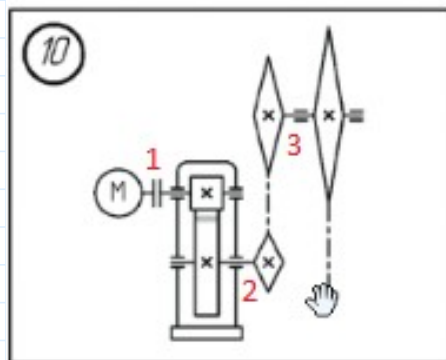


Изучение кинематической схемы и нумерация валов



Закрытая передача - редуктор цилиндрический одноступенчатый вертикальный(прямозубый)

Открытая передача - цепная, приводной роликовой цепью

Исходные данные

- Тяговое усилие на ленте $F := 6 \text{ кН}$
- Скорость движения ленты - $V := 0.9 \text{ м/с}$
- Диаметр звездочки $D := 0.4 \text{ м}$
- Нагрузка - постоянная
- Вид передач - не реверсивные
- Срок службы привода - 10 лет при работе в одну смену
- Срок службы подшипников = 20 000 часов

Кинематический расчет

Выбор электродвигателя

Общий КПД привода η_{Σ} = произведению частных КПД:

$$\eta_{з.н.} := 0.97 \quad \text{КПД закрытой передачи (цилиндрического редуктора)}$$

$$\eta_{о.н.} := 0.91 \quad \text{КПД открытой передачи (цепной)}$$

$$\eta_{м} := 1 \quad \text{КПД муфты}$$

$$\eta_{н.н} := 0.99 \quad \text{КПД одной пары подшипников качения}$$

$$\eta_{\Sigma} := \eta_{з.н.} \cdot \eta_{о.н.} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{н.н}^3 = 0.856$$

Требуемая мощность
электродвигателя:

$$P_{р.в.} := F \cdot V = 5.4 \text{ кВт}$$

$$P_{эд_тр} := \frac{P_{р.в.}}{\eta_{\Sigma}} = 6.305 \text{ (кВт)}$$

где $P_{р.в.}$ - мощность на валу рабочего органа
привода, кВт

Требуемая частота вращения вала электродвигателя:

$$\omega_{р.в.} := 2 \cdot \frac{V}{D} = 4.5 \text{ (с}^{-1}\text{)}$$

$u_{\Sigma}^{рек}$ - возможное среднее рекомендуемое передаточное число
привода:

$$u_{з.н.рек} := 4$$

$$u_{о.н.рек} := 3$$

$$u_{\Sigma рек} := u_{з.н.рек} \cdot u_{о.н.рек} = 12$$

$$\eta_{эд}(тр) := \left(30 \cdot \omega_{р.в.} \cdot \frac{u_{\Sigma рек}}{\pi} \right) = 515.662$$

В соответствии с требуемой мощностью
электродвигателя - $P_{эд}^{тр}$ и требуемой частотой
вращения вала - $n_{эд}^{тр}$ электродвигателя выбираем по
таблице электродвигатель АИР132S8

АИР160S8

Исполнение - IM1081

Мощность - 7.5 кВт

Частота вращения - 727 об/
мин

$$\frac{T_{max}}{T_{min}} = 2.2$$

Диаметр вала - $d_{эд} := 48 \text{ мм}$

Определение общего передаточного числа U_{Σ} привода и разбивка
его между отдельными ступенями

При известных характеристиках электродвигателя
общее передаточное число:

$$n_{з.д.} := 727 \quad \omega_{з.д.} := \pi \cdot \frac{n_{з.д.}}{30} = 76.131 \text{ (рад/с)}$$

$$U_{\Sigma} := \frac{\omega_{з.д.}}{\omega_{р.в.}} = 16.918$$

Также:

Делаем вывод:

$$U_{\Sigma} = U_{з.н.} \cdot U_{о.н.}$$

Передаточное число закрытой
передачи

$$u_{з.н.} := \frac{U_{\Sigma}}{u_{о.н. рек}} = 5.639$$

$$u_{з.н.} := 5.6$$

*Передаточное число
открытой передачи*

$$u_{o.n.} := \frac{U_{\Sigma}}{u_{3.n.}} = 3.021$$

*Определение угловых скоростей валов
привода*

*Угловая скорость первого вала - $\omega_1 := \omega_{3.д.} = 76.131$
(рад/с)*

Угловая скорость второго вала - $\omega_2 := \frac{\omega_1}{u_{3.n.}} = 13.595$ (рад/

с)
Угловая скорость третьего вала - $\omega_3 := \frac{\omega_2}{u_{o.n.}} = 4.5$ (рад/с) =
 $\omega_{p.в.}$

Определение частот вращения валов

$$n_1 := n_{3.д.} = 727 \left(\frac{\text{об}}{\text{мин}} \right)$$

$$n_2 := 30 \cdot \frac{\omega_2}{\pi} = 129.821 \left(\frac{\text{об}}{\text{мин}} \right)$$

$$n_3 := 30 \cdot \frac{\omega_3}{\pi} = 42.972 \left(\frac{\text{об}}{\text{мин}} \right)$$

*Определение мощностей на валах
привода*

$$P_1 := P_{эд_тр} = 6.305$$

$$P_2 := P_1 \cdot \eta_{3.n.} \cdot \eta_{n.n} = 6.055$$

$$P_3 := P_2 \cdot \eta_{o.n.} \cdot \eta_{n.n} = 5.455$$

$$P_{p.в.} = 5.4$$

*Определение вращающих моментов на
валах привода (кН•м)*

$$T_1 := \frac{P_1}{\omega_1} = 0.083 \quad T_3 := F \cdot \frac{D}{2} = 1.2$$

$$T_2 := \frac{P_2}{\omega_2} = 0.445 \quad \frac{P_3}{\omega_3} = 1.212$$

*Анализ результатов кинематического
расчета привода*

$$\omega_1 = \omega_{з\partial} \quad \omega_1 \geq \omega_2 \geq \omega_3 \quad \omega_{\text{посл.вала}} = \omega_{\text{р.в.}}$$

$$\eta_1 = \eta_{з.д.} \quad \eta_1 \geq \eta_2 \geq \eta_3$$

$$P_1 = P_{з\partial_тр} \quad P_1 \geq P_2 \geq P_3 \quad P_{\text{посл.вала}} = P_{\text{р.в.}}$$

$$T_2 \leq T_3 \quad T_{\text{посл.вала}} = T_{\text{р.в.}}$$

Расчет закрытой передачи

Вращающий момент :

Угловая скорость:

$$T_1 := T_1 \cdot 10^6 = 8.282 \cdot 10^4 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

$$\omega_1 = 76.131 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

$$T_2 := T_2 \cdot 10^6 = 4.454 \cdot 10^5 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

$$\omega_2 = 13.595 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

Частота вращения:

$$n_1 = 727 \quad \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$n_2 = 129.821 \quad \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Передаточное число:

$$u_{12} := \frac{n_1}{n_2} = 5.6$$

Выбор материала зубчатых колес,
назначение упрочняющей обработки и
определение допускаемых напряжений

Определяем размеры заготовок:

$$c := 1 \quad \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

$$d_{1_загот.} := 3.0 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{1 \cdot u_{12}^2}} = 72.649 \quad (\text{мм})$$

$$d_{2_загот.} := d_{1_загот.} \cdot u_{12} = 406.836 \quad (\text{мм})$$

Материал колеса: **сталь 45Л**, литье, термообработка - нормализация, диаметр заготовки: свыше 300 мм

Твердость $HB_2 := 180$

Предел прочности $\sigma_{B2} := 520$ (МПа)

Предел текучести $\sigma_{T2} := 290$ (МПа)

Допускаемое контактное напряжение для зубчатого колеса

$$\sigma_{H2} := \frac{(2 \cdot HB_2 + 70)}{1.2} = 358.333 \quad (\text{МПа})$$

Допускаемое напряжение изгиба для зубчатого колеса

$$\sigma_{F2} := 1.8 \cdot HB_2 = 324$$

$$HB_1 := HB_2 \cdot \sqrt[6]{u_{12}} = 239.867$$

Материал: Сталь 40, прокат,

$$\sigma_e := 780$$

$$\sigma_m := 780$$

$$HB_1 := 220$$

Термообработка - улучшение

Допускаемое контактное напряжение для зубчатого колеса

$$\sigma_{H1} := \frac{(2 \cdot HB_1 + 70)}{1.2} \cdot 1 = 425$$

Допускаемое напряжение изгиба для зубчатого колеса

$$\sigma_{F1} := 1.8 \cdot \frac{HB_1}{1.8} \cdot 1^2 = 220$$

$$\sigma_H := \frac{(\sigma_{H1} + \sigma_{H2})}{2} = 391.667$$

$$\sigma_{H2} \cdot 1.25 = 447.917$$

Коэффициент нагрузки

$$K_H := 1.1$$

Коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию

$$\Psi_{ba} := 0.315$$

$$C := 310$$

$$a_\omega := (u_{12} + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{C}{\sigma_H \cdot u_{12}}\right)^2 \cdot T_2 \cdot \frac{K_H}{\Psi_{ba}}} = 207.481$$

$$a_\omega := 224$$

Нормальный модуль зацепления

$$\cos B := 1 \quad B := 0 \text{ deg}$$

$$m_n := (0.01) \cdot a_\omega = 2.24 \text{ округлим до } 1.25$$

$$m_n := 1.25$$

Суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$Z_c := 2 \cdot \frac{a_\omega}{m_n} = 358.4$$

$$Z_1 := \frac{Z_c}{u_{12} + 1} = 54.303 \quad Z_1 := \text{round}(Z_1) = 54$$

$$Z_2 := Z_c - Z_1 = 304.4 \quad Z_2 := \text{round}(Z_2) = 304 \quad u := \frac{Z_2}{Z_1} = 5.63$$

Расхождение

$$U_{dif} := \text{abs}\left(\frac{(u - u_{12})}{u}\right) \cdot 100 = 0.526 \%$$

$$d_1 := m_n \cdot \frac{Z_1}{\cos B} = 67.5 \quad d_1 := 68$$

$$d_2 := m_n \cdot \frac{Z_2}{\cos B} = 380$$

Проверка

$$a_w := \frac{(d_2 + d_1)}{2} = 224$$

Диаметры окружностей
и выступов

$$d_{a1} := d_1 + 2 \cdot m_n = 70.5$$

$$d_{a2} := d_2 + 2 \cdot m_n = 382.5$$

Диаметры окружностей
впадин

$$d_{f1} := d_1 - 2.5 \cdot m_n = 64.875$$

$$d_{f2} := d_2 - 2.5 \cdot m_n = 376.875$$

Определим ширину
зубчатых колес

$$b_2 := \Psi_{ba} \cdot a_w = 70.56$$

$$b_2 := 70$$

$$b_1 := b_2 + 5 = 75.56$$

$$b_1 := 75$$

Проверочный расчёт

$$\psi_{bd} := \frac{b_2}{d_1} = 1.029$$

$$V := \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2 \cdot 1000} = 2.588 \quad - 8 \text{ степеней точности}$$

$$K_{Hb} := 1.09 \quad K_{Ha} := 1.04 \quad K_{Hv} := 1.05$$

$$K_H := K_{Ha} \cdot K_{Hb} \cdot K_{Hv} = 1.19$$

Проверим условие прочности

$$\sigma_{Hch} := \frac{C}{a_w \cdot u} \cdot \sqrt{T_2 \cdot \frac{K_H}{b_2} \cdot (u + 1)^3} = 365.171$$

$$coef_{ch} := \frac{\text{abs}(\sigma_H - \sigma_{Hch})}{\sigma_{Hch}} \cdot 100 = 7.256 < 10\%$$

Условие выполнено

$$Z_{v1} := \frac{Z_1}{\cos B^3} = 54$$

$$Z_{v2} := \frac{Z_2}{\cos B^3} = 304$$

$$Y_{F1} := 3.66$$

$$Y_{F2} := 3.6$$

$$\frac{\sigma_{F1}}{Y_{F1}} = 60.109 < \frac{\sigma_{F2}}{Y_{F2}} = 90$$

$$K_{Fa} := 1$$

$$K_{Fb} := 1.1$$

$$K_V := 1.45$$

Определим коэффициент нагрузки

$$K_F := K_{Fa} \cdot K_{Fb} \cdot K_V = 1.595$$

$$\sigma_F := 2 \cdot T_1 \cdot \frac{K_F}{Z_1 \cdot b_1 \cdot m_n^2} \cdot Y_{F1} = 152.795 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_F < \sigma_{F2}$$

$$\sigma_{F2} = 324$$

$$d_1 = 68$$

Определяем окружные

$$\alpha := 20 \text{ deg}$$

силы

$$F_{t2} := 2 \cdot \frac{T_1}{d_1} = 2.436 \cdot 10^3$$

$$F_{t1} := F_{t2}$$

Определяем

радиальные силы

$$F_{r1} := F_{t1} \cdot \tan(\alpha) = 886.541$$

$$F_{r2} := F_{r1}$$

Определим силы

нормального давления

$$F_{n1} := \frac{F_{t1}}{\cos(\alpha)} = 2.592 \cdot 10^3$$

$$F_{n2} := F_{n1}$$

Расчет открытой передачи

Исходные данные

T на меньшей звездочке

$$T_{10} := T_2 = 4.454 \cdot 10^5$$

*Частота вращения
ведущей звездочки*

$$n_{10} := n_2 = 129.821$$

*Мощность на ведущей
звездочке*

$$P_{10} := P_2 \cdot 1000 = 6.055 \cdot 10^3$$

T на большей звездочке

$$T_{20} := T_3 \cdot 10^6 = 1.2 \cdot 10^6$$

*Частота вращения
ведомой звездочки*

$$n_{20} := n_3 = 42.972$$

*Мощность на ведомой
звездочке*

$$P_{20} := P_3 \cdot 1000 = 5.455 \cdot 10^3$$

*Передаточное число
открытой цепной передачи*

$$u_{12} := u = 5.63$$

$$Z_{10} := 31 - 2 \cdot u_{12} = 19.741 \quad Z_{10} := \text{floor}(Z_{10}) = 19$$

$$Z_{20} := Z_{10} \cdot u_{12} = 106.963 \quad Z_{20} := \text{floor}(Z_{20}) = 106$$

$$uu_{12} := \frac{Z_{20}}{Z_{10}} = 5.579 \quad \text{delta}_u := \frac{\text{abs}(u_{12} - uu_{12})}{u_{12}} \cdot 100 = 0.9 < 3\%$$

$$p := 29 \quad m := 1 \quad K_f := 1$$

$$K_{\partial} := 1.25 \quad K_H := 1 \quad K_{\eta} := 1.25 \quad K_{CM} := 1.4 \quad K_p := 1.25 \quad K_a := 1$$

$$K_3 := K_{\partial} \cdot K_a \cdot K_H \cdot K_p \cdot K_{CM} \cdot K_{\eta} = 2.734$$

$$t := 2.8 \cdot \sqrt[3]{T_{10} \cdot \frac{K_3}{Z_{10} \cdot p \cdot m}} = 36.472$$

Выбор цепи роликовой однорядной

$$t := 38.10 \quad d_{1-1} := 22.23 \quad F_p := 124587$$

$$B_{BH} := 25.4 \quad h := 36.2 \quad q := 5.5$$

$$d := 11.1 \quad b := 58 \quad S := 394$$

Проверим условие обеспечения износостойкости
цепи

При шаге цепи $t = 38.1 \text{ мм} \rightarrow n_{1brack} := 500$

$$n_{1brack} > n_{10} = 1$$

$$V := \frac{(Z_{10} \cdot n_{10} \cdot t)}{60000} = 1.566$$

$$F_t := \frac{P_{10}}{V} = 3.866 \cdot 10^3 \quad p_p := F_t \cdot \frac{K_3}{S} = 26.827$$

$$\alpha := 40 \cdot t = 1.524 \cdot 10^3$$

$$L_t := 2 \cdot \frac{\alpha}{t} + \frac{(Z_{10} + Z_{20})}{2} + \left(\frac{(Z_{20} - Z_{10})}{2 \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{\alpha} = 147.293 \quad L_f := 148$$

$$\alpha_{dif} := \frac{t}{4} \cdot \left(L_t - \frac{(Z_{10} + Z_{20})}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{(Z_{10} + Z_{20})}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{(Z_{20} - Z_{10})}{2 \pi} \right)^2} \right) = 1.538 \cdot 10^3$$

$$\alpha_{dif_2} := 0.997 \cdot \alpha_{dif} = 1.534 \cdot 10^3$$

$$a'' := 1521$$

$$d_{11} := \frac{t}{\sin\left(\frac{180 \text{ deg}}{Z_{10}}\right)} = 231.478 \quad d_{22} := \frac{t}{\sin\left(\frac{180 \text{ deg}}{Z_{20}}\right)} = 1.286 \cdot 10^3$$

$$\lambda_{d1} := \frac{t}{d_{1-1}} = 1.714 \quad \lambda_{d2} := \lambda_{d1}$$

$$K := 0.575$$

$$D_{e1} := t \cdot \left(K + \cot\left(\frac{(180 \text{ deg})}{Z_{10}}\right) \right) = 250.228$$

$$D_{e2} := t \cdot \left(K + \cot\left(\frac{(180 \text{ deg})}{Z_{20}}\right) \right) = 1.307 \cdot 10^3$$

Проверка коэффициента запаса прочности

$$s := \frac{F_p}{F_t \cdot K_\partial \cdot q \cdot V^2 + \frac{(9.81 \cdot K_f \cdot q \cdot \alpha_{dif-2})}{1000}} = 1.909$$

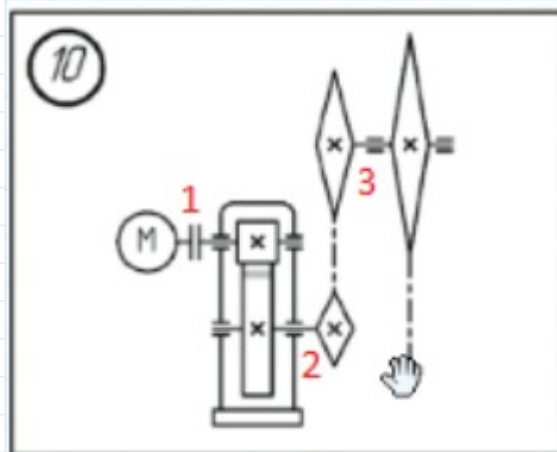
$$n_{10} = 129.821 \quad s_{table} := 9.8 \quad s > s_{table} = 0$$

Определение силы, действующие на валы

$$K_B := 1.1$$

$$F_B := F_t \cdot K_B = 4.252 \cdot 10^3$$

Расчет и конструирование валов



На схеме видно, вал 1 - быстроходный; вал 2 - тихоходный

Быстроходный вал

$$T_6 := T_1 \cdot 1000000 = 8.282 \cdot 10^{10}$$

$$d_6 := \sqrt[3]{\frac{T_6}{0.2 \cdot 25}} = 2.549 \cdot 10^3$$

АИР160S8

Исполнение - IM1081

Мощность - 7.5 кВт

Частота вращения - 727 об/мин

$$\frac{T_{max}}{T_{min}} = 2.2$$

$$d_{эд} = 48$$

$$0.8 \cdot d_{эд} = 38.4$$

Ближайшее значение по таблице:

Диаметр вала - $d_{эд} := 48 \text{ мм}$

$$d_6 := 40 \quad L_6 := 82$$

Диаметр под подшипник d_6 .

$$d_n := d_6 + 5 = 45 \text{ мм}$$

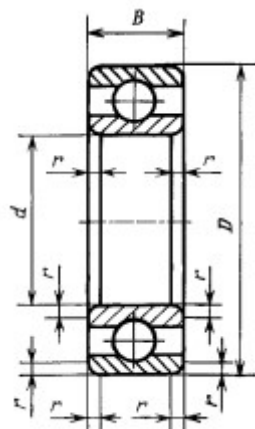
Диаметр заплечика примем

$$d_3 := d_n + 10 = 55 \text{ мм}$$

Зацепление через шпонку, шестерня отдельная деталь $d_{f1} = 64.875 \text{ мм}$

$$d_{f1} := \text{round}(d_{f1}) = 65 \quad l_{сб} := b_1 = 75$$

Подшипники ГОСТ 8338-75 309



$$D_Б := 100 \quad d_{БП} := 45 \quad B_{П1} := 25 \quad r_{П1} := 2.5$$

$$\frac{(D_Б - d_{БП})}{2} = 27.5 \quad r_Б := 0.4 \cdot (D_Б - d_{БП}) = 22$$

Длина участка под правым подшипником

$$l_{П1} := B_{П1} + 0 = 25$$

Рисунок 4 - Конструкция подшипника

Тихоходный вал

$$T_m := T_2 \cdot 1000000 = 4.454 \cdot 10^{11} \quad d_m := \sqrt[3]{\frac{T_m}{0.2 \cdot 15}} = 5.295 \cdot 10^3$$

Примем $d_m := 53 \text{ мм}$ $l_m := 82$

мм

$d_n := 60 \text{ мм}$

$d_c := 65 \text{ мм}$

$d_{y6} := 75 \text{ мм}$

$l_c := b_2 = 70$

Подшипник ГОСТ 8338-75 312

$D_T := 130$ $d_{TP} := 60$ $B_{П2} := 31$ $r_{П2} := 3.5$

$$\frac{(D_T - d_{TP})}{2} = 35 \quad r_T := 0.4 \quad (D_T - d_{TP}) = 28$$

Длина участка вала под ступицу

$l_C := b_2 = 70$

Длина участка вала под подшипник

$l_{П2} := B_{П2} + 11 = 42$

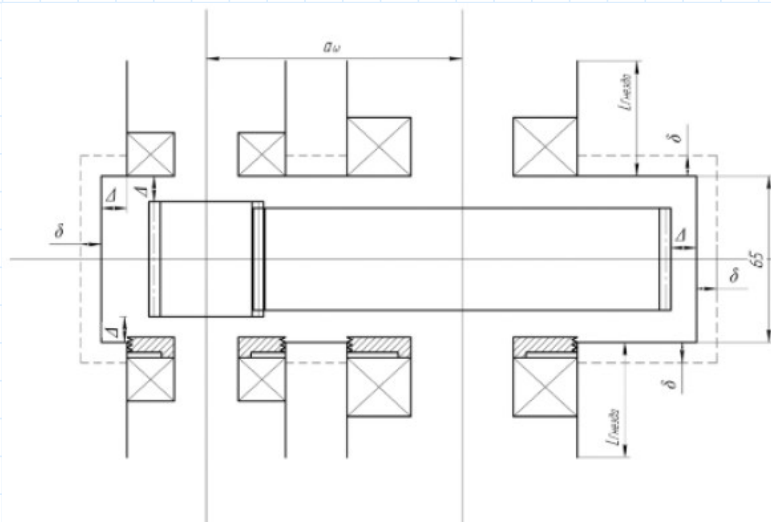
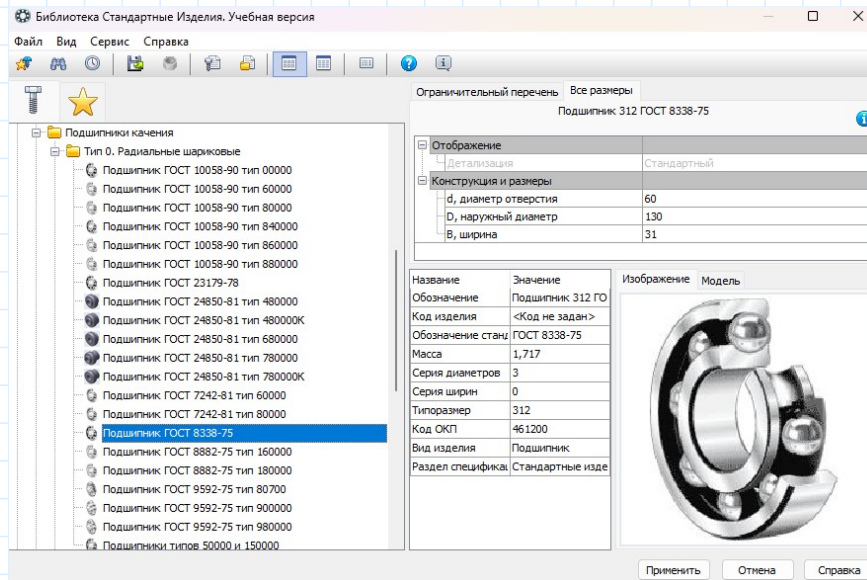


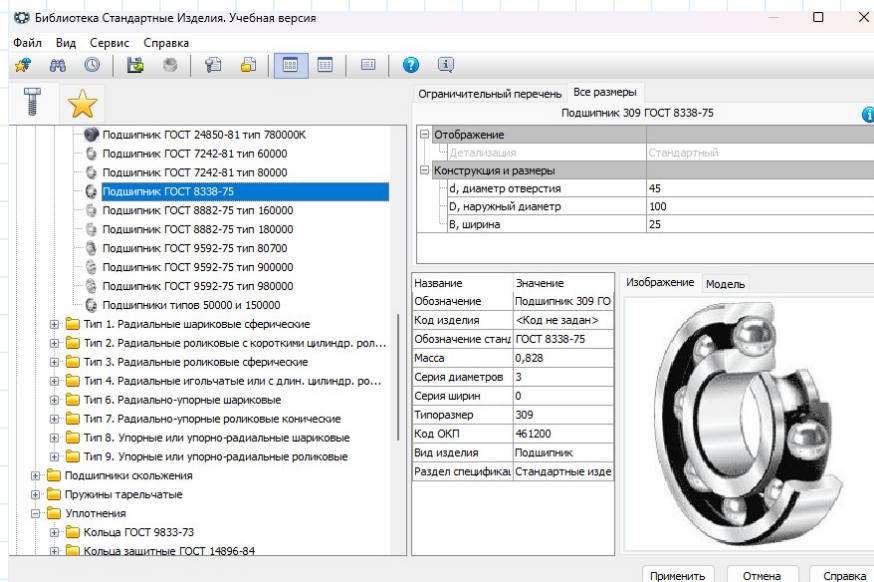
Рисунок 5 - Схема компоновки

Выбор подшипников в КОМПАС-3D

Для быстроходного вала



Для тихоходного вала



Расчет зубчатого колеса

Параметры Значения

$$d_{cm} := 1.6 \cdot d_c = 104$$

$$l_{cm} := 1.3 \cdot d_c = 84.5$$

$$\delta_0 := 3 \cdot m_n = 3.75 \quad \delta_0 := 8$$

$$C := 0.3 \cdot b_2 = 21 \quad b_2 = 70$$

$$n := 0.5 \cdot m_n = 0.625$$

$$D_0 := d_{a2} - (d_{a2} - d_{f2}) \cdot 2 - \delta_0 \cdot 2 - n \cdot 2 = 354$$

$$D_{отв} := 0.5 \cdot (D_0 + d_{cm}) = 229$$

$$d_{отв} := \frac{(D_0 - d_{cm})}{4} = 62.5$$

$$s_{колёса} := 0.8 \cdot C = 16.8$$

$$h_{колёса} := \frac{(l_{cm} - C)}{2} = 31.75$$

$$r := h_{колёса} \cdot 0.05 + 1 = 2.588$$

$$R := 2.5 \cdot r + 1 = 7.469$$

Выбор шпонок

Шпонка для зубчатого колеса, соединение с зубчатым колесом

Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза		Фаска $s \times 45^\circ$
		Вала t_1	Втулки t_2	
Св. 10 до 12	4×4	2,5	1,8	0,08–0,16
Св. 12 до 17	5×5	3,0	2,3	
Св. 17 до 22	6×6	3,5	2,8	0,16–0,25
Св. 22 до 30	8×7	4,0	3,3	
Св. 30 до 38	10×8	5,0	3,3	0,25–0,40
Св. 38 до 44	12×8	5,0	3,3	
Св. 44 до 50	14×9	5,5	3,8	0,4, –0,60
Св. 50 до 58	16×10	6,0	4,3	
Св. 58 до 65	18×11	7,0	4,4	0,4, –0,60
Св. 65 до 75	20×12	7,5	4,9	
Св. 75 до 85	22×14	9,0	5,4	0,4, –0,60
Св. 85 до 95	25×14	9,0	5,4	
Св. 95 до 110	28×16	10,0	6,4	0,4, –0,60

Шпонка для шестерни, соединение с шестерней

Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза		Фаска $s \times 45^\circ$
		Вала t_1	Втулки t_2	
Св. 10 до 12	4×4	2,5	1,8	0,08–0,16
Св. 12 до 17	5×5	3,0	2,3	
Св. 17 до 22	6×6	3,5	2,8	0,16–0,25
Св. 22 до 30	8×7	4,0	3,3	
Св. 30 до 38	10×8	5,0	3,3	0,25–0,40
Св. 38 до 44	12×8	5,0	3,3	
Св. 44 до 50	14×9	5,5	3,8	0,4, –0,60
Св. 50 до 58	16×10	6,0	4,3	
Св. 58 до 65	18×11	7,0	4,4	0,4, –0,60
Св. 65 до 75	20×12	7,5	4,9	
Св. 75 до 85	22×14	9,0	5,4	0,4, –0,60
Св. 85 до 95	25×14	9,0	5,4	
Св. 95 до 110	28×16	10,0	6,4	0,4, –0,60

Корпус редуктора

Толщина стенки редуктора

$$\delta := 10$$

Диаметр

фундаментальных болтов

$$d_{Б1} := 20$$

$$l_{шт1} := 70$$

Диаметр болтов у подшипников

$$d_{Б2} := 16$$

Диаметр болтов на фланце корпуса

Диаметр штифтов

$$d_{Б3} := 12$$

$$d_{штифт} := d_{Б3} = 12$$

Длина подшипниковых гнезд:

Окружная скорость

$$L_{гнезда} := \delta + 37 + 3 = 50$$

$$V = 1.566$$

$$2.569 < 3 = 1$$

Крышки торцевые(накладные)

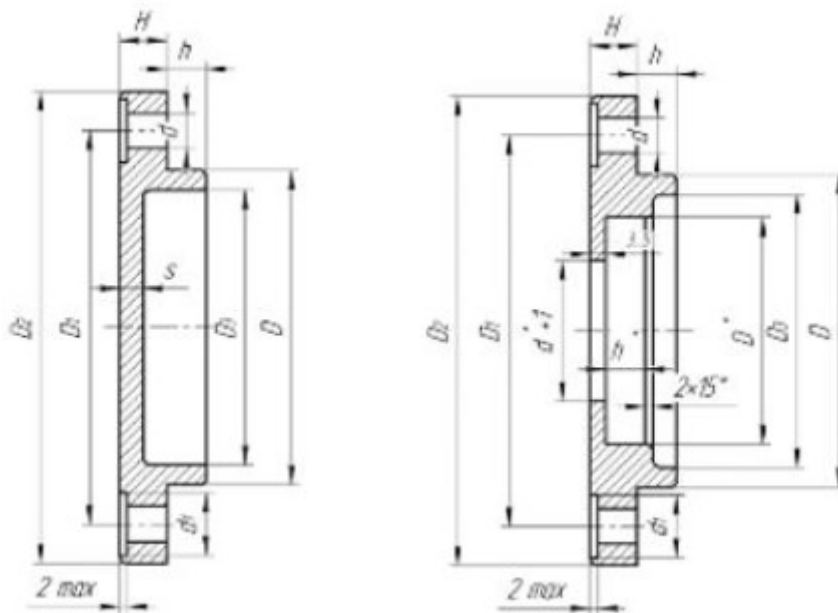


Рисунок 7 - Конструкция торцевых (накладных) крышек

Крышки быстрогохода вала

$$D_B := 100 \quad D_{BK1} := D_B + 25 = 125 \quad D_{BK2} := D_B + 50 = 150 \quad D_{BK3} := D_B - 15 = 85$$

$$d_{BK} := 11 \quad d_{BK1} := 22 \quad M_1 := 10 \quad n_{K1} := 6 \quad H_{K1} := 15$$

$$h_1 \quad - \text{от } 5 \text{ до } 30 \quad S_{K1} := 7$$

Крышки для тихоходного вала

$$D_T = 130 \quad D_{TK1} := D_T + 25 = 155 \quad D_{TK2} := D_T + 50 = 180 \quad D_{TK3} := D_T - 15 = 115$$

$$d_{TK} := 11 \quad d_{TK1} := 22 \quad M_2 := 10 \quad n_{K2} := 6 \quad H_{K2} := 15$$

$$h_2 \quad - \text{от } 5 \text{ до } 30 \quad S_{K2} := 7$$