

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«ПЕРМСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
(ПНИПУ)  
Аэрокосмический факультет  
Кафедра механики композиционных материалов и конструкций

Направление: 22.03.01 – Материаловедение и технологии материалов  
Профиль: Конструирование и производство изделий из композиционных  
материалов

ОТЧЕТ  
ПО КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»  
ПРИВОД К СКРЕБКОВОМУ КОНВЕЙЕРУ

Студент гр. ПКМ-20-16

\_\_\_\_\_ Е.А. Иванов

подпись

Проверил

доцент

канд. тех. наук

\_\_\_\_\_ И.Ю.Ошева

подпись, дата, оценка

**Пермь 2022**

## СОДЕРЖАНИЕ

Реферат.....	3
Введение.....	4
1. Техническое задание.....	5
1.1 Техническое задание.....	5
1.2 Условия эксплуатации машинного агрегата.....	6
1.3 Срок службы приводного устройства.....	6
2. Техническое предложение.....	7
2.1 Кинематический и силовой расчет механического привода.....	7
2.1.1 Выбор электродвигателя.....	7
2.1.2 Передаточное отношение привода и его составных частей.....	8
2.1.3 Частоты вращения и угловые скорости валов.....	8
2.1.4 Мощности и вращающие моменты.....	8
3. Эскизный проект.....	10
3.1 Проектирование закрытой передачи.....	10
3.1.1 Выбор материала, допускаемые контактные напряжения.....	10
3.1.2 Проектный расчет.....	11
3.1.3 Проверочный расчет.....	13
3.2 Расчет плоскоременной передачи.....	15
3.2.1 Проектный расчет передачи.....	15
3.2.2 Проектный расчет передачи.....	17
3.3 Расчет нагрузок на валы редуктора.....	19
3.3.1 Определение сил в зацеплении закрытых передач.....	19
3.3.2 Нагрузка от элементов открытой передачи.....	19
3.3.3 Консольные силы муфты.....	19
3.4 Эскизное проектирование.....	19
3.4.1 Проектный расчет и конструирование валов.....	19
3.4.2 Подбор подшипников.....	21
3.4.3 Конструирование зубчатых колес.....	21
3.4.4 Смазывание.....	22
3.4.5 Конструирование подшипниковых узлов, крышек, уплотнительных и регулировочных устройств.....	23
3.4.6 Эскизная компоновка редуктора.....	24

## **Реферат**

Курсовой проект включает в себя расчетно-пояснительную записку объемом 48 страниц, графическую часть которая состоит из сборочного чертежа редуктора выполненного на листе формата А1, двух чертежей деталей редуктора выполненных на двух листах формата А3.

В проекте рассмотрены расчеты мощности электродвигателя, кинематический расчет привода, расчет основных параметров косозубой и, расчет ременной передачи, расчет подшипников и расчет валов редуктора на прочность.

**РЕДУКТОР, РЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА, ВАЛ, ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ  
ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА, РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ**

## Введение

Развитие современной науки неразрывно связано с изучением новых машин, повышающих производительность труда людей, а также обеспечивающих средства исследования законов природы и жизни человека.

Целью создания машины является увеличение производительности и облегчения физического труда человека путем замены человека машиной.

Рационально спроектированная машина должна удовлетворять социальным требованиям – безопасности обслуживания и создания наилучших условий для обслуживающего персонала, а также эксплуатационным, экономическим, технологическим и производственным требованиям. Эти требования представляют собой сложный комплекс задач, которые должны быть решены в процессе проектирования новой машины.

Решение этих задач на начальной стадии проектирования состоит в выполнении анализа и синтеза проектируемой машины, кинематическом расчете, расчете зубчатой передачи конструирование шкивов и натяжных устройств, ременной передачи, муфты.

Принцип работы привода следующий: крутящий момент с вала двигателя передается на приводной вал рабочей машины через ременную передачу и цилиндрический редуктор.

Редуктор цилиндрический одноступенчатый.

Для предотвращения выдавливания масла через уплотнение в процессе нагрева передачи при работе предусмотрена пробка-отдушина, а для контроля уровня масла – маслоуказатель.

Смазка зубчатых колес осуществляется погружением колеса в масляную ванну, подшипники смазываются масляным туманом.

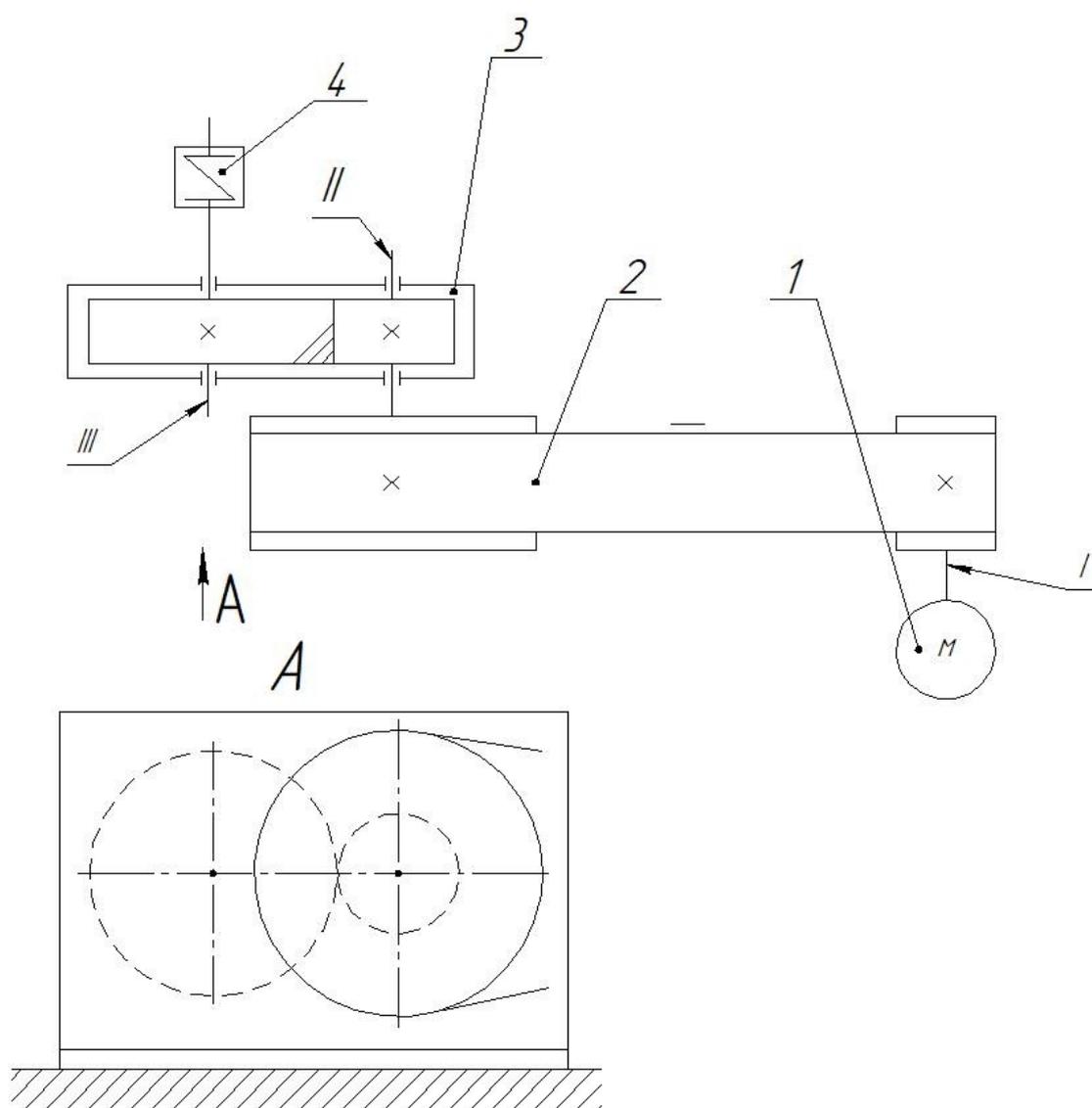
Для герметизации мест выхода из корпуса валов и подшипников применены манжетные уплотнения.

# 1. Техническое задание

## 1.1 Техническое задание

Привод к скребковому конвейеру.

Привод к скребковому конвейеру.



1 – двигатель; 2 – плоско-ременная передача; 3 – цилиндрический редуктор;  
4 – упругая муфта с торообразной оболочкой;  
I, II, III валы, соответственно, двигателя,  
быстроходный и тихоходный редуктора, рабочей машины.

Исходные данные:

Исходные данные:

Тяговая сила цепи $F_t$ , кН	4,0
Скорость тяговой цепи $v$ , м/с	0,50
Шаг тяговой цепи $P$ , мм	80
Число зубьев звездочки $z$	7
Допускаемое отклонение скорости цепи $\delta$ , %	6
Срок службы привода $L$ , лет	5

## 1.2 Условия эксплуатации машинного агрегата.

Проектируемый машинный агрегат служит приводом скребкового конвейера для транспортировки различных материалов и может использоваться на производственных предприятиях различного направления. Привод состоит из электродвигателя, вал которого через ременную ременную передачу соединен с ведущим валом цилиндрического косозубого редуктора, ведомый вал редуктора через муфту соединяется с валом конвейера. Проектируемый привод работает в 1 смену в нереверсивном режиме. Характер нагрузки - с малыми колебаниями.

## 1.3 Срок службы приводного устройства

Срок службы привода определяется по формуле

$$L_h = 365L_{\Gamma}K_{\Gamma}t_cL_cK_c$$

где  $L_{\Gamma} = 5$  лет – срок службы привода;

$K_{\Gamma}$  – коэффициент годового использования;

$$K_{\Gamma} = 300/365 = 0,82$$

где 300 – число рабочих дней в году;

$t_c = 8$  часов – продолжительность смены

$L_c = 1$  – число смен

$K_c = 1$  – коэффициент сменного использования.

$$L_h = 365 \cdot 5 \cdot 0,82 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 1 = 11970 \text{ часа}$$

С учетом времени затрачиваемого на ремонт, профилактику и т.п. принимаем ресурс привода  $11000 \cdot 10^3$  часов.

## 2. Техническое предложение

### 2.1 Кинематический и силовой расчет механического привода

#### 2.1.1 Выбор электродвигателя

Определение мощности на выходе:

$$P_{\text{вых}} = F \cdot v = 4 \cdot 0,5 = 2 \text{ кВт}$$

$$P_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta}$$

Определение общего КПД привода:

$$\eta = \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{подш}}^2 \cdot \eta_{\text{косзубцил}} = 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,904$$

Значения КПД передач взяты из [Error: Reference source not found, с.12 таблица 1].

Определение мощности двигателя:

$$P_{\text{вх}} = \frac{2}{0,904} = 2,2 \text{ кВт}$$

Выбираем мощность двигателя: 3 кВт.

Определение передаточных чисел:

$$u = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}}$$

$$n_{\text{вх}} = n_{\text{вых}} \cdot u$$

$$u^{\text{max}} = u_{\text{рем}}^{\text{max}} \times u_{\text{муф}}^{\text{max}} \times u_{\text{косзубцил}}^{\text{max}} = 5 \cdot 1 \cdot 4,5 = 22,5$$

$$u^{\text{min}} = u_{\text{рем}}^{\text{min}} \times u_{\text{муф}}^{\text{min}} \times u_{\text{косзубцил}}^{\text{min}} = 2 \cdot 1 \cdot 2,5 = 5$$

Значения передаточных чисел взяты из [Error: Reference source not found, с.11].

$$n_{\text{вых}} = \frac{60v}{pz} = \frac{60 \cdot 0,5}{0,080 \cdot 7} = 53,8 \text{ об/мин} \text{ [Error: Reference source not found, с. 14]}$$

$$n_{\text{вх}}^{\text{max}} = n_{\text{вых}} \times u^{\text{max}} = 53,8 \times 22,5 = 1210,5 \text{ об/мин}$$

$$n_{\text{вх}}^{\text{min}} = n_{\text{вых}} \times u^{\text{min}} = 53,8 \times 5 = 269 \text{ об/мин}$$

Выбираем двигатель АИР112МА8 с частотой вращения 750 об/мин,  $n_{\text{дв}} = 709$  об/мин. [4, таблица 24.9].

## 2.1.2 Передаточное отношение привода и его составных частей

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{709}{53,8} = 13,17$$

$$u_{\text{закр}} = u_{\text{ред}} = u_{\text{цилкосзуб}} = 5$$

$$u_{\text{откр}} = u_{\text{рем}} = \frac{u}{u_{\text{ред}}} = \frac{13,17}{5} = 2,634$$

## 2.1.3 Частоты вращения и угловые скорости валов

Определение частоты вращения на каждом валу:

$$n_I = n_{\text{дв}} = 709 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_{\text{рем}}} = \frac{709}{2,634} = 269,2 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_{\text{цилкосзуб}}} = \frac{269,2}{5} = 53,8 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{u_{\text{муф}}} = \frac{53,8}{1} = 53,8 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Определение угловой скорости на каждом валу:

$$\omega_I = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 709}{30} = 74,2 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

$$\omega_{II} = \frac{\omega_I}{u_{\text{рем}}} = \frac{74,2}{2,634} = 28,2 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

$$\omega_{III} = \frac{\omega_{II}}{u_{\text{цилкосзуб}}} = \frac{28,2}{5} = 5,64 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

$$\omega_{IV} = \frac{\omega_{III}}{u_{\text{муф}}} = \frac{5,64}{1} = 5,64 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

## 2.1.4 Мощности и вращающие моменты

Определение мощности на каждом валу:

$$P_I = P_{\text{дв}} = 2,2 \text{ кВт}$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{поди}} = 2,2 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 2,09 \text{ кВт}$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{\text{косзубцил}} \cdot \eta_{\text{поди}} = 2,09 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 2,03 \text{ кВт}$$

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{\text{муф}} = 2,03 \cdot 0,98 = 2 \text{ кВт}$$

Определение вращающего момента на каждом валу:

$$T_I = \frac{P_I}{\omega_I} = \frac{2200}{74,2} = 29,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}} = \frac{2090}{28,2} = 74,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{III} = \frac{P_{III}}{\omega_{III}} = \frac{2030}{5,64} = 359,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{IV} = \frac{P_{IV}}{\omega_{IV}} = \frac{2000}{5,64} = 354,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Таблица 1 – Результаты кинематического и силового расчета механического привода

№ вала	n, об/мин	$\omega$ , рад/с	P, кВт	T, Н·м
I	709	74,2	2,2	29,6
II	269,2	28,2	2,09	74,1
III	53,7	5,64	2,03	359,9
IV	53,7	5,64	2	354,6

### 3. Эскизный проект

#### 3.1 Проектирование закрытой передачи

##### 3.1.1 Выбор материала, допускаемые контактные напряжения

Для шестерни выбираем сталь 45, термическая обработка – улучшение, твердость 290НВ; для колеса - сталь 45, термическая обработка – улучшение, твердость на 30 единиц ниже. [Error: Reference source not found, с. 39, таблица 10]

$$H_1 = H_2 + (10 \dots 50) \text{НВ}$$

$$H_2 = H_1 - 30 \text{НВ} = 290 - 30 = 260 \text{НВ}$$

Допускаемые контактные напряжения, МПа:

$$[\sigma_{H}] = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_H} Z_N$$

$\sigma_{H \text{ lim}} = 2 \text{ HB} + 70$  [Error: Reference source not found, с. 176, таблица 8.8]

$S_H = 1,1$  – для колес из улучшенной стали

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N}} \quad [\text{Error: Reference source not found, с. 177}]$$

$$N = 573 \times \omega \times L \quad [\text{Error: Reference source not found, с. 40}]$$

$L$  – срок службы привода, час.

$$N_1 = 573 \times 28,2 \times 11000 = 177,7 \cdot 10^6$$

$$N_2 = 573 \times 5,64 \times 11000 = 35,5 \cdot 10^3$$

$N$  – эквивалентное число циклов перемены напряжений

$N_{HO} = 16,5$  млн – базовое число циклов нагружения [Error: Reference source not found, с. 40, таблица 11]

$N_1, N_2 > N_{HO} \Rightarrow Z_{N1} = 1$  [Error: Reference source not found, с. 40];  $Z_{N2} = 1$  [Error: Reference source not found, с. 40].

$$\text{Для шестерни: } [\sigma_{H1}] = \frac{2 \text{ HB} + 70}{1,1} \times 1 = \frac{(2 \times 290) + 70}{1,1} = 590,9 \text{ МПа}$$

Для колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{2 \text{ HB} + 70}{1,1} \times 1 = \frac{(2 \times 260) + 70}{1,1} = 536,4 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,25[\sigma_H]_{min} \quad (\text{ГОСТ 21354-87})$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (590,9 + 536,4) = 507,3 \text{ МПа}$$

$$1,25[\sigma_H]_{min} = 536,4 \cdot 1,25 = 670,5 \text{ МПа}$$

$[\sigma_H] \leq 1,25[\sigma_H]_{min}$ , условие выполняется

### 3.1.2 Проектировочный расчет

Определение межосевого расстояния:

$$a_w = K(u+1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_{III} K_{H\alpha} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}$$

$K=0,75$  для косозубых

$u=5$  [п.2.1.2]

$$T_{III} = 359,9H \times m \quad []$$

$$\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w} = 0,315 \dots 0,5 \quad [\text{Error: Reference source not found, с. 143, таблица 8.4}]$$

$$K_{H\alpha} = 1 + C(n_{cm} - 5) \leq 1,6 \quad [\text{Error: Reference source not found, с. 133}]$$

$$C = 0,25 \text{ при } H1 \text{ и } H2 \leq 350 \text{ НВ}$$

$$5 \leq n_{cm} \leq 9$$

$$n_{cm} = 8 \quad [\text{Error: Reference source not found, с. 45, таблица 13}]$$

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,25(8 - 5) = 1,75$$

Т.к.  $1 \leq K_{H\alpha} \leq 1,6$ , следовательно принимаем  $K_{H\alpha} = 1,6$

По ГОСТ 2185-66  $\psi_{ba} = 0,4$

$$a_w = 0,75 \cdot (5+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^5 \cdot 359,9 \cdot 10^3 \cdot 1,6 \cdot 1}{507,3^2 \cdot 5^2 \cdot 0,4}} = 153,9 \text{ мм}$$

Полученное межосевое расстояние округляем до ближайшего стандартного ГОСТ 2185-66:  $a_w = 160 \text{ мм}$

$$b_w = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 160 = 64 \text{ мм}$$

Ширину колеса  $b_w$ , округляют до ближайшего числа ряда Ra20 по ГОСТ 6636-69:  $b_w = 64 \text{ мм}$

Выбор стандартного значения нормального модуля зацепления:

$m_n = (0,01 \dots 0,02)a_w$  - для улучшенных зубчатых колес

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot 160 = 1,6 \dots 3,2$$

По ГОСТ 9563-60 выбираем  $m_n = 2$

Угол наклона зубьев

$$\beta_{min} = \arcsin \frac{1,1 \pi m}{b_2} = \arcsin \frac{1,1 \cdot 3,14 \cdot 2}{64} = 6,2^\circ$$

В косозубых передачах принимают  $\beta = 8^\circ \dots 16(20)^\circ$

Т.к.  $\beta = 6,2^\circ$ , условие не выполняется, следовательно принимаем  $\beta = 8^\circ$

**(Пояснение если будем увеличивать модуль, то требование по минимальному количеству зубьев не будет выполняться, и рекомендуется модуль делать минимальным)**

Определение чисел зубьев: суммарное, шестерни, колеса.

$$z_\Sigma = \frac{2 a_w \cos \beta}{m_n}$$

$$\cos \beta = 0,990$$

$$z_\Sigma = \frac{2 \cdot 160 \cdot 0,990}{2} = 158,4; z_1 = 158$$

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{158}{5+1} = 26,3; z_1 = 26$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 158 - 26 = 132$$

Действительное значение угла наклона зуба:

$$\cos \beta = \frac{z_\Sigma m_n}{2 a_w} = \frac{158 \cdot 2}{2 \cdot 160} = 0,9875$$

$\beta = 9,068^\circ$ , условие  $\beta = 8^\circ \dots 16(20)^\circ$  выполняется.

Проверка кинематической точности передачи:

$$u^{факт} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{132}{26} = 5,07$$

$$\Delta u = \left| \frac{u^{факт} - u^{ном}}{u^{факт}} \right| 100\% = \left| \frac{5,07 - 5}{5} \right| \times 100\% = 1,4\%$$

Для одноступенчатых редукторов фактические значения передаточных чисел должны отличаться от номинальных  $\leq 3\%$ , условие выполняется.

Геометрические параметры зубчатых колес [Error: Reference source not found, с. 43, таблица 12]

Для шестерни:

$$\text{Делительный диаметр: } d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \times 26}{0,9875} = 52,66 \text{ мм}$$

Диаметр вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2 m_n = 52,66 + 2 \times 2 = 56,66 \text{ мм}$$

Диаметр впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 m_n = 52,66 - 2,4 \times 2 = 47,86 \text{ мм}$$

Ширина венца:

$$b_1 = b_2 + 3 \cdot 5$$

$$b_2 = b_w = 64 \text{ мм}$$

$$b_1 = 64 + 3 \cdot 5 = 67 \dots 69 \text{ мм}$$

По ряду Ra20 ГОСТ 6636-69:  $b_1 = 68 \text{ мм}$

Для колеса:

$$\text{Делительный диаметр: } d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \times 132}{0,9875} = 267,34 \text{ мм}$$

Диаметр вершин зубьев:

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 267,34 + 2 \cdot 2 = 271,34 \text{ мм}$$

Диаметр впадин зубьев:

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m_n = 267,34 - 2,4 \cdot 2 = 262,54 \text{ мм}$$

$$\text{Ширина венца: } b_2 = b_w = 64 \text{ мм}$$

### 3.1.3 Проверочный расчет

Проверка межосевого расстояния

$$a = 0,5(d_2 + d_1) = 0,5 \times (52,66 + 267,34) = 160 \text{ мм}$$

$$\sigma_H = 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left( \frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H]$$

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{\cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}}$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 0,95 - 1,6 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] (1 + \cos \beta) \cos \beta \text{ [Error: Reference source not found, с.154]}$$

$$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$$

$$E_1 = E_2 = 2 \times 10^5 \text{ МПа}$$

$$E_{np} = \frac{2 \times (2 \times 10^5)^2}{2 \times 10^5 + 2 \times 10^5} = 2 \times 10^5 \text{ МПа}$$

$$T_H = 74,1 \text{ Н} \times \text{м} \text{ []}$$

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}$$

$$K_{H\alpha} = 1 + C(n_{cm} - 5) \leq 1,6 \text{ [Error: Reference source not found, с. 133]}$$

$$C = 0,25 \text{ при } H_1 \text{ и } H_2 \leq 350 \text{ HB}$$

$$5 \leq n_{cm} \leq 9$$

$$n_{cm} = 8 \text{ [Error: Reference source not found, с. 45, таблица 13]}$$

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,25(8 - 5) = 1,75$$

Т.к.  $1 \leq K_{H\alpha} \leq 1,6$ , следовательно принимаем  $K_{H\alpha} = 1,6$

$K_{H\alpha} = 1,06$  [Error: Reference source not found, с.138, таблица 8.3]

$$K_H = 1,6 \times 1,01 \times 1,06 = 1,696$$

$$\alpha_w = 20^\circ$$

$$\sin 2\alpha_w = 0,642$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 0,95 - 1,6 \left( \frac{1}{26} + \frac{1}{132} \right) \right] \cdot (1 + 0,9875) \cdot 0,9875 = 1,721$$

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{0,9875^2}{1,721}} = 0,752$$

$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1)$  [Error: Reference source not found, с. 141]

$$\psi_{bd} = 0,5 \times 0,4 \times (5,07 + 1) = 1,214$$

$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1)K_{H\alpha} = 1 + (1,06 - 1) \cdot 0,28 = 1,01$  - коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки

$K_{H\alpha} = 0,28$  - коэффициент, учитывающий приработку зубьев по табл. 2.8 [2, с.21]

$K_{H\beta}^0 = 1,06$  - по табл. 2.7 [2, с.21]

$K_{H\alpha} = 1,04$  табл. 2.6 [1, с.19] - коэффициент учитывающий внутреннюю динамику нагрузки

$$\sigma_H = 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{np} T_{II} K_H}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left( \frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H] [1, с. 156].$$

$$\sigma_H = 1,18 \times 0,752 \times \sqrt{\frac{2 \times 10^5 \times 74,1 \times 1,696}{52,66^2 \times 64 \times 0,642} \left( \frac{5,07+1}{5,07} \right)} = 490 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \text{ условие выполняется}$$

$$\text{Окружная скорость: } v = \frac{\omega_{III} d_2}{2 \times 10^3} = \frac{5,64 \times 267,34}{2000} = 0,89 \text{ м/с}$$

Недогрузка:

$$\left| \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \right| 100\% = \left| \frac{490 - 507,3}{507,3} \right| \times 100\% = 3,4\%$$

Допускается недогрузка 15...20%, условие выполняется.

$$\sigma_F = \frac{Y_{FS} Y_{F\beta} F_t K_F}{b_w m_n} \leq [\sigma_F]$$

$Y_{FS}$  - коэффициент формы зуба, зависит от числа зубьев (эквивалентного числа зубьев для косозубой передачи) и смещения, по графикам. Так как  $z_1 > 17$ , то смещение  $x = 0$  [Error: Reference source not found, с.149]

Для косозубых колес – в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни  $Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$  и колеса  $Z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}$

$$Z_{v1} = \frac{26}{0,9875^3} = 27.2$$

$$Z_{v2} = \frac{132}{0,9875^3} = 136.8$$

Тогда по [Error: Reference source not found, с. 46, таблица 15]  $Z_{v1} = 33.2 = Y_{FS1} = 3,76$ ;  $Z_{v2} = 130.8 > Y_{FS2} = 3,61$

$$Y_{F\beta} = \frac{Y_{\beta}}{\varepsilon_{\alpha}}$$

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{100} \geq 0,7$$

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{9.0678^{\circ}}{100} = 0,909 \geq 0,7 - \text{условие выполняется}$$

$$\varepsilon_{\alpha} = 1,721 [REF_{Ref 84269172} \text{ MERGEFORMAT 2, 2.2, n. 2.2.8.}]$$

$$Y_{F\beta} = \frac{0,909}{1,721} = 0,528$$

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{T\omega}{\omega d/2} = \frac{2T}{d}$$

$$T = T_{II} = 74,1 \text{ Н} \times \text{м}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 74,1}{52,66 \cdot 10^{-3}} = 2814 \text{ Н}$$

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}$$

$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,6$  т.к. степень точности 8 [Error: Reference source not found, с. 45]

$K_{Fv} = 1,14$  [Error: Reference source not found, с. 46 таблица 14]

$K_{F\beta} = 1$  т.к. зубья прирабатывающиеся

$$K_F = 1,6 \cdot 1,14 \cdot 1 = 1,824$$

$$\sigma_{F1} = \frac{3,76 \cdot 0,528 \cdot 2814 \cdot 1,824}{68 \cdot 2} = 74,9 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{3,61 \cdot 0,528 \cdot 2814 \cdot 1,824}{64 \cdot 2} = 76,4 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{FF}] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} Y_A Y_N$$

$\sigma_{F\lim} = 1,8 \text{ HB}$  [Error: Reference source not found, с. 176, таблица 8.8]

$$\sigma_{F\text{lim}1} = 1,8 \cdot 290 = 522 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F\text{lim}2} = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа}$$

$$S_F = 1,7 \text{ (ГОСТ 21354-87, таблица 16)}$$

$Y_A = 1$  т.к. нагрузка односторонняя

$Y_N$  – коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[q]{\frac{N_{F0}}{N_k}} \geq 1 \text{ [Error: Reference source not found, с. 9],}$$

где  $N_{F0}$  – базовое число циклов напряжений при расчете на изгиб. Для сталей  $N_{F0} = 4 \times 10^6$ ;

$N_k$  – расчетное число циклов за весь срок службы передачи;  $q$  – показатель степени кривой усталости:  $q = 6$  при твердости зубьев  $H \leq 350$  HB.

$$N_k = 573 \times \omega \times L$$

$$N_{k1} = 573 \times 28,2 \times 11000 = 177,7 \cdot 10^6$$

$$N_{k2} = 573 \times 5,64 \times 11000 = 35,5 \cdot 10^3$$

$$N_k \geq N_{F0} = 4 \cdot 10^6$$

$Y_N = 1$  т.к. срок службы длительный

$$[\sigma_{F1}] = \frac{522}{1,7} = 307 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{468}{1,7} = 275,3 \text{ МПа}$$

$\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]$  – условие выполняется

$\sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]$  – условие выполняется

Таблица 2 – Результаты расчета цилиндрической зубчатой косозубой передачи

Наименование	$[\sigma_H], \text{ МПа}$	$[\sigma_{F1}], \text{ МПа}$	d, мм	$d_a, \text{ мм}$	$d_f, \text{ мм}$	b, мм
Шестерня	590,9	307	52,66	56,66	47,86	68
Колесо	536,4	275,3	267,34	271,34	262,54	64

Условия прочности выполняется

## 3.2 Расчет плоскоремленной передачи

### 3.2.1 Проектный расчет передачи

Вращающий момент на ведущем валу  $T_1=29,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Расчетный диаметр меньшего шкива:

$$d_1 = C \sqrt[2]{T_1}$$

$C = 15 \dots 20$  для ремня из материала БКНЛ-65,

$$d_1 = 15 \dots 20 \sqrt[2]{29,6 \cdot 10^3} = 81,6 \dots 108,8 \text{ мм}$$

Принимаем размер диаметра ведущего шкива из ряда по ГОСТ 23831-79:

$$d_1 = 125 \text{ мм.}$$

**(Пояснение, если примем диаметр 100 или 112 количество прокладок будет все равно 4, толщина прокладки минимум 1 мм, т.е. толщина ремня 4 мм, Это не пройдет на проверку эластичности, т.к.  $100/4=25$ ,  $112/4=28$ , а должно быть не меньше 30, или принимаем количество прокладок не по ГОСТ)**

Скорость ремня

$$v = \frac{3,14 \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 709}{60 \cdot 1000} = 4,6 \text{ м/с}$$

По приложению 3 ГОСТ 23831-79 выбираем количество прокладок

$$Z=4$$

Расчетный диаметр ведомого шкива:

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon)$$

$\varepsilon = 0,01$  – коэффициент скольжения

$$u = 2,634 [ \text{П.} ]$$

$$d_2 = 125 \times 2,634 \times (1 - 0,01) = 325,9 \text{ мм}$$

Принимаем размер диаметра шкива по ГОСТ 23831-79:  
 $d_2 = 320 \text{ мм.}$

Фактическое передаточное число:

$$u^{\phi} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)} = \frac{320}{125 (1 - 0,01)} = 2,58$$

$$\Delta u = \left| \frac{u_{\text{факт}} - u_{\text{ном}}}{u_{\text{факт}}} \right| 100\% = \left| \frac{2,58 - 2,634}{2,634} \right| \times 100\% = 2\%$$

Фактическое передаточное число отличается от заданного на 2%, что допустимо.

Межосевое расстояние:

$$a = 2(d_1 + d_2)$$

$$a = 2 \times (125 + 320) = 890 \text{ мм}$$

Расчетная длина ремня:

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

$$l = 2 \times 890 + \frac{3,14}{2} \times (125 + 320) + \frac{(320 - 125)^2}{4 \times 890} = 2489,3 \text{ мм}$$

Принимаем по ГОСТ Р-50441-92  $l = 2500$  мм.

Уточняем значение межосевого расстояние при принятом значении длины ремня:

$$a = \frac{1}{8} \{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{64l^2 - (d_2 - d_1)^2} \}$$

Наибольшее и наименьшее предельные значения межосевого расстояния с учетом монтажа и вытяжки ремня:

$$a_{\text{max}} = 1.05 a = 1.05 \cdot 895.3 = 940 \text{ мм}$$

$$a_{\text{min}} = 0.97 a = 0.97 \cdot 895.3 = 868,4 \text{ мм}$$

Угол обхвата ремнем малого шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} 57^\circ = 180^\circ - \frac{320 - 125}{895,3} \times 57^\circ = 167,5^\circ$$

Проверяем условие  $\alpha_1 > 150^\circ$ , выполняется.

Определяем толщину ремня

$$\delta = z \cdot \delta_{\text{прок}} = 4 \cdot 1 = 4 \text{ мм}$$

Проверка условия для обеспечения эластичности

$$\frac{d_1}{\delta} = \frac{125}{4} = 31,25 > 30$$

Условие выполняется

Определяем ширину ремня

$$b \geq \frac{F_t}{[p]}$$

Окружная сила:

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{2,2}{1,76} = 1250 \text{ Н}$$

$[p]$  - допускаемая удельная окружная сила, передаваемая единицей ширины ремня [Н/мм]

$$[p] \leq p_0 C_\alpha C_v C_p C_\theta$$

$p_0$  – наибольшая допускаемая нагрузка на 1мм ширины прокладки

$p_0 = p_{01} * z \left[ \frac{H}{\text{мм ширины}} \right]$  для ремня, имеющего  $z$  рабочих прокладок в сечении

$p_{01}$ - номинальная окружная сила, передаваемая единицей ширины одной прокладки (максимально допускаемая рабочая нагрузка прокладки) (Таблица 6 ГОСТ 23831-79)

$C_\alpha$  – коэф. угла обхвата  $C_\alpha = 1 - 0,003 (180^\circ - \alpha_1^0)$

$C_v$  – коэф., учитывающий влияние скорости ремня  $C_v = 1.04 - 0.0004 v^2$

$C_p$  – коэф. режима работы

$C_\theta$  – коэф., учитывающий угол наклона линии центров передачи к горизонту

$$p_{01} = 3 \text{ Н/мм}$$

$$p_0 = 3 \cdot 4 = 12 \text{ Н/мм}$$

$$C_\alpha = 1 - 0,003 (180^\circ - 167,5) = 0,9625$$

$$C_v = 1.04 - 0.0004 \cdot 1,76^2 = 1,038$$

$C_p = 1$  при пусковой нагрузке до 120%

$C_\theta = 1$  – При угле наклона к горизонту  $\theta = 0^\circ$

$$b \geq \frac{F_t}{[p]} \geq \frac{1500}{12 \cdot 0,9625 \cdot 1,038 \cdot 1 \cdot 1} = \frac{1500}{11,98} = 125 \text{ мм}$$

Принимаем  $b = 125$  мм

Маркировка ремня: Ремень 125-4-БКНЛ-55 ГОСТ 23831-79

### 3.2.2 Проектный расчет передачи

Предварительное натяжение ремня в покое (упрощенный расчет без учета влияния условий работы передачи)

$$F_0 \leq \sigma_0 b \delta$$

$\sigma_0$  – напряжение от предварительного натяжения ремня

$\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$  – оптимальное значение

$$F_0 = 1,8 \cdot 125 \cdot 4 = 900 \text{ Н}$$

Натяжение ветвей

$$F_1 = F_0 + 0,5 F_t = 900 + 0,5 \cdot 1500 = 1650 \text{ Н}$$

$$F_2 = F_0 - 0,5 F_t = 900 - 0,5 \cdot 1500 = 150 \text{ Н}$$

Напряжения от силы  $F_1$

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{b\delta} = \frac{1650}{125 \cdot 4} = 3,3 \text{ МПа}$$

Напряжения изгиба [МПа]

$$\sigma_u = E \frac{\delta}{d_1} = 80 \cdot \frac{4}{125} = 2,56 \text{ МПа}$$

$E = 60..100 \text{ МПа}$

Напряжения от центробежной силы [МПа]

$$\sigma_v = \rho v^2 \cdot 10^{-6} = 1100 \cdot 1,76^2 \cdot 10^{-6} = 0,003 \text{ МПа}$$

$$\rho = 1100..1200 \text{ кг/м}^3$$

Максимальное напряжение в ремне [МПа]

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v = 3,3 + 2,56 + 0,003 = 5,863 \text{ МПа} < [\sigma_{max}] = 7 \text{ МПа}$$

Проверка долговечности ремня

Проверяем число пробегов ремня [1/с]

$$U = \frac{v}{l} = \frac{4,6}{2,5} = 1,84 \leq [U] = 3..5$$

Расчетная долговечность ремня [ч]

$$H_0 = \frac{\sigma_{-1}^5 \cdot N_{баз} C_i C_H}{\sigma_{max}^5 \cdot x \cdot 3600 U}$$

где  $N_{баз} = 10^7$  - базовое число циклов нагружения

$C_i$  – коэф., учитывающий влияние передаточного отношения

$$C_i \approx 1,5 \sqrt[3]{u} - 0,5 = 1,5 \sqrt[3]{2,634} - 0,5 = 1,57$$

$C_H$  - коэф., учитывающий распределение нагрузки:

$C_H = 1$  при постоянной нагрузке

$x$  – число шкивов передачи

$$H_0 = \frac{65^2 \cdot 10^7 \cdot 1.57 \cdot 1}{20_{\square}^5 \cdot 2 \cdot 3600 \cdot 1.84} = 5862 \text{ y}$$

**4.**

### 3.3 Расчет нагрузок на валы редуктора

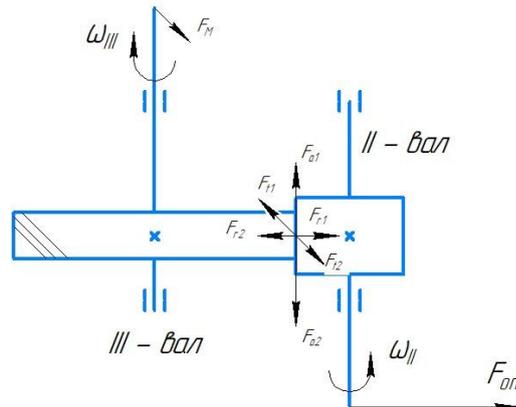


Рисунок 1. Схема нагружения валов

#### 3.3.1 Определение сил в зацеплении закрытых передач

угол зацепления  $\alpha=20^\circ$ .

а) Окружная сила

$$F_{t2} = F_{t1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 359,9 \cdot 10^3}{267,34} = 2692,4 \text{ Н}$$

Радиальная сила

$$F_{r2} = F_{r1} = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{2692,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 9,068^\circ} = 992,4 \text{ Н}$$

д) Осевая сила

$$F_{a2} = F_{a1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta = 2692,4 \cdot \operatorname{tg} 9,068^\circ = 429,7 \text{ Н}$$

#### 3.3.2 Нагрузка от элементов открытой передачи

$$F_{on} = 710,2 \text{ Н}$$

#### 3.3.3 Консольные силы муфты

$$F_M = 125 \sqrt{T_2} = 125 \sqrt{359,9} = 2370 \text{ Н}$$

### 3.4 Эскизное проектирование

#### 3.4.1 Проектный расчет и конструирование валов

*Быстроходный вал*

Диаметр выходного конца вала:

$$d_e \geq (7 \dots 8) \sqrt[3]{T_\sigma}$$

$$d_{\sigma} \geq (7 \dots 8) \sqrt[3]{74,1} \geq 30,8 \dots 35,2 \text{ мм}$$

Выбираем цилиндрический конец по ГОСТ 12080-66.

Выбираем стандартный диаметр выходного конца вала:  $d_{\sigma} = 32 \text{ мм}$ .

Длина выходного конца:  $l = 58 \text{ мм}$ .

Диаметр буртика:

$$d_{\sigma} \geq d_{\sigma} + 2t$$

$t$  – высота буртика

$t = 3,5$  [Error: Reference source not found, с.47]

$$d_{\sigma} \geq 32 + 2 \cdot 3,5 \geq 39 \text{ мм}$$

$d_n \geq d_{\sigma}$ , но для уменьшения числа ступеней рекомендуется применять  $d_n = d_{\sigma}$

Так как  $d_n$  отличается от  $d_{\sigma}$  не более, чем на 10 мм, то принимаем  $d_n = d_{\sigma}$ .

Округляем полученное значение до ближайшего большего кратного 5:  $d_n = d_{\sigma} = 40 \text{ мм}$ .

Диаметр буртика под подшипник:

$$d_{\sigma n} = d_n + 3r$$

$r$  – радиус галтели у подшипника, мм.

$r = 2,5$  [Error: Reference source not found, с.47]

$$d_{\sigma n} = 40 + 3 \cdot 2,5 = 47,5 \text{ мм}$$

Округляем до ближайшего большего целого:  $d_{\sigma n} = 48 \text{ мм}$

*Тихоходный вал*

Диаметр выходного конца вала:

$$d_{\sigma} \geq (5 \dots 6) \sqrt[3]{T_m}$$

$$d_{\sigma} \geq (5 \dots 6) \sqrt[3]{359,9} \geq 37,2 \dots 44,7 \text{ мм}$$

Выбираем цилиндрический конец по ГОСТ 12080-66.

Выбираем стандартный диаметр выходного конца вала:  $d_{\sigma} = 45 \text{ мм}$ .

Длина выходного конца:  $l = 82 \text{ мм}$ .

Диаметр буртика:

$$d_{\sigma} \geq d_{\sigma} + 2t$$

$t$  – высота буртика

$t = 3,5$  [Error: Reference source not found, с.47]

$$d_{\sigma} \geq 45 + 2 \cdot 3,5 \geq 52 \text{ мм}$$

Для упрощения конструкции вала можно окончательно принять  $d_n = d_{\sigma}$ .  
Принимаем ближайшее большее, кратное 5:  $d_n = d_{\sigma} = 55 \text{ мм}$ .

Диаметр участка под колесом:

$$d_{\kappa} = d_n + (2 \dots 5) \text{ мм}$$

$$d_{\kappa} = 55 + (2 \dots 5) = 57 \dots 60 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{\kappa} = 60 \text{ мм}$ .

Диаметр буртика под колесо:

$$d_{\sigma\kappa} = d_{\kappa} + 3f$$

$f$  – размер фаски посадочного отверстия колеса

$f = 1,2$  [Error: Reference source not found, с.47]

$$d_{\sigma\kappa} = 60 + 3 \cdot 1,2 = 63,6 \text{ мм}$$

Округляем до ближайшего большего целого:  $d_{\sigma\kappa} = 64 \text{ мм}$ .

### 3.4.2 Подбор подшипников

Для опор валов цилиндрических косозубых и прямозубых колес редукторов чаще всего применяют шариковые однорядные подшипники. Первоначально назначают подшипники легкой серии.

Выбор подшипников для быстроходного вала:

$$d = d_2 = d_4 = 40 \text{ мм}$$

$d_2$  и  $d_4$  – вторая и четвертая ступени вала соответственно.

Выбираем подшипник 208,  $d = 40 \text{ мм}$ ,  $D = 80 \text{ мм}$ ,  $B = 18 \text{ мм}$ ,  $C_r = 32 \text{ кН}$ ,  $C_{0r} = 17,8 \text{ кН}$  [Error: Reference source not found, с. 432, таблица К27].

Выбор подшипников для тихоходного вала:

$$d = d_2 = d_4 = 50 \text{ мм}$$

Выбираем подшипник 211,  $d = 55 \text{ мм}$ ,  $D = 100 \text{ мм}$ ,  $B = 21 \text{ мм}$ ,  $C_r = 43,6 \text{ кН}$ ,  $C_{0r} = 25 \text{ кН}$  [Error: Reference source not found, с. 432, таблица К27].

### 3.4.3 Конструирование зубчатых колес

Толщина обода:

$$s = 2,2m + 0,05b$$

$$s = 2,2 \cdot 2 + 0,05 \cdot 64 = 7,6 \text{ мм}$$

Округляем до ближайшего большего целого:  $s = 8 \text{ мм}$ .

На торцах обода по внутреннему и внешнему диаметру выполняют фаски:

$$f_1 = 0,5 \text{ м}$$

$$f_1 = 0,5 \cdot 2 = 1 \text{ мм}$$

Наружный диаметр стальной ступицы:

$$d_{cm} = 1,6 d_k$$

$$d_{cm} = 1,6 \times 60 = 96 \text{ мм}$$

Округляем до ближайшего большего целого:  $d_{cm} = 96 \text{ мм}$ .

Длина ступицы:

$$l_{cm} = (1 \dots 1,2) d_k$$

Желательно в конструкции зубчатого колеса принять  $l_{cm} = b$ , при этом должно сохраняться условие  $0,8 d_k \leq l_{cm} \leq 1,5 d_k$ .

$$l_{cm} = 85 \text{ мм}$$

$$0,8 \times 60 \leq 85 \leq 1,5 \times 60$$

$$48 \leq 80 \leq 90$$

Острые кромки на торцах ступицы (в отверстиях и на внешней поверхности) притупляют фасками [Error: Reference source not found, с. 14, таблица 2.5]:  $f = 2 \text{ мм}$ .

Толщина диска:

$$c \geq 0,5(s + 0,5(d_{cm} - d_k))$$

$$c \geq 0,25 b$$

$$c \geq 0,5 \times (8 + 0,5 \times (96 - 60)) \geq 13 \text{ мм}$$

$$c \geq 0,25 \times 64 \geq 16 \text{ мм}$$

Принимаем большее из двух полученных значений и округляем до большего целого числа:  $c = 16 \text{ мм}$ .

#### 3.4.4 Смазывание

Для редукторов общего назначения применяют непрерывное смазывание жидким маслом картерным непроточным способом (окунанием). Этот способ применяют для зубчатых передач при окружных скоростях от 0,3 до 12,5 м/с [Error: Reference source not found, с. 254].

Окружная скорость:  $v = 0,89 \text{ м/с}$  [Error: Reference source not found, п. 2.2.8.]

Выбор сорта масла:

Выбираем масло И-Г-А-68 [Error: Reference source not found, с. 255, таблица 10.29].

И — индустриальное, Г — для гидравлических систем, А — масло без присадок, 68 — класс кинематической точности (кинематическая вязкость при 40°С, мм<sup>2</sup>/с (сСт)): 61...75 мм<sup>2</sup>/с.

Определение уровня масла: в цилиндрических редукторах при окунании в масляную ванну колеса  $m \leq h_m \leq 0,25 d_2$ , где  $m$  — модуль зацепления; при нижнем расположении шестерни  $h_m = (0,1 \dots 0,5) d_1$ , при этом  $h_{min} = 2,2 m$  [Error: Reference source not found, с. 255].

$$h_m = (0,1 \dots 0,5) \cdot 160 = 16 \dots 80 \text{ мм}$$

$$h_{min} = 2,2 \cdot 2 = 4,4 \text{ мм}$$

$$0,25 d_2 = 0,25 \times 267,34 = 66,8 \text{ мм}$$

$$4 \leq 70 \leq 90$$

Условие выполняется.

### 3.4.5 Конструирование подшипниковых узлов, крышек, уплотнительных и регулировочных устройств.

Закладные крышки подшипников проще в изготовлении и не увеличивают габариты корпуса редуктора, но их можно применять, только если корпус имеет разъем по плоскости, содержащей ось вала. [Error: Reference source not found, с. 36].

Для регулировки подшипников или зубчатого зацепления между торцом фланца крышки и кромкой фланца корпуса редуктора устанавливается набор регулировочных прокладок, который на чертеже изображают толщиной 1...2 мм. [Error: Reference source not found, с. 37].

Выбираем закладные крышки на тихоходный вал. [Error: Reference source not found, с. 38, рис. 4.3,].

$$D_3 = D - 2 \delta_k$$

$$b \geq 2,5 \delta_k$$

На быстроходный вал принимаем крышки торцевые.

Таблица 3 – Размеры крышек подшипника

Параметр	Быстроходный вал	Тихоходный вал
Диаметр D, мм	80	100
Толщина $\delta_k$ , мм	6	6

Диаметр $D_3$ , мм	72	90
Ширина крышки $b$ , мм	16	20

### 3.4.6 Эскизная компоновка редуктора

Толщина стенок корпуса:

$$\delta = 2,6 \sqrt[4]{0,1 T_{III}} \geq 6 \text{ мм} [\text{Error: Reference source not found, с. 80}]$$

$$\delta = 2,6 \sqrt[4]{0,1 \cdot 359,9} = 5,9 \text{ мм}$$

Условие  $\delta \geq 6 \text{ мм}$  выполнится. Принимаем  $\delta = 6 \text{ мм}$ .

Диаметр отверстия под установку болта

$$d_0 = d + (1 \dots 2)$$

$d$  - диаметр стяжных болтов, соединяющих крышку с корпусом редуктора, зависят обычно от диаметра фундаментных болтов.

$$d_\phi = \sqrt[3]{2 T_{III}} \geq 12 \text{ мм} [\text{Error: Reference source not found, с. 80}]$$

$$d_\phi = \sqrt[3]{2 \cdot 359,9} = 8,94 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_\phi = 14 \text{ мм}$ .

$$d \geq 0,75 d_\phi [\text{Error: Reference source not found, с. 81}]$$

$$d \geq 0,75 \cdot 14 \geq 10,5 \text{ мм}$$

$$d_0 = 9 + (1 \dots 2) = 10 \dots 11 \text{ мм}$$

Принимаем по ГОСТ 24705-2004  $d_0 = 10 \text{ мм}$ .

Линия фланца:  $2,5 d_\phi$  [Error: Reference source not found, рис. 8.1.]

$$2,5 d_\phi = 2,5 \times 12 = 30 \text{ мм}$$

Зазор

$$a \approx \sqrt[3]{L} + 3$$

$L$  – наиболее удаленные точки между соприкасающимися элементами

$$L = a_w + \frac{d_{a1}}{2} + \frac{d_{a2}}{2} = 160 + \frac{52,66}{2} + \frac{267,34}{2} = 324 \text{ мм}$$

$$a \approx \sqrt[3]{324} + 3 \approx 9,86 \text{ мм}$$

Округляем до ближайшего большего целого:  $a = 10 \text{ мм}$ .