



Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Московский государственный технический университет  
имени Н.Э. Баумана  
(национальный исследовательский университет)»  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

ФАКУЛЬТЕТ \_\_\_\_\_

КАФЕДРА \_\_\_\_\_

# РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

**НА ТЕМУ:**

«Проектирование электромеханического привода»

Студент ПС4-62  
(Группа)

\_\_\_\_\_  
(Подпись, дата) Ф.Р. Бубелов  
(И.О.Фамилия)

Руководитель курсового проекта

\_\_\_\_\_  
(Подпись, дата) \_\_\_\_\_  
(И.О.Фамилия)

Консультант

\_\_\_\_\_  
(Подпись, дата) \_\_\_\_\_  
(И.О.Фамилия)

2025 г.

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана  
(национальный исследовательский университет)»  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)**

---

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой \_\_\_\_\_  
(Индекс)  
\_\_\_\_\_  
(И.О.Фамилия)  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ г.

**З А Д А Н И Е  
на выполнение курсового проекта**

по дисциплине Основы конструирования приборов

Студент группы ПС4-62

Бубелов Фёдор Романович  
(Фамилия, имя, отчество)

Тема курсового проекта «Проектирование электромеханического привода»

Направленность КП (учебный, исследовательский, практический, производственный, др.)  
Учебный

Источник тематики (кафедра, предприятие, НИР) Кафедра

График выполнения проекта: 25% к \_\_\_\_ нед., 50% к \_\_\_\_ нед., 75% к \_\_\_\_ нед., 100% к \_\_\_\_ нед.

**Задание** «Разработать конструкцию исполнительного по предложенной схеме в соответствии с данным вариантом»

**Оформление курсового проекта:**

Расчетно-пояснительная записка на \_\_\_\_ листах формата А4.

Перечень графического (иллюстративного) материала (чертежи, плакаты, слайды и т.п.)

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ г.

**Руководитель курсового проекта**

\_\_\_\_\_  
(Подпись, дата) (И.О.Фамилия)

**Студент**

\_\_\_\_\_  
(Подпись, дата) (И.О.Фамилия)

Примечание: Задание оформляется в двух экземплярах: один выдается студенту, второй хранится на кафедре.

## Оглавление

1 Техническое задание -----	4
2 Выбор и обоснование конструкции -----	5
3 Подбор электродвигателя -----	6
4 Расчет количества ступеней -----	8
5 Силовой расчет -----	9
6 Проверка правильности выбора электродвигателя -----	10
7 Расчет колес и шестерней -----	11
8 Кинематическая схема -----	14
9 Геометрический расчет зубчатых колес -----	15
8 Проверка установки первой шестерни на вал двигателя -----	18
9 Выбор оптимальной схемы и компоновки редуктора -----	19
12 Расчет диаметров валов и геометрии ступиц -----	20
???? Расчет предохранительной шариковой муфты -----	22

# 1 Техническое задание

№ варианта	19
Параметры	
Момент на выходном валу $M_c$ , Нмм	550
Скорость вращения выходного вала $\omega$ , с-1	2
Момент инерции нагрузки $J_n$ , кг·м <sup>2</sup>	0.3
Ускорение вращения выходного вала $\varepsilon$ , с-2	25
Погрешность редуктора на выходном валу $\Delta\varphi$ , угл. мин.	20
Критерий проектирования	Min габаритов
Тип предохранительной муфты	Шарикова
Тип корпуса	По согласованию с преподавателем
Тип двигателя.	Постоянного тока (ДПР или ДПМ)
Характер производства	Серийный для всех вариантов
Вывод выходного элемента	По указанию преподавателя (со стороны двигателя или противоположной),
Вид крепления к основному изделию	По указанию преподавателя (со шпонкой и резьбой, под штифт или др.).
Условия эксплуатации	УХЛ 4.1
Степень защиты	IP44

## 2 Выбор и обоснование конструкции

Многим людям так или иначе в повседневной жизни хотелось бы иметь возможность легко и комфортно управлять уровнем освещения и приватности в своём доме или рабочем пространстве, не прилагая для этого значительных усилий. В данной работе предлагается конструкция электромеханического привода, разработанного для использования в конкретном устройстве — автоматических жалюзи. Такие жалюзи состоят из электромеханического привода, который обеспечивает плавное и точное вращение вала, управляющего положением ламелей. В нашем случае задача определена достаточно чётко. Критерий расчета — минимизация габаритов, что говорит о необходимости создания компактной и легкой конструкции, которая легко интегрируется в различные типы жалюзи без ущерба для их эстетики и функциональности. Применение такому устройству можно найти в самых разных помещениях: от жилых квартир и частных домов до офисов, учебных заведений и медицинских учреждений.

### 3 Подбор электродвигателя

Электродвигатель подбираем по принципу:

$$P_{\text{дв}} \geq P_{\text{дврасч}}$$

$$P_{\text{дврасч}} = \frac{\xi P_{\text{н}}}{\eta_0}$$

$P_{\text{дв}}$  – мощность двигателя по паспортным данным

$P_{\text{дврасч}}$  – расчетная мощность двигателя

$$P_{\text{дврасч}} = \frac{\xi P_{\text{н}}}{\eta_0}$$

$\xi$  – коэффициент запаса, назначаемый из условий работы

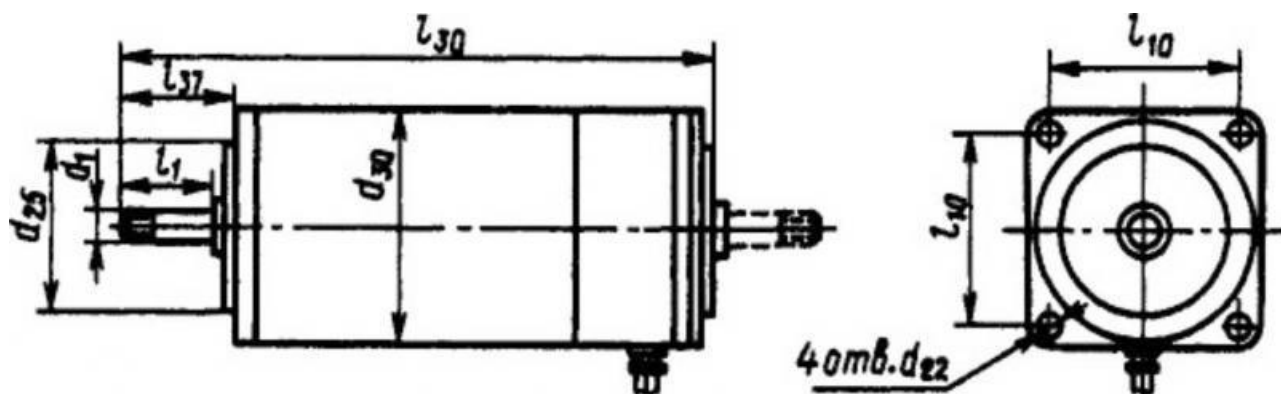
$P_{\text{н}}$  – расчетная мощность нагрузки

$\eta_0$  – КПД цепи двигатель – нагрузка, назначаемая из условий работы

Назначим:  $\xi = 1,2$ ;  $\eta_0 = 0,85$

$$P_{\text{н}} = M_{\text{с}} \cdot \omega_{\text{вых}} = 0,55 \cdot 2 = 1,1 \text{ Вт}$$

Выберем электродвигатель ДПР-52-Н1-02



Его характеристики:

U	$P_{\text{н}}$	$n_{\text{ном}}$	$M_{\text{ном}}$	$M_{\text{п}}$	T	m	$J_{\text{р}}$
27 В	6,15 Вт	6000 об/мин	9,8 Нмм	68,7 Нмм	1000 ч	0,15 кг	0,017 кг · см <sup>2</sup>

$$\omega_{\text{ном}} = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 6000}{30} = 628,32 \text{ с}^{-1}$$

$$P_{\text{дв}} = M_{\text{ном}} \cdot \omega_{\text{ном}} = 9,8 \cdot 10^{-3} \cdot 628,32 = 6,15 \text{ Вт}$$

$$P_{\text{дврасч}} = \frac{\xi P_{\text{н}}}{\eta_0} = 1,2 \cdot \frac{1,1}{0,85} = 1,55 \text{ Вт}$$

$$P_{\text{дв}} \geq P_{\text{дврасч}}$$

$$6,15 \geq 1,55$$

Условие выполняется → Выбранный двигатель подходит

Коэффициент запаса

$$n = \frac{P_{дв}}{P_n} = \frac{6,15}{1,1} = 5,6$$

$$n \geq 1$$

Условие выполняется → Выбранный двигатель подходит

#### 4 Расчет количества ступеней

Общее передаточное отношение цепей электромеханического привода:

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{нi}}}$$

$n_{\text{дв}}$  – частота оборотов двигателя

$n_{\text{нi}}$  – частота оборотов выходного вала

$$n_{\text{нi}} = \frac{30\omega_{\text{вых}}}{\pi} = \frac{30 \cdot 2}{\pi} = 19,09 \text{ об/мин}$$

$$i_{\text{общ1}} = \frac{6000}{19,09} = 314,3$$

Критерий расчета – минимизация габаритов,

Для расчета привода по критерию минимизации габаритов число ступеней редуктора определим как:

$$n = 1,456 \cdot \lg(i_{\text{общ}}) = 1,456 \cdot \lg(314,3) \approx 3,63$$

Назначим  $n=4$

$$i_{12} = i_{34} = i_{56} = i_{78} = \sqrt[4]{314,3} \approx 4,2$$

Назначим

$$z_1 = z_3 = z_5 = z_7 = 20$$

$$z_2 = z_4 = z_6 = z_8 = 20 \cdot 4,2 \approx 85$$

Данное число соответствует первому предпочтительному ряду → Оставляем

$$i_{12} = i_{34} = i_{56} = i_{78} = \frac{85}{20} = 4,3$$

Новое общее передаточное отношение

$$i_{\text{общ1}} = 4,3^4 = 326,17$$

Погрешность нового передаточного отношения:

$$\Delta i_{\text{общ}} = \left| \frac{i_{\text{общ}} - i_{\text{общ1}}}{i_{\text{общ}}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{314,3 - 326,17}{314,3} \right| \cdot 100\% \approx 3\%$$

$$\Delta i_{\text{общ}} \leq 5\%$$

Условие выполняется → Выбранный двигатель подходит



## 5 Силовой расчет

Крутящий момент на выходном валу вычисляется по формуле

$$M_{\text{вых}} = M_5 = M_c = 550 \text{ Н мм}$$

Крутящий момент на валу определяется по формуле:

$$M_1 = \frac{M_2}{i_{12}\eta_{12}\eta_{\text{подш}}}$$

$M_1$  – искомый момент на ведущем валу

$M_2$  – известный момент на ведомом валу

$i_{12}$  – передаточное отношение передачи

$\eta_{12}$  – КПД передачи

$\eta_{\text{подш}}$  – КПД подшипников, в которые установлен ведущий вал

Назначим:  $\eta_{12} = 0,98$ ;  $\eta_{\text{подш}} = 0,98$

$$M_4 = \frac{M_5}{i_{78}\eta_{78}\eta_{\text{подш}}} = \frac{550}{4,3 \cdot 0,98 \cdot 0,98} = 133,18 \text{ Нмм}$$

$$M_3 = \frac{M_4}{i_{56}\eta_{56}\eta_{\text{подш}}} = \frac{133,18}{4,3 \cdot 0,98 \cdot 0,98} = 32,25 \text{ Нмм}$$

$$M_2 = \frac{M_3}{i_{34}\eta_{34}\eta_{\text{подш}}} = \frac{32,25}{4,3 \cdot 0,98 \cdot 0,98} = 7,8 \text{ Нмм}$$

$$M_1 = \frac{M_2}{i_{12}\eta_{12}\eta_{\text{подш}}} = \frac{7,8}{4,3 \cdot 0,98 \cdot 0,98} = 1,88 \text{ Нмм}$$

$$M_1 < M_{\text{ном}}$$

$$1,88 < 9,8$$

Двигатель выбран верно

## 6 Проверка правильности выбора электродвигателя по пусковому моменту

Должны выполняться условия:

$$(1) M_{\pi} \geq M_{\text{спр}} + M_{\text{дпр}}$$

$$(2) M_{\text{ном}} \geq M_{\text{спр}}$$

(1)

$$M_{\text{спр}} = \frac{M_c}{\eta i_0} = \frac{0,55}{0,85 \cdot 314,3} = 0,0021 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{дпр}} = \varepsilon(J_p(1 + K_m) + \frac{J_H}{i_0^2})$$

$$\text{Примем: } K_m = 0,5; J_p = 0,017 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$\varepsilon = \varepsilon_H \cdot i_0 = 25 \cdot 314,3 = 7857,5 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$$

$$M_{\text{дпр}} = 7857,5 \left( 0,0017 \cdot 10^{-4}(1 + 0,5) + \frac{0,3}{314,3^2} \right) = 0,044 \text{ Нм}$$

$$M_{\Sigma\text{пр}} = M_{\text{спр}} + M_{\text{дпр}} = 0,0021 + 0,026 = 0,0281 \text{ Нм}$$

$$(1) 0,0687 > 0,0281$$

$$(2) 0,0098 > 0,0021$$

Оба условия выполняются, следовательно двигатель подобран верно

## 7 Расчет колес и шестерней

### Выбор материалов

При небольших скоростях, малой частоте вращения выходного вала, выберем рекомендуемую пару материалов для цилиндрических прямозубых шестерни и колеса:

Колесо – Сталь 35 ГОСТ 1050–74

Шестерня – Сталь 45 ГОСТ 1050–74

Материал	Коэф. лин. расшир. $\alpha$ $10^{-6} (C^0)^{-1}$	Модуль упругости первого рода $E$ , $10^5$ МПа	Плотность $\rho$ , г/см <sup>3</sup>	Предел прочности $\sigma_b$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа
Сталь 35	10,6...12,4	2,0...2,2	7,85	520	320
Сталь 45	10,6...12,4	2,0...2,2	7,85	580	360

### Расчет зубьев на изгиб

Сначала найдем модуль  $m$  зубчатых колес.

Для открытых цилиндрических передач модуль  $m$  зацепления в миллиметрах определяется по формуле:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{MK}{z * \psi} * \frac{Y_F}{[\sigma_F]}}$$

$K_m$  – коэффициент для прямозубых колес

$M$  – крутящий момент на рассчитываемом валу

$K$  – коэффициент расчетной нагрузки

$z$  – число зубьев рассчитываемого колеса

$\psi$  – коэффициент ширины зубчатого колеса

$Y_F$  – коэффициент формы зуба

$[\sigma_F]$  – допускаемое напряжение при расчете на изгиб

Назначим:  $K_m = 1,4$ ;  $K = 1,25$ ;  $\psi = 10$

Так как шестерня и зубчатое колесо выполняются из разных материалов, то расчет выполняют для той детали, у которой меньше допускаемое напряжение, то есть та, у которой большее значение  $Y_F/[\sigma_F]$ .

Для шестерни:

$$z = 20$$

$$Y_F = 4,15$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{-1}}{n}$$

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B = 0,43 \cdot 580 \cdot 10^6 = 249,4 \text{ МПа}$$

$$\text{Назначим } n = 1,5$$

$$[\sigma_F] = \frac{249,4 \cdot 10^6}{1,5} = 166,3 \text{ МПа}$$

$$\frac{Y_F}{[\sigma_F]} = \frac{4,15}{166,3} = 0,025$$

Для колеса:

$$z = 85$$

$$Y_F = 3,74$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{-1}}{n}$$

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B = 0,43 \cdot 520 \cdot 10^6 = 223,6 \text{ МПа}$$

$$\text{Назначим } n = 2$$

$$[\sigma_F] = \frac{223,6 \cdot 10^6}{2} = 111,8 \text{ МПа}$$

$$\frac{Y_F}{[\sigma_F]} = \frac{3,74}{111,8} = 0,033$$

$\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$  для колеса, больше чем  $\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$  для шестерни  $\rightarrow$  расчет будем вести по колесам

Пара 7-8:

$$m_{78} = K_m \sqrt[3]{\frac{MK}{z * \psi} * \frac{Y_F}{[\sigma_F]}} = 1,4 * \sqrt[3]{\frac{550 \cdot 1,25 \cdot 0,033}{85 \cdot 10}} = 0,42$$

Пара 5-6:

$$m_{56} = K_m \sqrt[3]{\frac{MK}{z * \psi} * \frac{Y_F}{[\sigma_F]}} = 1,4 * \sqrt[3]{\frac{133,18 \cdot 1,25 \cdot 0,33}{85 \cdot 10}} = 0,26$$

Паpa 3-4:

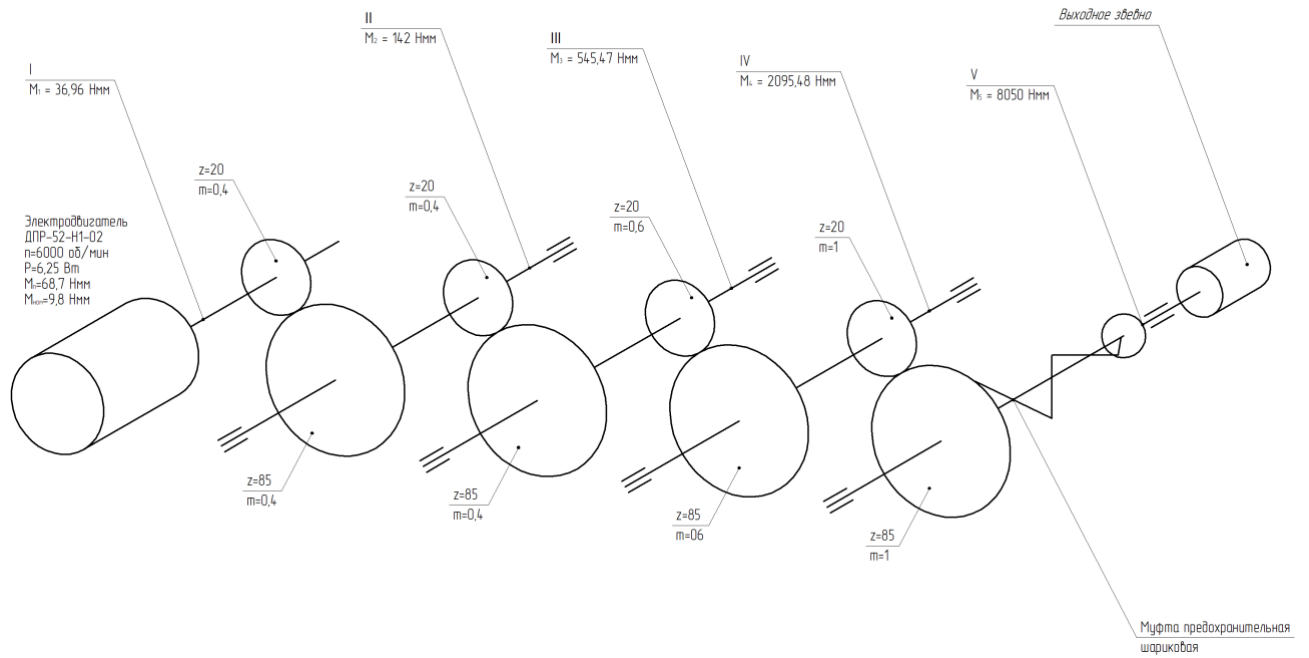
$$m_{34} = K_m \sqrt[3]{\frac{MK}{z * \psi} * \frac{Y_F}{[\sigma_F]}} = 1,4 * \sqrt[3]{\frac{32,25 * 1,25 * 0,33}{85 * 10}} = 0,16$$

Паpa 1-2:

$$m_{12} = K_m \sqrt[3]{\frac{MK}{z * \psi} * \frac{Y_F}{[\sigma_F]}} = 1,4 * \sqrt[3]{\frac{7,8 * 1,25 * 0,33}{85 * 10}} = 0,10$$

## 8 Кинематическая схема

Перестроить



## 9 Геометрический расчет зубчатых колес

Делительный диаметр прямозубых нулевых цилиндрических колес:  $d = mz$

Диаметры впадин прямозубых нулевых цилиндрических колес:  $d_f = d - 2m(h_a^* + c^*)$

Диаметры вершин зубьев прямозубых нулевых цилиндрических колес:  $d_a = d + 2mh_a^*$

Ширина колеса  $b_2 = \psi * m$

Ширина шестерни  $b_1 = b_2 + (1 \dots 2)m$

Межосевое расстояние  $a_\omega = 0,5m(z_1 + z_2)$

Примем:  $h_a^* = 1$ ;  $\beta = 0$ ;  $c_{12}^* = 0,5$ ;  $c_{34}^* = 0,5$ ;  $c_{56}^* = 0,35$ ;  $c_{78}^* = 0,25$ ;

Пара 1-2:  $m = 0,4$ ;  $c^* = 0,5$

$$d_1 = m_{12}z_1 = 0,4 \cdot 20 = 8$$

$$d_2 = m_{12}z_2 = 0,4 \cdot 85 = 34$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m_{12}(h_a^* + c^*) = 8 - 2 \cdot 0,4(1 + 0,5) = 6,8$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m_{12}(h_a^* + c^*) = 34 - 2 \cdot 0,4(1 + 0,5) = 32,8$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_{12}h_a^* = 8 + 2 \cdot 0,4 \cdot 1 = 8,8$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_{12}h_a^* = 34 + 2 \cdot 0,4 \cdot 1 = 34,8$$

$$b_1 = b_2 + (1 \dots 2)m = 4 + 1 \cdot 0,4 = 4,4$$

$$b_2 = \psi * m = 10 \cdot 0,4 = 4$$

$$a_\omega = 0,5m(z_1 + z_2) = 0,5 \cdot 0,4(20 + 85) = 21$$

Пара 3-4:  $m = 0,25$ ;  $c^* = 0,5$

$$d_3 = m_{34}z_3 = 0,25 \cdot 20 = 5$$

$$d_4 = m_{34}z_4 = 0,25 \cdot 85 = 21,25$$

$$d_{f3} = d_3 - 2m_{34}(h_a^* + c^*) = 5 - 2 \cdot 0,25(1 + 0,5) = 4,25$$

$$d_{f4} = d_4 - 2m_{34}(h_a^* + c^*) = 21,25 - 2 \cdot 0,25(1 + 0,5) = 20,5$$

$$d_{a3} = d_3 + 2m_{12}h_a^* = 5 + 2 \cdot 0,25 \cdot 1 = 5,5$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m_{34}h_a^* = 21,25 + 2 \cdot 0,25 \cdot 1 = 21,75$$

$$b_3 = b_4 + (1 \dots 2)m = 2,5 + 1 \cdot 0,25 = 2,75$$

$$b_4 = \psi * m = 10 \cdot 0,25 = 2,5$$

$$a_\omega = 0,5m(z_3 + z_4) = 0,5 \cdot 0,25(20 + 85) = 13,125$$

Пара 5-6:  $m = 0,16$ ;  $c^* = 0,5$

$$d_5 = m_{56}z_5 = 0,16 \cdot 20 = 3,2$$

$$d_6 = m_{56}z_6 = 0,16 \cdot 85 = 13,6$$

$$d_{f5} = d_5 - 2m_{56}(h_a^* + c^*) = 3,2 - 2 \cdot 0,16(1 + 0,5) = 2,72$$

$$d_{f6} = d_6 - 2m_{56}(h_a^* + c^*) = 13,6 - 2 \cdot 0,16(1 + 0,5) = 13,12$$

$$d_{a5} = d_5 + 2m_{56}h_a^* = 3,2 + 2 \cdot 0,16 \cdot 1 = 3,52$$

$$d_{a6} = d_6 + 2m_{56}h_a^* = 13,6 + 2 \cdot 0,16 \cdot 1 = 13,92$$

$$b_5 = b_6 + (1 \dots 2)m = 1,6 + 1 \cdot 0,16 = 1,76$$

$$b_6 = \psi * m = 10 \cdot 0,16 = 1,6$$

$$a_\omega = 0,5m(z_5 + z_6) = 0,5 \cdot 0,16(20 + 85) = 8,4$$

Пара 7-8:  $m = 0,1$ ;  $c^* = 0,5$

$$d_7 = m_{78}z_7 = 0,1 \cdot 20 = 2$$

$$d_8 = m_{78}z_8 = 0,1 \cdot 85 = 8,5$$

$$d_{f7} = d_7 - 2m_{78}(h_a^* + c^*) = 2 - 2 \cdot 0,1(1 + 0,5) = 1,7$$

$$d_{f8} = d_8 - 2m_{78}(h_a^* + c^*) = 8,5 - 2 \cdot 0,1(1 + 0,5) = 8,2$$

$$d_{a7} = d_7 + 2m_{78}h_a^* = 2 + 2 \cdot 0,1 \cdot 1 = 2,2$$

$$d_{a8} = d_8 + 2m_{78}h_a^* = 8,5 + 2 \cdot 0,1 \cdot 1 = 8,7$$

$$b_1 = b_2 + (1 \dots 2)m = 1 + 1 \cdot 0,1 = 1,1$$

$$b_2 = \psi * m = 10 \cdot 0,1 = 1$$

$$a_\omega = 0,5m(z_7 + z_8) = 0,5 \cdot 0,1(20 + 85) = 5,25$$



Сводная таблица геометрии зубчатых элементов:

	Делительный диаметр, мм	Диаметр вершин, мм	Диаметр впадин, мм	Ширина, мм
Шестерня 1	6	6,6	5,1	3,3
Колесо 2	23,5	26,1	24,6	3
Шестерня 3	8	8,8	6,8	4,4
Колесо 4	34	34,8	32,8	4
Шестерня 5	12	13,2	10,38	6,6
Колесо 6	51	52,2	49,38	6
Шестерня 7	20	22	17,5	11
Колесо 8	85	87	82,5	10

## 8 Проверка установки первой шестерни на вал двигателя

Шестерня может быть установлена на выходной вал электродвигателя если выполняются условия

- 1) Диаметр впадин зубьев должен быть достаточно больше диаметра вала электродвигателя.
- 2) Должен присутствовать запас для шпоночного паза на шестерне.
- 3) Ширина шестерни не должна превышать предусмотренного для установки шестерни расстояния на выходном валу электродвигателя.

В нашем случае имеем:

Диаметр выходного вала - 4 мм;

Диаметр впадин зубьев первой шестерни – 4,59 мм

Условие не выполняется, следовательно необходимо увеличить модуль зацепления для первой пары

Примем:  $m_{12} = 0,4$

$c^* = 0,5$

$$d_1 = m_{12}z_1 = 0,4 \cdot 20 = 8$$

$$d_2 = m_{12}z_2 = 0,4 \cdot 85 = 34$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m_{12}(h_a^* + c^*) = 8 - 2 \cdot 0,4(1 + 0,5) = 6,8$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m_{12}(h_a^* + c^*) = 34 - 2 \cdot 0,4(1 + 0,5) = 32,8$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_{12}h_a^* = 8 + 2 \cdot 0,4 \cdot 1 = 8,8$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_{12}h_a^* = 34 + 2 \cdot 0,4 \cdot 1 = 34,8$$

$$b_1 = b_2 + (1 \dots 2)m = 4 + 1 \cdot 0,4 = 4,4$$

$$b_2 = \psi \cdot m = 10 \cdot 0,4 = 4$$

$$a_w = 0,5m(z_1 + z_2) = 0,5 \cdot 0,4(20 + 85) = 21$$

Диаметр выходного вала - 4 мм;

Диаметр впадин зубьев первой шестерни – 7 мм

Расстояние на валу, предусмотренное для установки шестерни - 6 мм ;

Ширина шестерни – 3,85 мм ;

Запас для шпоночного паза на шестерне – 2,15 мм;

Все условия выполняются, первая шестерня устанавливается на выходной вал нормально.

## 9 Выбор оптимальной схемы и компоновки редуктора

## 12 Расчет диаметров валов и геометрии ступиц

Выберем материал валов таким же, как и для шестерен, для того чтобы выполнить их совместно

Назначим: Сталь 45 ГОСТ 1050-74

Характеристики материала:

Материал	Коэф. лин. расшир. $\alpha$ $10^{-6} (C^0)^{-1}$	Модуль упругости первого рода $E$ , $10^5$ МПа	Плотность $\rho$ , г/см <sup>3</sup>	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа
Сталь 45	10,6...12,4	2,0...2,2	7,85	580	360

Определим диаметры валов по допустимым значениям предела текучести материалы:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M}{0,2[\tau]}}$$

$M$ - крутящий момент на валу

$[\tau]$ - допустимое касательное напряжение

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{-1}}{n} = \frac{0,35\sigma_B}{n} = \frac{0,35 \cdot 580}{1,5} = 135,3$$

$$[\tau] = 0,58 \cdot [\sigma_F] = 0,58 \cdot 135,3 = 78,47$$

Тогда для момента  $M = 550$  Нмм

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8050}{0,2 \cdot 78,47}} = 8,005$$

Назначим диаметр выходного вала равным 10 мм

### Расчет выходного вала

Расчет на крутильную жесткость:

$$\varphi_{расч} = \frac{2M_{кр}l_{раб}}{GJ_p} \leq [\varphi]$$

$$l_{раб} = 28 \text{ мм}$$

$$G = 80000 \text{ МПа}$$

$$J_p = 0,1 \cdot d^4 = 0,1 \cdot 10^4 = 1000$$

$$M_{кр} = 8050 \text{ Нмм}$$

$$[\varphi] = 0,0058 \text{ рад}$$

$$\varphi_{\text{расч}} = \frac{2 \cdot 8050 \cdot 10}{80000 \cdot 1000} = 0,0056$$

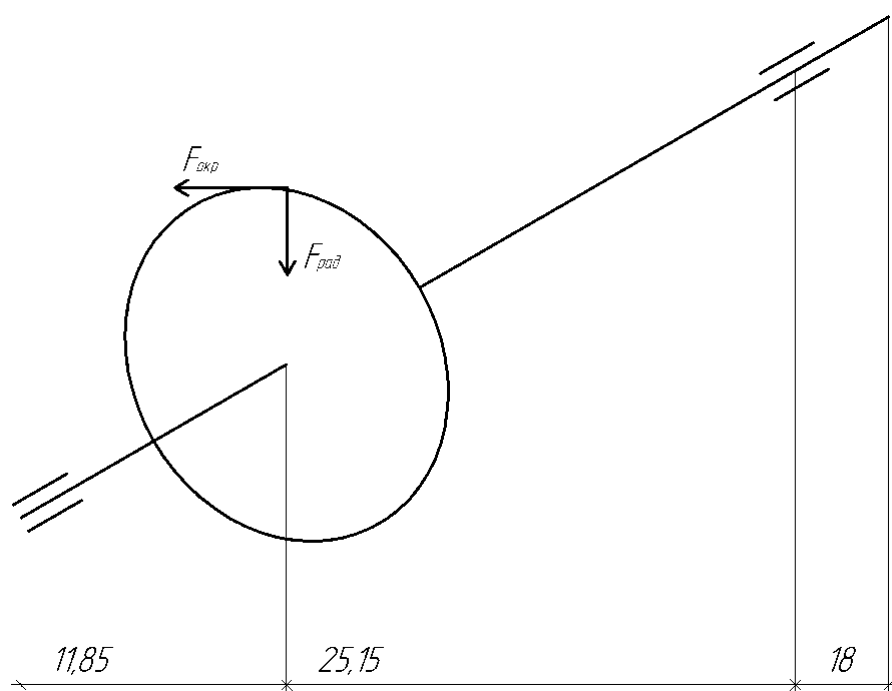
$$0,0056 \leq 0,0058$$

Выбранный диаметр прошел проверку.

**Проверка вала на изгибную прочность:**

$$\text{Окружная сила } F_{\text{окр}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{0,5d_8} = \frac{2 \cdot 8050}{0,5 \cdot 85} = 379 \text{ Н}$$

$$\text{Радиальная сила } F_{\text{рад}} = F_{\text{окр}} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 136 \text{ Н}$$



Далее построим эпюры.

## Расчет предохранительной шариковой муфты

Муфту устанавливаем на самый тихоходный вал – выходной

$$d_1 = 10 \text{ мм}$$

Наружный диаметр муфты определяется по диаметру впадин зубчатого колеса №8

$$d_{f8} = 82,5$$

Тогда примем  $D = 50$

Диаметр центров расточки гнезд под пружины, положено выбирать в пределах  $\left(\frac{3}{5} \dots \frac{2}{3}\right) \cdot D$ , и уточняют после расчета и конструирования пружин.

Примем  $D_0 = 30 \text{ мм}$

Величина зазора между пружиной и отверстием, выбирается из технологических соображений

Выберем  $\Delta 2_{min} = 0,5 \text{ мм}$

Расстояние между диаметром отверстий и поверхностью барабана пружин, выберем

Выберем  $\Delta l_{min} = 2 \text{ мм}$

Промежуток между шпоночным пазом втулки и диаметром отверстий пружин

Выберем  $\Delta 3_{min} = 0,5 \text{ мм}$

Определим максимальный наружный диаметр:

$$D_n = D - D_0 - 2\Delta 2_{min} - 2\Delta l_{min} = 50 - 30 - 2 \cdot 0,5 - 2 \cdot 2 = 15 \text{ мм}$$

Исходя из  $D_n = 15 \text{ мм}$ , назначим диаметр шарика  $d_{ш} = 8 \text{ мм}$ , согласно стандартному ряду.

Диаметр лунки в ступице под шарики:

$$d_{св} = 0,7d_{ш} = 0,7 \cdot 8 = 5,6 \text{ мм}$$

Зазор  $S_1$  выбирается в пределах  $(0,5 \dots 0,6)d_{ш}$ , поэтому примем:

$$S_1 = 0,5d_{ш} = 0,5 \cdot 8 = 4 \text{ мм}$$

Назначим число шариков 6

### Силовые параметры предохранительной муфты

Суммарная сила сжатия пружины

$$P_{пр} = P \tan(\beta - \varphi - \chi)$$

$$P = \frac{2M_{\text{пр}}}{D_0}$$

$$M_{\text{пр}} = M_{\text{max}} = \gamma M_{\text{кр}}$$

$M_{\text{пр}}$  -момент предохранения, который определяется через коэффициент повышения нагрузки

$\gamma$  -коэффициент повышения нагрузки

Для пружинно-шариковых муфт принимают  $\gamma = 1,5$

$\beta$  -угол конуса лунки для шарика ( $45^\circ \dots 60^\circ$ )

$\varphi$  -угол трения шарика и лунок ступицы колеса

$\chi$  -угол трения шарика и обоймы левой муфты

Примем:  $\gamma = 1,5$ ;  $\beta = 45^\circ$ ;  $\varphi = 8,5^\circ$ ;  $\chi = 8,5^\circ$ ;

$$P_{\text{пр}} = \frac{2\gamma M_{\text{кр}}}{D_0} \tan(\beta - \varphi - \chi) = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 8050}{30} \tan(45^\circ - 8,5^\circ - 8,5^\circ) = 428,02 \text{ Н}$$

Назначим  $z = 5$ , тогда наибольшая рабочая нагрузка  $P_2$  одной пружины равна:

$$P_2 = \frac{P_{\text{пр}}}{z} = \frac{428,02}{5} = 85,6 \text{ Н}$$

Определим силу пружины при предварительной деформации (силу, удерживающую шарики в лунках при отсутствии крутящего момента на валу):

$$P_1 = \frac{P_2}{\gamma} = \frac{85,6}{1,5} = 57,06 \text{ Н}$$

### Подбор и расчет пружины

Сила сжатия пружины при максимально допустимой деформации определяется по формуле:

$$P_3 = \frac{P_2}{1 - (0,05 \dots (0,25))} = 90,1 \dots 104,1$$

Где  $(0,05 \dots 0,25)$  – инерциальный зазор, на который увеличивают обычный зазор между витками. Он задается для того, чтобы исключить соударение витков пружины при срабатывании предохранительной муфты.

Часть хода пружины, при котором крутящий момент не превышает момента предохранения:

$$h = \frac{d_{\text{ш}}(1 - \sin(\beta))}{2} = \frac{8(1 - \sin(45^\circ))}{2} = 1,2 \text{ мм}$$

Определим жесткость пружины:

$$k_0 = \frac{P_2 - P_1}{h} = \frac{85,6 - 57,06}{1,2} = 28,54 \text{ мм}$$

Для дальнейшего расчета выберем материал пружины сталь: 65Г ГОСТ 1050-74

Температура закалки	830°C
Температура отпуска/	200°C
Предел прочности	2200 МПа
Предел текучести	1790 МПа
Твердость	61 HRC

Предварительно назначаем индекс пружины  $c = \frac{D}{d}$  – параметр, характеризующий ее жесткость и равный отношению среднего диаметра пружины  $D$  к диаметру проволоки  $d$ .

Сила  $P_3 = 100,0 \text{ Н}$

По ГОСТ 13766–86

Диаметр проволоки:  $d = 1,60 \text{ мм}$

Наружный диаметр пружины:  $D = 10,0 \text{ мм}$

$$c = \frac{D}{d} = \frac{10}{1,6} = 6,25$$

Поправочный коэффициент:

$$k = \frac{4c + 2}{4c - 3} = \frac{4 \cdot 6,25 + 2}{4 \cdot 6,25 - 3} = 1,22$$

$$\tau_{max} = \frac{8P_3 D k}{\pi d^3} = \frac{8 \cdot 100,0 \cdot 10,0 \cdot 1,22}{\pi \cdot 1,6^3} = 758,47 \text{ МПа}$$

Максимальное напряжение кручения для стали 65Г  $[\tau] = 1800 \text{ МПа}$

$$\tau_{max} < [\tau]$$

$$758,47 < 1800$$

Условие выполняется → материал подобран верно

Число рабочих витков

$$n_1 = \frac{G d^4}{8 D^3 k_0} = \frac{80000 \cdot 1,6^4}{8 \cdot 10,0^3 \cdot 28,54} = 2,29 \rightarrow n_1 = 3$$



Полное число витков

$$n = n_1 + (1,5 \dots 2,0) = 3 + 2 = 5$$

Шаг навивки пружины

$$p = \frac{\lambda}{n_1} + d + \Delta$$

$$\lambda = \frac{p_3 h}{p_3 - p_2} = \frac{100,0 \cdot 1,2}{100,0 - 85,6} = 8,3 \text{ мм}$$

$$\Delta = 0,1d = 0,1 \cdot 1,6 = 0,16 \text{ мм}$$

$$p = \frac{\lambda}{n_1} + d + \Delta = \frac{8,3}{3} + 1,6 + 0,16 = 4,53 \text{ мм}$$

$$\text{Длина сжатой пружины: } L = (n - 0,5)d = (5 - 0,5) \cdot 1,6 = 7,2 \text{ мм}$$

$$\text{Длина нагруженной пружины: } L_0 = L + (p - d)n_1 = 7,2 + (4,53 - 1,6) \cdot 3 = 15,99$$