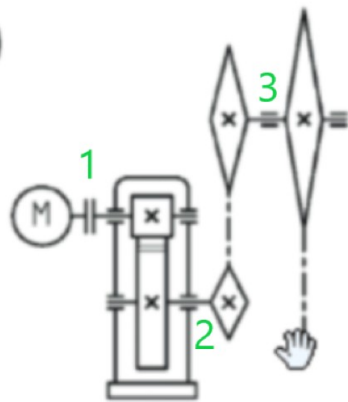


10



$$D := 0.4 \quad [m]$$

1 - быстроходный

$$F := 6 \quad [kH]$$

2 - тихоходный

3 - рабочий

$$V := 0.9 \quad \left[ \frac{km}{hr} \right]$$

Нагрузка: Постоянная

Вид передачи: Не реверсивное

Срок службы привода: 10 лет при работе в одну смену

Срок службы подшипников: 20 000 часов

Группа: -

Выбор электродвигателя

Мощность на валу рабочего органа привода

$$P_{p.в.} := F \cdot V = 5.4$$

Требуемая частота вращения вала

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

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

$$\eta_m := 1 \quad \text{КПД муфты}$$

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

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

Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{мп.эд} := \frac{P_{p.в.}}{\eta_{\Sigma}} = 6.305$$

Угловая скорость рабочего вала

$$w_{p.в.} := \frac{(2 \cdot V)}{D} = 4.5$$

$$u_{з.н.} := 4$$

$$u_{о.н.} := 3$$

Возможное среднее рекомендуемое передаточное число привода

$$u_{\Sigma} := 4 \cdot 3 = 12$$

Требуемая частота вращения вала электродвигателя

$$\eta_{эд} := \frac{(30 \cdot w_{p.в.} \cdot u_{\Sigma})}{\pi} = 515.662$$

Частота вращения вала и мощность электродвигателя по таблице:

$$\eta_{эд} := 727 \quad P_{эд} := 7.5$$

Таблица 1 - Тип двигателя

| Тип Двигателя | Исполнение | Мощность, кВт | Число полюсов | Частота вращения, об/мин | Tmax/Tном | Диаметр вала, мм |
|---------------|------------|---------------|---------------|--------------------------|-----------|------------------|
| АИР160S8      | У          | 7,5           | 8             | 727                      | 2,4       | 48               |

Определение общего передаточного числа привода и разбивка его между отдельными ступенями

Угловая скорость вала электродвигателя

$$w_{эд} := \frac{(\pi \cdot \eta_{эд})}{30} = 76.131$$

Общее передаточное число привода

$$u_{\Sigma} := \frac{w_{эд}}{w_{p.в.}} = 16.918$$

Передаточное число закрытой передачи

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

Таблица 1.6

Стандартные передаточные числа редукторов и их отдельных ступеней

| 1. Одноступенчатый цилиндрический |      |     |      |     |     |     |
|-----------------------------------|------|-----|------|-----|-----|-----|
| 1-й ряд                           | 2    | 2,5 | 3,15 | 4   | 5   | 6,3 |
| 2-й ряд                           | 2,24 | 2,8 | 3,55 | 4,5 | 5,6 | 7,1 |

$$u_{з.н.} := 5.6 \quad \text{Округленное передаточное число закрытой передачи:}$$

$$u_{о.н.} := \frac{u_{\Sigma}}{u_{з.н.}} = 3.021 \quad \text{Передаточное число открытой передачи}$$

$$u_{о.н.} > 2 = 1$$

$$u_{о.н.} < 6 = 1$$

### Угловые скорости валов

$$w_1 := w_{\text{эд}} = 76.131 \left( \frac{\text{рад}}{\text{с}} \right) \quad (1.12)$$

$$w_2 := w_1 = 76.131 \left( \frac{\text{рад}}{\text{с}} \right) \quad (1.13)$$

$$w_3 := \frac{w_2}{u_{3.n.}} = 13.595 \quad \text{Угловая скорость тихоходного вала (1.13)}$$

$$w_4 := \frac{w_3}{u_{o.n.}} = 4.5 \quad \text{Угловая скорость быстроходного вала (1.13)}$$

### Угловая скорость рабочего вала

$$w_{p.e.} := w_4 = 4.5 \quad \text{т.к. вал редуктора и вал ленточного конвейера соединены муфтой}$$

### Частоты вращения валов

$$\eta_1 := 727 \quad \eta_2 := \eta_1 = 727$$

$$\eta_3 := \frac{(30 \cdot w_3)}{\pi} = 129.821 \quad \eta_4 := \frac{(30 \cdot w_4)}{\pi} = 42.972$$

### Мощности на валах

$$P_1 := P_{m_{\text{эд}}} = 6.305 \quad P_2 := P_1 \cdot \eta_{n.n.} = 6.242 \quad P_3 := P_2 \cdot \eta_{n.n.} \cdot \eta_{3.n.} = 5.994$$

$$P_4 := P_3 \cdot \eta_{n.n.} \cdot \eta_{o.n.} = 5.4 \quad P_{p.e.} = 5.4$$

### Вращающие моменты валов

$$T_1 := \frac{P_1}{w_1} = 0.083 \quad T_2 := \frac{P_2}{w_2} = 0.082 \quad T_3 := \frac{P_3}{w_3} = 0.441 \quad T_4 := \frac{P_4}{w_4} = 1.2$$

### Момент на валу рабочего органа привода

$$T_{p.e.} := \frac{(F \cdot D)}{2} = 1.2$$

$$\text{Анализ: } w_3 = 13.595 \quad w_{p.e.} = w_4 = 1 \quad w_4 = 4.5 \quad w_1 = w_{\text{эд}} = w_2 = 1$$

$$\eta_4 = 42.972 \quad \eta_3 = 129.821 \quad \eta_1 = \eta_2 = \eta_{\text{эд}} = 1$$

$$P_{p.e.} = 5.4 \quad P_1 = 6.305 \quad P_2 = 6.242 \quad P_3 = 5.994 \quad P_4 = 5.4$$

$$T_1 = 0.083 \quad T_2 = 0.082 \quad T_3 = 0.441 \quad T_4 = 1.2 \quad T_{p.e.} = 1.2$$

Вращающий момент:

$$T_1 := T_2 \cdot 10^6 = 8.199 \cdot 10^4$$

$$T_2 := T_3 \cdot 10^6 = 4.409 \cdot 10^5$$

Угловая скорость

$$w_1 := w_2 = 76.131$$

$$w_2 := w_3 = 13.595$$

Частота вращения

$$\eta_1 := \eta_2 = 727$$

$$\eta_2 := \eta_3 = 129.821$$

Передаточное число:

$$u_{12} := \frac{w_1}{w_2} = 5.6$$

$$\frac{\eta_1}{\eta_2} = 5.6$$

$$u_{3..n} = 5.6$$

$$u := u_{12} = 5.6$$

Размеры заготовок

$$d_{1загом} := 3 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{1 \cdot u^2}} = 72.406$$

$$d_{2загом} := d_{1загом} \cdot u = 405.476$$

Материалы шестерни. Сталь 45Л. Литье. Термообработка - нормализация.  
Диаметр заготовки свыше 300 мм.

Твердость

$$HB_2 := 180$$

Предел прочности

$$\sigma_{B2} := 520$$

Предел текучести

$$\sigma_{T2} := 290$$

$$\sigma_{Flimb2} := 1.8 \cdot HB_2 = 324$$

$$\sigma_{Hlimb2} := 2 \cdot HB_2 + 70 = 430$$

Допускаемое контактное напряжение для шестерни

$$\sigma_{H2} := \frac{(\sigma_{Hlimb2} \cdot 1)}{1.2} = 358.333$$

Допускаемое напряжение изгиба для шестерни

$$\sigma_{F2} := \frac{(\sigma_{Flimb2} \cdot 1 \cdot 1)}{1.8} = 180$$

Твердость материала шестерни

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

Материал колеса - Сталь 40. Прокат. Термообработка - улучшение.

Диаметр заготовки до 90мм.

Твердость  $HB_1 := 220$

Предел прочности  $\sigma_{B1} := 780$

Предел текучести  $\sigma_{T1} := 630$

Допускаемое контактное напряжение для шестерни

$$\sigma_{Hlimb1} := 2 \cdot HB_1 + 70 = 510 \quad \sigma_{H1} := \frac{(\sigma_{Hlimb1} \cdot 1)}{1.2} = 425$$

Допускаемое напряжение изгиба для шестерни

$$\sigma_{Flimb1} := 1.8 \cdot HB_1 = 396 \quad \sigma_{F1} := \frac{(\sigma_{Flimb1} \cdot 1 \cdot 1)}{1.8} = 220$$

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H := \sigma_{H2} = 358.333$$

Определение параметров зацепления

$$K_H := 1.1$$

Коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию

$$T_2 = 4.409 \cdot 10^5$$

$$C := 310$$

$$\psi_{baw} := 0.315$$

$$a_w := (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{C}{(\sigma_H \cdot u)}\right)^2 \cdot \frac{(T_2 \cdot K_H)}{\psi_{baw}}} = 219.42$$

Межосевое расстояния

$$a_w := 224$$

Модуль зацепления:

$$m_n := 0.01 \cdot a_w = 2.24$$

$$m_n := 1.25$$

Суммарное число зубьев прямозубых шестерни и колеса

$$z_c := \frac{(2 \cdot a_w)}{m_n} = 358.4 \quad z_c := 358$$

Число зубьев для зубчатого колеса:

$$z_1 := \frac{z_c}{u + 1} = 54.242 \quad z_1 := 54$$

Число зубьев для зубчатого колеса

$$z_2 := z_c - z_1 = 304$$

Уточняем передаточное число:

$$u_{\text{проб}} := \frac{z_2}{z_1} = 5.63 \quad \Delta u := \frac{(u - u_{\text{проб}})}{u} \cdot 100 \cdot (-1) = 0.529$$

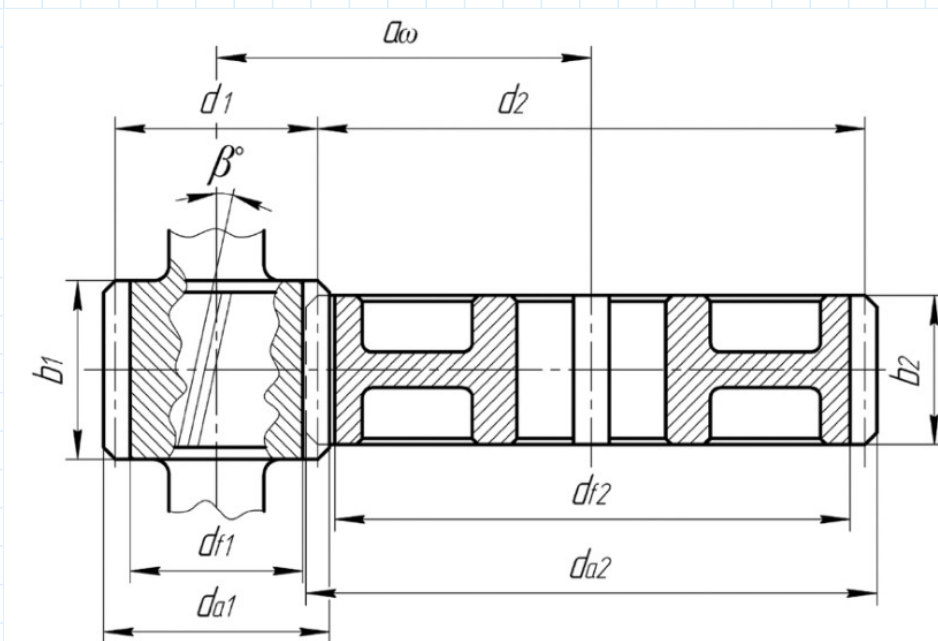


Рисунок 2 - Обозначение геометрических размеров передачи

Диаметры делительных окружностей (2.24):

$$d_1 := m_n \cdot z_1 = 67.5$$

$$d_2 := m_n \cdot z_2 = 380$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} := d_1 - 2.5 \cdot m_n = 64.375$$

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

Ширина зубчатых колес:

$$b_2 := a_w \cdot \psi_{baw} = 70.56$$

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

## Проверочный расчет передачи

Коэффициент ширины относительно диаметра

$$\psi_{bd} := \frac{b_2}{b_1} = 0.934$$

Проверка условия прочности по контактным напряжениям:

$$V := \frac{(w_1 \cdot d_1)}{2 \cdot 1000} = 2.569 \quad \text{Степень точности} - 8$$

Коэффициент нагрузки:

$$K_{H\alpha} := 1.09 \cdot 1.04 \cdot 1.05 = 1.19$$

Проверка условия прочности:

$$\sigma_H = 358.333 \quad \sigma_{H\alpha} := \frac{C}{a_w \cdot u_{\text{проб}}} \cdot \sqrt{\frac{(T_2 \cdot K_{H\alpha})}{b_2} \cdot (u_{\text{проб}} + 1)^3} = 361.896$$

$$\Delta := \frac{(\sigma_H - \sigma_{H\alpha})}{\sigma_H} \cdot 100 = -0.994$$

Проверка условия прочности зубьев по напряжениям:

$$\text{Коэффициент формы зуба} \quad Y_{F1} := 3.66 \quad Y_{F2} := 3.6$$

Таблица 2.8

Значения коэффициента формы зуба  $Y_F$  для зубчатых передач по ГОСТ 21354–87 [17]

| $z$ или $Z_v$ | 17   | 20   | 25   | 30   | 40   | 50   | 60   | 80   | 100 и более |
|---------------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------------|
| $Y_F$         | 4,18 | 4,09 | 3,90 | 3,80 | 3,70 | 3,66 | 3,62 | 3,61 | 3,60        |

$$\frac{\sigma_{F1}}{Y_{F1}} = 60.109 \quad \frac{\sigma_{F2}}{Y_{F2}} = 50$$

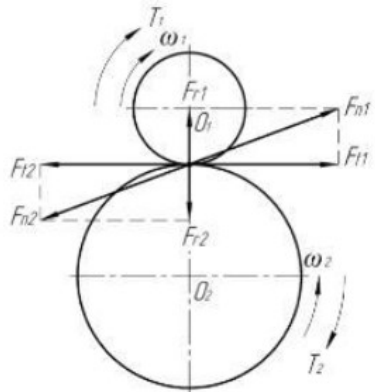
Коэффициент нагрузки:

$$K_F := 1 \cdot 1.1 \cdot 1.45 = 1.595$$

Проверка условия прочности:

$$\sigma_F := \frac{(2 \cdot T_1 \cdot K_F)}{(z_1 \cdot b_1 \cdot m_n^2)} \cdot Y_{F1} = 150.146 \quad \sigma_{F2} = 180$$

Определение сил действующих в зацеплении:



Окружные силы

$$F_{t2} := 2 \cdot \frac{T_1}{d_1} = 2.429 \cdot 10^3$$

$$F_{t1} := F_{t2} = 2.429 \cdot 10^3$$

Радиальные силы

$$F_{r1} := F_{t1} \cdot \tan(20^\circ) = 884.177$$

$$F_{r2} := F_{r1} = 884.177$$

Силы нормального давления

$$F_{n1} := \frac{F_{t1}}{\cos(20^\circ)} = 2.585 \cdot 10^3$$

$$F_{n2} := F_{n1} = 2.585 \cdot 10^3$$

Расчет открытых передач

Вращающий момент

$$T_1 := T_3 \cdot 10^6 = 4.409 \cdot 10^5$$

$$T_2 := T_4 \cdot 10^6 = 1.2 \cdot 10^6$$

Частота вращения

$$\eta_1 := \eta_3 = 129.821$$

$$\eta_2 := \eta_4 = 42.972$$

Мощность

$$P_1 := P_3 \cdot 1000 = 5.994 \cdot 10^3$$

$$P_2 := P_4 \cdot 1000 = 5.4 \cdot 10^3$$

Передаточное число открытой передачи

$$u_{12} := u_{o.n.} = 3.021$$

$$u := u_{o.n.} = 3.021$$

Определение числа зубьев звездочек

Ведущая (меньшая):

$$z_1 := 31 - 2 \cdot u = 24.958$$

$$z_1 := z_1 \cdot 0.85 = 21.214$$



Ведомая (большая):

$$z_2 := z_1 \cdot u = 64.09$$

$$z_1 := 22$$

$$z_2 := 64$$

Уточнение придаточного отношения:

$$u_{12}' := \frac{z_2}{z_1} = 2.909$$

$$del := \frac{(u_{12} - u_{12}')}{u_{12}} \cdot 100 = 3.707$$

Вычисление шага цепи

Коэффициент эксплуатации

$$K_3 := 1.25 \cdot 1 \cdot 1.25 \cdot 1.25 \cdot 1.4 \cdot 1 = 2.734$$

$$k_z := 1 + 0.01 \cdot (z_1 - 17) = 1.05$$

Ориентировочное допускаемое среднее давление в шарнирах цепи

$$p := 23 \cdot k_z = 24.15$$

Число рядов цепи

$$m := 1$$

Шаг цепи:

$$t := 2.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{(T_1 \cdot K_3)}{z_1 \cdot p \cdot m}} = 36.794$$

$$t := 38.10$$

Расстояние между внутренними пластинами:

$$B_{BH} := 25.4$$

Диаметр валика

$$d := 11.1$$

78 ролика

$$d_1' := 22.23$$

Ширина пластины

$$h := 36.2$$

Длина валика

$$b := 58$$

Разрушающая нагрузка:

$$F_p := 124587$$

Масса 1 м цепи:

$$q := 5.5$$

Проекция опорной поверхности цилиндра:

$$S := 394$$

Проверка условия обеспечения износостойкости цепи:

Частота вращения ведущей звездочки:

$$\eta_1 = 129.821 \quad \eta_1' := 500$$

Скорость цепи:

$$V' := \frac{(z_1 \cdot \eta_1 \cdot t)}{60000} = 1.814$$

Окружная сила:

$$F_t := \frac{P_1}{V'} = 3.305 \cdot 10^3$$

Среднее давление в шарнирах цепи:

$$p_1 := \frac{(F_t \cdot K_3)}{S} = 22.937 \quad p := 19 \cdot k_z = 19.95$$

$$\Delta p := \frac{(p_1 - p)}{p} \cdot 100 = 14.972$$

Определение геометрических параметров передачи

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

Число звеньев цепи:

$$L_t := \frac{(2 \cdot a)}{t} + \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \left( \frac{(z_2 - z_1)}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} = 124.117 \quad L_t' := 124$$

Уточняем межосевое расстояние:

$$a' := \frac{t}{4} \cdot \left( L_t' - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( L_t' - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right) = 1.522 \cdot 10^3$$

$$a'' := 0.997 \cdot a' = 1.517 \cdot 10^3 \quad a'' := 1517$$

Определяем делительные диаметры ведущей и ведомой звездочек:

$$d_1 := \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} = 267.716$$

$$d_2 := \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} = 776.479$$

Определяем делительные диаметры ведущей и ведомой звездочек:

Геометрическая характеристика зацепления

$$\lambda_1 := \frac{t}{d_1'} = 1.714$$

Коэффициент высоты зуба

$$K := 0.575$$

Наружные диаметры ведущей и ведомой звездочек:

$$D_{e1} := t \cdot \left( K + \cot \left( \frac{180^\circ}{z_1} \right) \right) = 286.899 \quad D_{e2} := t \cdot \left( K + \cot \left( \frac{180^\circ}{z_2} \right) \right) = 797.451$$

Проверка коэффициента запаса прочности:

$$s := \frac{F_p}{F_t \cdot 1.25 + q \cdot V'^2 + \frac{(9.81 \cdot 1 \cdot q \cdot a'')}{1000}} = 29.445 \quad s' := 9.8$$

Определение силы, действующей на валы:

$$F_B := F_t \cdot 1.1 = 3.636 \cdot 10^3$$

Расчет и конструирование быстроходного вала

$$T_B := 8.199 \cdot 10^4$$

$$d_B := \sqrt[3]{\frac{T_B}{0.2 \cdot 25}} = 25.406 \quad d_B := 40 \quad l_B := 82 \quad r_B := 2 \quad c_B := 1.6$$

Размеры шпонок:

$$l_{шБ1} := 70 \quad b_{Б1} := 12 \quad h_{Б1} := 8 \quad t_{1Б1} := 5 \quad t_{2Б1} := 3.3 \quad s_B := 0.3$$

$$l_{шБ2} := 56 \quad b_{Б2} := 16 \quad h_{Б2} := 10 \quad t_{1Б2} := 6 \quad t_{2Б2} := 4.3$$

$$d_{3\partial} := 48$$

$$d' := d_{3\partial} \cdot 0.8 = 38.4 \quad 38.4 \leq d_B = 1 \quad d_B := 40$$

## Конструирование быстроходного вала

Диаметр под подшипник

Диаметр заплечника

$$d_{\Pi 1} := d_5 + 5 = 45$$

$$d_{31} := d_{\Pi 1} + 10 = 55$$

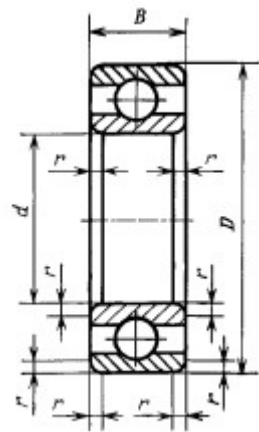
(зацепление через шпонку, шестерня отдельная деталь)

$$d_{f1} = 64.375$$

$$d_{f1} := \text{round}(d_{f1}) = 64$$

$$l_{сб} := b_1 = 75.56$$

Подшипники ГОСТ 8338-75 309



$$D_5 := 100 \quad d_{5\Pi} := 45 \quad B_{\Pi 1} := 25 \quad r_{\Pi 1} := 2.5$$

$$\frac{(D_5 - d_{5\Pi})}{2} = 27.5 \quad r_5 := 0.4 \cdot (D_5 - d_{5\Pi}) = 22$$

Длина участка под правым подшипником

$$l_{\Pi 1} := B_{\Pi 1} + 0 = 25$$

Рисунок 4 - Конструкция подшипника

## Расчет и конструирование тихоходного вала

$$T_T := T_1 = 4.409 \cdot 10^5 \quad d_T := \sqrt[3]{\frac{T_T}{0.2 \cdot 15}} = 52.772 \quad d_T := 53 \quad l_5 := 82 \quad r_T := 2.5 \quad c_T := 2$$

Размеры шпонок

$$l_{wT1} := 70 \quad b_T := 16 \quad h_T := 10 \quad t_{1T} := 6 \quad t_{2T} := 4.3 \quad s_T := 0.3$$

$$l_{wT2} := 56 \quad b_T := 18 \quad h_T := 11 \quad t_{1T} := 7 \quad t_{2T} := 4.3$$

Диаметр под подшипник

$$d_{\Pi 2} := d_T + 8 = 61$$

Диаметр под ступицу

$$d_{C1} := d_{\Pi 2} + 5 = 66$$

Диаметр упорного буртика

$$d_{yБ} := d_{C1} + 10 = 76$$

Подшипник ГОСТ 8338-75 312

$$D_T := 130 \quad d_{\Pi\Pi} := 60 \quad B_{\Pi 2} := 31 \quad r_{\Pi 2} := 3.5$$

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

Длина участка вала под ступицу

$$l_C := b_2 = 70.56$$

Длина участка вала под подшипник

$$l_{\Pi 2} := B_{\Pi 2} + 1 = 32$$

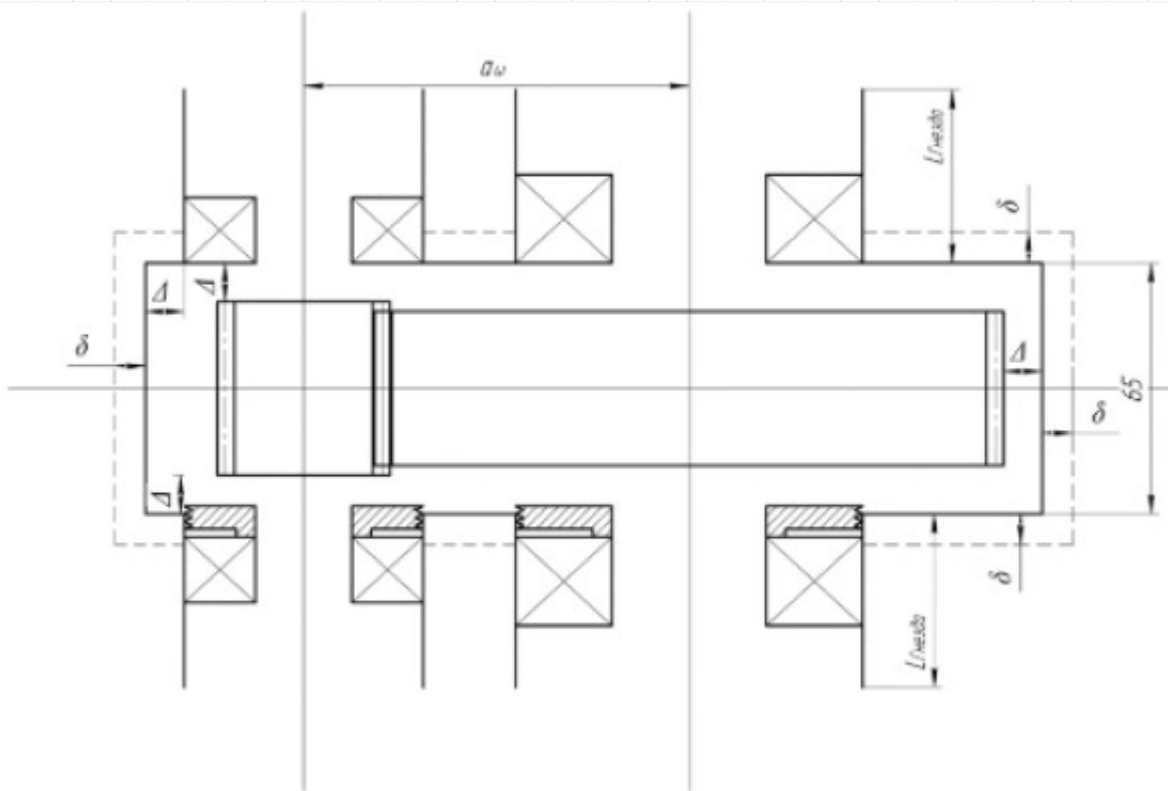


Рисунок 5 - Схема компоновки

## Корпус редуктора

Толщина стенки редуктора

$$\delta := 10$$

Диаметр фундаментальных болтов

$$d_{Б1} := 20$$

$$l_{WT1} := 70$$

Диаметр болтов  
у подшипников

$$d_{Б2} := 16$$

Диаметр болтов на  
фланце корпуса

$$d_{Б3} := 12$$

Диаметр штифтов

$$d_{штифт} := d_{Б3} = 12$$

Длина подшипниковых гнезд:

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

Окружная скорость

$$V = 2.569$$

$$2.569 < 3 = 1$$

## Установка мазеудерживающих колец

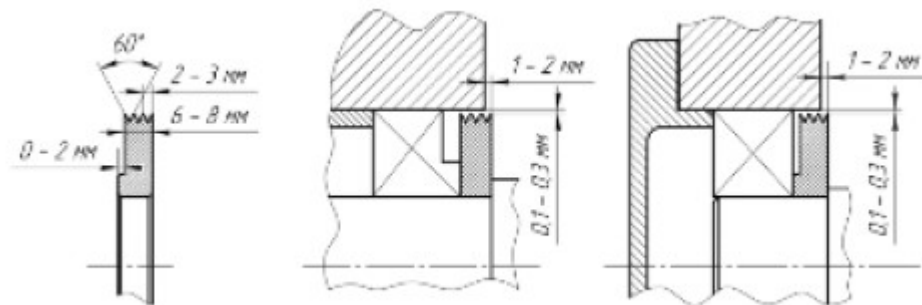


Рисунок 6 - Конструкция мазеудерживающего кольца, подшипниковые узлы с использованием пластичного смазочного материала

## Крышки торцевые(накладные)

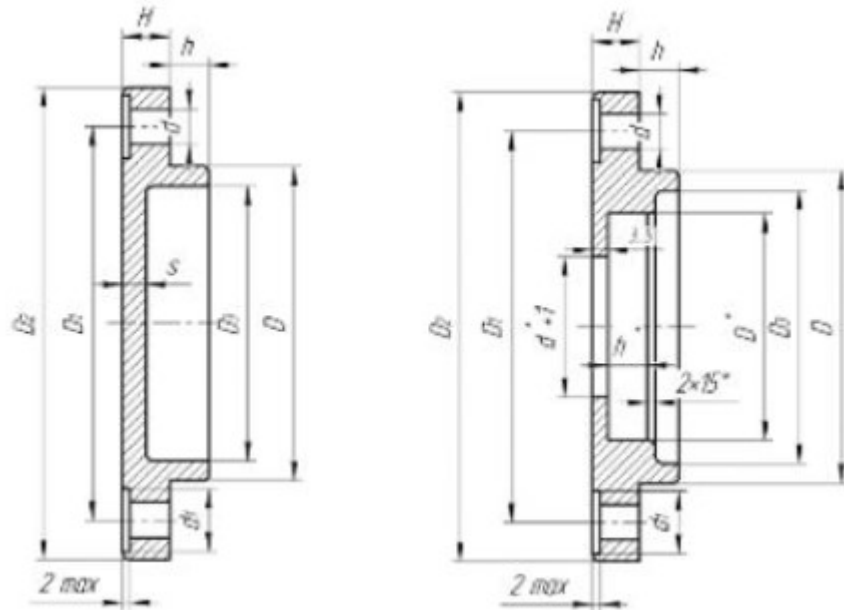


Рисунок 7 - Конструкция торцевых (накладных) крышек

### Крышки быстроходного 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

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

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

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