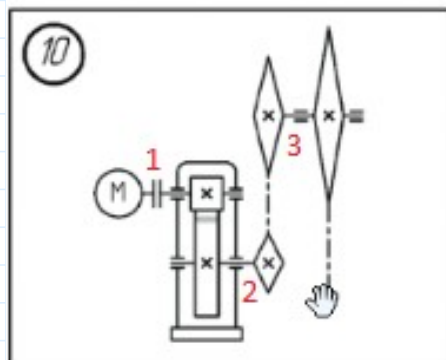


Киселёва А.Н.  
Губанов В.  
группа 211-324

Вариант 10-4

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  $\eta_{\Sigma}$  = произведению частных КПД:

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

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

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

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

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

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:

$$u_{з.п.рек} := 4$$

$$u_{о.п.рек} := 3$$

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

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

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  $U_{\Sigma}$  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*

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

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

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

*Определяем*

*радиальные силы*

$$F_{r1} := F_{t1} \cdot \tan(\alpha) = 886.541 \quad F_{r2} := F_{r1}$$

*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*

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

*T на большей звездочке*

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

*Частота вращения  
ведущей звездочки*

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

*Частота вращения  
ведомой звездочки*

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

*Мощность на ведущей  
звездочке*

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

*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  $t = 38.1 \text{ мм} \rightarrow n_{1brack} := 500$

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

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

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

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

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

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

$$\alpha_{dif\_2} := 0.997 \cdot \alpha_{dif} = 1.534 \cdot 10^3$$

$$a'' := 1521$$

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

$$lambda_1 := \frac{t}{d_{1-1}} = 1.714 \quad lambda_2 := lambda_1$$

$$K := 0.575$$

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

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

*Проверка коэффициента запаса прочности*

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

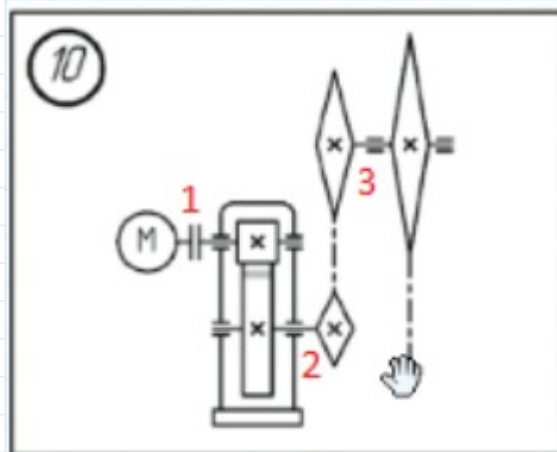
$$n_{10} = 129.821 \quad s_{table} := 9.8 \quad s > s_{table} = 0$$

*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

$$T_6 := 0.083 \cdot 1000000 = 8.3 \cdot 10^4$$

$$d_6 := \sqrt[3]{\frac{T_6}{0.2 \cdot 25}} = 25.51$$

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  $d_6$ .

$$d_n := d_6 + 5 = 45 \text{ мм}$$

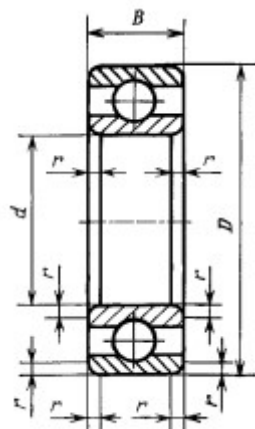
Диаметр заплечика примем

$$d_3 := d_n + 10 = 55 \text{ мм}$$

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

$$T_m := 0.445 \cdot 1000000 = 4.45 \cdot 10^5 \quad d_m := \sqrt[3]{\frac{T_m}{0.2 \cdot 15}} = 52.935$$

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

$d_n := 60 \text{ мм}$

$d_c := 65 \text{ мм}$

$d_{y6} := 75 \text{ мм}$

$l_c := b_2 = 70$

## Подшипник ГОСТ 8338-75 312

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

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

## Длина участка вала под ступицу

$l_C := b_2 = 70$

## Длина участка вала под подшипник

$l_{П2} := B_{П2} + 1 = 32$

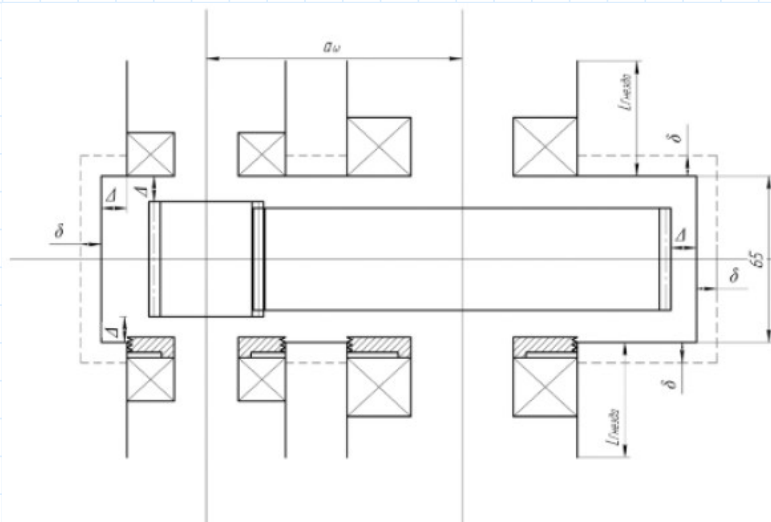
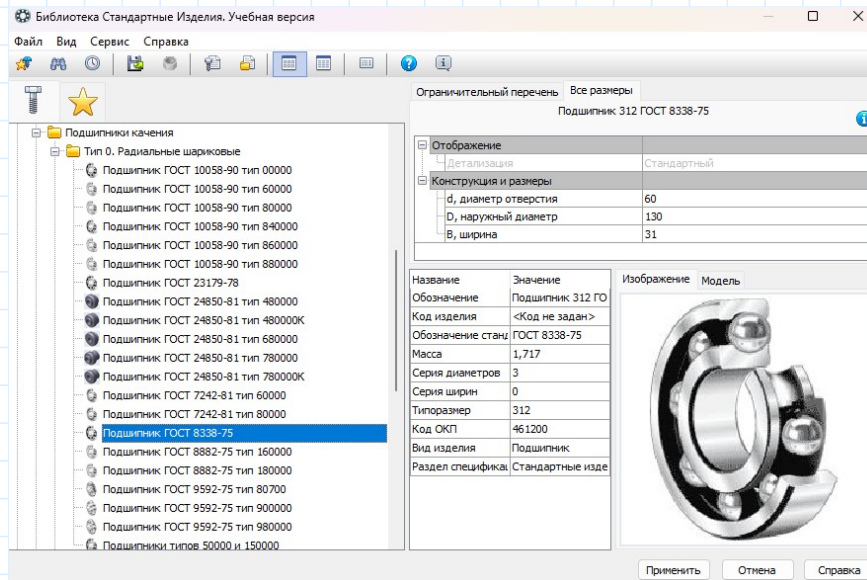


Рисунок 5 - Схема компоновки

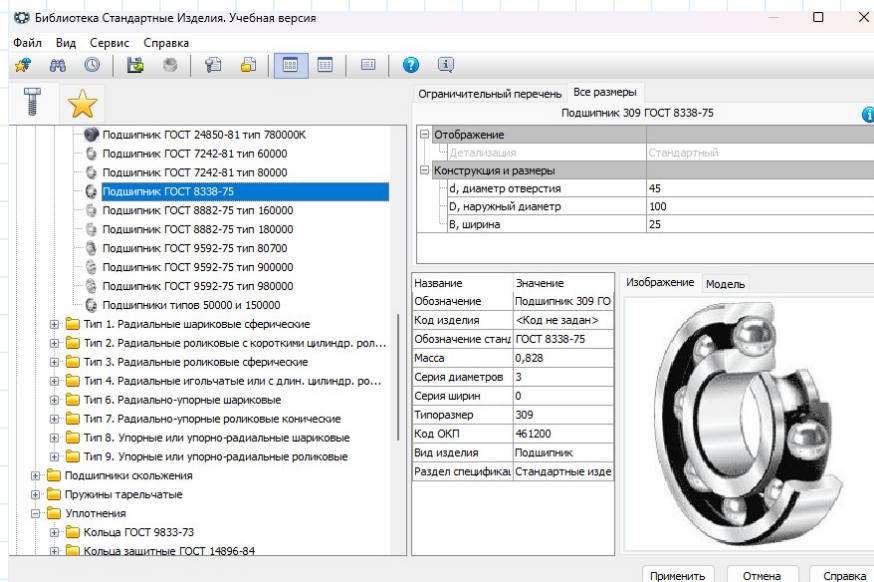


## Выбор подшипников в КОМПАС-3D

### 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	$4 \times 4$	2,5	1,8	0,08–0,16
Св. 12 до 17	$5 \times 5$	3,0	2,3	
Св. 17 до 22	$6 \times 6$	3,5	2,8	0,16–0,25
Св. 22 до 30	$8 \times 7$	4,0	3,3	
Св. 30 до 38	$10 \times 8$	5,0	3,3	0,25–0,40
Св. 38 до 44	$12 \times 8$	5,0	3,3	
Св. 44 до 50	$14 \times 9$	5,5	3,8	0,4, –0,60
Св. 50 до 58	$16 \times 10$	6,0	4,3	
Св. 58 до 65	$18 \times 11$	7,0	4,4	0,4, –0,60
Св. 65 до 75	$20 \times 12$	7,5	4,9	
Св. 75 до 85	$22 \times 14$	9,0	5,4	0,4, –0,60
Св. 85 до 95	$25 \times 14$	9,0	5,4	
Св. 95 до 110	$28 \times 16$	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	$4 \times 4$	2,5	1,8	0,08–0,16
Св. 12 до 17	$5 \times 5$	3,0	2,3	
Св. 17 до 22	$6 \times 6$	3,5	2,8	0,16–0,25
Св. 22 до 30	$8 \times 7$	4,0	3,3	
Св. 30 до 38	$10 \times 8$	5,0	3,3	0,25–0,40
Св. 38 до 44	$12 \times 8$	5,0	3,3	
Св. 44 до 50	$14 \times 9$	5,5	3,8	0,4, –0,60
Св. 50 до 58	$16 \times 10$	6,0	4,3	
Св. 58 до 65	$18 \times 11$	7,0	4,4	0,4, –0,60
Св. 65 до 75	$20 \times 12$	7,5	4,9	
Св. 75 до 85	$22 \times 14$	9,0	5,4	0,4, –0,60
Св. 85 до 95	$25 \times 14$	9,0	5,4	
Св. 95 до 110	$28 \times 16$	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)

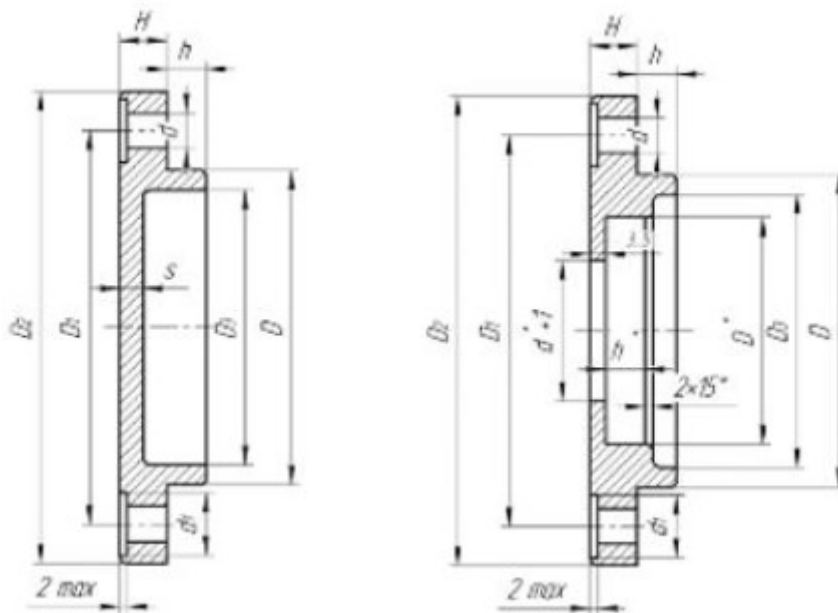


Рисунок 7 - Конструкция торцевых (накладных) крышек

### 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

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

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

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

$$M_x := 445000$$

$$M_y := 15500$$

$$M_{k2} := 445000$$

$$T_T := 4.45 \cdot 10^5$$

$$M_{\Sigma} := \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_{k2}^2} = 6.295 \cdot 10^5$$

$$d_{\text{пов}} := \sqrt[3]{\frac{M_{\Sigma}}{0.1 \cdot 60}} = 47.165$$

$$d_{c.m.} := 65$$

$$\delta := \frac{d_{c.m.} - d_{\text{пов}}}{d_{c.m.}} \cdot 100 = 27.439$$

$$|\delta| = 27.439 \quad \%$$

$f_y, \text{ мм}$	$f_x, \text{ мм}$	$f_{\max} = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}$	$[f]$	
0,0104	0	0,0104	0,013	1,2
$\theta_{Ayz}, \text{ рад}$	$\theta_{Axz}, \text{ рад}$	$\theta_{A\Sigma} = \sqrt{\theta_{Ayz}^2 + \theta_{Axz}^2}$	$[\theta]$	резерв (раз)
0,00026	0,00261	0,002622918	0,005	1,91
$\theta_{Byz}, \text{ рад}$	$\theta_{Bxz}, \text{ рад}$	$\theta_{B\Sigma} = \sqrt{\theta_{Byz}^2 + \theta_{Bxz}^2}$	$[\theta]$	резерв (раз)
-0,000073	-0,0007375	0,000741104	0,005	6,75

По расчетам был получен диаметр  $d_{\text{пов}} = 47.165$  меньше  $d_{c.m.} = 65$ , что удовлетворяет условию.

По расчетам в инвентаре максимальное напряжение - 31 в 6.77 раз меньше максимального допустимого напряжения для стали - 210.