

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ ФЕДЕ-  
РАЛЬНОЕ АГЕНСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ  
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИ-  
ОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

Университет ИТМО

Факультет СУиР

**Курсовая работа**

на тему: «Расчет редуктора с электродвигателем»

Вариант 16-19

Выполнил

Студент гр. № R3325

Потапов А. О.

Проверил

Преподаватель ФСУиР

к.т.н. Абрамчук М.В.

Санкт-Петербург

2020

## Оглавление

Дано: .....	2
1. Выбор электродвигателя: .....	2
2. Кинематический расчет редуктора: .....	3
3. Проектировочный расчет модуля зацепления: .....	5
4. Геометрический расчет зубчатой передачи .....	7
5. Выбор показателя точности зубчатых передач .....	9
6. Расчёт вращательных моментов на валах .....	10
7. Расчет валов на статическую прочность .....	11
8. Выбор посадок для сопрягаемых деталей.....	13
9. Проверочные расчеты: .....	14
9.1 Расчет цилиндрической зубчатой передачи на контактную прочность /выносливость .....	14
9.2 Расчет цилиндрической зубчатой передачи на изгибную прочность. ....	17
9.3 Проверочный расчет на прочность выходного вала:.....	19
9.4 Расчет валов и осей на усталостную прочность:.....	20
10. Собственный момент трения механизма.....	23
11. Расчет на прочность штифтового соединения: .....	23
12. Расчет шпонки на прочность: .....	24
13. Расчет на прочность винтового соединения: .....	24
14. Расчет фрикционной муфты: .....	26
15. Расчет приведенного момента инерции. ....	29
16. Расчет времени разгона механизма:.....	33
17. Кинематическая погрешность передачи.....	33
18. Кинематический мертвый ход зубчатой передачи.....	35
19. Расчет упругого мертвого хода:.....	38
20. Выбор материалов, покрытия и смазки .....	39
21. Расчет размерной цепи.....	41

**Дано:**

Вид компоновки:

S1 - на одной плате, перпендикулярной оси двигателя;

Условие определения числа ступеней:

K1 - минимизация приведенного момента инерции;

На выходном валу располагается предохранительная фрикционная муфта

На выходе располагается двухпальцевый поводок.

## **1. Выбор электродвигателя:**

Число оборотов выходного вала:

$$n_v = 145 \frac{\text{об}}{\text{мин}} = 2.4 \text{ Гц}$$

Угловая скорость вращения выходного вала:

$$\omega_v = 2 \cdot \pi \cdot n_v = 911 \frac{\text{об}}{\text{мин}} = 15.1844 \text{ Гц}$$

Момент нагрузки статический:

$$M_{\text{НС}} = 35 \text{ Н} \cdot \text{см} = 0.035 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Момент инерции нагрузки:

$$J_H = 0.2 \text{ кг} \cdot \text{см}^2 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Угловое ускорение:

$$\varepsilon_v = 250 \text{ с}^{-2}$$

Динамический момент нагрузки:

$$M_{\text{HD}} = J_H \cdot \varepsilon_v = 0.005 \text{ Н} \cdot \text{м} = 5 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Статическая мощность

$$N_{\text{НС}} = M_{\text{НС}} \cdot \omega_v = 5.3145 \text{ Вт}$$

Динамическая мощность

$$N_{\text{HD}} = M_{\text{HD}} \cdot \omega_v = 0.075 \text{ Вт}$$

Суммарная нагрузка на выходе механизма:

$$N_{\text{НС}} = N_{\text{НС}} + N_{\text{НД}} = 5.3904 \text{ Вт}$$

Коэффициент запаса:

$$k = 2$$

Мощность двигателя:

$$N_{\text{DV}} = k \cdot N_{\text{НС}} = 10.7809 \text{ Вт}$$

Двигатель:

ДПР – 72 – Ф2 – 03

Ссылка на сайт производителя:

[https://eandc.ru/catalog/index.php?SECTION\\_ID=227&ELEMENT\\_ID=18585](https://eandc.ru/catalog/index.php?SECTION_ID=227&ELEMENT_ID=18585)

Полезная мощность:

$$N_{\text{DV}} = 18.5 \text{ Вт}$$

Частота вращения вала двигателя:

$$n_{\text{DV}} = 4500 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Пусковой момент:

$$M_p = 245 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 0.245 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Номинальный момент:

$$M_{\text{DV}} = 39.2 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 0.0392 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Гарантийная наработка:

$$L_{\text{DV}} = 1000 \text{ ч}$$

Момент инерции ротора:

$$J = 0.00869 \text{ кг} \cdot \text{см}^2 = 8.69 \cdot 10^{-7} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Масса:

$$\text{mass} = 0.6 \text{ кг}$$

## 2. Кинематический расчет редуктора:

$$i_{\text{MR}} = \frac{n_{\text{DV}}}{n_v} = 31.0345$$

Передаточные числа ступеней:

$$i_{12} = 1.6$$

$$n_{\text{opt}} = 3 \cdot \log_{10}(i_{\text{MR}}) = 4.4755$$

$$i_{34} = 1.85$$

$$n = 4$$

$$i_{56} = 2.7$$

$$i_{78} = 3.9$$

Числа зубьев шестерен и колес:

$$Z_1 = 16$$

$$Z_3 = Z_1 = 16$$

$$Z_5 = Z_1 = 16$$

$$Z_7 = Z_1 = 16$$

$$Z_9 = Z_1 = 16$$

$$Z_2 = Z_1 \cdot i_{12} = 25.6$$

$$Z_2 = 26$$

$$Z_4 = Z_3 \cdot i_{34} = 29.6$$

$$Z_4 = 30$$

$$Z_6 = Z_5 \cdot i_{56} = 43.2$$

$$Z_6 = 44$$

$$Z_8 = Z_7 \cdot i_{78} = 62.4$$

$$Z_8 = 63$$

Действительные передаточные отношения каждой пары:

$$i_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = 1.625$$

$$i_{34} = \frac{Z_4}{Z_3} = 1.875$$

$$i_{56} = \frac{Z_6}{Z_5} = 2.75$$

$$i_{78} = \frac{Z_8}{Z_7} = 3.9375$$

Действительное передаточное

отношение механизма:

$$i_{MD} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78} = 32.9919$$

Расчетное значение скорости выходного вала:

$$n_{RV} = \frac{n_{DV}}{i_{MD}} = 2.2733 \text{ Гц} = 136,4 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$\Delta i_{MD} = i_{MR} - i_{MD} = -1.9575$$

### 3. Проектировочный расчет модуля зацепления:

Исходные данные из проектировочного расчета пятого семестра:

Допускаемый угол закручивания

вала на единицу длины:

$$\theta_d = \frac{1}{10000} \frac{\text{рад}}{\text{мм}} = 0.1 \cdot \frac{\text{рад}}{\text{м}}$$

Для ЗК используется материал СТАЛЬ 15Х

Допускаемая стрела изгиба на единицу длины вала:

$$\Delta f = \frac{1.4}{1000} = 0.0014 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

Термообработка:

объемная закалка

Коэффициент запаса прочности материала вала:

$$S_1 = 6$$

Вариант марки материала вала:

Механические характеристики:

$$k_1 = 3$$

$$\sigma_B = 685 \text{ МПа}$$

Предел текучести:

$$\sigma_{Tshaft} = 320 \text{ МПа}$$

$$\sigma_T = 490 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{Bshaft} = 530 \text{ МПа}$$

Твердость

$$HB_{shaft} = 165$$

$$HB = 179$$

Вариант марки материала ЗК:

Долговечность работы зубчатой передачи:

$$k_2 = 9$$

$$L_h = 6000 \text{ ч} = 2.16 \cdot 10^7 \text{ с}$$

Степень точности и вид сопряжения ЗК:

$$6 - E$$

Расчет

Так как по условию твердость материала ЗК HB=179<350, габариты эвольвентной передачи определяются только контактной прочностью зубьев.

Предел контактной выносливости при объемной закалке:

$$\sigma_{\text{HlimB}} = 17 \cdot H_{\text{ЧСЭ}} + 200$$

$$\sigma_{\text{HlimB}} = 17 \cdot 15 \text{ МПа} + 200 \text{ МПа} = 455 \text{ МПа}$$

Допускаемое контактное напряжение:

$$S_H = 1.1$$

$$Z_N = 1$$

$$\sigma_{\text{HP}} = 0.9 \cdot \frac{\sigma_{\text{HlimB}}}{S_H} \cdot Z_N = 372,27 \text{ МПа}$$

$S_{Hmin} = 1.1$  - Коэффициент запаса прочности для зубчатых колес;

$Z_N = 1.0$  - Коэффициент долговечности;

Ориентировочное значение диаметра начальной окружности шестерни:

$$d_{w1} = K_d * \sqrt[3]{\frac{T_{2H} * K_{H\beta} * (u + 1)}{\psi_{bd} * \sigma_{HP}^2 * u^2}} = 14,5 \text{ мм}$$

$K_d = 770$  - вспомогательный коэффициент для прямозубых передач;

Коэффициенты относительной ширины венца зубьев:

$$\psi_{bd} = 0.2, \psi_{ba} = \frac{2 * \psi_{bd}}{u + 1} = 0.089$$

$K_{H\beta} = 1.05$  - коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по ширине венца (определяется по экспериментальной характеристике);

Ориентировочное значение межосевого расстояния:

$$a_w = K_a * (u + 1) * \sqrt[3]{\frac{T_{2H} * K_{H\beta}}{\psi_{ba} * \sigma_{HP}^2 * u^2}} = 33,3 \text{ мм}$$

Ориентировочное значение модуля:

$$m = \frac{d_{w1}}{z_1} = 0.9$$

Возьмем ближайший больший модуль из ряда стандартных значений модуля:  $m = 1 \text{ мм}$

Модуль:

$$m = 1 \text{ мм}$$

4. Геометрический расчет зубчатой передачи

Параметр зацепления	Обозначение	Результаты расчета							
		1 пара		2 пара		3 пара		4 пара	
Число зубьев	$z$	16	26	16	30	6	44	6	63
Модуль расчетный	$m$	1							
Угол наклона зубьев	$\beta$	0							
Угол профиля	$\alpha$	$20^\circ$							
Коэффициент высоты головки	$h_a^*$	1							
Коэффициент радиального зазора	$c^*$	0,25							
Коэффициент граничной высоты	$h_l^*$	2							
Передаточное	$u_{12}$	1,625		1,875		2,75		3,94	



число									
Диаметр делительной окружности	$d$	16	26	16	30	16	44	16	63
Угол профиля Торцовый	$\alpha_t$	20°							
Коэффициент смещения	$x$	0,07	-0,07	0,07	-0,07	0,07	-0,07	0,07	-0,07
Угол зацепления	$\alpha_{tw}$	20°							
Межосевое расстояние делительное	$a$	21		23		30		39,5	
Межосевое расстояние	$a_w$	21		23		30		39,5	
Высота ножки зуба	$h_f$	1,2	1,3	1,2	1,3	1,2	1,3	1,2	1,3
Коэффициент воспринимаемого смещения	$y$	0							
Коэффициент уравнительного смещения	$\Delta y$	0							
Высота головки зуба	$h_a$	1,1	0,9	1,1	0,9	1,1	0,9	1,1	0,9
Диаметр окружности впадин	$d_f$	13,6	23,4	13,6	27,4	13,6	41,4	13,6	60,4
Диаметр окружности вершин	$d_a$	18,1	27,9	18,1	31,9	18,1	45,9	18,1	64,9
Минимальное	$z_{min}$	15,9	18,3	15,9	18,3	15,9	18,3	15,9	18,3

число зубьев, свободное от подрезания									
Коэффициент минимального смещения	$x_{min}$	-0,46	-1,46	-0,46	-1,92	-0,46	-3,04	-0,46	-6,49
Диаметр измерительных роликов	$D$	1,732							
Угол развернутости эвольвенты в точке касания измерительных роликов	$\alpha_D$	24,53	21,8	24,53	21,67	24,53	21,47	24,53	21,07
Размер по роликам	$M$	18	17,7	18	31,6	18	45,5	18	64,3

## 5. Выбор показателя точности зубчатых передач

$M_T, M_D$  — отклонения размеров по роликам  $M$ :

Номер ЗК	1	2	3	4	5	6	7	8
$E_{Ms}, \text{мкм}$	58	70	58	70	58	70	58	85
$T_M, \text{мкм}$	32	36	32	36	32	36	32	40
$M_T, \text{мкм}$	-58	-70	-58	-70	-58	-70	-58	-85
$M_D, \text{мкм}$	-90	-106	-90	-106	-90	-106	-90	-125

## 6. Расчёт вращательных моментов на валах

Суммарный момент нагрузки:

$$M_{\Sigma} = M_{HD} + M_{HC} = 0.355 \text{ Н} \cdot \text{м} = 355 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Для данной схемы:

$$|M_V = M_{\Sigma} = 0.355 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Для заданной степени точности зубчатых колес  
коэффициент трения скольжения стальных ЗК:

$$f = 0.08$$

На IV валу:

Нормальное усилие в зацеплении:

$$F_{n78} = \frac{2 \cdot M_V}{m \cdot Z_8 \cdot \cos(\alpha_t)} = 11.9931 \text{ Н}$$

Поправочный коэффициент:

$$C_{78} = \frac{F_{n78} + 3N}{F_{n78} + 0.2N} = 1.2296$$

$$\eta_{78} = 1 - C_{78} \cdot f \cdot \pi \cdot \left( \frac{1}{Z_8} + \frac{1}{Z_7} \right) = 0.9758$$

$$M_{IV} = \frac{M_V}{\eta_{78} \cdot i_{78}} = 0.0924 \text{ Н} \cdot \text{м} = 92,4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

На III валу:

Нормальное усилие в зацеплении:

$$F_{n65} = \frac{2 \cdot M_{IV}}{m \cdot Z_6 \cdot \cos(\alpha_t)} = 4.4694 \text{ Н}$$

Поправочный коэффициент:

$$C_{65} = \frac{F_{n65} + 3N}{F_{n65} + 0.2N} = 1.5997$$

$$\eta_{65} = 1 - C_{65} \cdot f \cdot \pi \cdot \left( \frac{1}{Z_6} + \frac{1}{Z_5} \right) = 0.9657$$

$$M_{III} = \frac{M_{IV}}{\eta_{65} \cdot i_{56}} = 0.0348 \text{ Н} \cdot \text{м} = 34,8 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

На II валу:

Нормальное усилие в зацеплении:

$$F_{n43} = \frac{2 \cdot M_{III}}{m \cdot Z_4 \cdot \cos(\alpha_t)} = 2.4682 \text{ Н}$$

Поправочный коэффициент:

$$C_{43} = \frac{F_{n43} + 3N}{F_{n43} + 0.2N} = 2.0494$$

$$\eta_{43} = 1 - C_{43} \cdot f \cdot \pi \cdot \left( \frac{1}{Z_4} + \frac{1}{Z_3} \right) = 0.9506$$

$$M_{II} = \frac{M_{III}}{\eta_{43} \cdot i_{34}} = 0.0195 \text{ Н} \cdot \text{м} = 19,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

На I валу:

Нормальное усилие в зацеплении:

$$F_{n21} = \frac{2 \cdot M_{II}}{m \cdot Z_2 \cdot \cos(\alpha_t)} = 1.5978 \text{ Н}$$

Поправочный коэффициент:

$$C_{21} = \frac{F_{n21} + 3N}{F_{n21} + 0.2N} = 2.5575$$

$$\eta_{21} = 1 - C_{21} \cdot f \cdot \pi \cdot \left( \frac{1}{Z_2} + \frac{1}{Z_1} \right) = 0.9351$$

$$M_I = \frac{M_{II}}{\eta_{21} \cdot i_{12}} = 0.0128 \text{ Н} \cdot \text{м} = 355 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

## 7. Расчет валов на статическую прочность

Механические характеристики конструкционной стали, используемой для изготовления вала

Упругие константы углеродистых сталей:

$E = 1.95..2.05 \cdot 10^5$  МПа - модуль упругости первого рода;

$G = 0.80..0.81 \cdot 10^5$  МПа - модуль упругости второго рода;

$\nu = 0.024..0.028$  - коэффициент Пуассона;

$$G = 0.8 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Марки стали: Сталь 35;

$$\sigma_{BV} \geq 600 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{TV} \geq 320 \text{ МПа}$$

$$\tau_{TV} \geq 190 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H_1} = 220 - 300 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{P_1} = 170 - 220 \text{ МПа}$$

$$\tau_{k_1} = 130 - 180 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{BV} = 600 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{TV} = 320 \text{ МПа}$$

$$\tau_{TV} = 190 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H_1} = 220 - 300 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{P_1} = 170 - 220 \text{ МПа}$$

$$\tau_{k_1} = 130 - 180 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение при кручении:

$$\tau_{dk} = \frac{\sigma_{TV}}{S_1} = 53.333 \text{ МПа}$$

С учетом того, что при проектировочном расчете валов допускаемые напряжения обычно занижают:

$$\tau_{dk} = 20 \text{ МПа}$$

По условию статической прочности вала на кручение:

$$d_{\min} = \left( \frac{M_V}{0.2 \cdot \tau_{dk}} \right)^{\frac{1}{3}} = 0.0045 \text{ м} = 4,5 \text{ мм}$$

По условию крутильной жесткости вала:

$$d_{\min} = \left( \frac{M_V}{0.1 \cdot G \cdot \theta_d} \right)^{\frac{1}{4}} = 0.0046 = 4,6 \text{ мм}$$

$$d_m = 5 \text{ мм}$$

Радиальная составляющая силы резания:

$$P = 150 + S_1 \cdot 10 = 210$$

Длина вала, округленная до ближайшего целого:

$$L = 10 \cdot \text{дм} = 0.05 \text{ м} = 50 \text{ мм}$$

Допускаемая деформация изгиба вала:

$$\Delta f_{\text{уд}} = \Delta f \cdot L = 7 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

Модуль первого рода:

$$E = 200000 \text{ МПа}$$

$$d = \left( \frac{1.3N \cdot P \cdot L^3}{E \cdot \pi \cdot \Delta f_{\text{уд}}} \right)^{\frac{1}{4}} = 0.00528 \text{ м} = 5,28 \text{ мм}$$

$$d = 0.006 \text{ м} = 6 \text{ мм}$$

**Диаметры валов:**

$$d_I = 4 \text{ мм}$$

$$d_{II} = 5 \text{ мм}$$

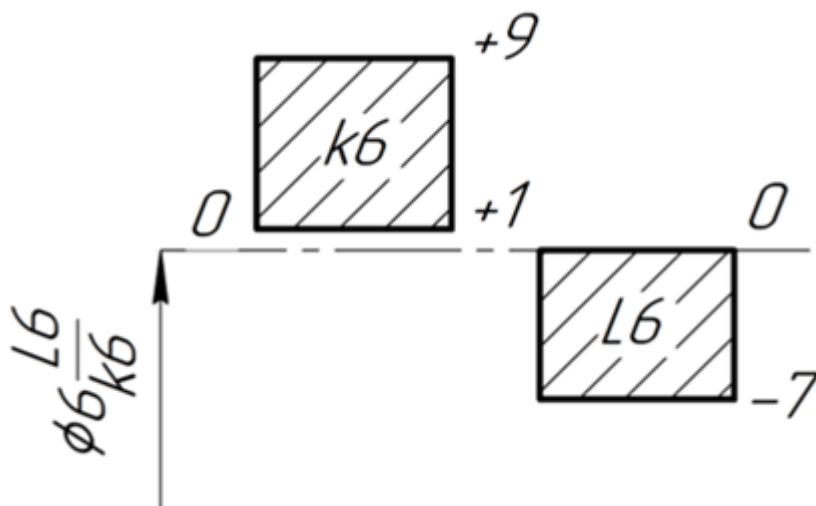
$$d_{III} = 5 \text{ мм}$$

$$d_{IV} = 5 \text{ мм}$$

$$d_V = 6 \text{ мм}$$

## 8. Выбор посадок для сопрягаемых деталей.

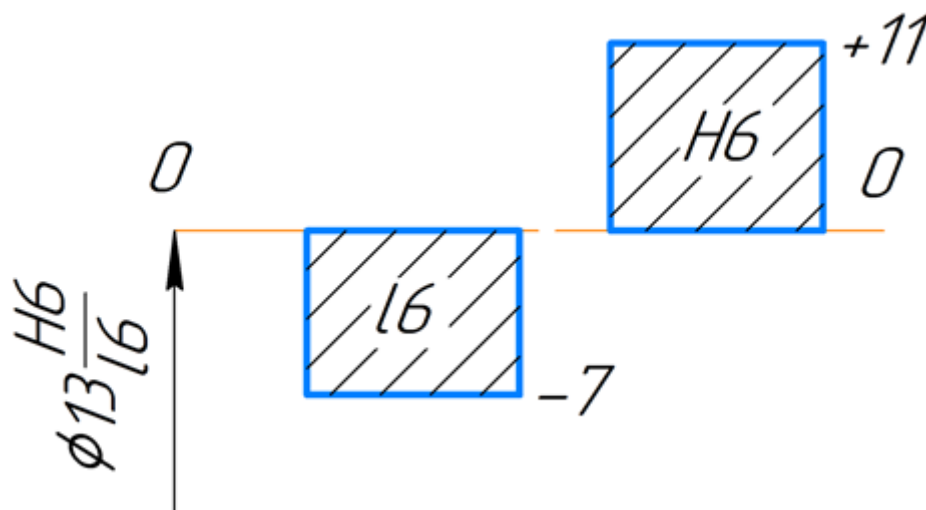
Посадки внутреннего кольца шарикоподшипников с валом.



$$N_{\text{max}} = 16 \text{ мкм}$$

$$N_m = 8.5 \text{ мкм}$$

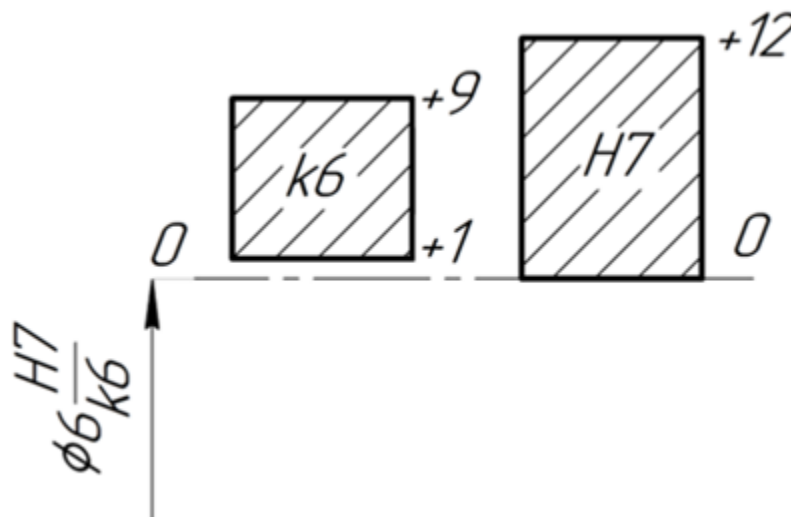
Посадка внешнего кольца шарикоподшипников с подшипниковой втулкой:



$$S_{max} = 18 \text{ мкм}$$

$$S_m = 9 \text{ мкм}$$

Посадка зубчатого колеса с валом:



$$S_{max} = 11 \text{ мкм}$$

$$N_{max} = 9 \text{ мкм}$$

$$S_m = 1 \text{ мкм}$$

## 9. Проверочные расчеты:

### 9.1 Расчет цилиндрической зубчатой передачи на контактную прочность /выносливость

Окружная сила на делительном цилиндре:

$$F_{тН} = 2 \cdot \frac{M_V}{d_8} = 11.2698 \text{ Н}$$

Коэффициент внешней динамической нагрузки

$$K_A = 1$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями

$$K_{H\alpha} = 1$$

Коэффициент ширины зубчатого венца:

$$b_w = 2 \text{ мм}$$

$$\psi_{bd1} = \frac{b_w}{d_7} = 0.125$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий:

$$K_{H\beta} = 1.08$$

$$K_{F\beta} = 1.17$$

Коэффициент влияния погрешности зацепления на динамическую нагрузку:

$$\delta_H = 0.06$$

Коэффициент влияния разности шагов шестерни и колеса:

$$g_0 = 3.8$$

Окружная скорость на делительном радиусе:

$$v = \pi \cdot d_8 \cdot n_v = 0.4783 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\varpi_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot 100 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_{w78}}{i_{78}}} = 1.0923 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Удельная окружная динамическая сила:

$$K_{Hv} = \frac{\varpi_{Hv} \cdot b_w \cdot 1000}{F_{тН} \cdot K_A} = 0.1938$$



$$K_{Hv} = K_{Hv} + 1 m^{\frac{3}{2}} \frac{s}{кг} = 1.1938$$

Коэффициент, учитывающий механические свойства зубьев:

$$Z_E = 190$$

Коэффициент рмы сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления:

$$Z_H = 2.5$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$Z_\varepsilon = 0.95$$

Коэффициент наклона зуба:

$$Z_\beta = 1$$

Расчетное контактное напряжение:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{tH}}{(b_w \cdot d_7 \cdot 10^6)} \cdot \left(\frac{i_{78} + 1}{i_{78}}\right) \cdot K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 340.5095 \text{ МПа}$$

Предельная контактная выносливость поверхностей зубьев при базовом числе циклов перемены напряжений:

$$\sigma_{HlimB} = 2 \cdot HB + 70 = 428 \text{ МПа}$$

Базовое число циклов перемены напряжений:

$$N_{Hlim} = 30 \cdot HB^{2.4} \cdot 120 \cdot 10^6 = 9.1865 \cdot 10^{14}$$

Эквивалентное число циклов перемены напряжений:

$$N_K = \frac{60 \cdot n_v \cdot L_h}{60} = 5.22 \cdot 10^7$$

$$Z_N = \left(\frac{N_{Hlim}}{N_K}\right)^{\frac{1}{6}} = 16.128$$

Так как  $Z_N > 2.6$                        $Z_N = 2.6$

$$Z_R = 0.95$$

$$Z_v = 1$$

$$S_H = 1.1$$

$$Z_x = 1$$

$$Z_L = 1$$

$$Z_{\omega} = 1$$

Допускаемое контактное напряжение:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HlimB} \cdot Z_N}{S_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_{\omega} \cdot Z_x = 961.0545 \text{ МПа}$$

## 9.2 Расчет цилиндрической зубчатой передачи на изгибную прочность.

$$K_A = 1$$

$$K_{F\alpha} = 1$$

$$\delta_F = 0.16$$

Удельная окружная динамическая сила:

$$\varpi_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot 100 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_{Bт78}}{i_{78}}} = 2.9127 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{FV} = \varpi_{FV} \cdot \frac{b_w \cdot 1000}{F_{tH} \cdot K_A} \cdot 1 \frac{\text{кг}}{m^{\frac{3}{2}}s} = 0.5169$$

$$K_{FV} = K_{FV} + 1 = 1.5169$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями:

$$K_{F\alpha} = 1$$

Коэффициент нагрузки:

$$K_F = K_A \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1.7748$$

Коэффициенты, учитывающие форму зуба и концентрацию напряжений:

$$Y_{FS1} = 3.47 + \frac{13.2}{Z_7} - 29.7 \cdot \frac{x_7}{Z_7} + 0.092 \cdot x_7^2 = 4.1655$$

$$Y_{FS2} = 3.47 + \frac{13.2}{Z_8} - 29.7 \cdot \frac{x_8}{Z_8} + 0.092 \cdot x_8^2 = 3.713$$

Коэффициенты наклона зуба и учитывающий перекрытие зубьев соответственно:

$$Y_\beta = 1$$

$$Y_\varepsilon = 1$$

Так как  $Y_{FS2} < Y_{FS1}$ , а материал колеса и шестерни один и тот же, рассчитывается напряжение на изгиб только для шестерни.

Расчетное действующее напряжение:

$$\sigma_F = \frac{F_{tH}}{b_w \cdot m \cdot 10^6} \cdot K_F \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = 41.6582 \text{ МПа}$$

Предел выносливости зубьев на изгиб:

$$\sigma_{FlimB} = 1.75 \cdot HB = 313.25 \text{ МПа}$$

Коэффициент безопасности:

$$S_F = 2.2$$

$$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$$

$$Y_N = \left( \frac{N_{Flim}}{N_K} \right)^{\frac{1}{6}} = 0.6517$$

$$Y_A = 1$$

$$Y_R = 1$$

$$Y_X = 1$$

$$Y_\delta = 1$$

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FlimB} \cdot \frac{Y_N}{S_F} \cdot Y_A \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_\delta = 9.2797 \text{ МПа}$$

### 9.3 Проверочный расчет на прочность выходного вала:

$$F_{r8} = \frac{2 \cdot M_V}{m \cdot Z_8} \cdot \tan(\alpha_{tBT}) = 4.1019 \text{ Н}$$

$$F_{t8} = \frac{2 \cdot M_V}{m \cdot Z_8} = 11.2698 \text{ Н}$$

$$S = 11.5 \text{ мм}$$

$$U = 32 \text{ мм}$$

$$R_{BX} = \frac{F_{t8} \cdot S}{U} = 4.0501 \text{ Н}$$

$$R_{AX} = F_{t8} + R_{BX} = 15.3199 \text{ Н}$$

$$R_{BY} = \frac{F_{r8} \cdot S}{U} = 1.4741 \text{ Н}$$

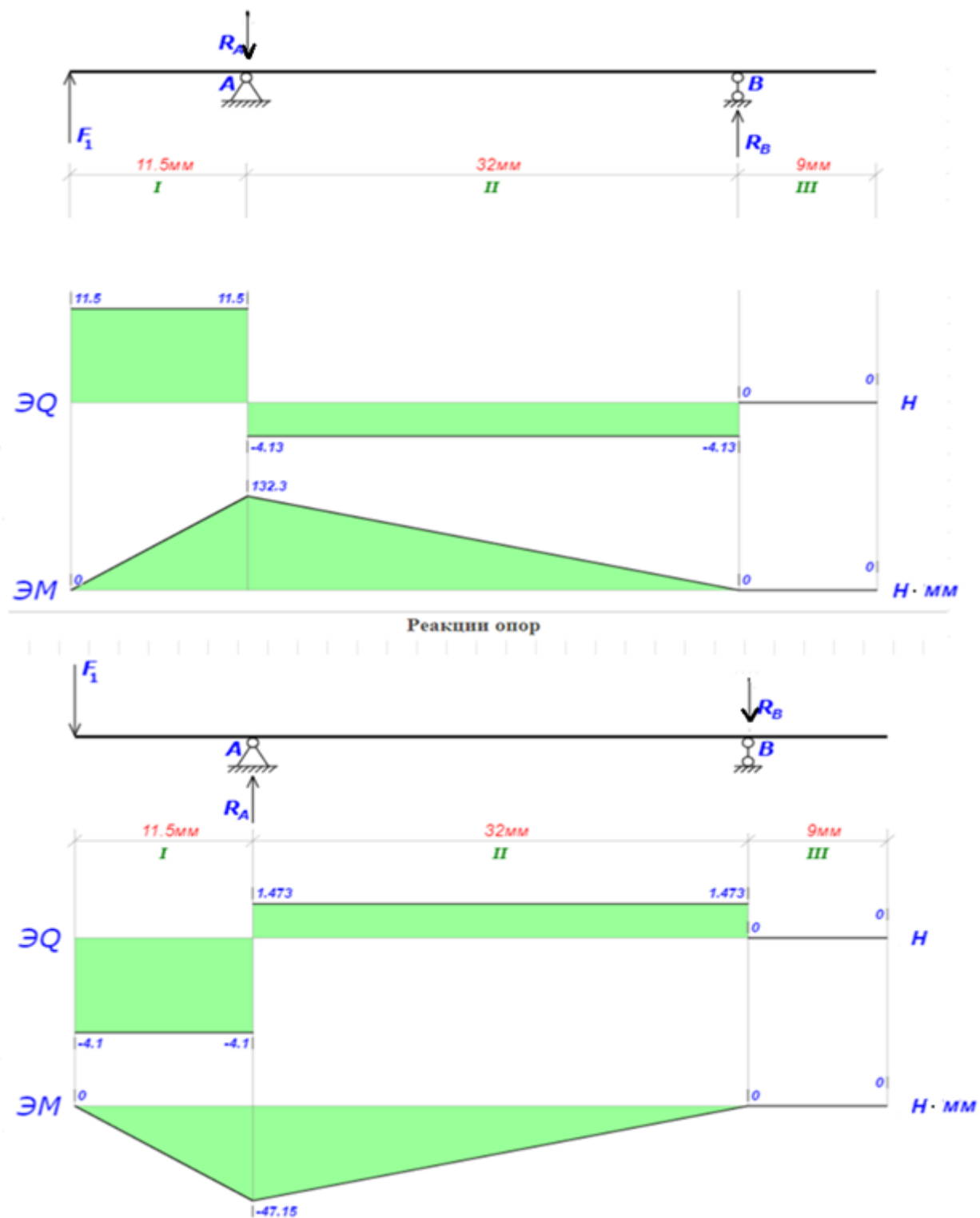
$$R_{AY} = F_{r8} + R_{BY} = 5.576 \text{ Н}$$

$$M_{ux} = 130 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{uy} = 47.2 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2 + M_V^2}}{0.1 \cdot d^3} = 17,638 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ud} = \frac{\sigma_{Tshaft}}{S_1} = 53,333 \text{ МПа}$$



#### 9.4 Расчет валов и осей на усталостную прочность:

При симметричном цикле:

$$\sigma_{\text{пред1}} = 0.43 \cdot \sigma_{\text{Bshaft}} = 227,9 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{пред1}} = 0.22 \cdot \sigma_{\text{Bshaft}} = 116,6 \cdot \text{МПа}$$

При отнулевом цикле:

$$\sigma_{\text{пред}0} = 0.6 \cdot \sigma_{\text{Bshaft}} = 318 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{пред}0} = 0.32 \cdot \sigma_{\text{Bshaft}} = 169,6 \text{ МПа}$$

Масштабный коэффициент:

$$K_m = 0.9$$

Коэффициенты концентрации напряжений по изгибу и кручению соответственно:

$$K_\sigma = 1.6$$

$$K_\tau = 1.25$$

Технологический коэффициент:

$$K_T = 1$$

Коэффициент, учитывающий неточность в выборе расчетной схемы нагрузок:

$$n_1 = 1.2$$

Поправка на отклонения, принимаемые в расчете на прочность механических характеристик материала, , от действительных.

$$n_2 = 1.2$$

Степень ответственности детали и ее влияние на общую работу ПМ:

$$n_3 = 2$$

Запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$n_{\sigma\tau} = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 = 2.88$$

Допускаемые нормальные и касательные напряжения соответственно при симметричном цикле:

$$\sigma_{u1} = \frac{\sigma_{\text{пред}1} \cdot K_m}{K_\sigma \cdot K_T \cdot n_{\sigma\tau}} = 44,5 \text{ МПа}$$

$$\tau_1 = \frac{\tau_{\text{пред}1} \cdot K_m}{K_T \cdot K_\tau \cdot n_{\sigma\tau}} = 29,15 \text{ МПа}$$

Допускаемые нормальные и касательные напряжения соответственно при отнулевом цикле:

$$\sigma_{u0} = \frac{\sigma_{\text{пред}0} \cdot K_m}{K_\sigma \cdot K_T \cdot n_{\sigma\tau}} = 62,109 \text{ МПа}$$

$$\tau_0 = \frac{\tau_{\text{пред}0} \cdot K_m}{K_T \cdot K_\tau \cdot n_{\sigma\tau}} = 42,4 \text{ МПа}$$

Вывод: при симметричном цикле допускаемые напряжения для данного валика ниже, чем при отнулевом цикле напряжений на 29%.

Расчет радиальных подшипников на динамическую грузоподъемность:

Базовая динамическая грузоподъемность:

$$C = 884$$

В качестве радиальной нагрузки принимается наибольшая из результирующей реакции в опорах RA и RB

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = 16.3031 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = 4.31 \text{ Н}$$

$$F_r = R_A = 16.3031 \text{ Н}$$

Коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца подшипника:

$$V = 1$$

Коэффициент безопасности:

$$K_B = 1$$

Температурный коэффициент:

$$K_T = 1$$

Эквивалентная нагрузка:

$$P = V \cdot F_r \cdot K_B \cdot K_T = 16.3031 \text{ Н}$$

Расчетное значение динамической грузоподъемности:

$$C_p = 10^{-2} \cdot P \cdot \left( \frac{L_h}{3600} \cdot 3600 \cdot n_v \right)^{\frac{1}{3}} = 60.9296 \text{ Н}$$

## 10. Собственный момент трения механизма.

Коэффициент трения скольжения:

$$f = 0.08$$

$$M_{\text{TOI}} = 0.040 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{TOII}} = 0.03 \text{ Н} \cdot \text{мм} \cdot 5^2 = 0.75 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{\text{TOIII}} = 0.03 \text{ Н} \cdot \text{мм} \cdot 5^2 = 0.75 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{\text{TOIV}} = 0.03 \text{ Н} \cdot \text{мм} \cdot 5^2 = 0.75 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{\text{TOV}} = 0.03 \text{ Н} \cdot \text{мм} \cdot 6^2 = 1.08 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{\text{TO}\Sigma} = M_{\text{TOI}} + \frac{M_{\text{TOII}}}{i_{12} \cdot \eta_{21}} + \frac{M_{\text{TOIII}}}{i_{12} \cdot i_{34} \cdot \eta_{21} \cdot \eta_{43}} + \frac{M_{\text{TOIV}}}{i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot \eta_{21} \cdot \eta_{43} \cdot \eta_{65}} + \frac{M_{\text{TOV}}}{i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78} \cdot \eta_{21} \cdot \eta_{43} \cdot \eta_{65} \cdot \eta_{78}} = 40,9 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

## 11. Расчет на прочность штифтового соединения:

Условие прочности штифта:

$$\tau_{\text{ср}} \leq \tau_{\text{дср}}$$

$$\tau_{\text{дср}} = 60 - 80 \text{ МПа}$$

Усилие, отнесенное к одной поверхности среза штифта:

$$P'_{\text{ср}} = \frac{M_V}{d} = 59.1667 \text{ Н}$$

Площадь поперечного сечения штифта:

$$d_{\text{шт}} = 1.3 \text{ мм}$$

$$F_{\text{шт}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{шт}}^2}{4} = 1.3273 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$



Напряжение среза:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P'_{\text{ср}}}{F_{\text{шт}}} = 44,576 \text{ МПа}$$

Условие прочности штифтового соединения на срез выполняется!

## 12. Расчет шпонки на прочность:

Сегментная шпонка для вала диаметром 6мм

$$h_{\text{ш}} = 3.7 \text{ мм}$$

$$b_{\text{ш}} = 2 \text{ мм}$$

$$D = 10 \text{ мм}$$

$$t_1 = 2.9 \text{ мм}$$

$$t_2 = 1.0 \text{ мм}$$

$$\sigma_{\text{дсм}} = 150 - 180 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{см}} = 2 \cdot \frac{M_V}{d \cdot (h_{\text{ш}} - t_1) \cdot D} = 14,792 \text{ МПа}$$

Сегментная шпонка для вала диаметром 4мм

$$h_{\text{ш}} = 2.6 \text{ мм}$$

$$b_{\text{ш}} = 1.5 \text{ мм}$$

$$D = 4 \text{ мм}$$

$$t_1 = 1.0 \text{ мм}$$

$$t_2 = 0.6 \text{ мм}$$

## 13. Расчет на прочность винтового соединения:

Условия прочности:

Для разрыва стержня:

$$\sigma_{\text{пр}} \leq \sigma_{\text{др}}$$

Для среза витков:

$$\tau_{\text{ср}} \leq \tau_{\text{дср}}$$

Для смятия поверхности витков:

$$\sigma_{\text{см}} \leq \sigma_{\text{дсм}}$$

$Q$  - усилие затяжки резьбового соединения

$$Q = 258 \text{ Н}$$

$F$  - площадь поперечного сечения винта

$$d_{\text{в}} = 2.5 \text{ мм}$$

$$F = 0.5 \cdot d_{\text{в}}^2 = 3.125 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Определение приведенного напряжения в стержне винта:

$$\sigma_{\text{пр}} = 1.3 \cdot \frac{Q}{F} = 107,33 \text{ МПа}$$

$$d_{1\text{в}} = d_{\text{в}} = 0.0025 \text{ м}$$

$$d_{\text{г}} = d_{1\text{в}} = 0.0025 \text{ м}$$

Длина свинчивания:

$$L_{\text{св}} = d_{1\text{в}} = 0.0025 \text{ м}$$

Определение напряжения среза:

Срез витков винта происходит по цилиндру диаметра  $d$ , а гайки по внутреннему диаметру  $d_1$

Для винта:

$$\tau_{\text{срв}} = \frac{Q}{\pi \cdot d_{1\text{в}} \cdot 0.75 \cdot L_{\text{св}}} = 17,52 \text{ МПа}$$

Для гайки:

$$\tau_{\text{срг}} = \frac{Q}{\pi \cdot d_{\text{г}} \cdot 0.88 \cdot L_{\text{св}}} = 14,932 \cdot \text{МПа}$$

$$d = d_{1\text{в}} = 0.0025 \text{ м}$$

Диаметр винта без высоты резьбы:

$$d_1 = 2.1 \text{ мм} = 0.0021 \text{ м}$$

(ГОСТ 24705-2004)

0,75 и 0,88 - коэффициенты полноты резьбы, учитывающие отношение толщины витка на цилиндре, по которому происходит срез витков, к шагу резьбы

Определение напряжения смятия:

Шаг резьбы:

$$p = 0.45 \text{ мм}$$

$$z = \frac{L_{\text{св}}}{p} = 5.5556$$

$$\sigma_{\text{см}} = 4 \cdot \frac{Q}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot z \cdot 1000} = 0,32 \text{ МПа}$$

В расчетах на смятие и на срез витков условно предполагают, что общая нагрузка  $Q$  распределяется поровну между всеми рабочими витками. Неточность такого предположения компенсируется уменьшением допускаемых напряжений.

Определение допускаемых напряжений:

Предел текучести винтов:

$$\sigma_{\text{ТВИНТОВ}} = 240 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса:

$$n = 1.5$$

$$\sigma_{\text{др}} = \frac{\sigma_{\text{ТВИНТОВ}}}{n} = 160 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{дср}} = 0.75 \cdot \sigma_{\text{др}} = 120 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{дсм}} = 0.4 \cdot \sigma_{\text{др}} = 64 \text{ МПа}$$

## 14. Расчет фрикционной муфты:

Режим работы 1 - постоянная нагрузка

$$r_{\text{НАР}} = 25 \text{ мм}$$

$$r_{\text{ВН}} = 18 \text{ мм}$$

Крутящий момент, при котором начинается проскальзывание одной полумуфты относительно другой:

$$M_{\text{муфты}} = M_{\Sigma} = 355 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Число поверхностей трения:

$$n_{\text{пт}} = 2$$

Коэффициент трения скольжения пары материалов:

$$f_{\text{муфты}} = 0.1$$

сталь по стали

$$k_{\text{ЗАП}} = 1.0$$

Средний радиус площадки контакта:

$$r_{\text{ср}} = \frac{r_{\text{НАР}} + r_{\text{ВН}}}{2} = 0.0215 \text{ м}$$

Сила пружины при рабочей деформации:

$$F_{2\text{пружины}} = \frac{k_{\text{ЗАП}} \cdot M_{\text{муфты}}}{n_{\text{пт}} \cdot f_{\text{муфты}} \cdot r_{\text{ср}}} = 82.5581 \text{ Н}$$

площадь кольца, по которому контактируют детали муфты

$$F_{\text{Кмуфты}} = \pi \cdot (r_{\text{НАР}}^2 - r_{\text{ВН}}^2) = 0.0009 \text{ м}^2$$

Допускаемое давление:

$$p_{\text{д}} = 1.5 \text{ МПа}$$

Удельное давление, возникающее на поверхностях трения:

$$p_{\text{муфты}} = \frac{F_{2\text{пружины}}}{F_{\text{Кмуфты}}} = 0,87 \text{ МПа}$$

Расчет пружины:

1. Сила пружины при максимальной деформации:

$$F_{3\text{пружины}} = 1.2 \cdot F_{2\text{пружины}} = 99.0698 \text{ Н}$$

Средний диаметр пружины ( подбирается по эскизу ):

$$D_{\text{пружины}} = 12.0 \text{ мм} = 0.012 \text{ м}$$

2. Выбираем предварительное значение индекса пружины  $i_{\text{пр}}$ :

$$i_{\text{пр}} = 6$$

(ГОСТ 13765-86)

3. предварительное значение диаметра проволоки:

$$d_{\text{пр}} = \frac{D_{\text{пружины}}}{i_{\text{пр}}} = 0.002 \text{ м}$$

4. Выбираем ближайшее значение диаметра проволоки  $d$  по таблице ГОСТ 9389-75

$$d_{\text{проволоки}} = 2.0 \text{ мм} = 0.002 \text{ м}$$

5. Действительное значение индекса пружины:

$$i_{\text{пружины}} = \frac{D_{\text{пружины}}}{d_{\text{проволоки}}} = 6$$

6. Коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины  $k$

$$k = \frac{4 \cdot i_{\text{пружины}} - 1}{4 \cdot i_{\text{пружины}} - 4} + \frac{0.615}{i_{\text{пружины}}} = 1.2525$$

7. Допускаемое касательное напряжение для выбранного диаметра проволоки:

предел прочности:

$$\sigma_{\text{Впружины}} = 1770 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{д}} = 0.32 \cdot \sigma_{\text{Впружины}} = 566,4 \text{ МПа}$$

8. Минимально возможный по условию прочности диаметр проволоки:

$$d_{\text{min}} = 1.6 \cdot \sqrt{\frac{F_{3\text{пружины}} \cdot i_{\text{пружины}} \cdot k}{\tau_{\text{д}}}} = 0.0018 \text{ м}$$

9. Проверяем выбранное значение диаметра проволоки по условию прочности

$$d_{\text{проволоки}} \geq d_{\text{min}}$$

Если условие не выполняется, уменьшаем значение  $i_{\text{пр}}$  и повторяем расчет с пункта 2

10. Определяем число рабочих витков  $n$

$S_2$  – рабочая деформация пружины, назначается в пределах 4...6 мм

$$S_{2\text{пружины}} = 5 \text{ мм}$$

$$n_{\text{витков}} = \frac{10125 \cdot S_{2\text{пружины}} \cdot d_{\text{проволоки}}^3}{F_{2\text{пружины}} \cdot i_{\text{пружины}}} = 5.6778$$

11. Округлить число витков до ближайшего необходимого значения.

$$n_{\text{витков}} = 5$$

12. Для принятого числа витков рассчитываем уточнённое значение рабочей деформации модуль сдвига, для стальной пружинной проволоки

$$G_{\text{проволоки}} = 81000 \text{ МПа}$$

$$S_{2\text{пружины}} = \frac{8 \cdot F_{2\text{пружины}} \cdot n_{\text{витков}} \cdot D_{\text{пружины}}^3}{G_{\text{проволоки}} \cdot d_{\text{проволоки}}^4} = 0.0044 \text{ м}$$

13. Длина пружины при полностью поджатых витках

$$L = d_{\text{проволоки}} \cdot (n_{\text{витков}} + 1) = 0.012 \text{ м}$$

14. Жёсткость пружины

$$C_{\text{пружины}} = \frac{F_{2\text{пружины}}}{S_{2\text{пружины}}} = 18750 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

**15. Расчет приведенного момента инерции.**

Приведенный момент инерции ротора двигателя:

$$J_{\text{прот}} = J = 8.69 \cdot 10^{-7} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 = 86,9 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

$$\rho = 7.85 \cdot 10^{-6} \frac{\text{кг}}{\text{мм}^3}$$

Диаметры ступиц зубчатых колес:

Ширина венцов зубчатых колес:

$$d_{\text{ст1}} = 8 \text{ мм}$$

$$b_1 = 2 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст2}} = 9 \text{ мм}$$

$$b_2 = b_1 = 2 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст3}} = 9 \text{ мм}$$

$$b_3 = b_1 = 2 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст4}} = 9 \text{ мм}$$

$$b_4 = b_1 = 2 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст5}} = 9 \text{ мм}$$

$$b_5 = b_1 = 2 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст6}} = 9 \text{ мм}$$

$$b_6 = b_1 = 2 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст7}} = 9 \text{ мм}$$

$$b_7 = b_1 = 2 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст8}} = 10 \text{ мм}$$

$$b_8 = 3 \text{ мм}$$

$$d_{\text{строу}} = 10 \text{ мм}$$

$$b_{\text{роу}} = 2 \text{ мм}$$

Диаметры отверстий:

Длины ступиц:

$$d_{\text{отв1}} = 4 \text{ мм}$$

$$l_{\text{ст1}} = 5 \text{ мм}$$

$$l_{\text{ст5}} = 6 \text{ мм}$$

$$d_{\text{отв2}} = 5 \text{ мм}$$

$$l_{\text{CT2}} = 6\text{мм}$$

$$l_{\text{CT6}} = 6.5\text{мм}$$

$$d_{\text{OTB3}} = d_{\text{OTB2}} = 5\text{ мм}$$

$$d_{\text{OTB4}} = d_{\text{OTB3}} = 5\text{ мм}$$

$$l_{\text{CT3}} = 6.5\text{мм}$$

$$l_{\text{CT7}} = 6.5\text{мм}$$

$$d_{\text{OTB5}} = d_{\text{OTB4}} = 5\text{ мм}$$

$$l_{\text{CT4}} = 6.5\text{мм}$$

$$l_{\text{CT8}} = 0\text{мм}$$

$$d_{\text{OTB6}} = d_{\text{OTB5}} = 5\text{ мм}$$

$$l_{\text{CTпов}} = 6\text{мм}$$

$$d_{\text{OTB7}} = d_{\text{OTB6}} = 5\text{ мм}$$

$$d_{\text{OTB8}} = 6\text{мм}$$

$$d_{\text{OTBпов}} = 6\text{мм}$$

Массы зубчатых колес:

$$m_1 = \rho \cdot \pi \cdot \left( b_1 \cdot \frac{(d_{\text{CT1}}^2 - d_{\text{OTB1}}^2)}{4} + l_{\text{CT1}} \cdot \left( \frac{d_{\text{CT1}}^2 - d_{\text{OTB1}}^2}{4} \right) \right) = 0.0021\text{кг}$$

$$m_2 = \rho \cdot \pi \cdot \left( b_2 \cdot \frac{(d_{\text{CT2}}^2 - d_{\text{OTB2}}^2)}{4} + l_{\text{CT2}} \cdot \left( \frac{d_{\text{CT2}}^2 - d_{\text{OTB2}}^2}{4} \right) \right) = 0.0028\text{кг}$$

$$m_3 = \rho \cdot \pi \cdot \left( b_3 \cdot \frac{(d_{\text{CT3}}^2 - d_{\text{OTB3}}^2)}{4} + l_{\text{CT3}} \cdot \left( \frac{d_{\text{CT3}}^2 - d_{\text{OTB3}}^2}{4} \right) \right) = 0.0029\text{кг}$$

$$m_4 = \rho \cdot \pi \cdot \left( b_4 \cdot \frac{(d_{\text{CT4}}^2 - d_{\text{OTB4}}^2)}{4} + l_{\text{CT4}} \cdot \left( \frac{d_{\text{CT4}}^2 - d_{\text{OTB4}}^2}{4} \right) \right) = 0.0029\text{кг}$$

$$m_5 = \rho \cdot \pi \cdot \left( b_5 \cdot \frac{(d_{\text{CT5}}^2 - d_{\text{OTB5}}^2)}{4} + l_{\text{CT5}} \cdot \left( \frac{d_{\text{CT5}}^2 - d_{\text{OTB5}}^2}{4} \right) \right) = 0.0028\text{кг}$$

$$m_6 = \rho \cdot \pi \cdot \left( b_6 \cdot \frac{(d_{\text{CT6}}^2 - d_{\text{OTB6}}^2)}{4} + l_{\text{CT6}} \cdot \left( \frac{d_{\text{CT6}}^2 - d_{\text{OTB6}}^2}{4} \right) \right) = 0.0029\text{кг}$$



$$m_7 = \rho \cdot \pi \cdot \left( b_7 \cdot \frac{(d_{\text{CT}7}^2 - d_{\text{OTB}7}^2)}{4} + l_{\text{CT}7} \cdot \left( \frac{d_{\text{CT}7}^2 - d_{\text{OTB}7}^2}{4} \right) \right) = 0.0029 \text{ кг}$$

$$m_8 = \rho \cdot \pi \cdot \left( b_8 \cdot \frac{(d_{\text{CT}8}^2 - d_{\text{OTB}8}^2)}{4} + l_{\text{CT}8} \cdot \left( \frac{d_{\text{CT}8}^2 - d_{\text{OTB}8}^2}{4} \right) \right) = 0.0012 \text{ кг}$$

$$m_{\text{пов}} = \rho \cdot \pi \cdot \left( b_1 \cdot \frac{(d_{\text{CTпов}}^2 - d_{\text{OTBпов}}^2)}{4} + l_{\text{CTпов}} \cdot \left( \frac{d_{\text{CTпов}}^2 - d_{\text{OTBпов}}^2}{4} \right) \right) = 0.0032 \text{ кг}$$

Моменты инерции зубчатых колес:

$$J_1 = \frac{m_1 \cdot \left( \frac{d_{a1}}{2} \right)^2}{2} = 8.5209 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

$$J_2 = \frac{m_2 \cdot \left( \frac{d_{a2}}{2} \right)^2}{2} = 2.6798 \cdot 10^{-1} \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

$$J_3 = \frac{m_3 \cdot \left( \frac{d_{a3}}{2} \right)^2}{2} = 1.2071 \cdot 10^{-1} \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

$$J_4 = \frac{m_4 \cdot \left( \frac{d_{a4}}{2} \right)^2}{2} = 3.7236 \cdot 10^{-1} \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

$$J_5 = \frac{m_5 \cdot \left( \frac{d_{a5}}{2} \right)^2}{2} = 1.1361 \cdot 10^{-1} \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

$$J_6 = \frac{m_6 \cdot \left( \frac{d_{a6}}{2} \right)^2}{2} = 7.7152 \cdot 10^{-1} \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

$$J_7 = \frac{m_7 \cdot \left( \frac{d_{a7}}{2} \right)^2}{2} = 1.2071 \cdot 10^{-1} \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

$$J_8 = \frac{m_8 \cdot \left( \frac{d_{a8}}{2} \right)^2}{2} = 6.2248 \cdot 10^{-1} \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

$$d_{\text{пов}} = 30 \text{ мм}$$

$$J_{\text{пов}} = \frac{m_{\text{пов}} \cdot \left( \frac{d_{\text{пов}}}{2} \right)^2}{2} = 3.5513 \cdot 10^{-1} \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

Приведенный к первому колесу момент инерции редуктора

$$J_{\text{прред}} = J_1 + \frac{J_2 + J_3}{i_{12}^2} + \frac{J_4 + J_5}{(i_{12} \cdot i_{34})^2} + \frac{J_6 + J_7}{(i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56})^2} + \frac{J_8 + J_{\text{пов}}}{(i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78})^2}$$

$$= 2.9836 \cdot 10^{-7} \text{ кгм}^2$$

Приведенный момент инерции механизма рассчитывается по формуле:

$$J_{\text{пр}} = J_{\text{пррот}} + J_{\text{прред}} = 1.1674 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2$$

## 16. Расчет времени разгона механизма:

Скорость вращения вала двигателя:

$$\omega_{\text{дв}} = 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{ДВ}} = 28274 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Жесткость механической характеристики электродвигателя:

$$K = \frac{M_P - M_{\text{ДВ}}}{\omega_{\text{дв}}} = 2.4 \text{ Н} \cdot \text{мм} \cdot \frac{\text{мин}}{\text{об}}$$

Константа времени разгона:

$$T = \frac{J_{\text{пр}}}{K} = 0.0027 \text{ с}$$

Время разгона:

$$t = 3 \cdot T = 0.008 \text{ с}$$

## 17. Кинематическая погрешность передачи.

$$f_f = 8 \text{ мкм}$$

$$F_{p1} = 20 \text{ мкм}$$

$$F_{p5} = F_{p1} = 20 \text{ мкм}$$

$$F_{p2} = 22 \text{ мкм}$$

$$F_{p6} = 25 \text{ мкм}$$

$$F_{p3} = F_{p1} = 20 \text{ мкм}$$

$$F_{p7} = 20 \text{ мкм}$$

$$F_{p4} = 22 \text{ мкм}$$

$$F_{p8} = 32 \text{ мкм}$$

$$| F_{i1} = F_{p1} + f_f = 28 \text{ мкм}$$

$$| F_{i5} = F_{p5} + f_f = 28 \text{ мкм}$$

$$| F_{i2} = F_{p2} + f_f = 30 \text{ мкм}$$

$$| F_{i6} = F_{p6} + f_f = 33 \text{ мкм}$$

$$| F_{i3} = F_{p3} + f_f = 28 \text{ мкм}$$

$$| F_{i7} = F_{p7} + f_f = 28 \text{ мкм}$$

$$| F_{i4} = F_{p4} + f_f = 30 \text{ мкм}$$

$$| F_{i8} = F_{p8} + f_f = 40 \text{ мкм}$$

$$E_{\Sigma M} = 30 \text{ мкм}$$

$$G_r = 20 \text{ мкм}$$

$$K_{12} = 0.85$$

$$K_{34} = 0.85$$

$$K_{56} = 0.93$$

$$K_{78} = 0.96$$

$$K_{s12} = 0.76$$

$$K_{s34} = 0.76$$

$$K_{s56} = 0.74$$

$$K_{s78} = 0.80$$

Минимальная погрешность :

$$F_{iomin12} = 0.62 \cdot K_{s12} \cdot (F_{i1} + F_{i2}) = 27.3296 \text{ мкм}$$

$$F_{iomin34} = 0.62 \cdot K_{s34} \cdot (F_{i3} + F_{i4}) = 27.3296 \text{ мкм}$$

$$F_{iomin56} = 0.62 \cdot K_{s56} \cdot (F_{i5} + F_{i6}) = 27.9868 \text{ мкм}$$

$$F_{iomin56} = 0.62 \cdot K_{s78} \cdot (F_{i7} + F_{i8}) = 33.728 \text{ мкм}$$

Максимальная кинематическая погрешность передачи:

$$F_{i_{\max 12}} = K_{12} \cdot \left( \sqrt{F_{i1}^2 + E_{\Sigma M}^2} + \sqrt{F_{i2}^2 + E_{\Sigma M}^2} \right) = 70.9435 \text{ мкм}$$

$$F_{i_{\max 34}} = K_{34} \cdot \left( \sqrt{F_{i3}^2 + E_{\Sigma M}^2} + \sqrt{F_{i4}^2 + E_{\Sigma M}^2} \right) = 70.9435 \text{ мкм}$$

$$F_{i_{\max 56}} = K_{56} \cdot \left( \sqrt{F_{i5}^2 + E_{\Sigma M}^2} + \sqrt{F_{i6}^2 + E_{\Sigma M}^2} \right) = 79.6403 \text{ мкм}$$

$$F_{i_{\max 78}} = K_{78} \cdot \left( \sqrt{F_{i7}^2 + E_{\Sigma M}^2} + \sqrt{F_{i8}^2 + E_{\Sigma M}^2} \right) = 87.3951 \text{ мкм}$$

Максимальная кинематическая погрешность в угловых единицах:

$$\delta\varphi_{12} = 6.88 \cdot \frac{F_{i_{\max 12}}}{d_2 \cdot 1000} = 18.7727 \text{ угл. мин.}$$

$$\delta\varphi_{56} = 6.88 \cdot \frac{F_{i_{\max 56}}}{d_6 \cdot 1000} = 12.4529 \text{ угл. мин.}$$

$$\delta\varphi_{34} = 6.88 \cdot \frac{F_{i_{\max 34}}}{d_4 \cdot 1000} = 16.2697 \text{ угл. мин.}$$

$$\delta\varphi_{78} = 6.88 \cdot \frac{F_{i_{\max 78}}}{d_8 \cdot 1000} = 9.5441 \text{ угл. мин.}$$

$$\delta\varphi_{\max \Sigma} = \frac{\delta\varphi_{12}}{i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78}} + \frac{\delta\varphi_{34}}{i_{56} \cdot i_{78}} + \frac{\delta\varphi_{56}}{i_{78}} + \frac{\delta\varphi_{78}}{1} = 15.1339 \text{ угл. мин.}$$

## 18. Кинематический мертвый ход зубчатой передачи.

Наименьшие дополнительные смещения исходного контура:

$$E_{HS1} = 32 \text{ мкм}$$

$$E_{HS5} = 32 \text{ мкм}$$

$$E_{HS2} = 38 \text{ мкм}$$

$$E_{HS6} = 45 \text{ мкм}$$

$$E_{HS3} = 28 \text{ мкм}$$

$$E_{HS7} = 28 \text{ мкм}$$

$$E_{HS4} = 38 \text{ мкм}$$

$$E_{HS8} = 53 \text{ мкм}$$

Допуск на смещение исходного контура:

$$T_H = 56 \text{ мкм}$$

Гарантированный боковой зазор:

$$j_{nmin12} = 21 \text{ мкм}$$

$$j_{nmin56} = 21 \text{ мкм}$$

$$j_{nmin34} = 21 \text{ мкм}$$

$$j_{nmin78} = 25 \text{ мкм}$$

Минимальный кинематический мертвый ход передачи:

$$j_{tmin12} = \frac{j_{nmin12}}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\beta)} = 22.3477 \text{ мкм}$$

$$j_{tmin56} = \frac{j_{nmin56}}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\beta)} = 22.3477 \text{ мкм}$$

$$j_{tmin34} = \frac{j_{nmin34}}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\beta)} = 22.3477 \text{ мкм}$$

$$j_{tmin78} = \frac{j_{nmin78}}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\beta)} = 26.6044 \text{ мкм}$$

Предельные отклонения межосевого расстояния:

$$f_{a12} = 40 \text{ мкм}$$

$$f_{a34} = 40 \text{ мкм}$$

$$f_{a56} = 40 \text{ мкм}$$

$$f_{a78} = 50 \text{ мкм}$$

Максимальный кинематический мертвый ход передачи:

$$j_{\text{тmax}12} = 0.7 \cdot (E_{\text{HS}1} + E_{\text{HS}2}) + \sqrt{0.5 \cdot (T_H^2 + T_H^2) + 2 \cdot f_{a12}^2 + G_r^2 + G_r^2} = 133.4748 \text{ мкм}$$

$$j_{\text{тmax}34} = 0.7 \cdot (E_{\text{HS}3} + E_{\text{HS}4}) + \sqrt{0.5 \cdot (T_H^2 + T_H^2) + 2 \cdot f_{a34}^2 + G_r^2 + G_r^2} \\ = 130.6748 \text{ мкм}$$

$$j_{\text{тmax}56} = 0.7 \cdot (E_{\text{HS}1} + E_{\text{HS}2}) + \sqrt{0.5 \cdot (T_H^2 + T_H^2) + 2 \cdot f_{a56}^2 + G_r^2 + G_r^2} = 133.4748 \text{ мкм}$$

$$j_{\text{тmax}78} = 0.7 \cdot (E_{\text{HS}1} + E_{\text{HS}2}) + \sqrt{0.5 \cdot (T_H^2 + T_H^2) + 2 \cdot f_{a78}^2 + G_r^2 + G_r^2} = 143.5304 \text{ мкм}$$

$$j_{\text{фmin}12} = 7.32 \cdot \frac{j_{\text{тmin}12}}{d_2 \cdot 1000} = 6.2917 \text{ угл. мин.}$$

$$j_{\text{фmin}34} = 7.32 \cdot \frac{j_{\text{тmin}34}}{d_4 \cdot 1000} = 5.4528 \text{ угл. мин.}$$

$$j_{\text{фmin}56} = 7.32 \cdot \frac{j_{\text{тmin}56}}{d_6 \cdot 1000} = 3.7179 \text{ угл. мин.}$$

$$j_{\text{фmin}78} = 7.32 \cdot \frac{j_{\text{тmin}78}}{d_8 \cdot 1000} = 3.0912 \text{ угл. мин.}$$

$$j_{\text{фmax}12} = 7.32 \cdot \frac{j_{\text{тmax}12}}{d_2 \cdot 1000} = 37.5783 \text{ угл. мин.}$$

$$j_{\text{фmax}34} = 7.32 \cdot \frac{j_{\text{тmax}34}}{d_4 \cdot 1000} = 31.8847 \text{ угл. мин.}$$

$$j_{\text{фmax}56} = 7.32 \cdot \frac{j_{\text{тmax}56}}{d_6 \cdot 1000} = 22.2054 \text{ угл. мин.}$$

$$j_{\text{фmax78}} = 7.32 \cdot \frac{j_{\text{тmax78}}}{d_8 \cdot 1000} = 16.6769 \text{ угл. мин.}$$

Кинематический мертвый ход многозвенного механизма, приведенный к выходному звену:

$$j_{\text{фmax}\Sigma} = \frac{j_{\text{фmax12}}}{i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78}} + \frac{j_{\text{фmax34}}}{i_{56} \cdot i_{78}} + \frac{j_{\text{фmax56}}}{i_{78}} + \frac{j_{\text{фmax78}}}{1} = 27.1118 \text{ угл. мин.}$$

## 19. Расчет упругого мертвого хода:

Полярные моменты инерции валов:

$$J_{\text{pI}} = \pi \cdot \frac{d_I^4}{32} = 25.1327 \text{ мм}^4$$

$$J_{\text{pII}} = \pi \cdot \frac{d_{\text{II}}^4}{32} = 61.3592 \text{ мм}^4$$

$$J_{\text{pIII}} = \pi \cdot \frac{d_{\text{III}}^4}{32} = 61.3592 \text{ мм}^4$$

$$J_{\text{pIV}} = \pi \cdot \frac{d_{\text{IV}}^4}{32} = 61.3592 \text{ мм}^4$$

$$J_{\text{pV}} = \pi \cdot \frac{d_V^4}{32} = 127.2345 \text{ мм}^4$$

Длины участков валов, на которые действует крутящий момент:

$$l_1 = 4 \text{ мм}$$

$$l_2 = 20.5 \text{ мм}$$

$$l_3 = 20.5 \text{ мм}$$

$$l_4 = 37.5 \text{ мм}$$

$$l_5 = 39.2 \text{ мм}$$

Деформации кручения валов:

$$j_{\text{фумахI}} = \frac{10800 \cdot M_I \cdot l_1}{\pi \cdot J_{\text{pI}} \cdot G} = 8.7849 \text{ угл. мин}$$

$$j_{\text{фумахII}} = \frac{10800 \cdot M_{\text{II}} \cdot l_2}{\pi \cdot J_{\text{pII}} \cdot G} = 2.8022 \text{ угл. мин}$$

$$j_{\text{фумахIII}} = \frac{10800 \cdot M_{\text{III}} \cdot l_3}{\pi \cdot J_{\text{pIII}} \cdot G} = 4.9949 \text{ угл. мин}$$

$$j_{\text{фумахIV}} = \frac{10800 \cdot M_{\text{IV}} \cdot l_4}{\pi \cdot J_{\text{pIV}} \cdot G} = 2.4266 \text{ угл. мин}$$

$$j_{\text{фумахV}} = \frac{10800 \cdot M_V \cdot l_5}{\pi \cdot J_{\text{pV}} \cdot G} = 4.7 \text{ угл. мин}$$

$$j_{\text{фумах}\Sigma} = \frac{j_{\text{фумахI}}}{i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78}} + \frac{j_{\text{фумахII}}}{i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78}} + \frac{j_{\text{фумахIII}}}{i_{56} \cdot i_{78}} + \frac{j_{\text{фумахIV}}}{i_{78}} + \frac{j_{\text{фумахV}}}{1}$$

$$= 5.3788 \text{ угл. мин}$$

## 20. Выбор материалов, покрытия и смазки

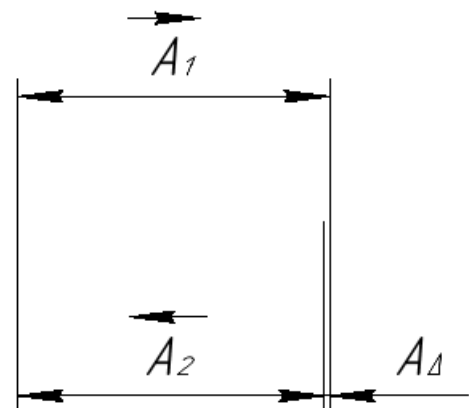
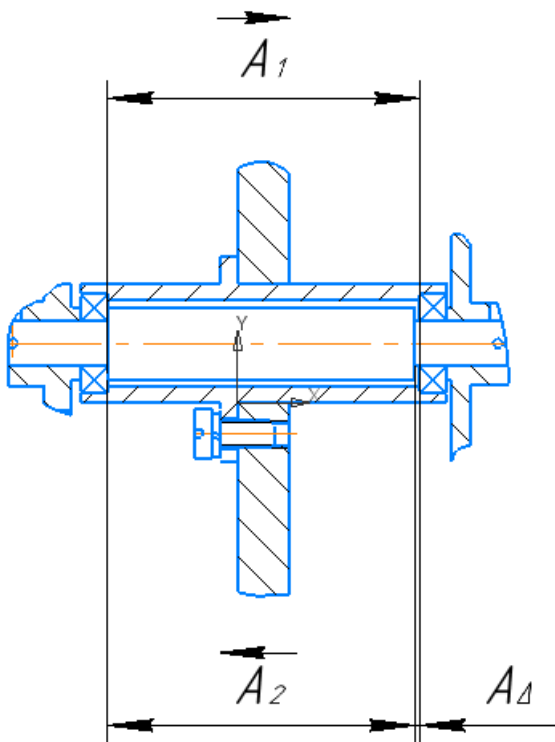
Подвижные соединения смазать смазкой ЦИАТИМ-201 ГОСТ 6267-74.

Наименование детали	Материал детали	Защитно-декоративные покрытия	Количе ство
Вал	Сталь 35 ГОСТ 1050-2013	Хим.Окс.прм.	4



Втулка	БрОЦС5-5-5 ГОСТ 613-79	-	1
Втулка подшипниковая	Д16Т ГОСТ 4784-2019	Ан. Окс. черный	4
Втулка прижимная	Д16Т ГОСТ 4784-97	Ан. Окс. черный	1
Колесо зубчатое	Сталь 15Х ГОСТ 4543-71	Хим.Окс.прм.	8
Кольцо установочное	Сталь 20 ГОСТ 1050-2013	Хим.Окс.прм.	1
Плата	Д16Т ГОСТ 4784-2019	Ан. Окс. черный	1
Полумуфта фрикционная	Сталь 35Х ГОСТ4543-16	Хим. Окс. прм	2
Пружина	Сталь 65Г ГОСТ 14959-79	Хим. Окс. прм	1
Стакан для двигателя	Д16Т ГОСТ 4784-2019	Ан. Окс. черный	1
Поводок	Сталь 20 ГОСТ 1050-2013	Хим. Окс. прм	1
Палец	Сталь 20 ГОСТ 1050-2013	Хим. Окс. прм	2
Винт	Сталь 35 ГОСТ 1050-2013	Хим.Окс.прм.	20
Шайба	Сталь 20 ГОСТ 1050-2013	Хим. Окс. прм	8
Шпонка	Сталь 45 ГОСТ 1050-2013	Хим. Окс. прм	2
Штифт	Сталь 45 ГОСТ 1050-2013	Хим. Окс. прм	10

## 21. Расчет размерной цепи.



$$\vec{A}_1 = 34k6 \left( \begin{smallmatrix} +0,018 \\ \cdot +0,002 \end{smallmatrix} \right)$$

$$\tilde{A}_2 = 33h6 \left( \begin{smallmatrix} 0,0 \\ \cdot -0,016 \end{smallmatrix} \right)$$

Номинальный размер замыкающего звена:

$$A_{\Delta} = \sum \vec{A}_j - \sum \tilde{A}_j = 34 - 33 = 1 \text{ мм};$$

Верхнее отклонение замыкающего звена:

$$E_{s\Delta} = \sum \vec{E}_{sj} - \sum \tilde{E}_{ij} = 0,018 - (-0,016) = +0,034 \text{ мм};$$

Нижнее отклонение замыкающего звена:

$$E_{i\Delta} = \sum \vec{E}_{ij} - \sum \tilde{E}_{sj} = 0,002 - 0 = +0,002 \text{ мм};$$

Размер замыкающего звена (зазора):

$$A_{\Delta} = 1 \left( \begin{smallmatrix} +0,034 \\ \cdot +0,002 \end{smallmatrix} \right), \text{ допуск } T=32 \text{ мкм}$$