).

4 2. Для оценки степени напряженности различных сечений вала рекомендуется формула

$$\sigma = \frac{K\sqrt{M_и^2 + M^2}}{W} \quad \text{кгс/см}^2, \qquad (6)$$

где $M_и$ и M – изгибающий и крутящий моменты в данном сечении, кгс · см (см. п. 1.2),

K – среднее значение коэффициента концентрации, характерное для данного сечения.

В этом случае величину коэффициента концентрации принимают.

для шпоночных канавок – 2,0,

для шлицов прямоугольных – 2,5,

для шлицов эвольвентных и валов шестерен – 1,7,

для мест установки ступицы или кольца подшипника по посадке·

прессовой – 3,0,

скользящей – 2,0,

для галтелей при $r/d > 0,1$ – 1,6,

для поперечных отверстий и галтелей при $r/d \approx 0,02 - 2,1$.

4.3. Коэффициент запаса прочности по выносливости

$$n = \frac{n_\sigma \; n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n], \qquad (7)$$

где n_σ, n_τ – коэффициенты запаса прочности по выносливости при изгибе и кручении (по формулам (8а), (8б) и (9),

$[n]$ – наименьший допустимый коэффициент запаса прочности по выносливости (табл. 4).

4.4. При симметричном цикле изменения напряжений

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K'_\sigma}{\beta\varepsilon_\sigma}\,\sigma_{aE}}; \qquad (8а)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K'_\tau}{\beta\varepsilon_\tau}\,\tau_{aE}}; \qquad (9а)$$

Таблица 4

Коэффициент запаса прочности $[n]$

Механизмы	Область применения	Режим работы механизма			
		Легкий (1,2)	Средний (2,3)	Тяжелый (4,5)	Весьма тяжелый (6)
Подъема	Краны с ручным приводом	1,3			
	Краны с машинным приводом крюковые	1,4	1,6	1,7	1,9
	грейферные и магнитные	-	1,5	1,6	1,7
	транспортирующие горячий металл	-	1,8	2,0	2,2
Передвижения	Все краны	1,3	1,4	1,6	1,7
Поворота	Краны портальные и плавучие	-	1,5	1,6	1,7
Изменения вылета	Краны портальные и плавучие	-	1,7	1,8	2,0
Все механизмы (кроме подъема)	Краны с ручным приводом	1,1			

Примечание. См. примечание к табл. 3

при пульсирующем цикле изменения напряжений

$$n_\sigma = \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_{aE}(K'_\sigma/\beta\varepsilon_\sigma + \psi_\sigma)}; \qquad (8б)$$

$$n_\tau = \frac{2\tau_{-1}}{\tau_{aE}(K'_\tau/\beta\varepsilon_\tau + \psi_\tau)}, \qquad (9б)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала при изгибе и кручении при симметричном цикле изменения напряжений, кгс/см^2;

σ_{aE} и τ_{aE} – амплитуды нормальных и касательных напряжений, определенные по эквивалентным нагрузкам (см. РТМ 24.090.14-76 "Краны мостовые. Эквивалентные нагрузки. Метод расчета"),

В запас прочности можно также принимать $\sigma_{aE} = \sigma_{max}$ $\tau_{aE} = \tau_{max}$, где σ_{max}, τ_{max} – напряжения в сечении от действия нормативной нагрузки в нормальных условиях эксплуатации (см. РТМ 24.090.27-77 "Краны грузоподъемные. Расчетные нагрузки").

K'_σ и K'_τ – коэффициенты концентрации для рассчитываемого сечения вала,

$$K'_\sigma = K^0_\sigma + K^n_\sigma - 1;$$

$$K'_\tau = K^0_\tau + K^n_\tau - 1,$$

где K^0_σ и K^0_τ – эффективные коэффициенты концентрации, определяемые по черт. 2–5 и табл. 5 и 6;

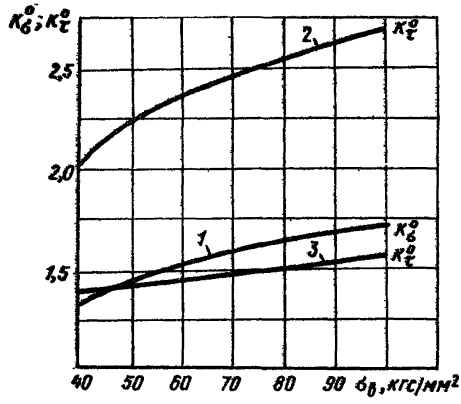
$K^n_\sigma \approx K^n_\tau$ – коэффициент состояния поверхности, учитывающий влияние обработки поверхности на величину предела выносливости, его величина приведена в табл. 7. При наличии технологического упрочнения поверхности вала K^n_σ и K^n_τ принимаются равными – 1,0;

ε_σ и ε_τ – масштабные факторы при изгибе и кручении, определяемые по черт. 7;

β – коэффициент упрочнения, учитывающий повышение предела выносливости валов. При различных видах поверхностного упрочнения (закалка с нагревом ТВЧ, дробеструйный наклеп, накатка роликом и др.) $\beta = 1,6$; для валов без упрочнения $\beta = 1$;

ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты, оценивающие чувствительность материала к асимметрии цикла, определяемые по табл. 8.

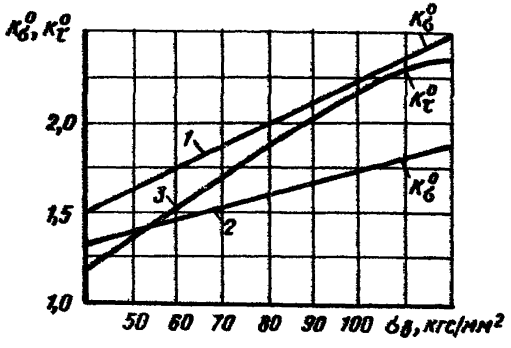
Значения K_σ^0 и K_τ^0 для шлицев



1 – K_σ^0 для прямобочных и эвольвентных, 2 – K_τ^0 для прямобочных, 3 – K_τ^0 для эвольвентных шлицев

Черт. 2

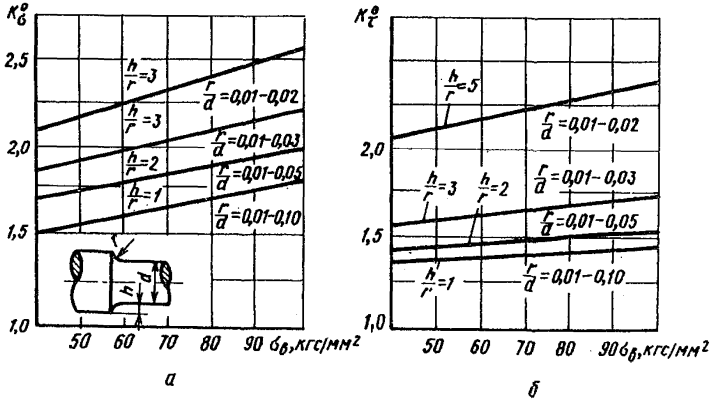
Значения K_σ^0 и K_τ^0 в шпоночной канавке



1 – K_σ^0 обработано пальцевой фрезой; 2 – K_σ^0 обработано дисковой фрезой, 3 – K_τ^0 обработано пальцевой и дисковой фрезой

Черт. 3

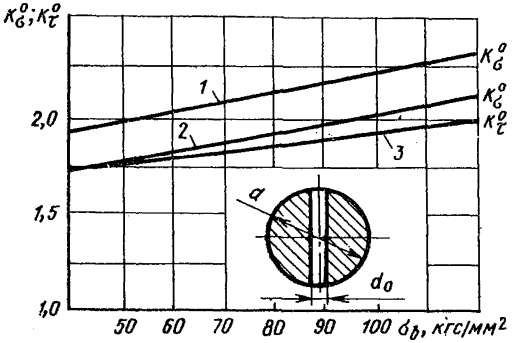
Значения K_σ^o и K_τ^o в галтели



а – при изгибе; б – при кручении

Черт. 4

Значения K_σ^o и K_τ^o в поперечном отверстии



1 – K_σ^o при d_0/d = 0,05–0,15; 2 – K_σ^o при d_0/d = 0,15–0,2; 3 – K_τ^o

Черт. 5

Таблица 5

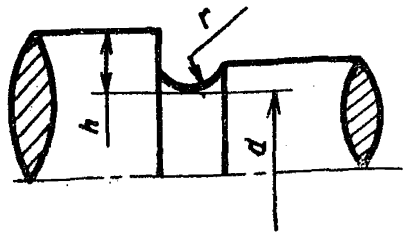
Значения K_σ^0 и K_τ^0 для выточки (черт. 6)

$\sigma_в$, кгс/мм^2	h/r								
	0,5					1,0			
	r/d								
	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05
	K_σ^0 (изгиб)								
40	1,9	1,8	1,7	1,6	1,4	2,1	2,0	1,9	1,8
60	2,0	1,9	1,8	1,7	1,5	2,2	2,1	2,0	1,9
80	2,1	2,0	1,9	1,8	1,6	2,3	2,2	2,1	2,0
100	2,2	2,1	2,0	1,9	1,7	2,4	2,35	2,25	2,15
120	2,3	2,2	2,1	2,0	1,7	2,6	2,5	2,4	2,3

Продолжение табл. 5

$\sigma_в$, кгс/мм^2	h/r									
	2,0			3,0		от 0,5 до 3				
	r/d									
	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10
	K_σ^0 (изгиб)					K_τ^0 (кручение)				
40	2,3	2,2	2,1	2,1	2,3	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2
60	2,4	2,3	2,2	2,6	2,4	1,8	1,7	1,6	1,5	1,2
80	2,6	2,45	2,95	2,7	2,6	2,0	1,9	1,75	1,6	1,3
100	2,7	2,6	2,5	2,9	2,7	2,2	2,0	1,9	1,7	1,3
120	2,8	2,7	2,6	3,1	2,8	2,6	3,2	2,1	1,8	1,4

Примечание. Для промежуточных значений $\sigma_в$ величины K_σ^0 и K_τ^0 определяют интерполяцией.



Черт. 6

Таблица 6

Значения $\frac{K_\sigma^\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ и $\frac{K_\tau^\sigma}{\varepsilon_\tau}$ для валов с посаженными деталями

Диаметр вала, мм	Посадка	$\sigma_в$, кгс/мм^2							
		40	50	60	70	80	90	100	120
		$K_\sigma^\sigma/\varepsilon_\sigma$ (для изгиба)							
30	Пр	2,25	2,50	2,75	3,00	3,25	3,50	3,75	4,25
	Н	1,70	1,80	2,10	2,25	2,40	2,60	2,80	3,20
	С	1,50	1,60	1,80	1,95	2,10	2,30	2,40	2,80
50	Пр	2,75	3,05	3,40	3,70	4,00	4,30	4,60	3,20
	Н	2,10	2,30	2,50	2,75	3,00	3,20	3,45	3,90
	С	1,80	2,00	2,20	2,40	2,60	2,80	3,00	3,40
100 и более	Пр	2,95	3,30	3,60	3,90	4,25	4,60	4,90	5,60
	Н	2,20	2,50	2,70	2,95	3,20	3,50	4,00	4,20
	С	1,90	2,10	2,30	2,60	2,80	3,00	3,20	3,60

Продолжение табл. 6

Диаметр вала, мм	Посадка	$\sigma_в$, кгс/мм^2							
		40	50	60	70	80	90	100	120
		$K_\tau^\sigma/\varepsilon_\tau$ (для кручения)							
30	Пр	1,75	1,90	2,05	2,20	2,35	2,50	2,65	2,95
	Н	1,40	1,50	1,60	1,75	1,90	2,00	2,10	2,30
	С	1,30	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,10
50	Пр	2,05	2,20	2,50	2,60	2,80	3,10	3,30	3,60
	Н	1,60	1,90	2,00	2,15	2,30	2,40	2,60	2,70
	С	1,50	1,60	1,70	1,80	1,95	2,10	2,20	2,40
100 и более	Пр	2,20	2,40	2,60	2,80	2,95	3,20	3,30	3,80
	Н	1,70	1,90	2,00	2,20	2,30	2,50	2,80	2,90
	С	1,55	1,70	1,80	1,90	2,10	2,20	2,40	2,60

Примечания: 1. Значения $\frac{K_\sigma^\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ и $\frac{K_\tau^\sigma}{\varepsilon_\tau}$ для мест посадки колец подшипников качения следует принимать по графе, соответствующей посадке Пр.

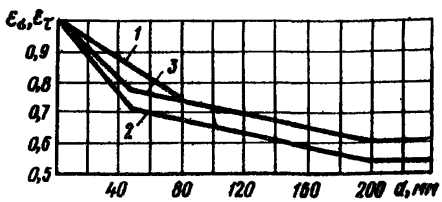
2. Значения $\frac{K_\sigma^\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ и $\frac{K_\tau^\sigma}{\varepsilon_\tau}$ для промежуточных величин диаметров валов определяют линейной интерполяцией.

Таблица 7

Значения K_{σ}^{n} (K_{τ}^{n})

Вид обработки	$\sigma_в$, кгс/мм^2		
	40	80	120
Шлифование	1,00	1,00	1,00
Обточка	1,05	1,10	1,25
Обдирка	1,20	1,25	1,50
Необработанная поверхность	1,30	1,50	2,20

Значения ε_{σ} и ε_{τ}



1 – ε_{σ} для углеродистых сталей, 2 – ε_{σ} для легированных сталей, 3 – ε_{σ} для всех сталей

Черт. 7

Таблица 8

Значения φ_{σ} и φ_{τ}

$\sigma_в$, кгс/мм^2	35-55	52-75	70-100	100-120
φ_{σ} (изгиб)	0	0,05	0,10	0,2
φ_{τ} (кручение)	0	0,00	0,05	0,1

5. РАСЧЕТ ЖЕСТКОСТИ

5.1. Допустимая жесткость валов при изгибе определяется условиями нормальной работы зубчатых колес, подшипников и других деталей, расположенных на валу.

5 2. Максимальный прогиб валов, несущих зубчатые колеса, не должен превышать 0,0002–0,0003 расстояния между опорами.

5.3. Угол взаимного наклона валов под шестернями должен быть меньше 0,001 рад.

5.4 Наибольший угол наклона вала в подшипнике скольжения – 0,001, в радиальном шариковом подшипнике – 0,01, сферическом – 0,05 рад.

5.5. В трансмиссионных валах механизмов передвижения мостовых кранов углы закручивания составляют 15 –20′ на 1 м длины.

5.6. Прогибы, углы наклона упругой линии, углы закручивания валов определяются методами сопротивления материала.

Приложение
Справочное

ПРИМЕР РАСЧЕТА НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Проверить на выносливость промежуточный вал редуктора, механизма передвижения, изображенный на черт. 1 приложения.

Наибольший крутящий момент, передаваемый шестерней $M = 110$ кгс·м.

Эквивалентный момент (см. РТМ 24.090.14-76 "Эквивалентные нагрузки") $M_{экв} = \kappa_д M = 0{,}75M$ кгс·м ($\kappa_д$ – коэффициент долговечности).

Напряжение в сечениях вала от изгиба и кручения изменяются по симметричному циклу.

Материал вала – сталь 40ХН, улучшенная, $\sigma_{-1}=44$ кгс/мм^2, $\tau_{-1}= 25$ кгс/мм^2.

Режим работы механизма легкий.

Расчетная схема вала и величины действующих нагрузок указаны на черт. 2 приложения. Величина крутящего момента составляет 110 кгс·м.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ

Расположение расчетных сечений указано на черт. 1 приложения.

Схемы нагружения вала в вертикальной и горизонтальной плоскостях и эпюры изгибающих моментов приведены на черт. 2 приложения.

Суммарные изгибающие моменты

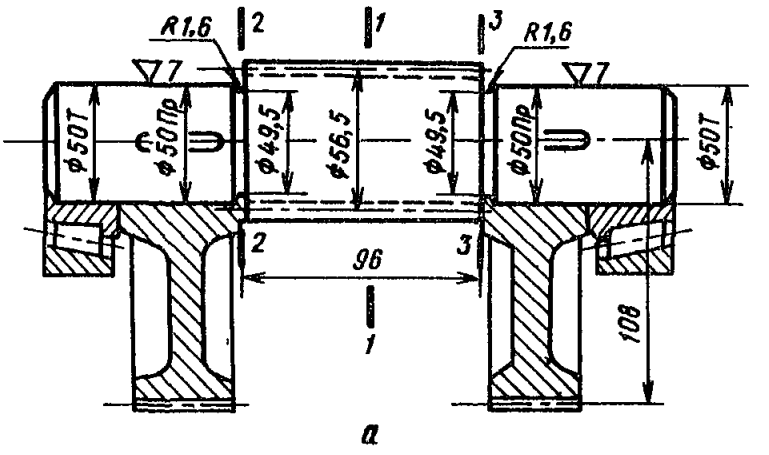
Сечение 1-1 $M_1=\sqrt{(M^в)^2+(M^г)^2} = \sqrt{23000^2 + 4800^2} \approx$ ≈ 23000 кгс·см.

Сечение 2-2 $M_2 = \sqrt{(M^в_2)^2 + (M^г_2)^2} = \sqrt{13600^2 + 0} =$ $= 13600$ кгс·см.

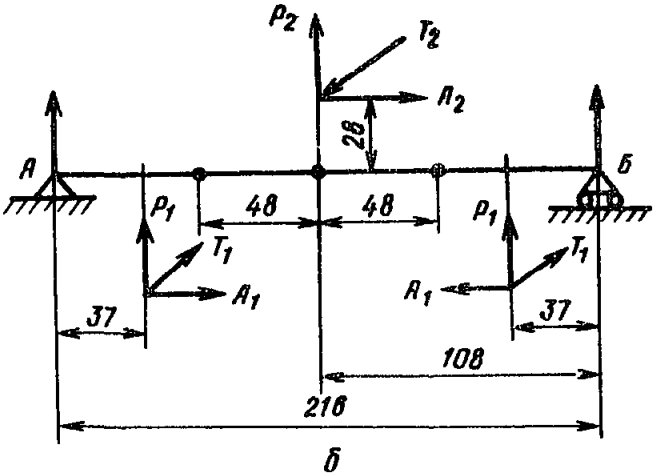
Сечение 3-3 $M_3 = \sqrt{(M^в_3)^2 + (M^г_3)^2} = \sqrt{13600^2 + 830^2} \approx$ ≈ 13600 кгс·см.

Эпюра крутящих моментов приведена на черт. 1, в приложения.

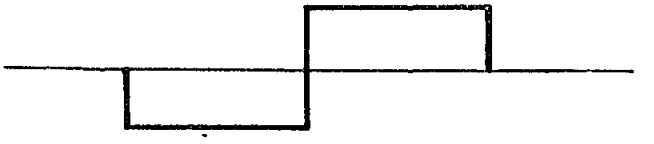
Схема нагружения вала



а



б



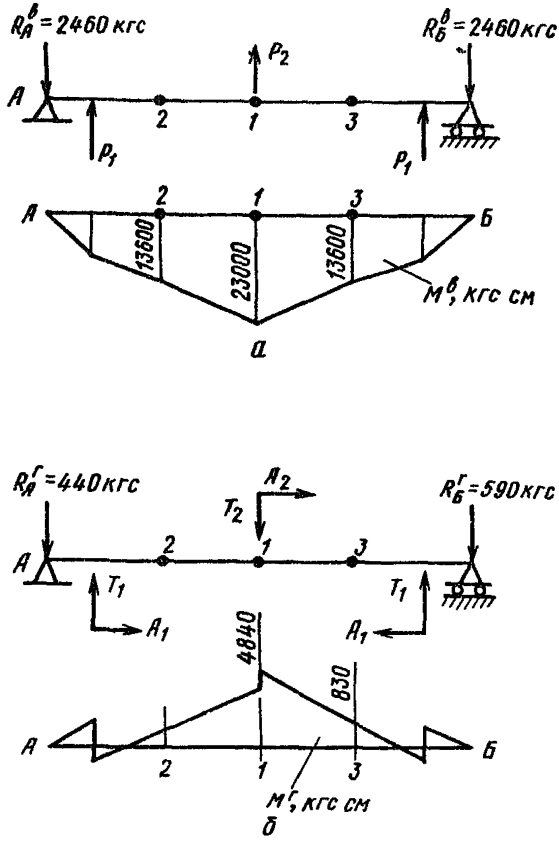
в

а – эскиз вала, б – расчетная схема, в – эпюра крутящих моментов

P_1 = 510 кгс, P_2 = 3900 кгс, T_1 = 210 кгс, T_2 = 1150 кгс, A_1 = 290 кгс, A_2 = 550 кгс

Черт 1

Схемы нагружения вала и эпюры изгибающих моментов



а – вертикальная плоскость, б – горизонтальная плоскость

Черт 2

РАСЧЕТ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Определение напряжений для нахождения опасного сечения по формуле (6)

$$\sigma = \frac{K\sqrt{M_и^2 + M^2}}{W},$$

В сечении 1-1 (шестерня) $K = 1,7$

$$\sigma = \frac{1,7\sqrt{23000^2 + 11000^2}}{18} = 2400 \text{ кгс/см}^2.$$

В сечениях 2–2 и 3–3 (галтель) $K = 2,1$

$$\sigma = \frac{2,1\sqrt{13600^2 + 11000^2}}{12,5} \approx 2890 \text{ кгс/см}^2.$$

Опасными являются сечения 2–2 и 3–3. Для этих сечений (черт. 1, 2 приложения) $W = 12,5$ см^3, $W_K = 25$ см^3, $(M_и)_{max} = 13600$ кгс·см, $(M)_{max} = 5500$ кгс·см (черт.1,в приложения), $\sigma_{max} = \frac{13600}{12,5} = 1100$ кгс/см^2; $\tau_{max} = \frac{5500}{25} = 220$ кгс/см^2.

Коэффициент запаса прочности по пределу выносливости определяется по формуле (7).

$$n = \frac{n_\sigma \; n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n].$$

Для симметричного цикла изменения напряжений

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K'_\sigma}{\beta\varepsilon_\sigma}\sigma_{aE}}; \qquad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K'_\tau}{\beta\varepsilon_\tau}\tau_{aE}}.$$

В опасном сечении 3–3 имеют место два концентратора напряжения. выточки и прессовая посадка.

Для выточки $\frac{h}{r} = \frac{1,6}{3} = 0,5$, $\frac{r}{d} = \frac{6}{49,5} = 0,01$. По табл.5 находим (при $\sigma_в > 90$ кгс/см^2) $K_\sigma^0 = 2,15$, $K_\tau^0 = 2,1$. По табл 7 $K_\sigma^n = K_\tau^n = 1,05$.

$$K'_\sigma = 2,15 + 1,05 - 1 = 2,2,$$

$$K'_\tau = 2,1 + 1,05 - 1 = 2,15.$$

По черт. 7 (при $d = 50$ мм) $\varepsilon_\sigma = 0,75$, $\varepsilon_\tau = 0,70$.

Для выточки $\frac{K'_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = \frac{2,2}{0,75} \approx 2,94$; $\frac{K'_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{2,15}{0,70} \approx 3,07$.

Для прессовой посадки по табл. 6 (при $d = 50$ мм) $\frac{K_\sigma^0}{\varepsilon_\sigma} = 4,3$, $\frac{K_\tau^0}{\varepsilon_\tau} = 3,1$, $\frac{K_\sigma^n - 1}{\varepsilon_\sigma} = \frac{1,05-1}{0,75} \approx 0,07$; $\frac{K_\tau^n - 1}{\varepsilon_\tau} = \frac{1,05-1}{0,70} \approx 0,070$.

Для прессовой посадки

$\frac{K'_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 4,3 + 0,070 = 4,370$; $\frac{K'_\tau}{\varepsilon_\tau} = 3,1 + 0,07 = 3,170$.

При определении запасов прочности n_σ и n_τ в расчете принимаем коэффициенты концентрации для прессовой посадки $\beta = 1$ (упрочнение не предусмотрено).

$\sigma_{a\varepsilon} = \sigma_{max} K_д = 1100 \cdot 0,75 = 825$ кгс/см^2;

$\tau_{a\varepsilon} = \tau_{max} K_д = 220 \cdot 0,75 = 165$ кгс/см^2

($K_д$ – коэффициент долговечности).

$$n_\sigma = \frac{4400}{4,37 \cdot 825} = 1,22; \quad n_\tau = \frac{2500}{3,17 \cdot 165} = 4,8;$$

$$n = \frac{1,22 \cdot 4,8}{\sqrt{1,22^2 + 4,8^2}} = 1,18 < [n].$$

По табл. 4 коэффициент запаса прочности для механизма передвижения легкого режима работы $[n] = 1,3$.

Требуемый запас прочности не обеспечен.

Увеличение усталостной прочности вала в местах наибольшей концентрации напряжений можно достигнуть путем закалки после нагрева ТВЧ или дробеструйным наклепом.

При этом следует принять коэффициент $\beta = 1,6$.

Коэффициенты концентрации для рассчитываемых сечений несколько уменьшатся, поскольку при технологическом упрочнении поверхности K''_σ и K''_τ принимаются равными 1.

$$\frac{K'_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 4,3; \quad \frac{K'_\tau}{\varepsilon_\tau} = 3,1.$$

Тогда без учета изменения базового числа циклов

$$n_\sigma = \frac{4400 \cdot 1,6}{4,3 \cdot 825} = 1,98;$$

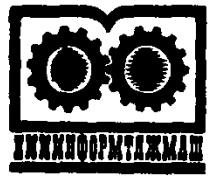
$$n_\tau = \frac{2500 \cdot 1,6}{3,1 \cdot 165} = 7,8;$$

$$n = \frac{1,98 \cdot 7,80}{1,98^2 + 7,8^2} = 1,9.$$

Коэффициент запаса прочности обеспечен.

Подп. к печ. 17/I-78 г. Формат 60x90 1/16
Печ. л 1,25 Уч.-изд. л 0,92 Тираж 375 экз.
Зак. инст. 145/77 Зак. тип. 29

НИИинформтяжмаш, 129835, Москва, ГСП-110, проспект Мира, 106
Отдел внедрения процессов микрофильмирования и оперативной печати
НИИинформтяжмаша



Заказ 145/77

gost.e-ecolog.ru