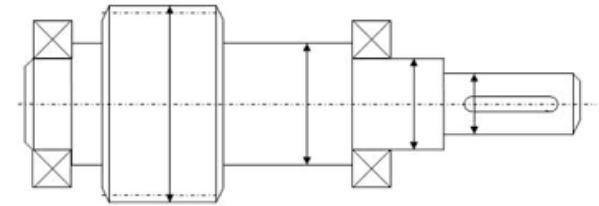


ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ
ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ



ДЕТАЛИ МАШИН,
ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
И ПОДЪЁМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

**Ч.1. ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ
КОНСТРУИРОВАНИЯ**

Расчёт вала редуктора

Методические указания и справочные
данные для самостоятельной работы

Новосибирск 2021

Кафедра теоретической и прикладной механики

Составитель: Л.Н. Ишутина

Рецензент: В.М. Гладченко

Детали машин, основы конструирования и подъёмно - транспортные машины. Ч.1. Детали машин и основы конструирования. Расчёт вала редуктора. Методические указания и справочные данные к самостоятельной работе / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженерн. Ин-т; сост. Л.Н. Ишутина – Новосибирск, 2021. – 25 с.

В методических указаниях представлены расчетные схемы валов, необходимые формулы и справочные данные для расчета.

Предназначены для студентов очной формы обучения специальности

35.03.06 Агроинженерия

Профили:

Технические системы в агробизнесе;

Технический сервис в агропромышленном комплексе; Машины и оборудование для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции

Утверждены и рекомендованы к изданию методическим советом Инженерного института (протокол №11 от 28.06.2022 г.).

© ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ
Инженерный институт, 2021

ВВЕДЕНИЕ

В одном из пунктов курсового проекта по данной дисциплине, необходимо рассчитать и спроектировать вал одноступенчатого редуктора.

В методическом указании представлены расчетные схемы валов, необходимые формулы и справочные данные для расчета.

РАСЧЕТ ВАЛА

Порядок расчёта

Расчет вала (ведущего или ведомого) любого типа редуктора рекомендуется проводить в определённой последовательности:

1. Выписываются исходные данные, полученные в результате расчета клиноременной (цепной) и зубчатой (червячной) передач.

Для расчёта ведущего вала цилиндрического редуктора необходимы следующие исходные данные (рис. 1):

- а) T_1 - крутящий момент на ведущем валу, $\text{Н} \cdot \text{мм}$;
- б) d_1 - делительный диаметр шестерни, мм;
- в) b_1 - ширина шестерни, мм;
- г) F - окружное усилие, Н;
- д) F_r - радиальное усилие, Н;
- е) F_a - осевое усилие, Н (для прямозубых и шевронных колёс не требуется);
- ж) F_k - усилие от клиноременной передачи (или от цепной передачи $F_{ц}$), Н;
- з) l_n - длина ступицы шкива клиноременной передачи (или длина ступицы звёздочки цепной передачи), мм.

Исходные данные для расчёта ведомого вала цилиндрического редуктора:

$T_2, d_2, b_2, F, F_r, F_a, l_c$ - длина ступицы полумуфты.

Исходные данные для расчёта ведущего вала конического редуктора (рис. 2): $T_1, b_1, F, F_{r1}, F_{a1}, F_{ц}$ - усилие от цепной (или клиноременной - F_k) передачи, l_c, d_{1c} - средний делительный диаметр шестерни.

Исходные данные для расчёта ведомого вала конического редуктора (рис. 2): $T_2, b_2, F, F_{r2}, F_{a2}, l_c$ - длина ступицы полумуфты, d_{2c} - средний делительный диаметр колеса.

Исходные данные для расчета вала червяка (рис. 3): $T_1, d_1, F_1, F_{r1}, F_{a1}, d_{ам2}$ - максимальный диаметр червячного колеса, l_c - длина ступицы полумуфты.

Исходные данные для расчёта вала червячного колеса (рис. 3): $T_2, d_2, F_2, F_{r2}, F_{a2}, d_{a1}, l_c$ - длина ступицы полумуфты.

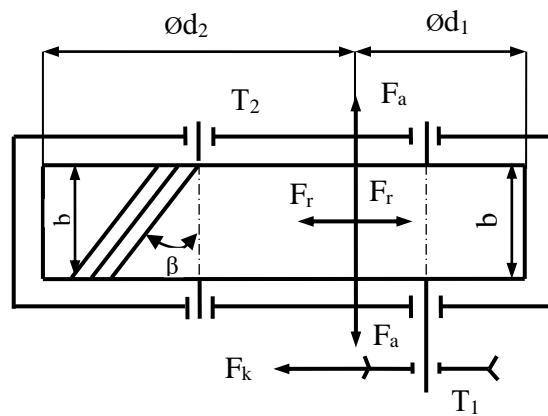


Рис. 1. Схема цилиндрического редуктора

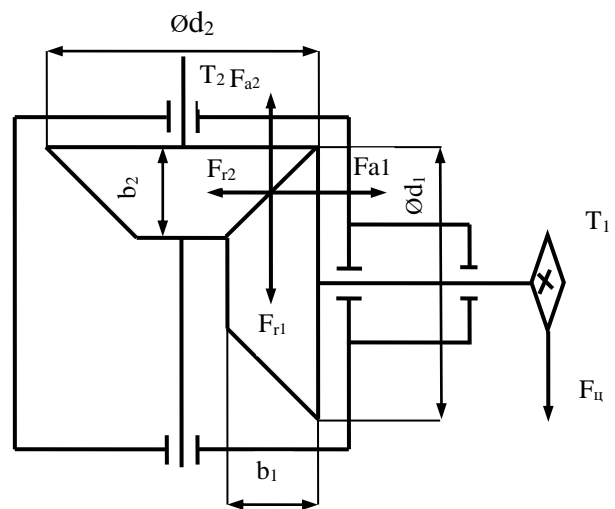


Рис. 2. Схема конического редуктора

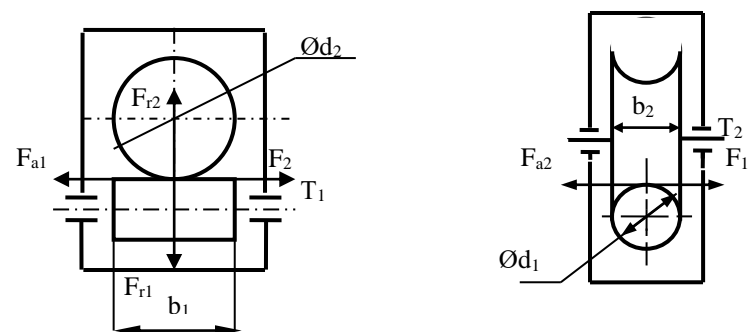


Рис. 3. Схема червячного редуктора

2. Выбирают материал для изготовления вала. Для валов редукторов рекомендуют стали 35, 40, 45 с нормализацией или стали 45, 40Х, 40ХН (для ответственных редукторов) с улучшением (таб. 1).

Таблица 1. Материалы для изготовления валов

Марка стали, термообработка	Нормализация			Улучшение		
	35	40	45	45	40Х	40ХН
Предел прочности σ_s , МПа	480	520	570	750	880	880

3. Проектируют форму вала и определяют длины его расчётных участков. На рисунках 4...7 представлены наиболее часто применяемые формы валов различных видов одноступенчатых редукторов. Валы (ведущий и ведомый) цилиндрических редукторов, а также вал червячного колеса червячного редуктора обычно имеют форму, показанную на рисунке 4, на рисунках 5 и 6 изображены рекомендуемые формы соответственно ве-

дущего и ведомого валов конического редуктора, а на рисунке 7 – вала червяка червячного редуктора.

Определяют длины расчётных участков вала.

Для валов (ведущего и ведомого) цилиндрических редукторов (рис. 4):

$$l_1 \approx l_c / 2 + (30 \dots 40) \text{ мм},$$

$$l_2 \approx b + (40 \dots 50) \text{ мм}.$$

Для вала червячного колеса червячного редуктора (рис. 4):

$$l_1 \approx l_c / 2 + (30 \dots 40) \text{ мм},$$

$$l_2 \approx d_{a1} + (40 \dots 50) \text{ мм},$$

где d_{a1} — диаметр окружности головок витков червяка, мм.

Для вала червяка червячного редуктора (рис. 7):

$$l_2 \approx l_c / 2 + (30 \dots 40) \text{ мм}.$$

$$l_1 \approx d_{am2} + (40 \dots 50) \text{ мм},$$

где d_{am2} — максимальный диаметр червячного колеса.

Для ведущего вала конического редуктора (рис. 5):

$$l_1 \approx b_1 / 2 + (30 \dots 40) \text{ мм},$$

$$l_2 \approx (80 \dots 100) \text{ мм},$$

$$l_3 \approx l_c / 2 + (30 \dots 40) \text{ мм}.$$

Для ведомого вала конического редуктора (рис. 6):

$$l_1 \approx b_2 / 2 + (20 \dots 30) \text{ мм},$$

$$l_2 \approx l_c / 2 + (30 \dots 40) \text{ мм},$$

$$l_3 \approx d_{a1} + (40 \dots 50) \text{ мм},$$

где d_{a1} — диаметр окружности головок зубьев шестерни.

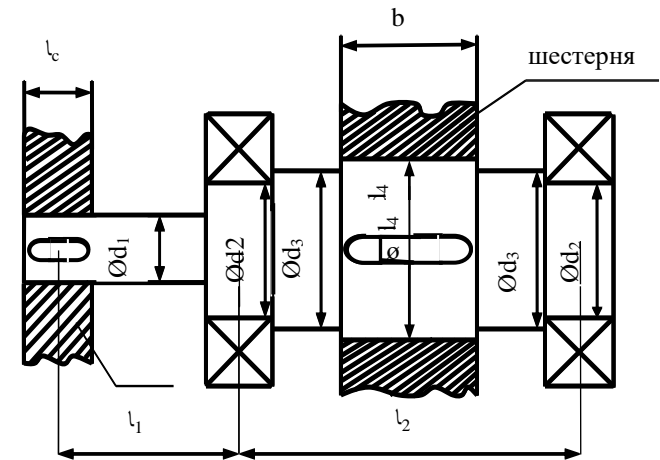


Рис. 4. Чертеж ведущего (ведомого) вала цилиндрического редуктора и ведомого вала червячного редуктора

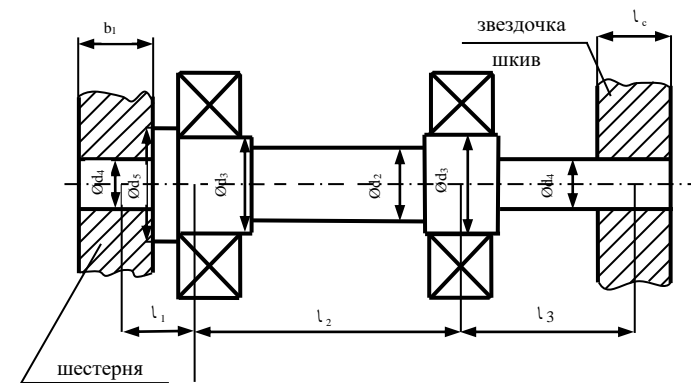


Рис. 5. Чертеж ведущего вала конического редуктора

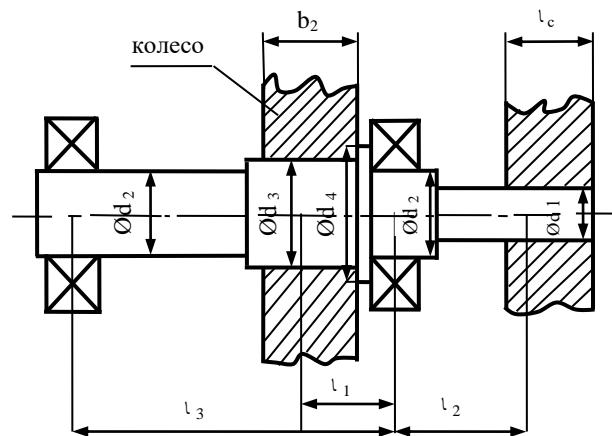


Рис. 6. Чертеж ведомого вала конического редуктора

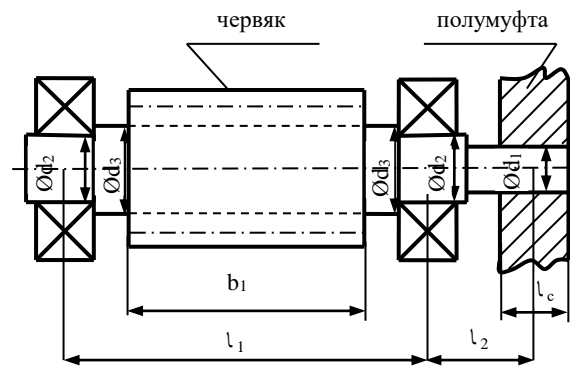


Рис. 7. Чертеж вала-червяка

4. Строят расчетные схемы вала. В любом редукторе силы (F , F_t , F_a , F_k и т.д.) действуют в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях, поэтому расчётные схемы строят в горизонтальной (Γ) и фронтальной (Φ) плоскостях. Действующие на вал нагрузки наносят с учётом направления их действия (см. рис. 1,2,3). Расчётные схемы для ведущего вала цилиндрического редуктора представлены на рисунке 8, ведомого вала цилиндрического редуктора и ведомого вала червячного редуктора - на рисунке 9, на рисунках 10 и 11 показаны расчётные схемы для расчёта ведущего и ведомого валов конического редуктора, а на рисунке 12 – вала червяка. Для удобства дальнейших расчётов рекомендуется расчётные схемы совмещать с эпюрами изгибающих и крутящих моментов. На всех расчётных схемах присутствует изгибающий момент m , который возникает от действия осевых усилий F_a (следовательно, m не будет только на расчётных схемах валов прямозубых шевронных цилиндрических редукторов). Величина этого момента определяется следующим образом:

$$m = F_a \cdot \frac{d_1}{2} \text{ — для ведущего вала цилиндрического редуктора;}$$

$$m = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \text{ — для ведомого вала цилиндрического редуктора;}$$

$$m = F_{a1} \cdot \frac{d_{1c}}{2} \text{ - для ведущего вала конического редуктора;}$$

$$m = F_{a2} \cdot \frac{d_{2c}}{2} \text{ — для ведомого вала конического редуктора;}$$

$$m = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} \text{ — для вала червяка;}$$

$$m = F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} \text{ — для вала червячного колеса.}$$

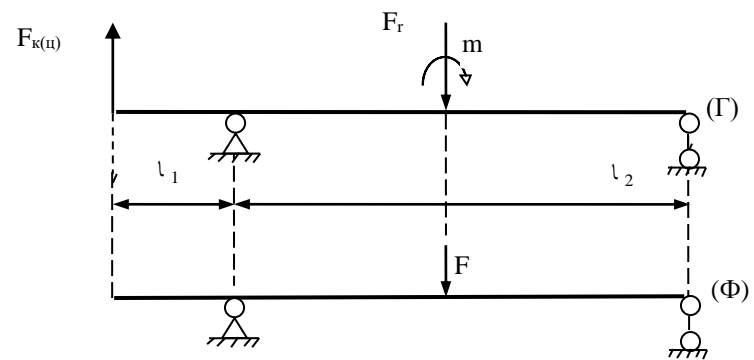


Рис. 8. Расчетная схема ведущего вала цилиндрической передачи

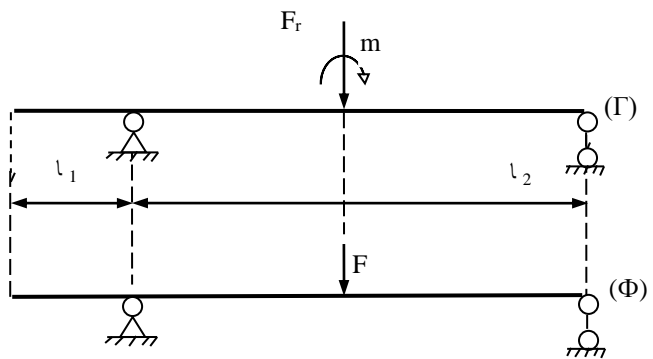


Рис. 9. Расчетная схема ведомого вала цилиндрического и червячного редукторов.

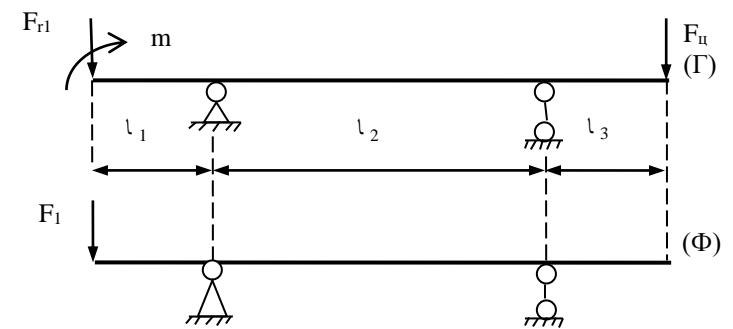


Рис. 10. Расчетная схема ведущего вала конического редуктора

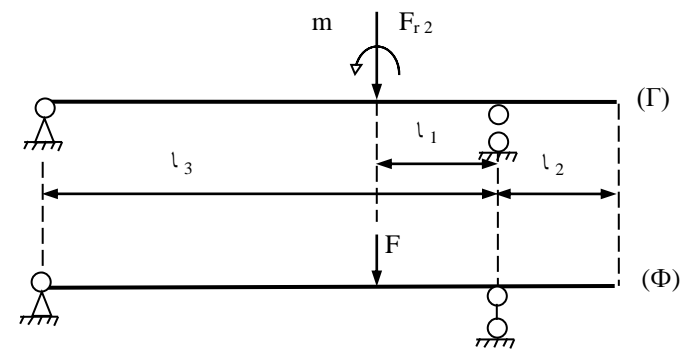


Рис. 11. Расчетная схема ведомого вала конического редуктора

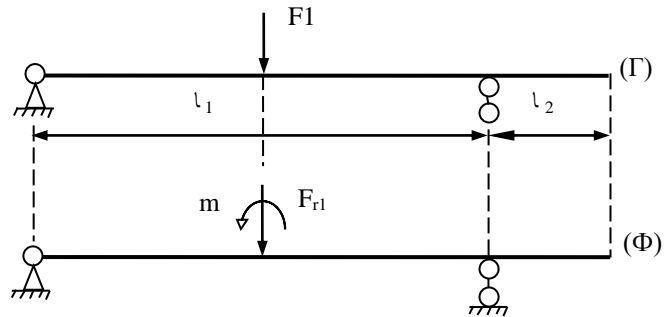


Рис. 12. Расчётная схема ведущего вала червячного редуктора

5. Строят эпюры изгибающих (в горизонтальной M_r и фронтальной M_ϕ плоскостях) и крутящего моментов.

6. Определяют диаметры участков вала. Рекомендуется вычислить минимальный и максимальный диаметры вала, а диаметры промежуточных ступеней выбирают между этими расчетными значениями. При выборе диаметров посадочных мест под подшипники стоит иметь в виду, что подшипники качения (начиная с $d = 20$ мм) имеют внутренний диаметр, оканчивающийся на цифры 5 или 0.

Если на данном участке вала действуют изгибающий момент в одной плоскости и крутящий момент, то расчетная формула имеет вид:

$$\sigma_u = \frac{M_{np}}{W_x} \leq [\sigma],$$

где M_{np} – приведенный момент, $H \cdot мм$:

$$M_{np} = \sqrt{M_u^2 + 0,75T^2};$$

M_u – изгибающий момент в рассчитываемом сечении, $H \cdot мм$;

T – крутящий момент, $H \cdot мм$;

W_x – линейный момент сопротивления сечения, $мм^3$:

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32},$$

[σ] – допускаемое напряжение для материала вала, МПа.

Обычно принимают [σ] $\approx 0,2\sigma_B$.

Если на данном участке вала действуют изгибающие моменты в двух плоскостях и крутящий момент, то расчетная формула имеет вид:

$$\sigma_u = \frac{M_{np}}{W_x} \leq [\sigma],$$

где M_{np} – приведенный момент, $H \cdot мм$:

$$M_{np} = \sqrt{M_{рез}^2 + 0,75T^2},$$

где $M_{рез}$ – результирующий момент, $H \cdot мм$:

$$M_{рез} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2},$$

M_x – изгибающий момент в горизонтальной плоскости, $H \cdot мм$;

M_y – изгибающий момент в вертикальной плоскости, $H \cdot мм$.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{np}}{\pi[\sigma]}}, \text{ мм}$$

Если выходной конец вала работает на чистое кручение (валы червячных редукторов, ведомые валы других типов редукторов), то диаметр определяют из условия прочности на кручение

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau],$$

где W_p – полярный момент сопротивления, $мм^3$:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16},$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]_{кр}}}, \text{ мм,}$$

$[\tau]_{кр}$ – допускаемое напряжение на кручение для материала вала, МПа:

$$[\tau]_{кр} \approx 0,15 \sigma_B$$

7. Определяют запасы прочности в опасных сечениях вала. Для валов редукторов рекомендуется определить запас прочности в одном сечении каждого вала, в месте посадки зубчатого (червячного) колеса и посередине вала червяка.

Общий запас прочности

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}},$$

где n_σ – запас прочности по напряжениям изгиба;

n_τ – запас прочности по напряжениям кручения.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_u / \varepsilon_\sigma};$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_\tau \cdot \tau_{кр} / \varepsilon_\tau} \text{ - для реверсивных передач;}$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\varphi_\tau \cdot \tau_{кр}} \text{ - для нереверсивных передач,}$$

где σ_{-1} и τ_{-1} - пределы выносливости материала вала на изгиб и кручение, равные

$$\sigma_{-1} \approx 0,4 \cdot \sigma_B,$$

$$\tau_{-1} \approx 0,25 \cdot \sigma_B,$$

K_{σ} и K_{τ} - коэффициенты концентрации напряжений, принимаемые по таблице 2.

Таблица 2. Значения коэффициентов концентрации напряжений

Коэффициенты	$\sigma_{в}, \text{ МПа}$				
	600	700	800	900	1000
K_{σ}	1,6	1,75	1,8	1,9	2
K_{τ}	1,5	1,6	1,7	1,9	2,1

\mathcal{E}_{σ} и \mathcal{E}_{τ} – масштабные коэффициенты, принимаемые по таблице 3.

Таблица 3. Значения \mathcal{E}_{δ} и \mathcal{E}_{τ}

Сталь		Диаметр вала d, мм					
		20	30	40	50	70	100
Углеродистая	\mathcal{E}_{σ}	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,7
	\mathcal{E}_{τ}	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,6
Легированная	$\mathcal{E}_{\sigma_{\sigma}}$	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,6
	\mathcal{E}_{τ}						

ψ_{τ} -коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений, равный $\psi_{\tau} \approx 0,1$.

σ_u и $\tau_{кр}$ – напряжения изгиба и кручения в рассчитываемом сечении, равные:

$$\sigma_u = \frac{M_{рез}}{W_x} = \frac{32M_{рез}}{\pi d^3};$$

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} = \frac{16T}{\pi d^3}.$$

Рекомендуется, чтобы запас прочности $n \geq 1,5$.

Если $n < 1,5$ диаметр вала в рассчитываемом сечении необходимо увеличить и заново определить запас прочности.

8. Определяют усилия, действующие на подшипники.

$$F_{rA} = \sqrt{A_1^2 + A_2^2},$$

$$F_{r6} = \sqrt{B_1^2 + B_2^2}.$$

Пример расчета ведущего вала косозубого цилиндрического редуктора

Исходные данные:

- Крутящий момент на ведущем валу $T_1 = 1 \cdot 10^5$ Н*мм.
- Делительный диаметр шестерни $d_1 = 100$ мм.
- Ширина шестерни $B = 50$ мм.
- Окружное усилие $F = 2000$ Н.
- Радиальное усилие $F_r = 1000$ Н.
- Осевое усилие $F_a = 500$ Н.
- Усилие от клиноременной передачи $F_k = 1000$ Н.
- Длина ступицы шкива $l_c = 40$ мм.

Выбирают материал для изготовления вала.

Для проектируемого вала выбирают сталь 45 с нормализацией ($\sigma_B = 570$ Па).

Проектируют форму вала и определяют длину его расчётных участков:
 $l_1 = l_c/2 + (30..40) = 40/2 + 40 = 60$ мм;
 $l_2 = B + (40..50) = 50 + 50 = 100$ мм.

Строят расчетные схемы вала в горизонтальной и фронтальной плоскостях.

Изгибающий момент m , который будет возникать от осевого усилия F_a :

$$m = F_a \cdot \frac{d_1}{2} = 500 \cdot \frac{100}{2} = 2,5 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Строят эпюры изгибающих (в горизонтальной M_H и фронтальной M_Φ плоскостях) и крутящих моментов.

Обозначают опорные реакции A_1, A_2, B_1, B_2 и определяют их.

$$\sum F_y = A_1 + B_1 - F_r + F_k = 0;$$

$$\sum m_B = -F_k(l_1 + l_2) - A_1 l_2 + F_r \cdot l_2/2 - m = 0;$$

$$A_1 = (-F_k(l_1 + l_2) + F_r \cdot l_2/2 - m) / l_2 = (-1000 \cdot 160 + 1000 \cdot 50 - 2,5 \cdot 10^4) / 100 = -1350 \text{ Н};$$

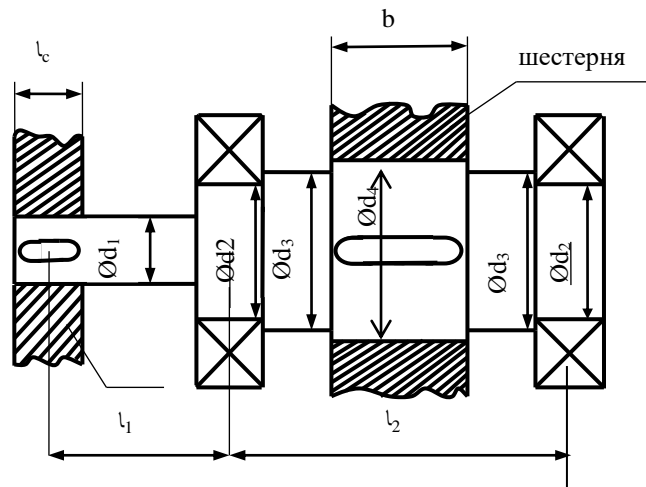
$$\sum m_A = -F_k \cdot l_1 - F_r \cdot l_2 / 2 + B_1 \cdot l_2 - m = 0;$$

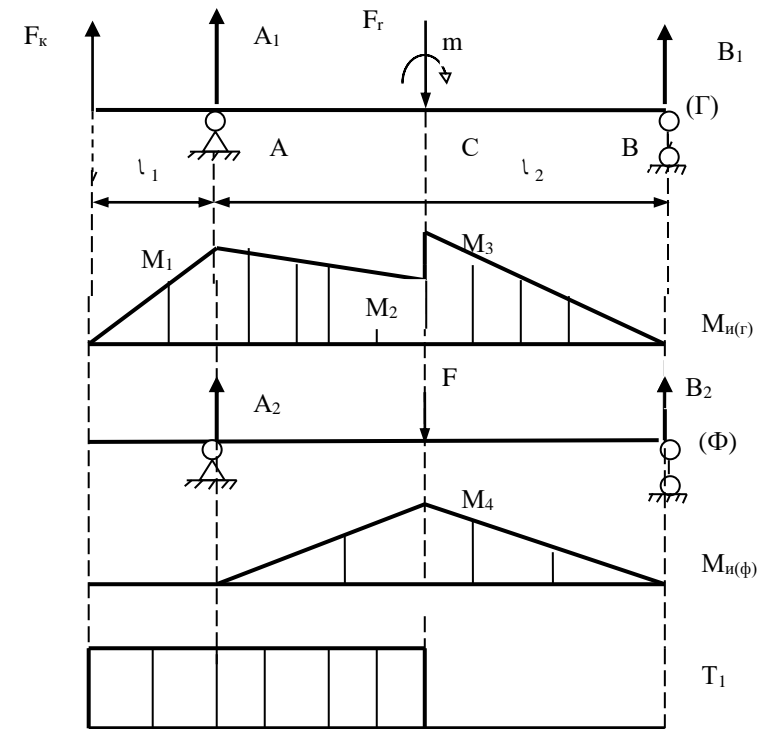
$$B_1 = (F_k \cdot l_1 + F_r \cdot l_2 / 2 + m) / l_2 = (1000 \cdot 60 + 1000 \cdot 50 + 2,5 \cdot 10^4) / 100 = 1350 \text{ Н.}$$

Выполняют проверку:

$$\sum F_y = -1350 + 1350 - 1000 + 1000 = 0.$$

Из схемы видно, что $A_2 = B_2 = F/2 = 2000/2 = 1000 \text{ Н.}$





Расчетная схема

Определяют изгибающие моменты:

$$M_1 = F_k \cdot l_1 = 1000 \cdot 60 = 6 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_2 = F_k(l_1 + l_2/2) + A_1 \cdot l_2/2 = 1000 \cdot (60 + 50) + (-1350 \cdot 50) = 4,25 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_3 = B_1 \cdot l_2/2 = 1350 \cdot 50 = 6,75 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_4 = A_2 \cdot l_2/2 = 1000 \cdot 50 = 5 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Определяют диаметры участков вала. Вычисляют минимальный и максимальный диаметры вала, а диаметры промежуточных ступеней выбирают между этими расчётными значениями.

На участке вала диаметром d_2 действуют максимальный изгибающий момент в горизонтальной плоскости $M_1 = 6 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ и крутящий момент $T_1 = 1 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$. Изгибающего момента в фронтальной плоскости нет.

Определяют приведённый момент:

$$M_{np.A} = \sqrt{M_1^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{(6 \cdot 10^4)^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 10^5)^2} = 1,05 \cdot 10^5 \text{ Нмм.}$$

Уравнение прочности:

$$\sigma = M_{np.A} / W_X \leq [\sigma],$$

где W_x – линейный момент сопротивления сечения, $W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$.

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала вала, МПа.

$$[\sigma] = 0,2 \cdot \sigma_s = 0,2 \cdot 570 = 114 \text{ МПа,}$$

$$\text{откуда } d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{np.A}}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,05 \cdot 10^5}{3,14 \cdot 114}} = 21,5 \text{ мм.}$$

На участке диаметром d_4 в горизонтальной плоскости действует максимальный изгибающий момент $M_3 = 6,75 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$, в фронтальной плоскости $M_4 = 5 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ и крутящий момент $T_1 = 1 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

Определяют результирующий изгибающий момент:

$$M_{рез.C} = \sqrt{M_3^2 + M_4^2} = \sqrt{(6,75 \cdot 10^4)^2 + (5 \cdot 10^4)^2} = 8,4 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Приведённый момент :

$$M_{np.C} = \sqrt{M_{рез.C}^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{(8,4 \cdot 10^4)^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 10^5)^2} = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Следовательно:

$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{np.C}}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,2 \cdot 10^5}{3,14 \cdot 114}} = 22 \text{ мм.}$$

Учитывая стандартные диаметры принимают:

$$d_4 = 28 \text{ мм}, d_3 = 26 \text{ мм}, d_2 = 25 \text{ мм}, d_1 = 24 \text{ мм.}$$

Определяют запас прочности в опасном сечении вала.
Для этого случая опасным является сечение С-С.

$$\text{Общий запас прочности: } n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}},$$

где n_σ - запас прочности по напряжениям изгиба;

n_τ - запас прочности по напряжениям кручения.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_\sigma}{k_\sigma \cdot \sigma_u}, \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1} \cdot \varepsilon_\tau}{k_\tau \cdot \tau_{kp}},$$

где σ_{-1} , τ_{-1} - пределы выносливости материала вала на изгиб и кручение
равные:

$$\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_B = 0,4 \cdot 570 = 228 \text{ МПа,}$$

$$\tau_{-1} = 0,25 \cdot \sigma_B = 0,25 \cdot 570 = 142,5 \text{ МПа,}$$

где k_σ , k_τ - коэффициенты концентрации напряжений, $k_\sigma = 1,6$, $k_\tau = 1,5$;

ε_σ , ε_τ - масштабные коэффициенты, $\varepsilon_\sigma = 0,88$, $\varepsilon_\tau = 0,77$;

σ_u и τ_{kp} - напряжения изгиба и кручения в рассчитываемом сечении, равные:

$$\sigma_u = \frac{M_{рез.с}}{W_X} = \frac{32 \cdot M_{рез.с}}{\pi \cdot d_4^3} = \frac{32 \cdot 8,4 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 28^3} = 39 \text{ МПа;}$$

$$\tau_{kp} = \frac{T_1}{W_p} = \frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot d_4^3} = \frac{16 \cdot 1 \cdot 10^5}{3,14 \cdot 28^3} = 23 \text{ МПа} ;$$

$$n_{\sigma} = \frac{228 \cdot 0,88}{1,6 \cdot 39} = 3,2 ;$$

$$n_{\tau} = \frac{142,5 \cdot 0,77}{1,5 \cdot 23} = 3,18,$$

тогда

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{3,2 \cdot 3,18}{\sqrt{3,2^2 + 3,18^2}} = 2,9 .$$

Прочность обеспечивается ($n > 1,5$).

Определяют усилия, действующие на подшипники ведущего вала. Имея в виду, что горизонтальные и фронтальные составляющие реакций опор А и В были обозначены A_1, A_2, B_1, B_2 , определяют радиальные нагрузки на эти подшипники:

$$F_{rA} = \sqrt{A_1^2 + A_2^2} = \sqrt{1350^2 + 1000^2} = 1680 \text{ Н},$$

$$F_{rB} = \sqrt{B_1^2 + B_2^2} = \sqrt{1350^2 + 1000^2} = 1680 \text{ Н}.$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Детали машин и основы конструирования: Основы расчета и проектирования соединений и передач: учеб. пособие / В.А. Жуков. – 2-е изд. – М.: ИНФРА-М, 2019. – 416 с.
2. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования. Курсовое проектирование: учебное пособие / В.И. Андреев, И.В. Павлова. – Санкт-Петербург: Лань, 2013. – 352 с.
3. Курмаз Л.В. Конструирование узлов и деталей машин: Справочное-учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, О.Л.Курмаз. – М.: Высш. шк., 2007. – 455 с.
4. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие / С.А.Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцов. – 3-е изд., стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416с.
5. Чернилевский Д.В. Основы проектирования машин. – М.: 1998
6. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. Изд-е 2-е, перераб. и дополн. - Калининград: Янтар. сказ. 2002. - 454 с

Составитель: Ишутина Лилия Николаевна

ДЕТАЛИ МАШИН,
ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
И ПОДЪЁМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

**Ч.1 ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ
КОНСТРУИРОВАНИЯ**

Расчёт вала редуктора

Методические указания и справочные
данные для самостоятельной работы

Компьютерная вёрстка

Л.Н. Ишутина