

Передаточное число редуктора $u_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{1470}{73,8} = 20$.

Крутящий момент на быстроходном валу

$$T_1 = 9,55 \cdot \frac{P_1}{n_1} \cdot 10^6 = 9,55 \cdot \frac{22,4}{1470} \cdot 10^6 = 0,145 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Крутящий момент на выходном валу без учета потерь на трение равен $T_3 = T_1 \cdot u_p = 0,145 \cdot 10^6 \cdot 20 = 2,9 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм}$.

Материал зубчатых колес – сталь 40Х, термообработка – улучшение $H = 300 \dots 345 \text{ НВ}$, предельные контактные напряжения $\sigma_{H\text{lim}} = 710 \text{ МПа}$, допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\text{lim}}}{S_H} \cdot k_{HL} = \frac{710}{1,1} \cdot 1 = 645 \text{ МПа}$,

где S_H – коэффициент запаса прочности по контактным напряжениям, $S_H = 1,1$; k_{HL} – коэффициент долговечности, $k_{HL} = 1$.

Как известно из практики проектирования на габаритные размеры редукторов ($L; B; H$), существенное влияние оказывает разбивка общего передаточного числа редуктора по ступеням. Минимальные габаритные размеры редуктора получаются, когда диаметры зубчатых колес быстроходной и тихоходной ступени равны, $d_{w2} = d_{w4}$, или

$$\frac{2 \cdot a_{w1} \cdot u_1}{u_1 + 1} = \frac{2 \cdot a_{w2} \cdot u_2}{u_2 + 1}, \quad (1)$$

где a_{w1} и a_{w2} – межосевые расстояния быстроходной и тихоходной ступени;

u_1 и u_2 – передаточные числа быстроходной и тихоходной ступени.

В дальнейших исследованиях рассматриваются несколько вариантов разбивки общего передаточного числа редуктора по ступеням (табл. 1).

Таблица 1. Варианты разбивки общего передаточного числа

u_1	4,0	4,5	5,0	5,6	6,0	6,3
u_2	5,0	4,44	4,0	3,57	3,33	3,17

Межосевые расстояния быстроходной и тихоходной ступени определяются по формулам:

$$\begin{aligned}
 a_{w1} &= (u_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma]_H \cdot u_1}\right)^2 \cdot \frac{k_H \cdot T_2 \cdot k_{H\alpha}}{\psi_a}}; \\
 a_{w2} &= (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma]_H \cdot u_2}\right)^2 \cdot \frac{k_H \cdot T_3}{\psi_a}};
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

где k_H – коэффициент нагрузки, $k_H = 1,4$;

$k_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $k_{H\alpha} = 1,1$;

$[\sigma]_H$ – допускаемые контактные напряжения, $[\sigma]_H = 645$ МПа;

ψ_a – коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию,

$$\psi_a = \frac{2 \cdot \psi_{bd}}{u + 1};$$

где ψ_{bd} – коэффициент ширины колеса по диаметру, $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$;

T_2 и T_3 – крутящие моменты на 2-ом и 3-ем валах, $T_2 = T_1 \cdot u_1$; $T_3 = T_1 \cdot u$.

После подстановки значений коэффициентов и допускаемых напряжений формулы (2) примут вид:

$$a_{w1} = (u_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{0,135 \cdot T_1 \cdot (u_1 + 1)}{u_1 \cdot \psi_{bd1}}}; \quad a_{w2} = \left(\frac{20}{u_1} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{0,008 \cdot u_1^2 \cdot T_1 \cdot \left(\frac{20}{u_1} + 1\right)}{\psi_{bd2}}}. \tag{3}$$

Подставляя в формулы (3) значения передаточного числа u_1 , получаем зависимости для определения межосевых расстояний:

$$a_{w1} = C_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_{bd1}}}; \quad a_{w2} = C_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_{bd2}}}; \tag{4}$$

где C_1 и C_2 – коэффициенты, значения которых приведены в табл. 2.

Таблица 2. Значение коэффициентов C_1 и C_2

u_1	4,0	4,5	5,0	5,6	6,0	6,3
C_1	2,76	3,01	3,27	3,57	3,78	3,93
C_2	5,49	5,21	5,0	4,78	4,66	4,57

Подставляя значения межосевых расстояний a_{w1} и a_{w2} (формулы 4) в формулы (1) и принимая значения коэффициента ψ_{bd1} в пределах 0,2...1,2, получаем значения коэффициента ψ_{bd2} (табл.3) в зависимости от передаточного числа быстроходной ступени.

Таблица 3. Значения коэффициента ψ_{bd2}

ψ_{bd1}	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
$u_1 = 4,0$	1,77	3,54	5,32	7,08	8,86	10,56
$u_1 = 4,5$	1,03	2,07	3,1	4,1	5,7	6,16
$u_1 = 5,0$	0,62	1,24	1,86	2,48	3,11	3,7
$u_1 = 5,6$	0,37	0,74	1,11	1,48	1,86	2,2
$u_1 = 6,0$	0,27	0,53	0,8	1,06	1,33	1,6
$u_1 = 6,3$	0,21	0,42	0,63	0,85	1,02	1,26

По данным табл. 3 построены графики зависимости коэффициента ψ_{bd2} от коэффициента ψ_{bd1} для разных значений передаточных чисел быстроходной ступени (рис. 2).

Для обеспечения равномерного окунаания зубчатых колес в масляную ванну рекомендуют [2] передаточное число быстроходной ступени определять по зависимости $u_1 = u_p^{0,6}$. Тогда для принятого значения $u_p = 20$, передаточное число быстроходной ступени $u_1 = 20^{0,6} = 6$. В дальнейших исследованиях рассматривается этот вариант разбивки общего передаточного числа редуктора по ступеням ($u_1 = 6$; $u_2 = 3,33$).

При проектном расчете зубчатых передач на контактную выносливость значение коэффициента ψ_a для цилиндрических передач принимают $\psi_a = 0,2...0,4$, что соответствует значению коэффициента $\psi_{bd1} = 0,7...1,4$.

В дальнейших исследованиях были определены геометрические параметры зубчатых колес быстроходной и тихоходной ступени, а также габаритные размеры редуктора для варианта при $u_1 = 6,0$. Для косозубой передачи угол наклона зубьев принят $\beta = 10^\circ$ с последующим уточнением.

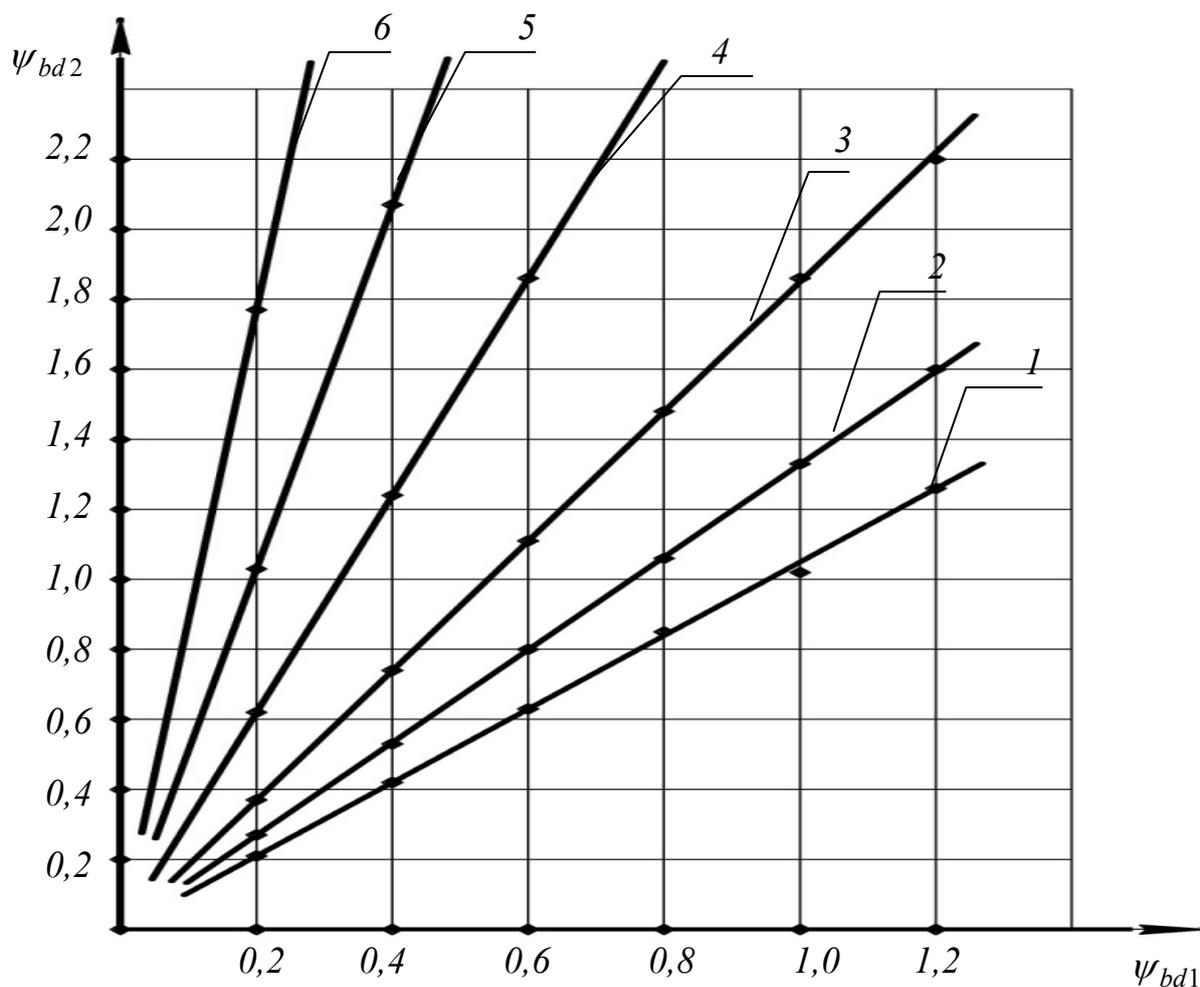


Рисунок 2. Значения ψ_{bd2} в зависимости от ψ_{bd1}

- 1) $u_1 = 6,3$; 2) $u_1 = 6,0$; 3) $u_1 = 5,6$; 4) $u_1 = 5,0$; 5) $u_1 = 4,5$; 6) $u_1 = 4,0$

Межосевые расстояния быстроходной и тихоходной ступеней редуктора равны:

$$a_{w1} = 3,78 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_1}{\psi_{bd1}}}; \quad a_{w2} = 4,66 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_1}{\psi_{bd2}}}. \quad (5)$$

Полученные значения межосевых расстояний в зависимости от коэффициентов ψ_{bd1} и ψ_{bd2} приведены в табл. 4 и табл. 5.

Таблица 4. Значение межосевого расстояния a_{w1} , мм

ψ_{bd1}	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
a_{w1}	340	270	230	214	200	190

Таблица 5. Значение межосевого расстояния a_{w2} , мм

ψ_{bd2}	0,27	0,53	0,8	1,06	1,33	1,6
a_{w2}	375	302,5	260	242	224	208

Модуль зацепления зубчатых передач определяем по зависимости $m_n = (0,01...0,02) \cdot a_w$;

$$\text{суммарное число зубьев } z_c = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m};$$

$$\text{число зубьев шестерни } z_{ш} = \frac{z_c}{u+1}; \text{ число зубьев колеса } z_k = z_{ш} \cdot u.$$

Полученные значения геометрических параметров зубчатых передач быстроходной и тихоходной ступеней приведены в табл. 6 и табл. 7.

Таблица 6. Геометрические параметры быстроходной ступени

ψ_{bd1}	a_{w1}	m_{n1}	z_1	z_2	β°	d_{w1}	d_{w2}	b_{w1}
0,2	340	5,0	19	114	12,05	97,14	582,86	20
0,4	270	4,0	19	114	9,87	77,1	462,9	30
0,6	230	3,5	18	108	16,52	65,70	394,30	39
0,8	214	3,0	20	120	11,09	61,14	366,86	49
1,0	200	3,0	18	108	19,09	57,14	342,86	57
1,2	190	3,0	18	108	5,88	54,28	325,72	65

Таблица 7. Геометрические параметры тихоходной ступени

ψ_{bd2}	a_{w2}	m_2	z_3	z_4	d_{w3}	d_{w4}	b_{w2}
0,27	375	6	29	96	174	576	46
0,53	302,5	5	28	93	140	465	74
0,8	260	4	30	100	120	400	96
1,06	242	4	28	93	112	372	118
1,33	224	4	26	86	104	344	136
1,6	208	4	24	80	96	320	154

Габаритные размеры редуктора ($L; B; H$) и его объем V для варианта при $u_1 = 6,0$ приведены в табл. 8,

где L – длина редуктора, $L = a_{w1} + a_{w2} + 0,5d_{w1} + 0,5d_{w4} + m_{n1} + m_2$;

B – ширина редуктора, $B = b_{w1} + b_{w2}$;

H – высота редуктора, $H = d_{w4}(d_{w2}) + 2 \cdot m_n$.

Таблица 8. Габаритные размеры редуктора

ψ_{bd1}	$L, мм$	$B, мм$	$H, мм$	$V, м^3$
0,2	592	219	332	0,043
0,4	632	193	352	0,043
0,6	680	167	380	0,043
0,8	730	135	408	0,040
1,0	852	104	475	0,042
1,2	1062	66	592	0,041

Как видно из табл. 8 объем редуктора при изменении коэффициента ψ_{bd1} не меняется, но меняются габаритные размеры. При наибольшем значении коэффициента $\psi_{bd1} = 1,2$ длина редуктора и его высота имеют наибольшие размеры, а ширина минимальная.

Оптимальные габаритные размеры редуктора получаются при коэффициенте $\psi_{bd1} = 0,8 \dots 1,0$, что соответствует коэффициенту $\psi_a = 0,2 \dots 0,4$.

Выводы. При проектировании двухступенчатых цилиндрических редукторов по развернутой схеме для обеспечения равномерного окунания зубчатых колес в масляную ванну, а значит и минимальных габаритных размеров редукторов, необходимо определить передаточное число быстроходной ступени, как $u_1 = u_p^{0,6}$, задаться коэффициентом ширины колеса по диаметру $\psi_{bd1} = 0,8 \dots 1,0$, а при расчете тихоходной передачи, коэффициент ψ_{bd2} принять $\psi_{bd2} = (1,2 \dots 1,4) \cdot \psi_{bd1}$. При этом оптимальное значение общего передаточного числа редуктора равно: $u_p = 12 \dots 25$. Твердость рабочей поверхности зубьев зубчатых колес $H \leq 350 HB$.

Список литературы: 1. Нечепаяев В.Г. та ін.. Деталі машин, Донецьк, ДВНЗ, ДонНТУ, 2012р., 404с. 2. Методічні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Розділ 1. Донецьк, ДонНТУ, 2005р., 38с. 3. Методічні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Розділ 2. Донецьк, ДонНТУ, 2005р., 48с.