

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: .....	3
1. Выбор электродвигателя:.....	3
2. Кинематический расчет редуктора:.....	5
3. Проектировочный расчет модуля зацепления:.....	6
4. Геометрический расчет зубчатой передачи .....	8
5. Выбор показателя точности зубчатых передач .....	11
6. Расчёт вращательных моментов на валах .....	12
7. Расчет валов на статическую прочность.....	13
8. Выбор посадок для сопрягаемых деталей. ....	16
9. Проверочные расчеты: .....	17
9.1 Расчет цилиндрической зубчатой передачи на контактную прочность /выносливость .....	17
9.2 Расчет цилиндрической зубчатой передачи на изгибную прочность. ....	20
9.3 Проверочный расчет на прочность выходного вала: .....	21
9.4 Расчет валов и осей на усталостную прочность: .....	24
10. Собственный момент трения механизма. ....	26
11. Расчет на прочность штифтового соединения: .....	27
12. Расчет шпонки на прочность: .....	27
13. Расчет на прочность винтового соединения:.....	28
14. Расчет фрикционной муфты:.....	30
15. Расчет приведенного момента инерции. ....	33
16. Расчет времени разгона механизма: .....	37
17. Кинематическая погрешность передачи. ....	38
18. Кинематический мертвый ход зубчатой передачи. ....	40
19. Расчет упругого мертвого хода: .....	43
20. Выбор материалов, покрытия и смазки .....	44
21. Расчет размерной цепи. ....	45

## 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

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

Суммарная нагрузка на выходе механизма:

$$N_{HS} = N_{HC} + N_{HD} = 5.3904 \text{ Вт}$$

Коэффициент запаса:

$$k = 2$$

Мощность двигателя:

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

Двигатель:

ДПР – 72 – Ф1 – 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:

$$N_{DV} = 18.5 \text{ Вт}$$

Частота вращения вала двигателя:

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

Пусковой момент:

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

Номинальный момент:

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

Гарантийная наработка:

$$L_{DV} = 1000 \text{ ч}$$

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:

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

Передаточные числа ступеней:

$$i_{12} = 1.6$$

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

$$i_{34} = 1.85$$

$$n = 4$$

$$i_{56} = 2.7$$

$$i_{78} = 3.9$$

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:

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

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

Допускаемое контактное напряжение:

$$S_H = 1.1$$

$$Z_N = 1$$

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

$S_{Hmin} = 1.1$  - 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

Таблица 1.

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 число	$u_{12}$	1,625		1,875		2,75		3,94	
Диаметр делительной окружности	$d$	16	26	16	30	16	44	16	63
Угол профиля Торцовый	$\alpha_t$	$20^\circ$							
Коэффициент смещения	$x$	0,07	-0,07	0,07	-0,07	0,07	-0,07	0,07	-0,07
Угол зацепления	$\alpha_{tw}$	$20^\circ$							
Межосевое расстояние делительное	$a$	21		23		30		39,5	
Межосевое	$a_w$	21		23		30		39,5	

расстояние									
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 число зубьев, сво- бодное от подре- зания	$z_{min}$	15,9	18,3	15,9	18,3	15,9	18,3	15,9	18,3
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 развернуто- сти	$\alpha_D$	24,53	21,8	24,53	21,67	24,53	21,47	24,53	21,07

Продолжение таблицы 1.

ЭВОЛЬВЕНТЫ В ТОЧКЕ КАСАНИЯ ИЗ- МЕРИТЕЛЬНЫХ РО- ЛИКОВ									
Размер по роликам	<i>M</i>	18,3	28	18,3	32,1	18,3	46,2	18,3	65,2

## 5. Выбор показателя точности зубчатых передач

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

Таблица 2.

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:

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

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:

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

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

$$M_I = \frac{M_{II}}{\eta_{21} \cdot i_{12}} = 0.0128 \text{ Н} \cdot \text{м} = 12,8 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

## 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:

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

Допускаемая деформация изгиба вала:

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

Модуль первого рода:

$$E = 200000 \text{ МПа}$$

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

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

**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.

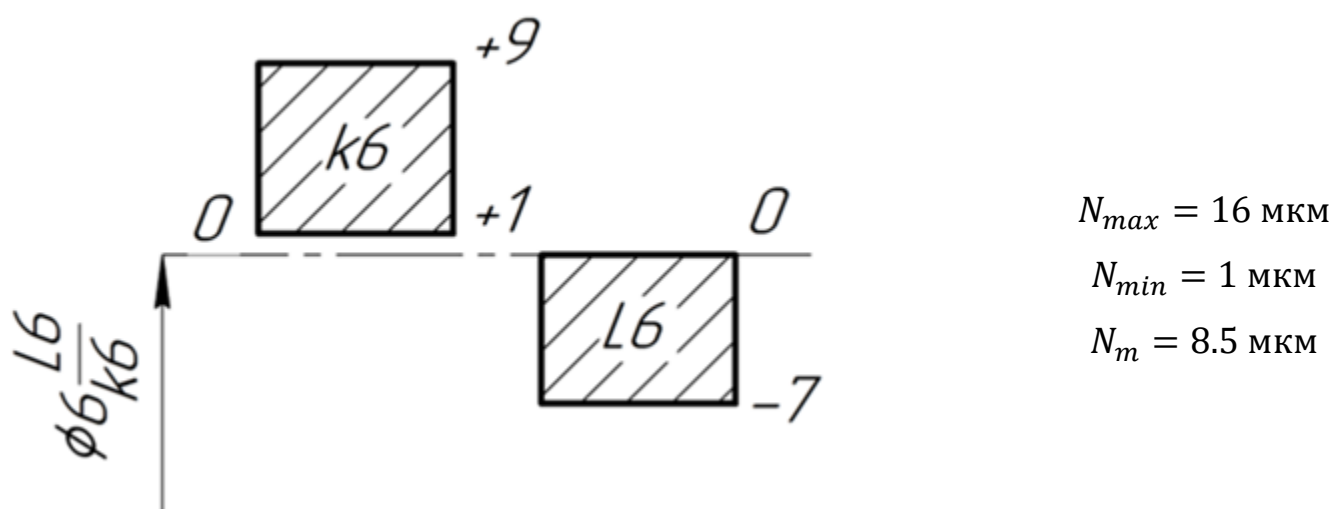


Рис. 1. Посадки внутреннего кольца шарикоподшипников с валом.

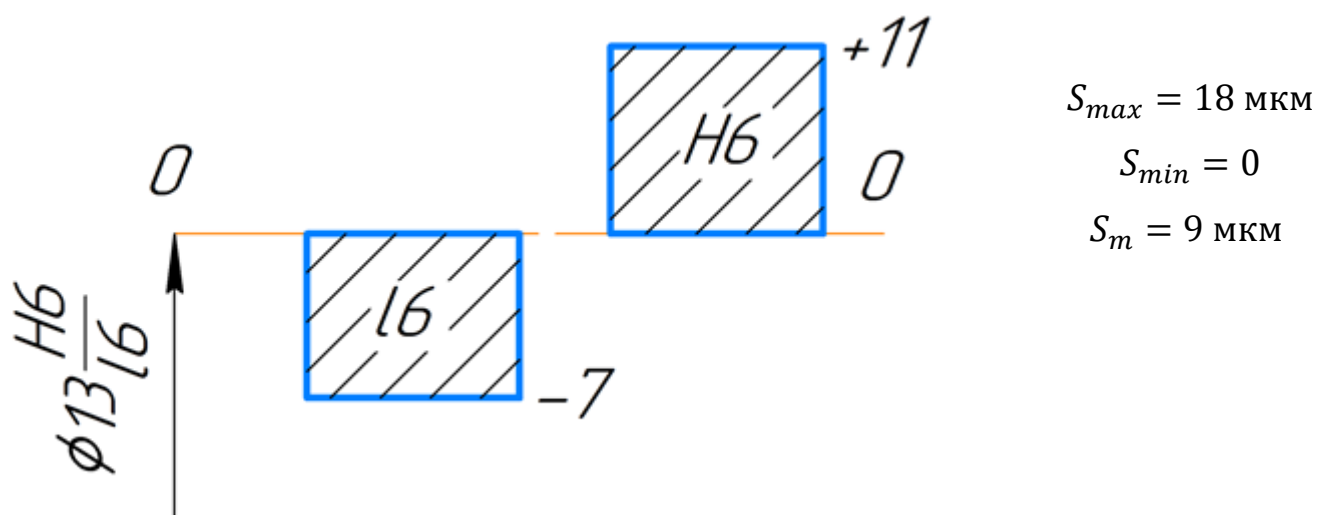
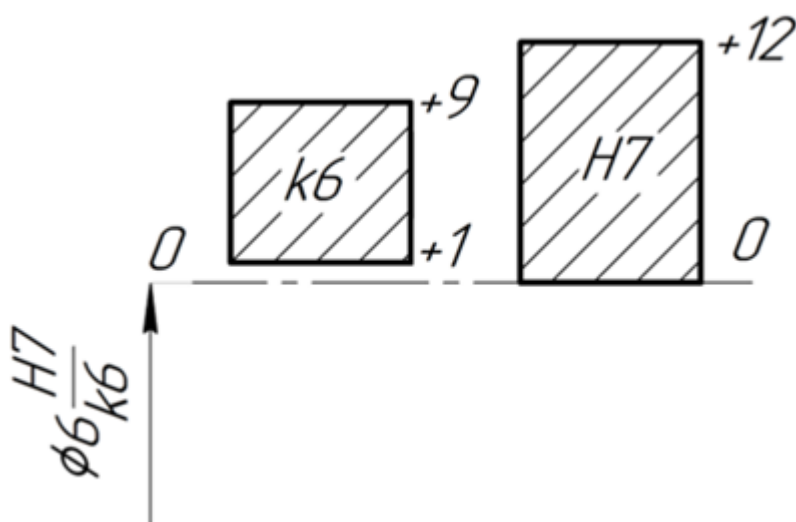


Рис. 2. Посадка внешнего кольца шарикоподшипников с подшипниковой втулкой.





$$S_{max} = 11 \text{ мкм}$$

$$N_{max} = 9 \text{ мкм}$$

$$S_m = 1 \text{ мкм}$$

Рис. 3. Посадка зубчатого колеса с валом.

## 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:

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

$$K_{Hv} = K_{Hv} + 1 \text{ м}^{\frac{3}{2}} \frac{\text{с}}{\text{кг}} = 1.1938$$

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  $Z_N > 2.6$                        $Z_N = 2.6$

$$Z_R = 0.95$$

$$Z_v = 1$$

$$S_H = 1.1$$

$$Z_x = 1$$

$$Z_L = 1$$

$$Z_{\varpi} = 1$$

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:

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

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{Fv} = \varpi_{Fv} \cdot \frac{b_w \cdot 1000}{F_{tH} \cdot K_A} \cdot 1 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \text{с}} = 0.5169$$

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

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:

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

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

$$S = 11.5 \text{ мм}$$

$$U = 32 \text{ мм}$$

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

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

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

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

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

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

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

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

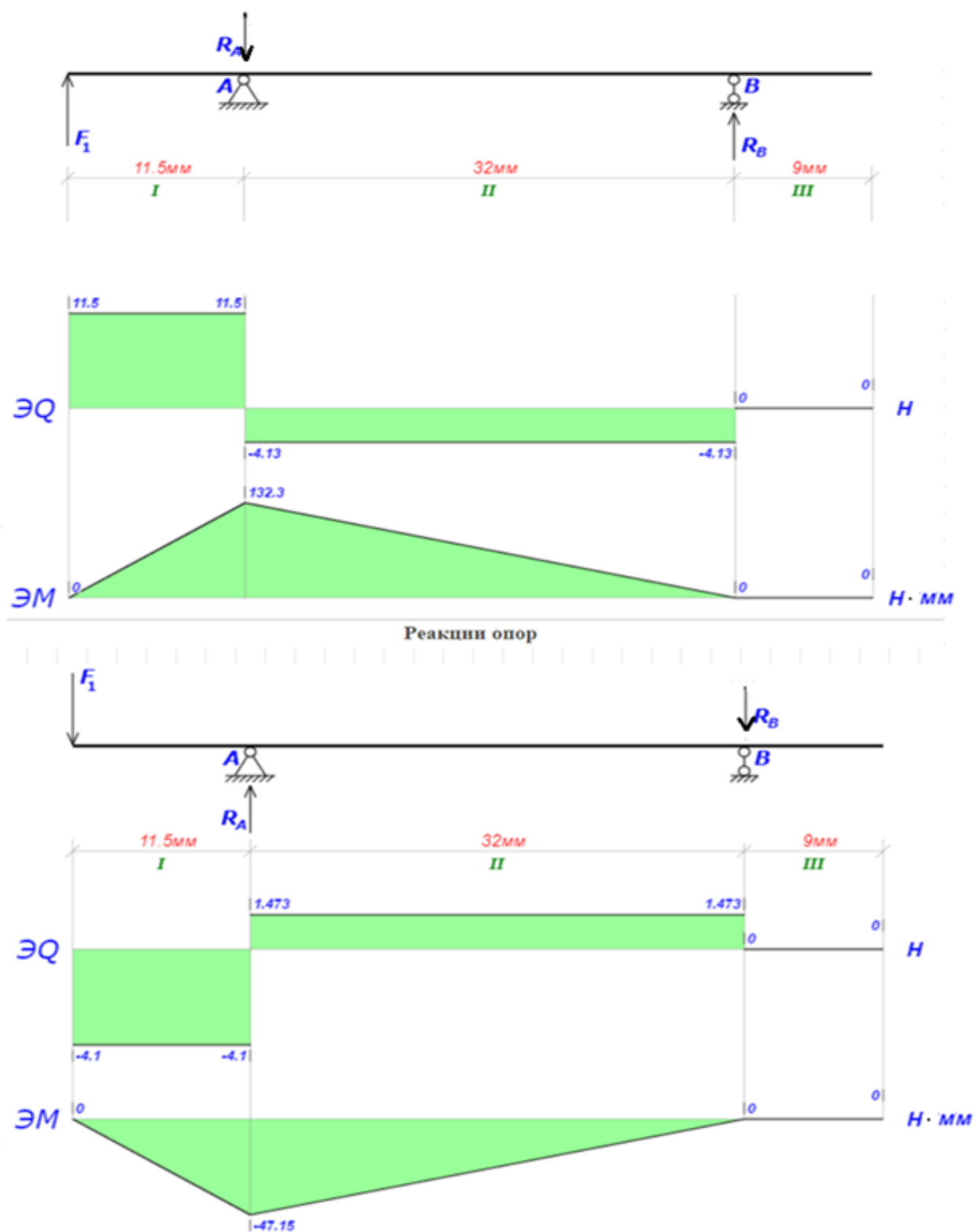


Рис. 4. Эпюры напряжений на выходном валу.

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

При симметричном цикле:

$$\sigma_{\text{пред}1} = 0.43 \cdot \sigma_{\text{Bshaft}} = 227,9 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{пред}1} = 0.22 \cdot \sigma_{\text{Bshaft}} = 116,6 \cdot \text{МПа}$$

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:

$$\sigma_{u1} = \frac{\sigma_{пред1} \cdot K_m}{K_\sigma \cdot K_T \cdot n_{\sigma\tau}} = 44,5 \text{ МПа}$$

$$\tau_1 = \frac{\tau_{пред1} \cdot K_m}{K_T \cdot K_\tau \cdot n_{\sigma\tau}} = 29,15 \text{ МПа}$$

Допускаемые нормальные и касательные напряжения соответственно при отнулевом цикле:

$$\sigma_{u0} = \frac{\sigma_{пред0} \cdot K_m}{K_\sigma \cdot K_T \cdot n_{\sigma\tau}} = 62,109 \text{ МПа}$$

$$\tau_0 = \frac{\tau_{пред0} \cdot K_m}{K_T \cdot K_\tau \cdot n_{\sigma\tau}} = 42,4 \text{ МПа}$$

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 реакций 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:

$$f = 0.08$$

$$M_{\text{TOI}} = 2 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

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

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

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

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

$$M_{\text{ТО}\Sigma} = M_{\text{TOI}} + \frac{M_{\text{TOII}}}{i_{12} \cdot \eta_{21}} + \frac{M_{\text{TOIII}}}{i_{12} \cdot i_{34} \cdot \eta_{21} \cdot \eta_{43}} + \frac{M_{\text{TOIV}}}{i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot \eta_{21} \cdot \eta_{43} \cdot \eta_{65}} + \frac{M_{\text{TOV}}}{i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78} \cdot \eta_{21} \cdot \eta_{43} \cdot \eta_{65} \cdot \eta_{78}} = 2,9 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

## 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:

$$d_{\text{шт}} = 1.6 \text{ мм}$$

$$F_{\text{шт}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{шт}}^2}{4} = 2.01 \text{ мм}^2$$

Напряжение среза:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P'_{\text{ср}}}{F_{\text{шт}}} = 29,4 \text{ МПа}$$

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:

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

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

$$d_{\Gamma} = d_{1B} = 0.0025\text{м}$$

Длина свинчивания:

$$L_{CB} = d_{1B} = 0.0025\text{м}$$

Определение напряжения среза:

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

Для винта:

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

Для гайки:

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

$$d = d_{1B} = 0.0025\text{м}$$

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:

$$p = 0.45\text{мм}$$

$$z = \frac{L_{CB}}{p} = 5.5556$$

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

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:

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

Коэффициент запаса:

$$n = 1.5$$

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

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

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

#### 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:

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

9. Проверяем выбранное значение диаметра проволоки по условию прочности

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



Если условие не выполняется, уменьшаем значение  $i_{пр}$  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.

$$n_{\text{витков}} = 6$$

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

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

$$S_{2\text{пружины}} = \frac{8 \cdot F_{2\text{пружины}} \cdot n_{\text{витков}} \cdot D_{\text{пружины}}^3}{G_{\text{проволоки}} \cdot d_{\text{проволоки}}^4} = 0.0053 \text{ м}$$

13. Длина пружины при полностью поджатых витках

$$L = d_{\text{проволоки}} \cdot (n_{\text{витков}} + 1) = 0.014 \text{ м}$$

14. Жёсткость пружины

$$C_{\text{пружины}} = \frac{F_{2\text{пружины}}}{S_{2\text{пружины}}} = 15625 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

## 15. Расчет приведенного момента инерции.

Приведенный момент инерции ротора двигателя:

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

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

Диаметры ступиц зубчатых колес:

Ширина венцов зубчатых колес:

$$d_{\text{ст1}} = 8 \text{ мм}$$

$$b_1 = 2 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст2}} = 9 \text{ мм}$$

$$b_2 = b_1 = 2 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст3}} = 9 \text{ мм}$$

$$b_3 = b_1 = 2 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст4}} = 9 \text{ мм}$$

$$b_4 = b_1 = 2 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст5}} = 9 \text{ мм}$$

$$b_5 = b_1 = 2 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст6}} = 9 \text{ мм}$$

$$b_6 = b_1 = 2 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст7}} = 9 \text{ мм}$$

$$b_7 = b_1 = 2 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст8}} = 10 \text{ мм}$$

$$b_8 = 3 \text{ мм}$$

$$d_{\text{стпов}} = 10 \text{ мм}$$

$$b_{\text{пов}} = 2 \text{ мм}$$

Диаметры отверстий:

Длины ступиц:

$$d_{\text{отв1}} = 4 \text{ мм}$$

$$l_{\text{ст1}} = 5 \text{ мм}$$

$$l_{\text{ст5}} = 6 \text{ мм}$$

$$d_{\text{отв2}} = 5 \text{ мм}$$

$$l_{\text{с2}} = 6 \text{ мм}$$

$$l_{\text{с6}} = 6.5 \text{ мм}$$

$$d_{\text{отв3}} = d_{\text{отв2}} = 5 \text{ мм}$$

$$d_{\text{отв4}} = d_{\text{отв3}} = 5 \text{ мм}$$

$$l_{\text{с3}} = 6.5 \text{ мм}$$

$$l_{\text{с7}} = 6.5 \text{ мм}$$

$$d_{\text{отв5}} = d_{\text{отв4}} = 5 \text{ мм}$$

$$l_{\text{с4}} = 6.5 \text{ мм}$$

$$l_{\text{с8}} = 0 \text{ мм}$$

$$d_{\text{отв6}} = d_{\text{отв5}} = 5 \text{ мм}$$

$$l_{\text{спов}} = 6 \text{ мм}$$

$$d_{\text{отв7}} = d_{\text{отв6}} = 5 \text{ мм}$$

$$d_{\text{отв8}} = 6 \text{ мм}$$

$$d_{\text{отвпов}} = 6 \text{ мм}$$

Массы зубчатых колес:

$$m_1 = \rho \cdot \pi \cdot \left( b_1 \cdot \frac{(d_{\text{с1}}^2 - d_{\text{отв1}}^2)}{4} + l_{\text{с1}} \cdot \left( \frac{d_{\text{с1}}^2 - d_{\text{отв1}}^2}{4} \right) \right) = 0.0021 \text{ кг}$$

$$m_2 = \rho \cdot \pi \cdot \left( b_2 \cdot \frac{(d_{\text{с2}}^2 - d_{\text{отв2}}^2)}{4} + l_{\text{с2}} \cdot \left( \frac{d_{\text{с2}}^2 - d_{\text{отв2}}^2}{4} \right) \right) = 0.0028 \text{ кг}$$

$$m_3 = \rho \cdot \pi \cdot \left( b_3 \cdot \frac{(d_{\text{с3}}^2 - d_{\text{отв3}}^2)}{4} + l_{\text{с3}} \cdot \left( \frac{d_{\text{с3}}^2 - d_{\text{отв3}}^2}{4} \right) \right) = 0.0029 \text{ кг}$$

$$m_4 = \rho \cdot \pi \cdot \left( b_4 \cdot \frac{(d_{\text{с4}}^2 - d_{\text{отв4}}^2)}{4} + l_{\text{с4}} \cdot \left( \frac{d_{\text{с4}}^2 - d_{\text{отв4}}^2}{4} \right) \right) = 0.0029 \text{ кг}$$

$$m_5 = \rho \cdot \pi \cdot \left( b_5 \cdot \frac{(d_{\text{с5}}^2 - d_{\text{отв5}}^2)}{4} + l_{\text{с5}} \cdot \left( \frac{d_{\text{с5}}^2 - d_{\text{отв5}}^2}{4} \right) \right) = 0.0028 \text{ кг}$$

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

$$m_7 = \rho \cdot \pi \cdot \left( b_7 \cdot \frac{(d_{\text{CT7}}^2 - d_{\text{OTB7}}^2)}{4} + l_{\text{CT7}} \cdot \left( \frac{d_{\text{CT7}}^2 - d_{\text{OTB7}}^2}{4} \right) \right) = 0.0029 \text{ кг}$$

$$m_8 = \rho \cdot \pi \cdot \left( b_8 \cdot \frac{(d_{\text{CT8}}^2 - d_{\text{OTB8}}^2)}{4} + l_{\text{CT8}} \cdot \left( \frac{d_{\text{CT8}}^2 - d_{\text{OTB8}}^2}{4} \right) \right) = 0.0012 \text{ кг}$$

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

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 :

$$F_{i\min12} = 0.62 \cdot K_{s12} \cdot (F_{i1} + F_{i2}) = 27.3296 \text{ мкм}$$

$$F_{i\min34} = 0.62 \cdot K_{s34} \cdot (F_{i3} + F_{i4}) = 27.3296 \text{ мкм}$$

$$F_{i\min56} = 0.62 \cdot K_{s56} \cdot (F_{i5} + F_{i6}) = 27.9868 \text{ мкм}$$

$$F_{i\min56} = 0.62 \cdot K_{s78} \cdot (F_{i7} + F_{i8}) = 33.728 \text{ мкм}$$

Максимальная кинематическая погрешность передачи:

$$F_{i\max12} = K_{12} \cdot \left( \sqrt{F_{i1}^2 + E_{\Sigma M}^2} + \sqrt{F_{i2}^2 + E_{\Sigma M}^2} \right) = 70.9435 \text{ мкм}$$

$$F_{i\max34} = K_{34} \cdot \left( \sqrt{F_{i3}^2 + E_{\Sigma M}^2} + \sqrt{F_{i4}^2 + E_{\Sigma M}^2} \right) = 70.9435 \text{ мкм}$$

$$F_{i\max56} = K_{56} \cdot \left( \sqrt{F_{i5}^2 + E_{\Sigma M}^2} + \sqrt{F_{i6}^2 + E_{\Sigma M}^2} \right) = 79.6403 \text{ мкм}$$

$$F_{i\max78} = K_{78} \cdot \left( \sqrt{F_{i7}^2 + E_{\Sigma M}^2} + \sqrt{F_{i8}^2 + E_{\Sigma M}^2} \right) = 87.3951 \text{ мкм}$$

Максимальная кинематическая погрешность в угловых единицах:

$$\delta\varphi_{12} = 6.88 \cdot \frac{F_{i\max12}}{d_2 \cdot 1000} = 18.7727 \text{ угл. мин.}$$

$$\delta\varphi_{56} = 6.88 \cdot \frac{F_{i\max56}}{d_6 \cdot 1000} = 12.4529 \text{ угл. мин.}$$

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

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

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

## 18. Кинематический мертвый ход зубчатой передачи.

Наименьшие дополнительные смещения исходного контура:

$$E_{\text{HS}1} = 32 \text{ мкм}$$

$$E_{\text{HS}5} = 32 \text{ мкм}$$

$$E_{\text{HS}2} = 38 \text{ мкм}$$

$$E_{\text{HS}6} = 45 \text{ мкм}$$

$$E_{\text{HS}3} = 28 \text{ мкм}$$

$$E_{\text{HS}7} = 28 \text{ мкм}$$

$$E_{\text{HS}4} = 38 \text{ мкм}$$

$$E_{\text{HS}8} = 53 \text{ мкм}$$

Допуск на смещение исходного контура:

$$T_H = 56 \text{ мкм}$$

Гарантированный боковой зазор:

$$j_{\text{нmin}12} = 21 \text{ мкм}$$

$$j_{\text{нmin}56} = 21 \text{ мкм}$$

$$j_{\text{нmin}34} = 21 \text{ мкм}$$

$$j_{\text{нmin}78} = 25 \text{ мкм}$$



Минимальный кинематический мертвый ход передачи:

$$j_{\text{tmin}12} = \frac{j_{\text{nmin}12}}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\beta)} = 22.3477 \text{ мкм}$$

$$j_{\text{tmin}56} = \frac{j_{\text{nmin}56}}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\beta)} = 22.3477 \text{ мкм}$$

$$j_{\text{tmin}34} = \frac{j_{\text{nmin}34}}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\beta)} = 22.3477 \text{ мкм}$$

$$j_{\text{tmin}78} = \frac{j_{\text{nmin}78}}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\beta)} = 26.6044 \text{ мкм}$$

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:

$$j_{\text{tmax}12} = 0.7 \cdot (E_{\text{HS1}} + E_{\text{HS2}}) + \sqrt{0.5 \cdot (T_H^2 + T_H^2) + 2 \cdot f_{a12}^2 + G_r^2 + G_r^2} = 133.4748 \text{ мкм}$$

$$\begin{aligned} j_{\text{tmax}34} &= 0.7 \cdot (E_{\text{HS3}} + E_{\text{HS4}}) + \sqrt{0.5 \cdot (T_H^2 + T_H^2) + 2 \cdot f_{a34}^2 + G_r^2 + G_r^2} \\ &= 130.6748 \text{ мкм} \end{aligned}$$

$$j_{\text{tmax}56} = 0.7 \cdot (E_{\text{HS1}} + E_{\text{HS2}}) + \sqrt{0.5 \cdot (T_H^2 + T_H^2) + 2 \cdot f_{a56}^2 + G_r^2 + G_r^2} = 133.4748 \text{ мкм}$$

$$j_{\text{tmax}78} = 0.7 \cdot (E_{\text{HS1}} + E_{\text{HS2}}) + \sqrt{0.5 \cdot (T_H^2 + T_H^2) + 2 \cdot f_{a78}^2 + G_r^2 + G_r^2} = 143.5304 \text{ мкм}$$

$$j_{\text{фmin12}} = 7.32 \cdot \frac{j_{\text{tmin12}}}{d_2 \cdot 1000} = 6.2917 \text{ угл. мин.}$$

$$j_{\text{фmin34}} = 7.32 \cdot \frac{j_{\text{tmin34}}}{d_4 \cdot 1000} = 5.4528 \text{ угл. мин.}$$

$$j_{\text{фmin56}} = 7.32 \cdot \frac{j_{\text{tmin56}}}{d_6 \cdot 1000} = 3.7179 \text{ угл. мин.}$$

$$j_{\text{фmin78}} = 7.32 \cdot \frac{j_{\text{tmin78}}}{d_8 \cdot 1000} = 3.0912 \text{ угл. мин.}$$

$$j_{\text{фmax12}} = 7.32 \cdot \frac{j_{\text{tmax12}}}{d_2 \cdot 1000} = 37.5783 \text{ угл. мин.}$$

$$j_{\text{фmax34}} = 7.32 \cdot \frac{j_{\text{tmax34}}}{d_4 \cdot 1000} = 31.8847 \text{ угл. мин.}$$

$$j_{\text{фmax56}} = 7.32 \cdot \frac{j_{\text{tmax56}}}{d_6 \cdot 1000} = 22.2054 \text{ угл. мин.}$$

$$j_{\text{фmax78}} = 7.32 \cdot \frac{j_{\text{tmax78}}}{d_8 \cdot 1000} = 16.6769 \text{ угл. мин.}$$

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:

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

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

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

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

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

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:

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

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

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

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

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

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

$$= 5.3788 \text{ угл. мин}$$

## 20. Выбор материалов, покрытия и смазки

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

Таблица 3.

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

Мост	Д16Т ГОСТ 4784-2019	Ан. Окс. черный	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
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.

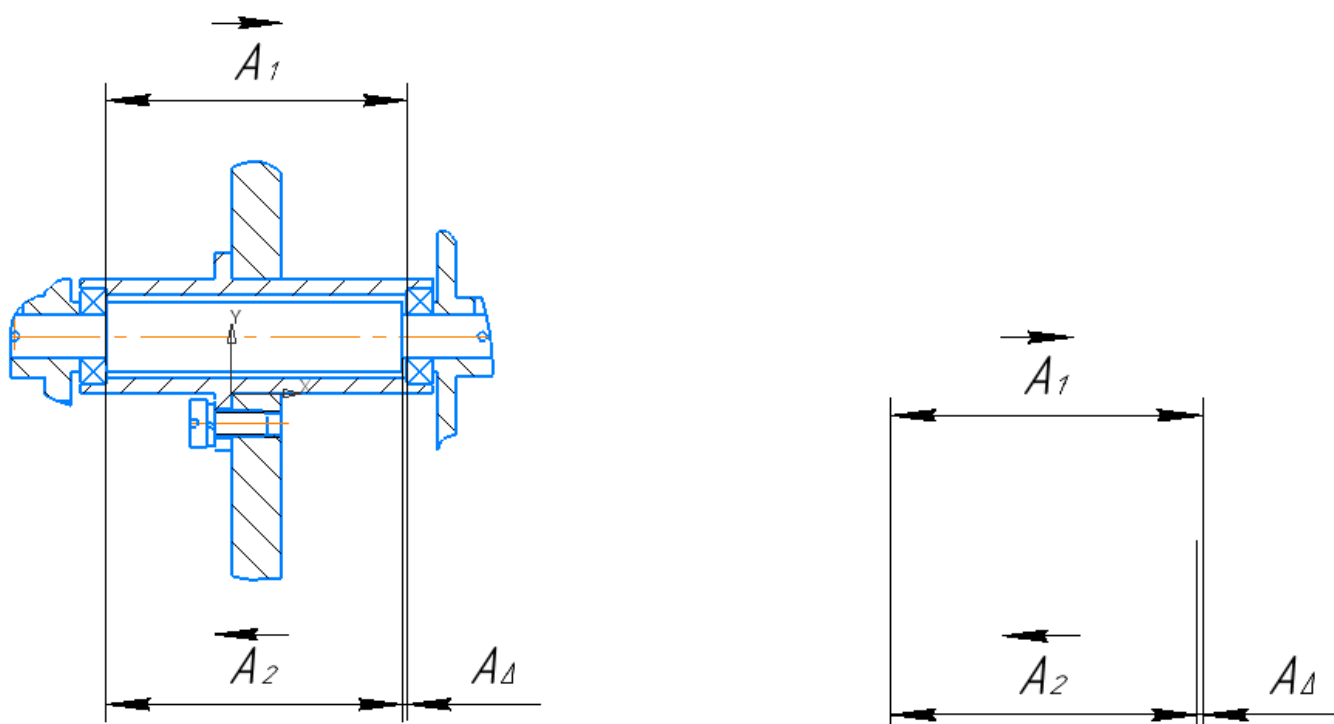


Рис. 5. Изображение размерной цепи.

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

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

Номинальный размер замыкающего звена:

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

Верхнее отклонение замыкающего звена:

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

Нижнее отклонение замыкающего звена:

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

Размер замыкающего звена (зазора):

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