

Расчет редуктора

$P_{бар} := 1.6$ кВт Мощность необходимая для вращения барабана

$n_{бар} := 100$ об /мин Частота вращения барабана

$\eta_1 := 0.97$ КПД упругой муфты

$\eta_2 := 0.98$ КПД зубчатой муфты

$\eta_3 := 0.97^2 = 0.9409$ КПД 2 цилиндрических передач

$\eta_4 := 0.97$ КПД цилиндрической передачи редуктора

$\eta_{общ} := \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 0.8676$ Общий КПД схемы

$P_{дв} := \frac{P_{бар}}{\eta_{общ}} = 42$ кВт Требуемая мощность электродвигателя

Выберем типоразмер двигателя:

Тип	P_n , кВт	N ном, об/мин
АИР80В2	2,2	2820
АИР90L4	2,2	1390
АИР100L6	2,2	925
АИР112МА8	2,2	705

$$U_{общ1} := \frac{2820}{n_{бар}} = 28.2000$$

$$U_{общ2} := \frac{1390}{n_{бар}} = 13.9000$$

Передаточные числа

$$U_{общ3} := \frac{925}{n_{бар}} = 9.2500$$

$$U_{общ4} := \frac{705}{n_{бар}} = 7.0500$$

Рекомендуемые значения для передаточных чисел в зависимости от типа передачи:

2..7.1, цилиндрическая ,диапозон значений общего передаточного числа 7.05..28.2. Выбран двигатель с частотой 1390, передаточные числа цилиндрических передач:

$$u_{цил1} := 5 \quad u_{цил2} := 2.78$$

Выбран двигатель АИР90L4 с мощностью 2.2кВт и частотой вращения 1390 мин⁻¹

$$P_1 := P_{дв} = 1.8442 \text{ кВт}$$

$$n_1 := 1390 \text{ мин}^{-1}$$

$$T_1 := 9550 \frac{P_1}{n_1} = 12.6706 \text{ Нм}$$

$$u_{12} := 1$$

$$P_2 := P_1 \cdot \eta_1 = 1.7889 \text{ кВт}$$

$$n_2 := n_1 = 1390.0000 \text{ мин}^{-1}$$

$$T_2 := 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 12.2904 \text{ Нм}$$

$$u_{23} := 2.78$$

$$P_3 := P_2 \cdot \eta_4 = 1.7352 \text{ кВт}$$

$$n_3 := \frac{n_1}{u_{цил2}} = 500.0000 \text{ мин}^{-1}$$

$$T_3 := 9550 \cdot \frac{P_3}{n_3} = 33.1424 \text{ Нм}$$

$$u_{34} := 1$$

$$P_4 := P_3 \cdot \eta_2 = 1.7005 \text{ кВт}$$

$$n_4 := n_3 = 500.0000 \text{ мин}^{-1}$$

$$T_4 := 9550 \cdot \frac{P_4}{n_4} = 32.4795 \text{ Нм}$$

$$u_{45} := 4.65$$

$$P_5 := P_4 \cdot \eta_3 = 1.6000 \text{ кВт}$$

$$n_5 := \frac{n_4}{u_{цил1}} = 100.0000 \text{ мин}^{-1}$$

$$T_5 := 9550 \cdot \frac{P_5}{n_5} = 152.8000 \text{ Нм}$$

№ вала	1	2	3	4	5
Элемент привода	Муфта упругая	Цилиндрический редуктор	Муфта зубчатая	Цилиндрический редуктор	
КПД, %	0.97	0.97	0.98	0.941	
Передаточное отношение	1	5	1	2.78	
Частота оборотов, об/мин	1390	1390	500	500	100
Мощность, кВт	1.844	1.789	1.735	1.7	7.6
Крутящий момент, Н*м	12.671	12.29	33.142	32.48	152.8

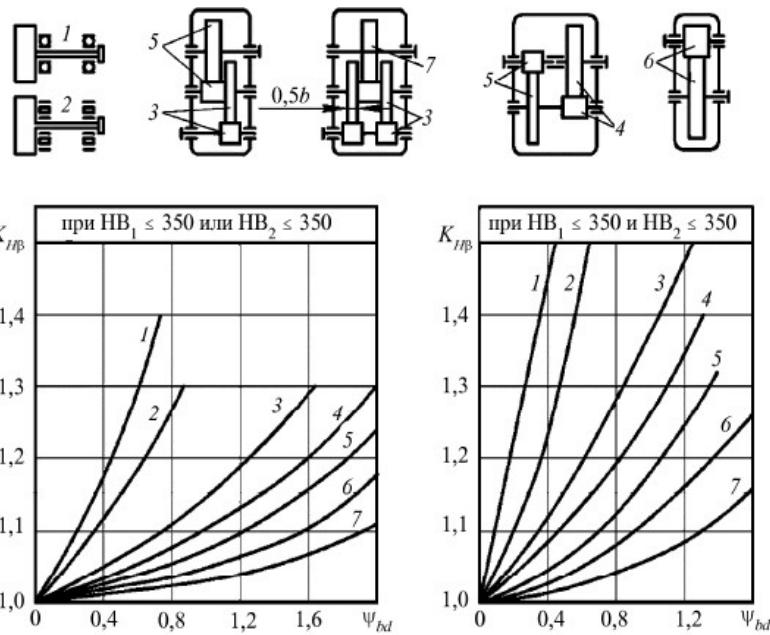


Рис. 8.1. Графики для определения коэффициента K_{HB}

Для расчета выберем схему 6

Выберем материал шестерни : сталь 40Х 235.. 265HRC

Выберем материал колеса: сталь 45 улучшенная 48..55HRC

Средняя твердость колеса : $HRC_3 := 50$

Средняя твердость шестерни: $HB_2 := 250$

Входные данные :

$$T_{1p} := T_2 = 12.2904 \text{ Нм}$$

$$T_{2p} := T_3 = 33.1424 \text{ Нм}$$

$$n_{1p} := n_2 = 1390.0000 \text{ об /мин}$$

$$n_{2p} := n_3 = 500.0000 \text{ об /мин}$$

$$n_{заш} := 1$$

$$u_{23} = 2.7800$$

$$L_h := 7000$$

Степень точности	5, 6	7	8	9, 10
$\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_w}$	При $HB_2 < 350$	1,5...2,0	1,0...1,5	0,75...1,0
	При $HRC_2 > 40$	1,0...1,5	0,7...1,0	0,5...0,7

Ожидаемая окружная скорость :

$$U := \frac{\left(n_1 p \cdot \sqrt[3]{T_{1p}}\right)}{2000} = 1.6039 \quad \text{Степень точности 8} \quad \psi_{bd} := 0.9$$

$$K_A := 1 \quad K_{H\beta} := 1.06$$

Коэффициенты нагружения:

$$\mu_3 := 0.5 \cdot 1^3 + 0.2 \cdot 0.8^3 + 0.3 \cdot 0.4^3 = 0.6216$$

$$\mu_6 := 0.5 \cdot 1^6 + 0.2 \cdot 0.8^6 + 0.3 \cdot 0.4^6 = 0.5537$$

$$\mu_9 := 0.5 \cdot 1^9 + 0.2 \cdot 0.8^9 + 0.3 \cdot 0.4^9 = 0.5269$$

Суммарные числа циклов нагружения за срок службы :

$$N_{\Sigma 1} := 60 \cdot n_{\text{зац}} \cdot n_{1p} \cdot L_h = 5.8380 \times 10^8$$

$$N_{\Sigma 2} := \frac{N_{\Sigma 1}}{u_{23}} = 2.1000 \times 10^8$$

Эквивалентные числа циклов нагружения за срок службы:

$$N_{HE1} := N_{\Sigma 1} \cdot \mu_3 = 3.6289 \times 10^8$$

$$N_{HE2} := \frac{N_{HE1}}{u_{23}} = 1.3054 \times 10^8$$

Базовые числа циклов:

$$N_{HG1} := 340 \cdot HRC_3^{3.15} + 8 \cdot 10^6 = 8.4425 \times 10^7$$

$$N_{HG2} := 30 \cdot HB_2^{2.4} = 1.7068 \times 10^7$$

$$N_{HE1} > N_{HG1} \quad N_{HE2} > N_{HG2}$$

Коэффициенты долговечности рассчитываем по формулам:

$$Z_{N1} := \sqrt[20]{\frac{N_{HG1}}{N_{HE1}}} = 0.9297 \quad Z_{N2} := \sqrt[20]{\frac{N_{HG2}}{N_{HE2}}} = 0.9033$$

Пределы контактной выносливости:

$$\sigma_{Hlim1} := 17 \cdot HRC_3 + 200 = 1050.0000$$

$$\sigma_{Hlim2} := 2 \cdot HB_2 + 70 = 570.0000$$

Коэффициенты запаса:

$$S_{H2} := 1.1$$

Допускаемые напряжения:

$$\sigma_{H1} := \frac{(\sigma_{Hlim1} \cdot Z_{N1})}{S_{H1}} \cdot 0.9 = 798.6820$$

$$\sigma_{H2} := \frac{(\sigma_{Hlim2} \cdot Z_{N2})}{S_{H2}} \cdot 0.9 = 421.2569$$

Расчетное допускаемое напряжение:

$$\sigma_H := 0.45 \cdot (\sigma_{H1} + \sigma_{H2}) = 548.9725$$

$$\sigma_H := 1.25 \cdot \sigma_{H2} = 526.5711$$

За расчетное принимаем меньшее: $\sigma_H = 526.5711$

Начальный диаметр шестерни:

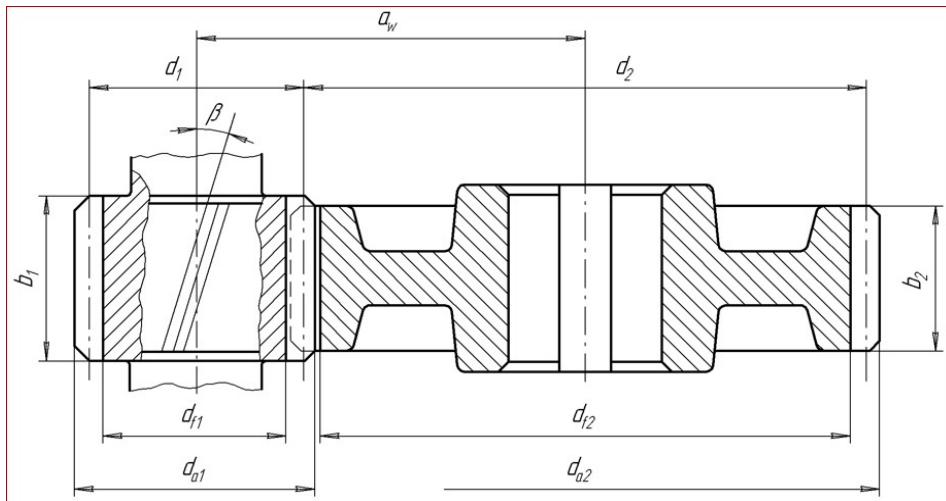
$$d_{w1} := 675 \cdot \sqrt[3]{\frac{(T_{2p} \cdot K_A \cdot K_{H\beta})}{\psi_{bd} \cdot \sigma_H^2 \cdot u_{23}^2}} \cdot (u_{23} + 1) = 27.6662 \text{ мм}$$

Начальный диаметр колеса:

$$d_{w2} := d_{w1} \cdot u_{23} = 76.9119 \text{ мм}$$

Расчетная ширина колеса:

$$b_{wpac} := \psi_{bd} \cdot d_{w1} = 24.8995 \text{ мм}$$



Межосевое расстояние :

$$a_{wpac} := \frac{d_{w1} \cdot (u_{23} + 1)}{2} = 52.2890 \text{ mm}$$

Принимаем стандартное межосевое расстояние: $a_w := 50 \text{ mm}$

Поскольку расчетное межосевое расстояние отличается от стандартного, уточним ширину колеса по формуле:

$$b_{wtreb} := b_{wpac} \cdot \left(\frac{a_{wpac}}{a_w} \right)^2 = 27.2316$$

Принимаем ширину колеса (ближайшее значение из ряда Ra40 по ГОСТ 66-36-69):

$$b_{w2} := 26 \text{ mm}$$

Расчитываем ширину шестерни:

$$b_{w1} := b_{w2} + 5 = 31.0000 \text{ mm}$$

И выбираем из ряда Ra40:

$$b_{w1} := 32 \text{ mm}$$

Рассчитаем модуль по формуле:

$$m := 0.02 \cdot a_w = 1.0000 \quad \text{По таблице модуль (1 ряд): } m := 1$$

Предварительно назначим угол наклона зубьев(в градусах):

$$\beta := 13$$

Число зубьев шестерни с округлением до целого числа:

$$Z_1 := \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos(\beta \cdot \text{deg})}{m \cdot (u_{23} + 1)} = 25.7770 \quad Z_1 := 26$$

Число зубьев колеса с округлением до целого числа:

$$Z_2 := Z_1 \cdot u_{23} = 72.2800 \quad Z_2 := 73$$

Фактическое передаточное число:

$$u := \frac{Z_2}{Z_1} = 2.8077$$

Угол наклона зуба (с точностью до 4 знака):

$$\beta := \arccos \left[m \cdot \frac{(Z_1 + Z_2)}{2 \cdot a_w} \right] = 0.1415 \quad \beta := 8.173 \text{ (в градусах)}$$

Осьевой шаг:

$$P_x := \frac{\pi \cdot m}{\sin(\beta \cdot \text{deg})} = 22.0986$$

Коэффициент осевого перекрытия:

$$\varepsilon_\beta := \frac{b_{w2}}{P_x} = 1.1765$$

Выбираем модуль: $m := 1$

Расчет длительных диаметров колес:

$$d_1 := \frac{m \cdot Z_1}{\cos(\beta \cdot \text{deg})} = 26.2668 \text{ мм}$$

$$d_2 := \frac{m \cdot Z_2}{\cos(\beta \cdot \text{deg})} = 73.7490 \text{ мм}$$

$$d_1 + d_2 = 100.0158 \text{ мм} \quad 2 \cdot a_w = 100.0000 \text{ Проверка}$$

Расчет диаметров вершин зубьев: $x_1 := 0 \quad x_2 := x_1 \quad \Delta y := 0$

$$d_{a1} := d_1 + 2 \cdot m \cdot (1 + x_1 - \Delta y) = 28.2668 \text{ мм}$$

$$d_{a2} := d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x_2 - \Delta y) = 75.7490 \text{ мм}$$

Расчет диаметра впадин:

$$d_{f1} := d_1 - 2 \cdot m \cdot (1.25 - x_1) = 23.7668 \text{ мм}$$

$$d_{f2} := d_2 - 2 \cdot m \cdot (1.25 - x_1) = 71.2490 \text{ мм}$$

Начальные диаметры колес совпадают с длительными, так как колеса без смещения :

$$d_{w1} := d_1 = 26.2668 \text{ мм}$$

$$d_{w2} := d_2 = 73.7490 \text{ мм}$$

Уточнение коэффициента относительной ширины зубчатого венца:

$$\psi_{bd} := \frac{b_{w2}}{d_{w1}} = 0.9898$$

Коэффициент торцевого перекрытия:

$$\varepsilon_a := \left[1.88 - 3.2 \cdot \left(\frac{1}{Z_2} + \frac{1}{Z_1} \right) \cdot \cos(\beta \cdot \text{deg}) \right] = 1.7148$$

Суммарный коэффициент перекрытия :

$$\varepsilon_\gamma := \varepsilon_a + \varepsilon_\beta = 2.8913$$

Окружная скорость:

$$v := \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_{1p}}{60000} = 1.9117 \text{ м/с}$$

Окружная сила:

$$F_t := \frac{2000 \cdot T_{2p}}{d_{w2}} = 898.7883 \text{ Н}$$

Радиальная сила:

$$F_r := F_t \cdot \frac{\tan(20 \cdot \text{deg})}{\cos(\beta \cdot \text{deg})} = 330.4888 \text{ Н}$$

Осевая сила:

$$F_a := F_t \cdot \tan(\beta \cdot \text{deg}) = 129.0851 \text{ Н}$$

Проверочный расчет по контактным напряжениям

Эквивалентные числа зубьев

$$Z_{v1} := \frac{Z_1}{(\cos(\beta \cdot \text{deg}))^2} = 26.5363 \quad Z_{v1} := 27$$
$$Z_{v2} := \frac{Z_2}{(\cos(\beta \cdot \text{deg}))^2} = 74.5058 \quad Z_{v2} := 75$$

Тогда коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, для колес с наружным зацеплением:

$$Y_{FS1} := 3.85 \quad Y_{FS2} := 3.61$$

Допускаемые напряжения при расчете на сопротивление усталости при изгибе для шестерни и колеса:

Предел выносливости при изгибе:

$$Y_Z := 1 \text{ коэффициент учитывающий способ получения заготовки}$$

$$Y_{\varrho 1} := 1 \text{ коэффициент учитывающий влияние шлифования}$$

$$Y_{g2} := 1.1$$

$$Y_d := 1 \text{ при отсутствии влияние деформационного упрочнения или хим обработки}$$

$$Y_A := 1 \text{ при одностороннем приложении нагрузки}$$

$$\sigma_{Flim10} := 480 \text{ для стали 40Х при сквозной закалке}$$

$$\sigma_{Flim20} := 1.75 \cdot HB_2 = 437.5000 \text{ для улучшенной стали 45}$$

$$\sigma_{Flim1} := \sigma_{Flim10} \cdot Y_Z \cdot Y_{\varrho 1} \cdot Y_d \cdot Y_A = 480.0000$$

$$\sigma_{Flim2} := \sigma_{Flim20} \cdot Y_Z \cdot Y_{g2} \cdot Y_d \cdot Y_A = 481.2500$$

Коэффициент запаса при изгибе:

$$S_{F1} := 1.7$$

$$S_{F2} := 1.7$$

Тк колесо и шестерня шлифованные, то находим коэффициент режима работы находим по формуле:

$$\mu_{F1} := \mu_6 = 0.5537$$

$$\mu_{F2} := \mu_{F1} = 0.5537$$

Эквивалентные числа циклов при изгибе:

$$N_{FE1} := N_{\Sigma 1} \cdot \mu_{F1} = 3.2323 \times 10^8$$

$$N_{FE2} := N_{\Sigma 2} \cdot \mu_{F2} = 1.1627 \times 10^8$$

Тк

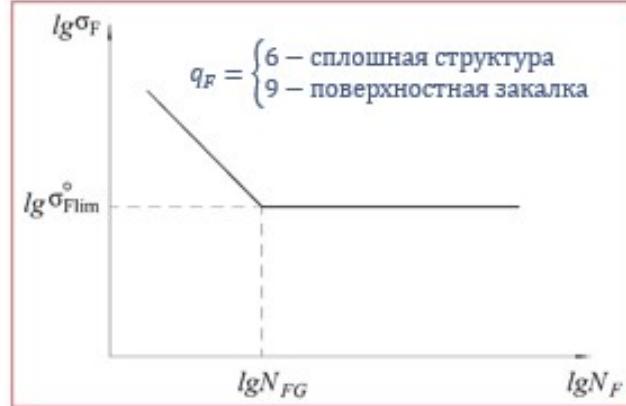
$$N.FE1 > N.FG1 = 4 \times 10^6$$

$$N.FE2 > N.FG2 = 4 \times 10^6$$

То

$$Y_{N1} := 1$$

$$Y_{N2} := Y_{N1} = 1.0000$$



Коэффициент, учитывающий градиент напряжений, определяется по формуле:

$$Y_\delta := 1.082 - 0.172 \cdot \log(m) = 1.0820$$

При шлифовании и зубофрезеровании с шероховатостью не более Ra = 40 мкм:

$$Y_R := 1$$

Коэффициенты, учитывающие размеры зубчатого колеса:

$$Y_{X1} := 1.05 - 0.000125 \cdot b_{w1} = 1.0460$$

$$Y_{X2} := 1.05 - 0.000125 \cdot b_{w2} = 1.0468$$

$$\sigma_{F1\text{доп}} := \frac{\sigma_{Flim1} \cdot Y_{N1}}{S_{F1}} \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_{X1} = 319.5592 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2\text{доп}} := \frac{\sigma_{Flim2} \cdot Y_{N2}}{S_{F2}} \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_{X2} = 320.6211 \text{ МПа}$$

$$\frac{\sigma_{F1\text{доп}}}{Y_{FS1}} = 83.0 \quad < \quad \frac{\sigma_{F2\text{доп}}}{Y_{FS2}} = 88.8147$$

Расчет ведется по шестерне и должно
выполняться условие
 $\sigma_{F1} \leq \sigma_{F1\text{доп}}$

Напряжение изгиба зуба шестерни:

$K_A := 1$ коэффициент учитывающий внешнюю динамическую нагрузку

$K_{FV} := 1.08$ при v примерно равной 2м/с, твердости одного колеса <350НВ и 8ст точности

$K_{F\beta} := 1.09$ коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий

$K_{F\alpha} := 1.94$ коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по парам зубьев

$K_F := K_A \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 2.2838$ коэффициент нагрузки

$Y_\beta := 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{(\beta)}{120} = 0.9199$ коэффициент учитывающий влияние угла наклона зуба

$Y_\varepsilon := \frac{1}{\varepsilon_a} = 0.5832$ коэффициент учитывающий перекрытие зубьев

$\sigma_{F1} := \frac{F_t \cdot K_F}{b_{w1} \cdot m} \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = 132.4757$ МПа

$\sigma_{F1} = 132.4757$ МПа $\leq \sigma_{F1\text{доп}} = 319.5592$ МПа

Условие прочности выполняется

Условие прочности по изгибу при максимальной нагрузке:

$$\sigma_{F1max} \leq \sigma_{F1maxdop}$$

Напряжение изгиба при максимальной нагрузке(по шестерне):

$$K_{AS} := 2.5 \quad \text{коэффициент внешней динамической нагрузки}$$

$$\sigma_{F1max} := \sigma_{F1} \cdot \frac{K_{AS}}{K_A} = 331.1893 \quad \text{МПа}$$

Допускаемые напряжения изгиба при максимальной нагрузке:

$$\sigma_{FSt10} := 2250 \quad \text{МПа базовое предельное напряжение}$$

$$Y_{Z1} := 1 \quad \text{коэффициент учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба}$$

$$S_{FSt1} := \frac{1.75}{Y_{Z1}} = 1.7500 \quad \text{коэффициент запаса прочности при вероятности не разрушения 0.99}$$

$$Y_{gSt1} := 1.1 \quad \text{коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба}$$

$$Y_{dSt} := 1.1 \quad \text{коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения при шлифованной переходной поверхности зуба}$$

$$Y_{X1} = 1.0460 \quad \text{коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса}$$

$$\sigma_{F1maxdop} := \frac{\sigma_{FSt10}}{S_{FSt1}} \cdot Y_{gSt1} \cdot Y_{gSt1} \cdot Y_{dSt} \cdot Y_{X1} = 1790.0049 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_{F1max} = 331.1893 \text{ МПа} \leq \sigma_{F1maxdop} = 1790.0049 \text{ МПа}$$

Условие выполняется