

Министерство Образования Российской Федерации  
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИМЕНИ Н.Э. БАУМАНА

Факультет «Специальное машиностроение»

Кафедра «Подводные роботы и аппараты»

Курсовой проект по курсу  
Детали мехатронных модулей, роботов и основы конструирования  
"Механизм линейных перемещений"

Выполнил: Шестаков А. А.  
группа СМ11-61Б

Руководитель: Иванов С.Е.

Москва, 2020г.

## Оглавление

Оглавление.....	1
Техническое задание .....	3
1. Расчёт передачи винт-гайка .....	7
2. Выбор двигателя.....	9
2.1 Выбор двигателя по мощности .....	9
2.2 Предварительная проверка выбора двигателя по моментам. ....	11
3. Кинематический расчёт .....	13
3.1 Определение общего передаточного отношения.....	13
3.2 Разбиение общего передаточного отношения по ступеням.....	13
3.3 Определение чисел зубьев зубчатых колес.....	14
4. Силовой расчёт .....	17
5. Расчёт зубчатых колёс на прочность.....	17
5.1 Выбор материала .....	18
5.2 Расчёт допустимых напряжений.....	19
5.3 Расчёт зубчатых передач на изгибную прочность.....	21
6. Геометрический расчёт.....	22
7. Проектный расчёт вала .....	26
8. Выбор подшипников .....	27
9. Проектный расчёт муфты.....	28
10. Расчёт вида сопряжения .....	33
11. Расчёт общей погрешности .....	34
11.1 Расчёт кинематической погрешности.....	34
11.2 Расчёт погрешности мёртвого хода .....	36
11.3 Расчёт погрешности упругого мёртвого хода .....	38
11.4 Расчёт суммарной погрешности по методу минимумов максимумов .....	39
11.5 Погрешность передачи винт-гайка .....	39
11.6 Общая погрешность .....	40
12. Проверочный расчёт на перегрузки .....	49
13. Проверочный силовой расчёт .....	41
14. Проверочный расчёт резьбы при срезе .....	50
15. Проверочный расчёт пружины на прочность .....	51
Список литературы. ....	61

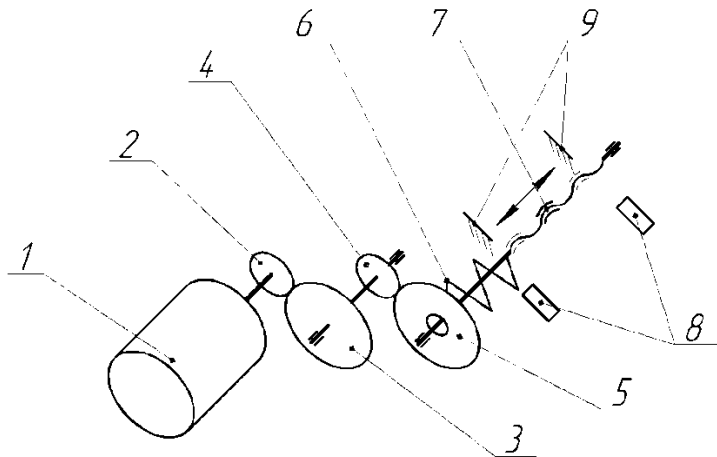
## Техническое задание

№ варианта	4
Параметры	
Сила на выходном звене $F$ , Н	150
Скорость движения выходного звена $V$ , м/с	0,012
Ход выходного звена $S$ , мм	90
Диаметр и шаг винта выходной пары $d/p$ , $d$ и $p$ , мм*	12/3
Тип предохранителя муфты	Фрикционная
Критерий проектирования	Min погрешности
Тип электродвигателя	По согласованию с преподавателем
Тип корпуса	По согласованию с преподавателем
Ограничитель движения	Механические упоры и микровыключатели
Вид крепления к основному изделию	По согласованию с преподавателем
Вывод выходного винта	По согласованию с преподавателем
Вид выходного конца	По согласованию с преподавателем
Условия эксплуатации	УХЛ 4.1
Тип кинематической схемы	По согласованию с преподавателем

### Краткое описание и схема.

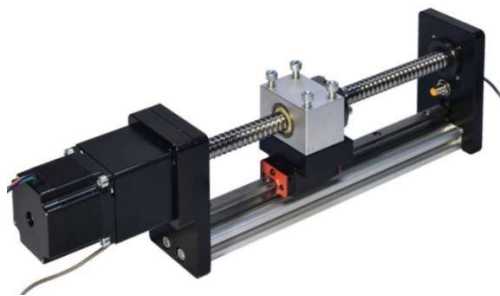
Механизмы линейных перемещений широко используются для преобразования вращательного движения в поступательное в устройствах РЭА, оптико-механических приборах, авиационных приборах, робототехнике и медицинской технике. Кинематическая схема одного из возможных вариантов механизма линейных перемещений с выходной парой «винт–гайка» представлена на рисунке.

На рисунке а) движение от двигателя 1 через редуктор 2-5 передается на винт передачи винт гайка 7. Винт имеет возможность вращаться, а гайка – осуществлять линейные перемещения. Перемещение гайки ограничивается концевыми выключателями 8 и механическими упорами 9. Для защиты механизма от перегрузок устанавливается предохранительная муфта 6.



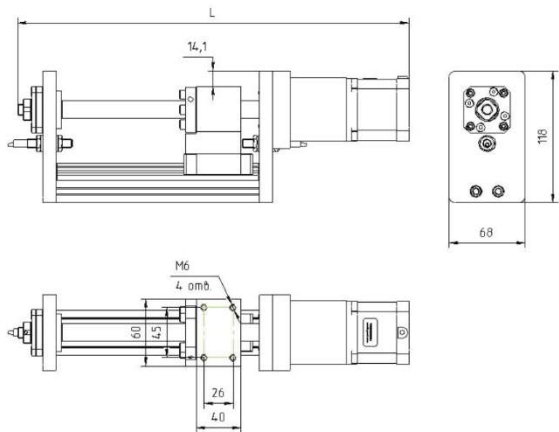
### Анализ прототипов

В качестве основных прототипов для курсового проекта (КП) были выбраны модули линейного перемещения компании Purelogic PLLM-71 и PLLM-11. Параметры выбранных изделий указаны на рисунках 1-4.



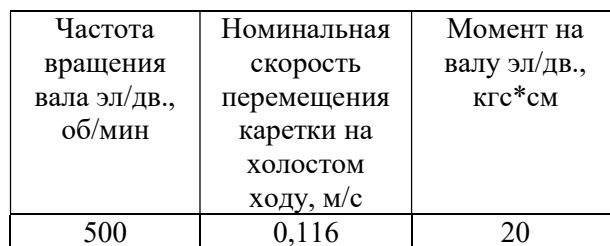
Частота вращения вала эл/дв., об/мин	Номинальная скорость перемещения каретки на холостом ходу, м/с	Момент на валу эл/дв., кгс*см
300	0,025	12

Рис.1. Внешний вид и основные параметры линейного модуля PLLM-71



Рабочий ход модуля, мм	Длина модуля, мм	Масса модуля
100	350	2

Рис. 2. Габаритные и присоединительные размеры линейного модуля PLLM-71

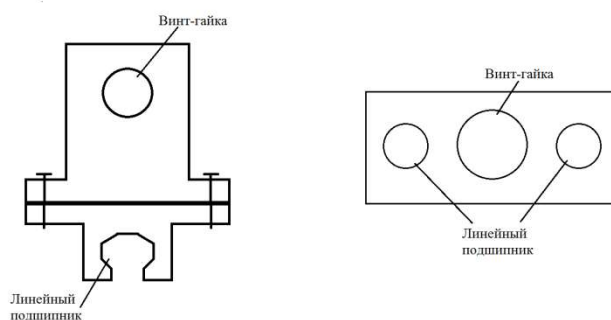


Рабочий ход модуля, мм	Длина модуля, мм	Масса модуля, кг
100	291	4

## Анализ прототипов каретки

5

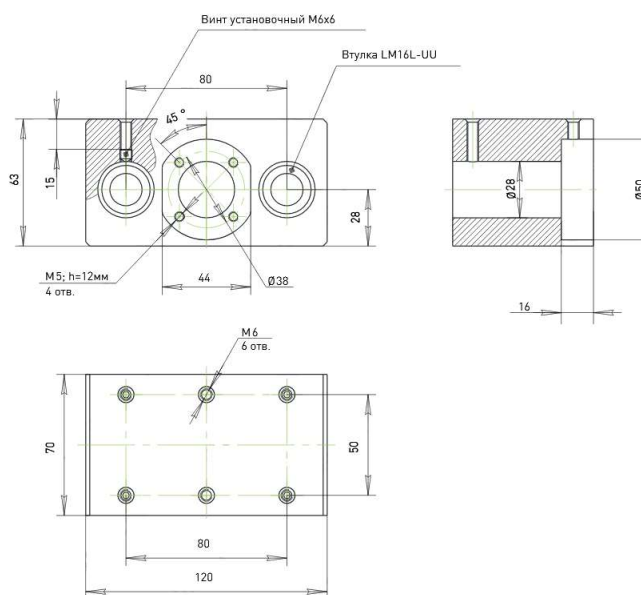
Возможны два варианта реализации каретки: на базе двух полированных валов и винта (схема справа) или винта и одной направляющей некруглого профиля (схема слева).



К достоинствам схемы справа стоит отнести:

1. Меньшие суммарные габариты;
2. Меньшее количество соединяемых узлов (отсутствует соединение основания каретки с подшипником, подшипники находятся в теле каретки), меньше люфты;
3. Изготовление линейных подшипников цилиндрической формы дешевле и проще;

Пример модуля с линейными подшипниками, серия LMAV:



Вывод: в данном КП будет использоваться каретка с двумя направляющими круглого профиля (как на прототипе PLLM-11).

## 1. Расчёт передачи винт-гайка

Используем трапецеидальную резьбу.

Табл. 1. Геометрические параметры резьбы

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг p	Диаметр резьбы				
		наружный		средний	Внутренний	
		d	D <sub>4</sub>	d <sub>2</sub> =D <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	D <sub>1</sub>
12	3	12	12,5	10,5	8,5	9

В передачах винт-гайка скольжения для повышения износостойкости и снижения склонности к заеданию гайки изготавливают из материалов, обладающих антифрикционными свойствами, а материал винта должен обладать высокой твёрдостью. Поэтому для изготовления винтов применяют низколегированные стали 65Г, 40Х, 40ХГ с закалкой до твёрдости не менее 45 HRC и последующим шлифованием; стали 40ХФА, 18ХГТ с азотированием для уменьшения искажения формы и размеров винтов в результате закалки. Для тихоходных слабонагруженных винтов используют стали 30, 40, 45 и 50 ГОСТ 1050 – 88 без термической обработки. При малых скоростях вращения гайки изготавливают из малооловянной бронзы Бр.ОбЦ6С3, безоловянной бронзы Бр.А9Ж3Л, а также из антифрикционных чугунов АЧВ – 1, АЧК – 1, или серых чугунов СЧ15 и СЧ20 ГОСТ 1412 – 85.

Винт изготавливаем из стали 45;

Гайку изготавливаем из Бр.А9Ж3Л;

Момент нагрузки на винте определяем по формуле:

$$M_H = F * \frac{d_2}{2} * tg(\beta + \psi)$$

Где  $d_2$  – внутренний диаметр резьбы;

$\psi$  – угол подъёма резьбы, который определяется по формуле:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{p * n}{\pi * d_2} = \operatorname{arctg} \frac{3 * 1}{\pi * 10.5} = 5.2^\circ$$

Где  $p$  – шаг резьбы,  $n$  – число заходов.

$\beta$  – угол трения, который определяется по формуле:

$$\beta = \operatorname{arctg}(f')$$

$$f' = \frac{f}{\cos \alpha / 2}$$

Где  $\alpha$  – угол резьбы ( $\alpha = 30^\circ$ );

$f$  – коэффициент трения скольжения передачи винт гайка.

Выберем материал винта и гайки соответственно сталь 45 и бронза Бр.А9ЖЗЛ. У таких материалов  $f = 0.10$ .

$$\beta = \operatorname{arctg}(f') = \operatorname{arctg}(0.104) = 5.7^\circ$$

$$f' = \frac{0.1}{\cos 15^\circ} = 0.104$$

Поскольку  $\psi < \beta$  – условие самоторможения выполнено, следовательно передача самотормозящаяся.

КПД винтовой передачи определим по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\psi)}{\operatorname{tg}(\psi + \beta)} = \frac{\operatorname{tg}(5.7)}{\operatorname{tg}(10.9)} = 0.51$$

Проверочный расчёт выполнять не будем, так как: во-первых допущения, которые влияют на проверочный расчёт мы не рассматриваем в курсовом проекте, поэтому он совпадает с проектировочным, во-вторых параметры передачи назначены такие, чтобы заведомо проходить проверочные расчёты.



## 2.Выбор двигателя

### 2.1Выбор двигателя по мощности

Двигатель следует выбрать с учётом расчётной мощности двигателя, которая должна быть достаточна для перемещения нагрузки в соответствии с техническим заданием.

Расчётная мощность электродвигателя определяется по формуле:

$$P_p = \frac{\xi \cdot P_n}{\eta_o},$$

где  $P_p$  — расчётная мощность электродвигателя;

$P_n$  — расчётная мощность нагрузки;

$\eta_o = 0.5 \dots 0.95$  — КПД цепи двигатель-нагрузка, выберем  $\eta_o = 0.50$ ,  $\xi$  — коэффициент запаса, выберем  $\xi = 2.5$ .

Расчётная мощность нагрузки вычисляется по формуле:

$$P_n = F * V,$$

где  $F$  — усилие на выходном звене;

$V$  — скорость движения выходного звена.

$$P_n = 150 * 0.012 = 1.8 \text{ В},$$

Тогда расчётная мощность двигателя:

$$P_p = \frac{2.3 \cdot 1.8}{0.51 \cdot 0.9} = 9 \text{ Вт}.$$

Теперь выберем двигатель по мощности

$$P_{дв} = M_{ном} \cdot \omega_{дв},$$

где  $M_{ном}$  — номинальный крутящий момент электродвигателя;

$\omega$  — угловая скорость вращения двигателя, определяется по формуле:

$$\omega_{дв} = \frac{2\pi}{60} n$$

где  $n$  — частота двигателя.

## Выбираем предварительно шаговый двигатель

Таблица 2. Паспортные данные FL39ST20-0404A

Угловой шаг	$\alpha_{ш}$	1.8 град
Момент инерции ротора	$J_p$	$11 \cdot 10^{-7}$ кг·м <sup>2</sup>
Масса	m	0,12 кг
Гарантийная наработка двигателя		
Ток фазы		0,4 А
Сопротивление фазы		6.6 Ом
Индуктивность фазы		7.5 мГн
Рабочая температура		-20 до +50 °С
Максимальный нагрев двигателя		80 °С
Максимальная допустимая радиальная нагрузка на вал		28 Н
Максимальная допустимая осевая нагрузка на вал		10 Н

### Шаговые двигатели FL39ST (1.8°)



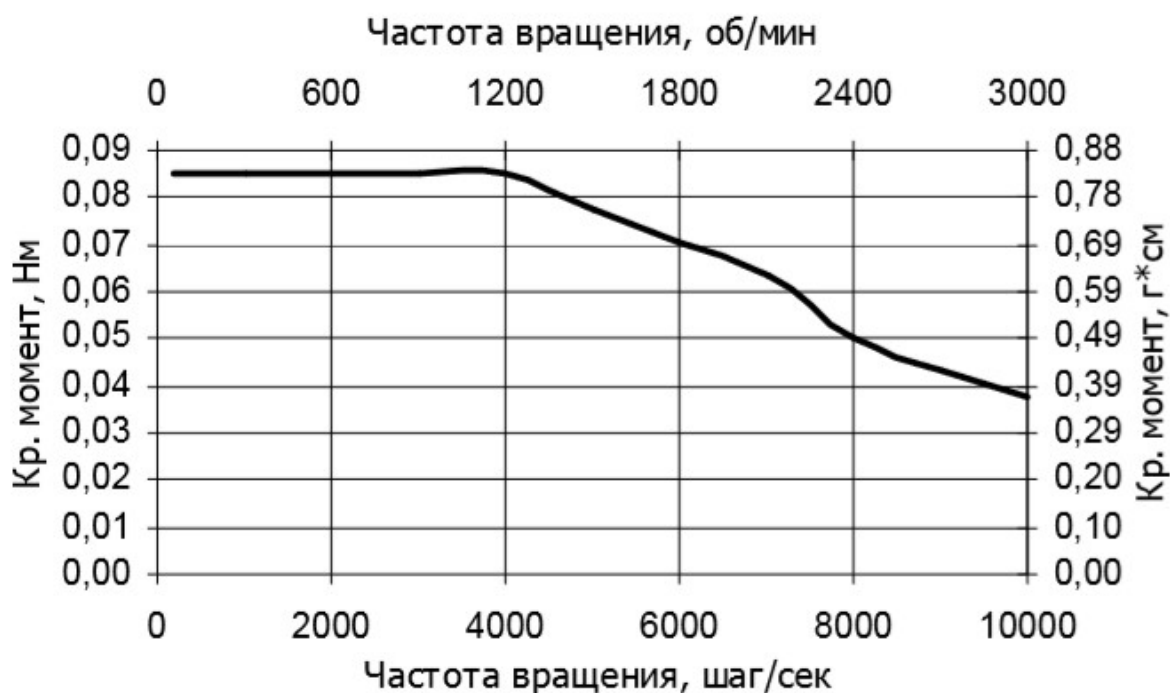
А - вал с одной стороны  
В - вал с двух сторон

Угловой шаг	1.8°
Погрешность углового шага	± 5% (полный шаг, без нагрузки)
Погрешность сопротивления обмоток	± 10%
Погрешность индуктивности	± 20%
Рабочая температура	-20°С ~ +50°С
Сопротивление изоляции	≥ 100 МΩ, 500 VDC
Диэлектрическая прочность	500 VAC (1 мин)
Максимальное радиальное биение вала двигателя	0.02 мм (при нагрузке 450 граммов)
Максимальное осевое биение вала двигателя	0.08 мм (при нагрузке 450 граммов)
Максимальная допустимая радиальная нагрузка на вал	28 Н
Максимальная допустимая осевая нагрузка на вал	10 Н
Максимальный нагрев двигателя	80°С (при номинальном токе)

Модель	Ток фазы, А	Сопротивление фазы, Ом	Индуктивность фазы, мГн	Момент удержания, г°см	Кол-во выводов	Момент инерции ротора, г°см <sup>2</sup>	Вес, кг	Длина, мм	Электр. схема
FL39ST20-0404A B	0.4	6.6	7.5	650	4	11	0.12	20	2
FL39ST20-0506A B	0.5	13	7.5	800	6				1
FL39ST34-0404A B	0.4	30	32	2100	4	20	0.18	34	2
FL39ST34-0306A B	0.3	40	20	1300	6				1
FL39ST38-0504A B	0.5	24	45	2900	4	24	0.2	38	2
FL39ST38-0806A B	0.8	7.5	6	2000	6				1
FL39ST44-0306A B	0.3	40	100	2800	6	40	0.25	44	1

### FL39ST20-0404A

24 VDC, 0.455 A / фаза, драйвер M415B, 1/2 шага



Из рис.1 выберем  $M_{\text{ном}} = 0,070 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $n = 1800 \text{ об/мин}$ .

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{2\pi}{60} n = \frac{2\pi}{60} 1800 = 188 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

$$P_{\text{дв}} = M_{\text{ном}} \cdot \omega_{\text{дв}} = 0.070 \cdot 188 = 13.2 \text{ Вт.}$$

Условие  $P_{\text{дв}} > P_{\text{р}}$  выполняется:  $13.2 \text{ Вт} > 9 \text{ Вт}$ , следовательно, по мощности двигатель выбран правильно.

## 2.2 Предварительная проверка выбора двигателя по моментам.

Для режима частых пусков двигатель должен удовлетворять условию:

$$M_{\text{ном}} \geq M_{\text{с.пр.}} + M_{\text{д.пр.}}$$

где  $M_{\text{ном}}$  — номинальный момент на валу двигателя;

$M_{\text{с. пр.}}$  — статический приведённый момент;

$M_{\text{д. пр.}}$  — динамический приведённый момент.

Статический приведённый момент определяется по формуле:

$$M_{с.пр.} = \frac{M_H}{i_o \cdot \eta_{пер}},$$

где  $M_{с. пр.}$  — статический приведённый момент;

$M_H$  — момент нагрузки;

$i_o$  — общее передаточное отношение;

$\eta_{пер} = 0,9$  — КПД механической передачи;

Момент нагрузки определяем по формуле:

$$M_H = F * \frac{d_2}{2} * tg(\beta + \psi)$$

Где  $d_2$  – внутренний диаметр резьбы;

$$M_H = 150 * \frac{10.5 * 10^{-3}}{2} * tg(10, 9^0) = 152 \text{ Нмм.}$$

Определим  $i_o$ :

$$\omega_H = v \frac{2\pi}{pn} = 12 \frac{2\pi}{3 * 1} = 25 \text{ рад/с}$$

$$i_o = \frac{\omega_{дв}}{\omega_H} = 7.5$$

Динамический приведённый момент определяется по формуле:

$$M_{д.пр.} = \varepsilon_H \cdot i_o \cdot \left( (1 + K_M) \cdot J_p + \frac{J_H}{i_o^2} \right)$$

где  $\varepsilon_H$  — угловое ускорение вращения на выходном звене ( $\varepsilon_H = 0$ , так как не дано по условию, тогда  $M_{д.пр.} = 0$ );

$i_o$  — общее передаточное отношение,  $i_o = 7.5$

$K_M$  — коэффициент, учитывающий инерционность собственного зубчатого механизма  $K_M = 0.7$ ;

$J_p$  — момент инерции ротора двигателя (из паспортных данных);

$J_H$  — момент инерции нагрузки

$\varepsilon_H$  – угловое ускорение нагрузки (примем  $\varepsilon_H = 0$ , потому что оно не задано)

$$M_{с.пр.} = \frac{152}{7.5 \cdot 0.9} = 22.5 \text{ Нмм}$$

Выполним предварительную проверку по моментам:

$$70 \text{ Нмм} \geq 22.5 \text{ Нмм} + 0 \quad (1.3)$$

Проверка выполняется, следовательно – двигатель выбран правильно.

### 3. Кинематический расчёт

Целью расчёта является разработка кинематической схемы привода, разбиение передаточного отношения, определения числа зубьев зубчатых колес.

#### 3.1 Определение общего передаточного отношения

Поскольку предварительно двигатель выбран, можно рассчитать передаточное отношение  $i_0$  цепи двигатель-нагрузка.

$$i_0 = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{н}}} = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\text{н}}} \quad (2.1)$$

где  $\omega_{\text{дв}}$  — угловая скорость вращения вала двигателя;

$\omega_{\text{н}}$  — угловая скорость вращения винта.

$$i_0 = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\text{н}}} = 7.5$$

#### 3.2 Разбиение общего передаточного отношения по ступеням

Согласно условию ТЗ проектирование будет осуществляться по критерию минимизации погрешности. При расчёте критерию минимизации погрешности число ступеней будет вычисляться по формуле:

$$n = \frac{\lg i_0}{\lg i_{\text{max}}},$$

где  $n$  — число ступеней;

$i_0$  — общее передаточное отношение цепи

$i_{\text{max}}$  — максимальное передаточное отношение (7,5 ... 10)

Передаточное отношение ступеней рассчитывается по формуле:

$$n = \frac{\lg i_0}{\lg i_{\max}} = \frac{\lg 7.52}{\lg 7.5} = 1$$

где  $n$  — число ступеней;

$$i_1 < i_i < i_{n-1}$$

Передаточные отношения ступеней сведены в таблицу 3

Таблица 3. Передаточные отношения

$i_{12}$
7.5

### 3.3 Определение чисел зубьев зубчатых колес

Пусть число зубьев шестерни  $z_{\text{ш}} = 20$ .

Число зубьев колеса рассчитывается по формуле:

$$z_k = z_{\text{ш}} \cdot i_j,$$

где  $z_k$  — число зубьев колеса;

$z_{\text{ш}}$  — число зубьев шестерни;

$i_j$  — передаточное отношение одной ступени.

Учитывая рекомендованный ряд, назначаем количества зубьев колес и шестерен:

Таблица 4. Числа зубьев колес редуктора

№ колеса	1	2
№ элементарной передачи	I	
Число зубьев	20	150

Уточним значения передаточных отношений:

Таблица 5. Уточненные передаточные отношения

$i_{12}$
7.5

Тогда действительное значение передаточного отношения будет отличаться от расчётного на:

$$\Delta i = \frac{|i_d - i_o|}{i_o},$$

где  $\Delta i$  — отличие действительного передаточного отношения от расчётного;

$i_d$  — действительное передаточное отношение;

$i_o$  — общее передаточное отношение цепи.

Действительное передаточное отношение рассчитывается по формуле:

$$i_d = i_{12} \cdot i_{34} \dots$$

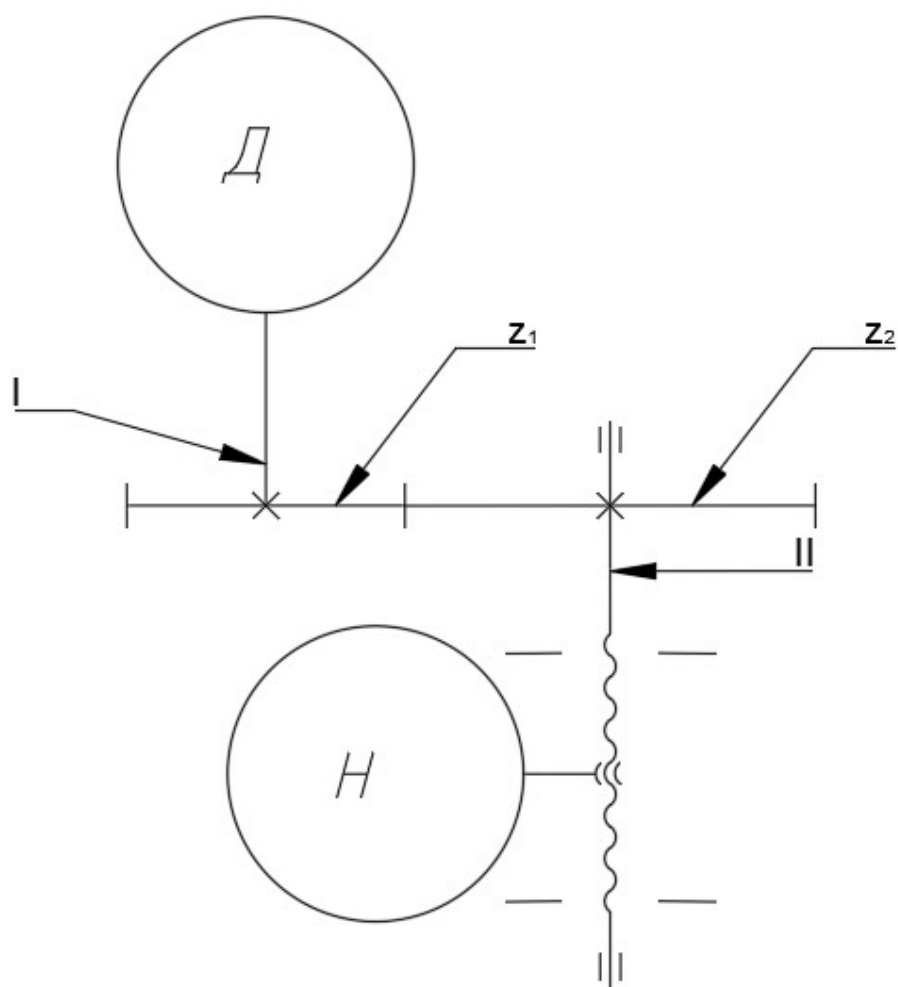
$$i_d = 7.5 = 12.50$$

$$\Delta i = \frac{|7.52 - 7.5|}{7.52} = 0.003$$

$$0.3\% \leq 1\%$$

По критерию максимальной точности такое отклонение допустимо. В таком случае можно считать выбранные значения чисел зубьев колеса и шестерни подходящими.

Кинематическая схема приведена на рисунке:





#### 4. Силовой расчёт

Целью силового расчёта является определение возникающих в каждой передаче моментов.

Моменты рассчитываются по формуле:

$$M_{\text{ведущ}} = \frac{M_{\text{ведом}}}{i_j \cdot \eta_j \cdot \eta_{\text{подш}}}$$

где  $M_{\text{ведущ}}$  — момент на ведущем звене;

$M_{\text{ведом}}$  — момент на ведомом звене;

$i_j$  — передаточное отношение ступени;

$\eta_j$  — КПД передачи ( $\eta_j = 0,98$ );

$\eta_{\text{подш}}$  — КПД подшипников ( $\eta_{\text{подш}} = 0,9$ ).

Общий момент нагрузки рассчитывается по формуле:

$$M_{\Sigma} = M_H + M_d = M_H + J_H \cdot \varepsilon_H,$$

$\varepsilon_H$  — угловое ускорение нагрузки (примем  $\varepsilon_H = 0$ , потому что оно не задано)

$J_H$  — момент инерции нагрузки;

где  $M_H$  — момент нагрузки;

$f$  — коэффициент трения скольжения передачи винт гайка

$M_d$  — динамический момент нагрузки;

$J_H$  — момент инерции нагрузки;

$\varepsilon_H$  — угловое ускорение вращения выходного вала.

Тогда

$$M_{\Sigma} = M_H = 152 + 0 = 152 \text{ Нмм}$$

$$M_{\text{II}} = \frac{152}{0.98} = 172 \text{ Нмм}$$

$$M_I = \frac{172}{0.9 * 0.98 * 7.5} = 26 \text{ Нмм}$$

Выполним предварительную проверку правильности выбора двигателя:

$M_{\text{пуск}} = M_{\text{дв.ном}} \geq M_I$  По паспортным данным  $M_{\text{дв.ном}} = 70 \text{ Нмм}$ , то есть  $70 > 26$ .

Значит выбранный двигатель подходит.

## 5. Расчёт зубчатых колёс на прочность

Целью расчёта является определение модуля зацепления зубчатых колёс, обеспечивающего работоспособность в течение заданного срока службы.

### 5.1 Выбор материала

Для цилиндрической передачи открытого типа с небольшими окружными скоростями в качестве материала для шестерён будет использоваться углеродистая сталь 45, а в качестве материала для колёс — сталь 35 в соответствии с рекомендациями. Зубья шестерён будут выполнены из материалов с более высокой твёрдостью рабочих поверхностей по сравнению с колёсами для повышения долговечности зубчатой передачи.

Таблица 7. Характеристики используемых материалов

	<b>Шестерня</b>	<b>Колесо</b>
Материал	Сталь 45	Сталь 35
Модуль упругости E, МПа	$2 \cdot 10^5$	
Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^{-6}$ , 1/°C	12	
Плотность $\rho$ , г/см <sup>3</sup>	7,8	
Твёрдость	240НВ	215НВ
Термообработка	поверхностная закалка	
Предел прочности $\sigma_b$ , МПа	830	730
Предел текучести $\sigma_t$ , МПа	600	550

## 5.2 Расчёт допустимых напряжений

Расчётное число циклов нагружения определяется по формуле:

$$N_H = 60 \cdot n \cdot c \cdot L,$$

где  $n$  — частота вращения зубчатого колеса;

$c = 1$  — число колёс, находящихся в зацеплении с рассчитываемым;

$L$  — срок службы передачи.

$$N_1 = 60 \cdot 100 \cdot 1 \cdot 1800 = 4.3 \cdot 10^7$$

$$N_2 = 60 \cdot 100 \cdot 1 \cdot \frac{1800}{7.5} = 0.6 \cdot 10^7$$

Коэффициент долговечности определяется соотношением:

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_H}},$$

где  $m = 6$  — показатель степени для материалов с твёрдостью НВ < 350 [2];

$N_H$  — расчётное число циклов нагружения.

При  $N_H > 4 \cdot 10^6$  принимают  $K_{FL} = 1$  [2]. Таким образом для каждой шестерни и для каждого колеса  $K_{FL} = 1$ .

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{7.2 \cdot 10^7}} = 1$$

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{0.96 \cdot 10^7}} = 1$$

В таком случае можно определить допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FR} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}}{S_F},$$

где  $\sigma_{FR}$  — предел выносливости при изгибе;

$K_{FC} = 0,65$  — коэффициент, учитывающий цикл нагружения колеса для реверсивных передач;

$K_{FL} = 1$  — коэффициент долговечности;

$S_F = 2,5$  — коэффициент запаса прочности для особо ответственных передач.

Предел выносливости при изгибе рассчитывается из соотношения :

$$\sigma_{FR} = 1,8 \cdot HB, \text{ МПа}$$

где  $HB$  — твёрдость материала колеса.

Допускаемые напряжения на изгиб для шестерен и колёс будут равны:

$$\sigma_{FR1} = 432 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{FR2} = 387 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{432 \cdot 0.65 \cdot 1}{2.5} = 112 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{387 \cdot 0.65 \cdot 1}{2.5} = 100 \text{ МПа}$$

### 5.3 Расчёт зубчатых передач на изгибную прочность

Для открытых передач модуль зацепления определяется из изгибной прочности:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{M \cdot Y_F \cdot K}{z \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}}$$

где  $K_m = 1,4$  — коэффициент для прямозубых колёс [1];

$M$  — крутящий момент, действующий на рассчитываемое колесо (по данным силового расчёта);

$Y_F$  — коэффициент формы зуба для прямозубых цилиндрических колёс.

$z$  — число зубьев рассчитываемого колеса;

$K = 1,1$  — коэффициент расчётной нагрузки [1];

$\psi_m = 10$  — коэффициент ширины зубчатого венца для мелкомодульных передач;

$[\sigma_F]$  — допускаемое напряжение изгиба.

Для каждой передачи расчёт производится по тому зубчатому колесу (из пары шестерня – зубчатое колесо), для которого отношение  $Y_F/[\sigma_F]$  больше.

Модуль зацепления для каждой пары колёс будет равен:

	1	2
$\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$	$\frac{4.15}{112}$ $= 0.0371$	$\frac{3.73}{100}$ $= 0.0373$

Значение  $\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$  больше для колеса номер 2 значит, расчёт модуля зацепления будет вестись по ним.

Тогда модули зацепления цилиндрических передач будут равны:

$$m_{12} = 1.4 \cdot \sqrt[3]{\frac{172 \text{ Н} \cdot \text{мм} \cdot 3.73 \cdot 1.1}{150 \cdot 10 \cdot 100 \text{ МПа}}} = 0.24 \text{ мм}$$

Значения модулей зацепления округляются в соответствии с ГОСТ 9563-60.

Поскольку мы не учитываем динамический момент, то назначим модули колёс с запасом и выберем  $m_{12} = 0.5 \text{ мм}$ .

## 6. Геометрический расчёт

Целью расчёта является определение основных размеров передач и их элементов.

Основные геометрические размеры цилиндрических зубчатых передач указаны на рисунке 2.

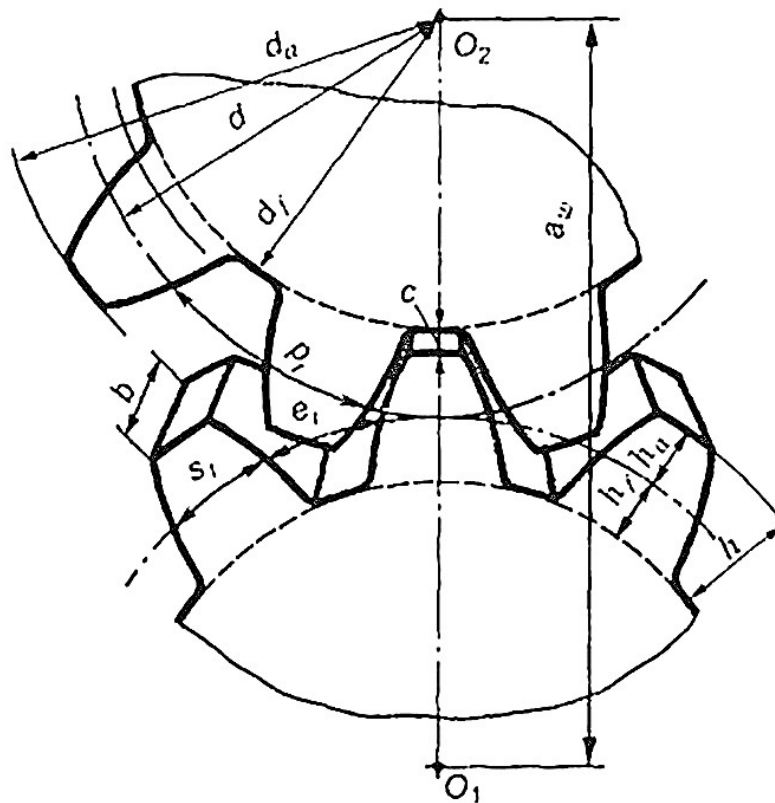


Рисунок 2 - Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

В данном приводе используются цилиндрические прямозубые передачи, поэтому угол наклона зубьев  $\beta = 0^\circ$ .

Делительный диаметр определяется соотношением:

$$d = \frac{m \cdot z}{\cos \beta'}$$

где  $d$  — делительный диаметр;

$m$  — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс;

$z$  — число зубьев рассчитываемого колеса;

$\beta = 0^\circ$  — угол наклона зубьев.

$$d_1 = 0.5 \text{ мм} \cdot 20 = 10.0 \text{ мм}$$

$$d_2 = 0.5 \text{ мм} \cdot 150 = 75.0 \text{ мм}$$

Диаметр вершин зубьев определяется по формуле:

$$d_a = \frac{m \cdot z}{\cos \beta} + 2m(h_a^* + x),$$

где  $d_a$  — диаметр вершин зубьев;

$m$  — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс;

$\beta = 0^\circ$  — угол наклона зубьев;

$z$  — число зубьев;

$h_a^* = 1$  — коэффициент высоты головки зуба [1];

$x = 0$  — коэффициент смещения.

$$d_{a1} = 10.0 \text{ мм} + 2 \cdot 0.5 \text{ мм} \cdot (1 + 0) = 11.0 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = 75.0 \text{ мм} + 2 \cdot 0.5 \text{ мм} \cdot (1 + 0) = 76.0 \text{ мм}$$

Диаметр впадин определяется по формуле:

$$d_f = \frac{m \cdot z}{\cos \beta} - 2m(h_a^* + c^* - x),$$

где  $d_f$  — диаметр впадин зубьев;

$m$  — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс;

$z$  — число зубьев;

$\beta = 0^\circ$  — угол наклона зубьев;

$h_a^* = 1$  — коэффициент высоты головки зуба ;

$c^* = 0,25$  — коэффициент радиального зазора  $1.0 \leq m \leq 0,1$  мм по ГОСТ 9587-81;

$x = 0$  — коэффициент смещения.

$$d_{f1} = 10.0 \text{ мм} - 2 \cdot 0.5 \text{ мм} \cdot (1 + 0.25 + 0) = 8.75 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = 75.0 \text{ мм} - 2 \cdot 0.5 \text{ мм} \cdot (1 + 0.25 - 0) = 73.75 \text{ мм}$$

Окружной шаг определяется по формуле:

$$p = m \cdot \pi,$$

где  $p$  — окружной шаг;

$m$  — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс.

$$p_{12} = 0.5 \text{ мм} \cdot 3.14 = 1.57 \text{ мм}$$

Ширина колеса определяется по формуле:

$$b_k = \psi_m \cdot m,$$

где  $b_k$  — ширина колеса;

$\psi_m = 10$  — коэффициент ширины зубчатого венца для мелкомодульных передач;

$m$  — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс.

Тогда ширина колёс будет равна:

$$b_2 = 6 \cdot 0.5 \text{ мм} = 3 \text{ мм}$$

Ширина шестерни определяется по формуле:

$$b_{ш} = b_k + m,$$

где  $b_{ш}$  — ширина шестерни;

$b_k$  — ширина колеса;



$m$  — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс.

$$b_1 = 3 + 0.5 \text{ мм} = 3.5 \text{ мм}$$

Межосевое расстояние определяется по формуле:

$$a_{\omega} = \frac{0.5 \cdot m \cdot (z_k + z_{ш})}{\cos \beta},$$

где  $a_{\omega}$  — делительное межосевое расстояние;

$m$  — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс;

$z_k$  — число зубьев колеса;

$z_{ш}$  — число зубьев шестерни;

$\beta = 0^\circ$  — угол наклона зубьев.

$$a_{\omega 12} = 0.5 \cdot 0.5 \text{ мм} \cdot (20 + 75) = 42.5 \text{ мм}$$

В таблице 8 сведены все рассчитанные геометрические параметры зубчатых колес

Таблица 8. Геометрические параметры зубчатых колес

Параметр № колеса	$z$	$d$ , мм	$d_a$ , мм	$d_f$ , мм	$b$ , мм	$a_{\omega}$ , мм
1	20	10	11	8.75	3.5	42.5
2	150	75	76	73.75	3	

## 7. Проектный расчёт вала

Диаметр вала исходя из условия крутильной прочности определяется выражением:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau]_{кр}}},$$

где  $M_{кр}$  – крутящий момент на валу,

$[\tau]_{кр}$  – предельные крутильные напряжения:

$$[\tau]_{кр} \approx 0,56 \frac{\sigma_{-1}}{n},$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости при симметричном цикле нагружения,

$n$  – коэффициент запаса.

Для изготовления вала выберем сталь 45 с  $\sigma_{-1} = 412$  МПа и коэффициент запаса  $n=2$ .

$$d_I \geq \sqrt[3]{\frac{0,026 \text{ Н} \cdot \text{м}}{0,2 \cdot 115 \text{ МПа}}} = 1 \text{ мм}$$

$$d_{II} \geq \sqrt[3]{\frac{0,172 \text{ Н} \cdot \text{м}}{0,2 \cdot 115 \text{ МПа}}} = 1,9 \text{ мм}$$

Выберем для  $d_{II} = 12$  мм, поскольку это дано нам по условию, а на  $d_I = 5$  мм, потому что это выходной вал двигателя.

## 8. Выбор подшипников

В качестве опор будет использоваться шарикоподшипники.

Предварительный выбор шарикоподшипников будет осуществляться по диаметру цапфы. Предварительно диаметр цапфы для каждого вала можно определить из выражения

$$d_{ц} = d - (2..3)\text{мм},$$

где  $d$  – диаметр вала.

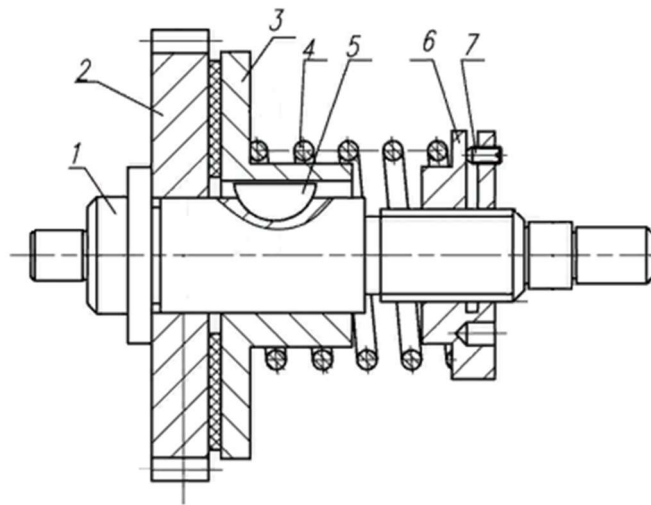
Для одной цапфы выходного вала выберем подшипник: 1000099

Параметры подшипника : внутренний диаметр – 9 мм, наружный диаметр – 20 мм, высота – 6 мм, масса – 0,008 кг, грузоподъёмность статическая — 1050 Н, грузоподъёмность динамическая - 2680 Н.

Для второй цапфы выберем подшипник 1000097, необходимо это сделать потому что, внутренний диаметр резьбы  $d_2 = 8,5\text{мм}$  , а это меньше 9мм => выбираем подшипник с меньшим внутренним диаметром.

Параметры подшипника : внутренний диаметр – 7 мм, наружный диаметр – 17 мм, высота – 5 мм, масса – 0,005 кг, грузоподъёмность статическая — 770 Н, грузоподъёмность динамическая - 2020 Н.

## 9. Проектный расчёт муфты



Данный расчёт будет проводиться для предохранительной фрикционной муфты. Поставим эту муфту на 2 вал.

Предохранительный момент фрикционной муфты рассчитывается по следующей формуле:

$$M_{\text{пр}}^{\text{м}} = k \cdot M_{\text{II}},$$

где  $k$  – коэффициент запаса ( $k = 1,3$ )

$$M_{\text{пр}}^{\text{м}} = 1,3 \cdot 0,172 = 0,224 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

С другой стороны:

$$M_{\text{пр}}^{\text{м}} = M_{\text{тр}},$$

где  $M_{\text{тр}}$  – момент трения, рассчитывающийся по формуле:

$$M_{\text{тр}} = f_{\text{тр}} \cdot F_2 \cdot R_{\text{пр}},$$

где  $f$  – коэффициент трения в фрикционной паре (0,8 для пары сталь-металлокерамика без смазки [3]);

$F_2$  – сила прижатия пружины;

$$R_{\text{пр}} = \frac{1}{3} \cdot \frac{d^3 - d_0^3}{d^2 - d_0^2},$$

где  $d$  – внешний диаметр фрикционного диска: (71 мм);

$$d = (3 \dots 6)d_{\text{вала}}$$

$d_0$  – внутренний диаметр фрикционного диска (12 мм).

$$R_{\text{пр}} = \frac{1}{3} \cdot \frac{71^3 - 16^3}{71^2 - 16^2} = 24.24 \text{ мм}$$

Исходя из условий эксплуатации, выберем пружины II класса и 2 разряда. Их описывает ГОСТ 13771-86.

$$F_2 = \frac{1}{n} \frac{M_{\text{пр}}}{f_{\text{тр}} \cdot R_{\text{пр}} \cdot 10^{-3}} = \frac{1}{4} \frac{0,224}{0,8 \cdot 24.24 \cdot 10^{-3}} = 2.84 \text{ Н}$$

Где  $n$  – число пружин(4).

Сила пружины при максимальной деформации определяется соотношением:

$$F_3 = \frac{F_2}{1 - \delta},$$

где  $F_2$  — сила пружины при рабочей деформации;

$\delta = 0,05 \dots 0,25$  — относительный инерционный зазор пружины сжатия для пружин сжатия I и II классов.

Тогда:

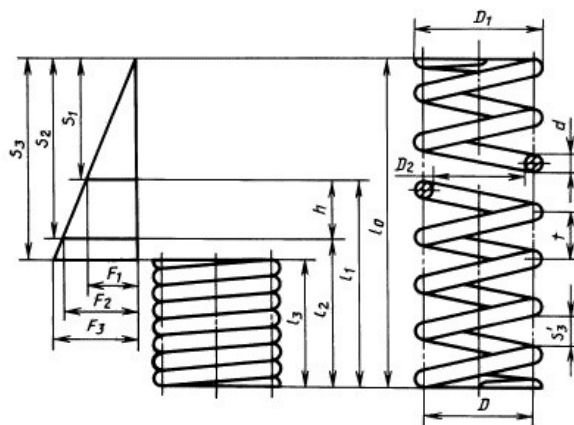
$$F_3 = \frac{2.84}{1 - 0.05} \dots \frac{2.84}{1 - 0.25} = 3 \dots 3.8$$

Найдём по ГОСТ 13771-86 подходящий виток.

Таблица 9. Основные параметры витка пружины

Из ГОСТ 13771-86 выберем подходящий виток по $F_{\text{ос}}$ : Виток №54				
$F_{\text{ос}}, \text{Н}$	$d, \text{мм}$	$D, \text{мм}$	$C_1, \text{Н/м}$	$S'_3, \text{мм}$

3,55	0.3	3,2	3,257	1,091
------	-----	-----	-------	-------



Средний диаметр пружины определяется соотношением:

$$D = D_1 - d,$$

где  $D_1$  — наружный диаметр пружины;

$d$  — диаметр проволоки.

Отсюда:  $D = 3.2 - 0.3 = 2.9$  мм

Индекс пружины определяется соотношением:

$$i = \frac{D}{d},$$

где  $D$  — средний диаметр пружины;

$d$  — диаметр проволоки.

Отсюда:

$$i = \frac{2.9}{0.3} = 9.67$$

Выберем рабочий ход  $h = 8$  мм.

Тогда определим жёсткость пружины  $c$ :

$$c = \frac{F_2 - F_1}{h} = \frac{3,17 - 0}{8} = 0,4 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Рабочее число витков пружины ищем:

$$n = \frac{c_1}{c} = \frac{3.257}{0,4} = 8,25 \simeq 8,5$$

Уточнённая жёсткость пружины  $c^*$ :

$$c^* = \frac{c_1}{n} = \frac{3.257}{8,5} = 0,38 \text{ Н/мм}$$

Пусть опорных витков  $n_2 = 1,5$ . Общее число витков определяется соотношением:

$$n_1 = n + n_2,$$

$$n_1 = 8.5 + 1.5 = 10$$

Деформация пружины определяется соотношением:

$$s = \frac{F_2}{c},$$

Тогда предварительная деформация пружины:

$$s_1 = \frac{0}{0,38} = 0$$

Рабочая деформация пружины:

$$s_2 = \frac{3,17}{0,38} = 8,24 \text{ мм}$$

Максимальная деформация пружины:

$$s_3 = \frac{3,55}{0,38} = 9,23 \text{ мм}$$

Длина пружины при максимальной деформации определяется по формуле:

$$l_3 = (n_1 + 1 - n_3) \cdot d,$$

где  $n_1$  — общее число витков;

$n_3 = 2$  — число обработанных витков;

$d$  — диаметр проволоки. Тогда:

$$l_3 = (10 + 1 - 2) \cdot 0,3 = 2,7 \text{ мм}$$

Длина пружины в свободном состоянии определяется по формуле:

$$l_0 = l_3 + s_3,$$

где  $l_3$  — длина пружины при максимальной деформации;

Тогда:

$$l_0 = 2,7 + 9,23 = 11,93 \text{ мм}$$

Длина пружины при рабочей деформации определяется по формуле:

$$l_2 = l_0 - s_2,$$

где  $l_0$  — длина пружины при максимальной деформации;

$s_2$  — рабочая деформация пружины.

Тогда:

$$l_2 = 11,93 - 8,24 = 3,69 \text{ мм}$$

Шаг пружины в свободном состоянии определяется по формуле:

$$t = s'_3 + d,$$

где  $s'_3 = 1,091 \text{ мм}$  — максимальная деформация одного витка пружины согласно;

$d$  — диаметр проволоки.

Тогда:



$$t = 1,091 + 0,3 = 1,391 \text{ мм.}$$

## 10.Расчёт вида сопряжения

Выберем вид сопряжения из условия:

$$J_p \leq J_{n \min}$$

где  $J_p$  — расчётное значение бокового зазора;

$J_{n \min}$  — минимальное значение гарантированного бокового зазора для соответствующего вида сопряжения.

Расчётное значение бокового зазора определяется по формуле [1]:

$$J_p = J_n^t + J_c$$

где  $J_p$  — расчётное значение бокового зазора;

$J_n^t$  — боковой зазор, компенсирующий изменение рабочей температуре;

$J_c$  — боковой зазор, необходимый для размещения слоя смазки.

$a_{w12} = 42,5 \text{ мм}$  Температурный диапазон из условий эксплуатации УХЛ4.1

$T = +1 \dots +40 \text{ }^\circ\text{C}$

Выбор материала:

Для зубчатых колёс – сталь  $K_{тр} = 12.4 \cdot 10^{-6}$

Для корпуса – алюминий  $K_{тр} = 22.2 \cdot 10^{-6}$

При  $T = +40 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$J_{n12}^t = 0.684 \cdot 42.5 \cdot [12.4 \cdot 10^{-6} - 22.2 \cdot 10^{-6}](40^\circ - 20^\circ) = -5.7 \text{ мкм}$$

$$J_{n12}^t = -5.7 \text{ мкм}$$

При  $T = +1 \text{ }^\circ\text{C}$

$$J_{n12}^t = 0.684 \cdot 42.5 \cdot [12.4 \cdot 10^{-6} - 22.2 \cdot 10^{-6}](1^\circ - 20^\circ) = 5,4 \text{ мкм}$$

$$J_{n12}^t = 5.4 \text{ мкм}$$

Для компенсации температурного диапазона  $+1 \dots 40^\circ$ , необходим зазор

$$J_{n12}^t = 5.4 \text{ мкм}$$

Значение зазора, необходимого для размещения смазки для быстроходных передач, определяется по формуле [1]:

$$J_c = 0.01 \cdot m,$$

где  $m$  – модуль зацепления

$$J_c = 0.01 * 0.5 = 5 \text{ мкм}$$

Тогда получим расчётное значение бокового зазора:

$$J_p = 5.4 + 5 = 10,4 \text{ мкм}$$

Гарантированный боковой зазор  $j_{n \min}$ , мм

Зубчатые колеса с модулем $m < 1$ мм							
Вид сопряжения	Обозначение	Межосевое расстояние $a$ , мм					
		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125
H	$j_{n \min}$	0	0	0	0	0	0
G		6	8	9	11	13	15
F		9	11	13	16	19	22
E		15	18	21	25	30	35
D		22	27	33	39	46	54

Допуски на смещение исходного контура  $T_H$ , мкм

Назначим в соответствии с ГОСТ9178-81 вид сопряжения E.

## 11. Расчёт общей погрешности

### 11.1 Расчёт кинематической погрешности

Назначим 8 степень точности на зубчатые колёса

Допуски на погрешность профиля  $f_f$

Обозначение допуска	Модуль $m$ , мм	Степень точности		
		6	7	8
$f_f$	От 0,1 до 0,5	7	9	11
	Св. 0,5 до 1	8	10	13

Нормы кинематической точности цилиндрических передач.  
Допуски на радиальное биение зубчатого венца  $F_r$

Сте- пень точ- но- сти	Модуль $m$ , мм	Делительный диаметр $d$ , мм					
		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 85	Св. 80 до 125
		Допуски $F_r$ , мкм					
6	От 0,1 до 0,5	11	12	14	16	19	22
	Св. 0,5 до 1	15	16	18	20	22	25
7	От 0,1 до 0,5	15	18	20	22	26	30
	Св. 0,5 до 1	21	22	24	26	30	36
8	От 0,1 до 0,5	19	21	25	28	32	38
	Св. 0,5 до 1	26	28	30	34	38	45

Исходя их таблиц, подбираем значения допусков:

Допуски на кинематическую погрешность определяются по формуле:

$$F'_i = F_p + f_f$$

где  $F_p$  — допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса;

$f_f$  — допуск на погрешность профиля зуба.

$$F'_{i1} = F_p + f_f = 19 + 9 = 28 \text{ мкм}$$

Значение коэффициента фазовой компенсации. Зубчатая передача

Обозна- чение коэф- фициента фазовой компенса- ции	Отношение чисел зубьев					
	От 1,0 до 1,5	Св. 1,5 до 2,0	Св. 2,0 до 2,5	Св. 2,5 до 3,0	Св. 3,0 до 3,5	Св. 3,5 до 4,0
	Значение коэффициента фазовой компенсации					
$K$	0,98	0,85	0,83	0,93	0,97	0,96
$K_s$	0,30	0,76	0,75	0,74	0,75	0,8

Зна- чение коэффи- циента фазовой компен- сации	Отношение чисел зубьев колес					
	Св. 4,0 до 4,5	Св. 4,5 до 5,0	Св. 5,0 до 5,5	Св. 5,5 до 6,0	Св. 6,0 до 6,5	Св. 6,5
	Значение коэффициента фазовой компенсации					
$K$	0,96	0,96	0,98	0,96	0,97	0,98
$K_s$	0,90	0,87	0,85	0,88	0,94	0,99

Минимальное значение кинематической погрешности для передач 7-й степени точности определяется по формуле [1]:

$$F'_{i0min} = 0,62 \cdot K_s \cdot K_\phi \cdot (F'_{i1} + F'_{i2})$$

где  $K_s$  — коэффициент фазовой компенсации;

$K_\phi$  — коэффициент учитывающий угол поворота ведомого колеса;

$$F'_{i2} = F_p + f_f = 32 + 9 = 41 \text{ мкм}$$

$$F'_{i0\min12} = 0.71 * K_s * (F'_{i1} + F'_{i2}) * K_\varphi = 0.71 * 0.99 * (28 + 41) * 1 = 48,5 \text{ мкм}$$

$$\varphi_2 \gg 360, \text{ тогда } K_{\varphi12} = 1$$

Переведём получившиеся значения в угловые минуты.

Угловая погрешность элементарной передачи определяется по формуле:

$$\Delta\varphi_{i0} = 6,88 \cdot \frac{F'_{i0}}{d}$$

где  $F'_{i0}$  — кинематическая погрешность;

$d$  — диаметр ведомого звена.

$$\delta\varphi_{\min12} = \frac{6,88 * 48,5}{75} = 4,4'$$

Теперь найдём максимальную кинематическую погрешность.

Максимальное значение кинематической погрешности определяется по формулам:

$$F'_{i0\max} = K \cdot K_\varphi \cdot \left( \sqrt{(F'_{iш})^2 + E_{\Sigma M1}^2} + \sqrt{(F'_{iк})^2 + E_{\Sigma M2}^2} \right),$$

где  $K$  — коэффициент фазовой компенсации;

$F'_{iш}$  и  $F'_{iк}$  — допуски на кинематическую погрешность шестерни и колеса;

$K_\varphi$  — коэффициент учитывающий угол поворота ведомого колеса;

$E_{\Sigma Mш}$  и  $E_{\Sigma Mк} = 0$  — погрешности монтажа шестерни и колеса.

$$F'_{i0\max12} = K * [\sqrt{F'^2_{i1} + 0^2} + \sqrt{F'^2_{i2} + 0^2}] * K_{\varphi12} = 0.98 * (28 + 41) * 1 = 67.6 \text{ мкм}$$

Переведём получившиеся значения в угловые минуты:

$$\delta\varphi_{\max12} = \frac{6,88 * 67,6}{75} = 6,2'$$

## 11.2 Расчёт погрешности мёртвого хода

Минимальная погрешность мёртвого хода определяется по следующей формуле

$$j_{t \min} = \frac{j_{n \min}}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$$

где  $j_{n \min}$  — минимальное значение гарантированного бокового зазора соответствующей передачи;

$\alpha = 20^\circ$  — угол исходного профиля колеса;

$\beta = 0^\circ$  — угол наклона боковой стороны профиля.

$$J_{tmin12} = \frac{J_{n12}}{\cos 20} = 30 / \cos 20 = 31,9 \text{ мкм}$$

Переведём в минуты:

$$J_{\varphi_{min12}} = \frac{6,88 \cdot 31,9}{75} = 2,9'$$

Наименьшее дополнительное смещение исходного контура  $E_{Hs}$ ,  $E_{Ht}$ , мкм

Зубчатые колеса с модулем  $m < 1$  мм

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр $d$ , мм					
		Д. 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125
I	2	3	4	5	6	7	8
H	3 - 7	5	6	7	8	9	11
G	3 - 6	12	14	16	18	22	25
	7	16	18	20	22	26	28
	8	22	24	26	28	30	32
F	3 - 6	18	22	26	30	35	40
	7	22	24	28	32	36	42
	8	26	30	34	38	42	45
E	3 - 7	28	32	38	45	53	60
	8	35	40	45	50	55	63
D	3 - 7	40	55	60	70	80	90
	8	50	55	60	70	80	95

Нормы кинематической точности цилиндрических передач.  
Допуски на радиальное биение зубчатого венца  $F_r$ .

Сте- пень точ- но- сти	Модуль $m$ , мм	Делительный диаметр $d$ , мм					
		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 85	Св. 80 до 125
		Допуски $F_r$ , мкм					
6	От 0,1 до 0,5	11	12	14	16	19	22
	Св. 0,5 до 1	15	16	18	20	22	25
7	От 0,1 до 0,5	16	18	20	22	26	30
	Св. 0,5 до 1	21	22	24	26	30	36
8	От 0,1 до 0,5	19	21	25	28	32	38
	Св. 0,5 до 1	26	28	30	34	38	45

Допуски на смещение исходного контура  $T_H$ , мкм

Зубчатые колеса с модулем  $m < 1$  мм

Вид сопряжения	Вид допуска бокового зазора	Допуски на радиальное биение зубчатого венца $F_r$ , мкм					
		Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40
H	h	20	25	30	34	40	50
G	g	22	28	32	38	45	53
F	f	25	30	36	42	50	60
E, D	e	30	34	40	48	56	70

Зубчатые колеса с модулем  $m < 1$  мм

Вид сопряжения	Обозначение	Межосевое расстояние $a$ , мм					
		Д. 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125
H		$\pm 8$	$\pm 9$	$\pm 11$	$\pm 14$	$\pm 16$	$\pm 18$
G		$\pm 11$	$\pm 14$	$\pm 16$	$\pm 20$	$\pm 22$	$\pm 28$
F	$f_a$	$\pm 18$	$\pm 22$	$\pm 25$	$\pm 32$	$\pm 35$	$\pm 48$
E		$\pm 30$	$\pm 36$	$\pm 40$	$\pm 50$	$\pm 60$	$\pm 70$
D		$\pm 45$	$\pm 55$	$\pm 63$	$\pm 80$	$\pm 90$	$\pm 110$

Максимальное значение мёртвого хода определяется по формуле:

$$j_{t \max} = 0,7 \cdot (E_{HsH} + E_{HsK}) + \sqrt{0,5 \cdot (T_{HsH}^2 + T_{HsK}^2) + 2 \cdot f_a^2 + \Delta p_{сш}^2 + \Delta p_{сK}^2}$$

где  $E_{Hs}$  — наименьшее смещение исходного контура зубчатого колеса;

$T_H$  — допуск на смещение исходного контура зубчатого колеса;

$f_a$  — допуск на отклонение межосевого расстояния передачи;

$\Delta p$  — радиальный зазор в опорах зубчатого колеса.

$$J_{tmax12} = 0.7(E_{hs1} + E_{hs2}) + \sqrt{0.5(Th1^2 + Th2^2) + 2fa^2 + Gr1^2 + Gr2^2} = \\ = 0.7(35 + 56) + \sqrt{0.5 \cdot (40^2 + 70^2) + 2 \cdot 60^2 + 0 + 13^2} = 166,75 \text{ мкм}$$

Теперь переведём в угловые минуты

$$J\varphi_{max12} = \frac{6.88 \cdot 58.7}{75} = 15,3'$$

### 11.3 Расчёт погрешности упругого мёртвого хода

$$\Delta\varphi = \frac{2M_{kp} \cdot L}{G \cdot Ip}$$

где  $M_{kp}$  — крутящий момент на валу;

$l$  — длина рабочего участка вала;

$G = 8 \cdot 10^4$  МПа — модуль упругости второго рода для стали;

$J_p$  — полярный момент инерции сечения.

Полярный момент инерции определяется по формуле:

$$J_p \approx 0,1 \cdot d^4$$

где  $d$  — диаметр вала;

Произведём расчёт для всех валов:

$$J_{p2} = 0,1 \cdot 0,012^4$$

$$\Delta\varphi_{II} = \frac{2 \cdot 0,172 \cdot 0,11}{8 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \cdot 0,012^4} = 2,3 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

$$\Delta\varphi_I = 0 \text{ рад.}$$

В минутах:

$$\Delta\varphi_{II} = 2,3 \cdot 10^{-4} \cdot 180 \cdot \frac{60}{3,1416} = 0,78'$$

$$\Delta\varphi_I = 0$$

$$\Delta\varphi_{\text{умх}} = 0,78'$$

#### 11.4 Расчёт суммарной погрешности по методу минимумов максимумов

1) Суммарная кинетическая погрешность

$$\delta\varphi_{\Sigma} = \delta\varphi_{\text{max}12} = 6,2'$$

2) Суммарная погрешность мёртвого хода

$$J_{\varphi\Sigma} = 1 \cdot J_{\varphi\text{max}} = 15,3'$$

Общая погрешность положения выходного вала ЭМП определённая по методу максимумов-минимумов задаётся выражением:

$$\Delta_{\Sigma} = \delta\varphi_{\Sigma P} + \delta j_{\Sigma P} + \Delta\varphi'_{\Sigma} + \Delta\varphi^{\text{ПР}}_P$$

где  $\delta\varphi_{\Sigma P}$  — суммарная кинематическая по методу максимумов-минимумов;

$\delta j_{\Sigma P}$  — суммарная погрешность мёртвого хода по методу максимумов-минимумов;

$\Delta\varphi'_{\Sigma}$  — суммарная погрешность упругого мёртвого хода;

$\Delta\varphi^{\text{ПР}}_P$  - приведённая погрешность шага двигателя.

$$\Delta\varphi^{\text{ПР}}_P = \frac{\Delta\varphi_P}{i_0} = \frac{\Delta\varphi_P}{i_0} = \frac{5.4'}{7.5} = 0,72'$$

$$\Delta_{\Sigma} = 6.2' + 15,3' + 0.78' + 0,72' = 23'$$

#### 11.5 Погрешность передачи винт-гайка

Кинематическая погрешность:

$$F'_{i0min} = 0,62 \cdot \delta t_{\Sigma} ; \quad F'_{i0min} = 0,62 \cdot 50 = 31 \text{мкм}$$

$$F'_{i0max} = \sqrt{\delta t_{\Sigma}^2 + E_{\Sigma M}^2}; \quad F'_{i0max} = \sqrt{50^2 + 0} = 50 \text{мкм}$$

Где  $\delta t_{\Sigma}$  - накопленная погрешность шага резьбы ( $\delta t_{\Sigma} = 50 \text{ мкм}$ )

Погрешность мёртвого хода:

$$J_{tmin} = b'' \cdot tg\varphi,$$

где  $b''$  - нижнее предельное отклонение среднего диаметра винта.

Из ГОСТ 9562-81 следует, что  $b''=180\text{мкм}$

$$J_{tmin} = 180 \cdot tg5,2 = 180 \cdot tg5,2 = 16,4 \text{ мкм}$$

$$J_{tmax} = b' \cdot tg\varphi + \sqrt{((b'' - b') \cdot tg\varphi)^2 + (btg\varphi)^2 + \sigma_{\alpha 1}^2 + \sigma_{\alpha 2}^2},$$

где  $b' = 0$  - верхнее предельное отклонение среднего диаметра винта;

$b = 236\text{мкм}$  - верхнее отклонение  $D_2$  гайки;

$$J_{tmax} = 0 \cdot tg5,2 + \sqrt{((180 - 0) \cdot tg5,2)^2 + (236 \cdot tg5,2)^2 + 50^2} = 56\text{мкм}$$

Суммарная погрешность передачи винт-гайка:

$$\Delta x_{B-\Gamma} = J_{tmax} + F'_{i0max}$$

$$\Delta x_{B-\Gamma} = 56 + 50 = 106\text{мкм}$$

## 11.6 Общая погрешность

Переведем общую погрешность положения входного вала редуктора в общую погрешность положения каретки в мм:

$$\Delta x_p = \frac{P \cdot \Delta_{\Sigma}}{z \cdot 360 \cdot 60},$$

где  $P$  – шаг резьбы;

$z$  – количество заходов резьбы;

$\Delta_{\Sigma}$  - общая погрешность положения выходного вала в минутах

$$\Delta x_p = \frac{3 \cdot 23}{1 \cdot 360 \cdot 60} = 3,1\text{мкм}$$

Общая погрешность положения каретки:

$$\Delta x_{\Sigma} = \Delta x_p + \Delta x_{B-\Gamma}$$



$$\Delta x_{\Sigma} = 3,1 \text{ мкм} + 106 \text{ мкм} = 109,1 \text{ мкм}$$

## 12. Проверочный силовой расчёт

1) Найдём уточнённое значение КПД передач

Уточнённые значения КПД цилиндрической зубчатой передачи рассчитаем по формуле:

$$\eta_{\text{пер}}^* = 1 - \frac{\pi f C \varepsilon_v}{2} \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right)$$

$f$  – коэффициент трения

$\varepsilon_v$  – коэффициент перекрытия,  $\varepsilon_v = 1,5$  (для приборостроения)

$C$  – коэффициент нагрузки

$$C = \frac{F + 2.92}{F + 0.174}$$

где  $F = \frac{2M}{d}$  – окружная сила, действующая на зубчатое колесо.

Если  $F \geq 30 \text{ Н}$ , то  $C = 1$

Произведём расчёт:

$$F = \frac{2 \cdot M_{II}}{d_2} = \frac{2 \cdot 152}{75} = 4,6 \text{ Н} \Rightarrow c = \frac{4,6 + 2.92}{4,6 + 0.174} = 1,58$$

$$\eta^* = 1 - \pi \cdot f \cdot \varepsilon_v \cdot c \cdot 0.5 \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right)$$

$$\eta_{12}^* = 1 - \pi \cdot 0.06 \cdot 1.5 \cdot 1.58 \cdot 0.5 \cdot \left( \frac{1}{20} + \frac{1}{150} \right) = 0.987$$

2) Найдём моменты инерций зубчатых колёс

$$J_2 = \frac{\pi \cdot b_2 \cdot \rho \cdot d_2^4 \cdot 10^{-12}}{32} = \frac{\pi \cdot 5 \cdot 7.8 \cdot 75^4 \cdot 10^{-12}}{32} = 1,33 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_1 = \frac{\pi \cdot b_1 \cdot \rho \cdot d_1^4 \cdot 10^{-12}}{32} = \frac{\pi \cdot 5.5 \cdot 7.8 \cdot 10^4 \cdot 10^{-12}}{32} = 3,83 \cdot 10^{-8} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

3) Очевидно, что угловое ускорение имеет переменное значение по времени. Предположим, что максимальное значение угловое ускорение будет принимать в момент пуска двигателя.

Значение углового ускорения рассчитывается по формуле:

$$\varepsilon = \frac{M_{\text{ш.д.}} - M_{\text{ст.пр}}}{J_{\text{пр}}^*},$$

где  $M_{\text{ш.д.}} = 0,07 \text{ Н} \cdot \text{м}$  – момент шагового двигателя;

$M_{\text{с.пр}}^*$  - приведённый уточнённый статический момент;

$J_{\text{пр}}^*$  - приведённый момент инерции редуктора.

$$M_{\text{с.пр}}^* = \frac{M_{\text{н}}}{i_0 * \eta_{\text{пер}}^* * \eta_{\text{подш}}}$$

$$\eta_{\text{пер}}^* = 0.987$$

$$M_{\text{с.пр}}^* = \frac{0,152 \cdot 10^3}{7,5 \cdot 0.987 \cdot 0,99} = 20,63 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$J_{\text{пр}}^* = J_p + J_{\Sigma 1} + J_{\Sigma 2} \frac{J_2 + J_{\text{н}}}{i_{12}^2}$$

где  $J_p$ —момент инерции ротора,  $J_{\Sigma i}$ — суммарный момент инерции на валу двигателя.

$$J_{\Sigma 1} = J_1 = 3,83 \cdot 10^{-8} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{\Sigma 2} = \frac{J_2 + J_{\text{муфты}} + J_{\text{н}}}{i_{12}^2}$$

Где  $J_{\text{н}}$  – момент инерции нагрузки,  $J_{\text{муфты}}$  – момент инерции муфты

$$J_{\text{н}} = \frac{m \cdot p \cdot z \cdot v}{2 \cdot \pi},$$

Где  $m=0,15 \text{ кг}$  – масса каретки;

$p$  – шаг резьбы:

$z$  – число витков резьбы в каретке;

$v$  – скорость движения каретки:

$$J_{\text{н}} = \frac{0,150 \cdot 0,003 \cdot 5 \cdot 0,012}{2 \cdot \pi} = 8.7 \cdot 10^{-7} \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

Момент инерции муфты примем равным моменту инерции зубчатого колеса, умноженному на коэффициент  $k$ . Выберем  $k = 2$

$$J_{\text{муфты}} = J_2 \cdot k = 2,66 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$\begin{aligned} J_{\text{пр}}^* &= 11 \cdot 10^{-7} + 3,83 \cdot 10^{-8} + \frac{3 \cdot 1,33 \cdot 10^{-4} + 8,7 \cdot 10^{-7}}{7,5^2} \\ &= 7,1 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned}$$

$$\varepsilon = \frac{0,07 - 0,02063}{7,1 \cdot 10^{-6}} = 6,9 \cdot 10^3 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$$

Уточнённый динамический приведённый момент рассчитывается по формуле:

$$M_{\text{д.пр.}}^* = J_{\text{пр}}^* \cdot \varepsilon$$

$$M_{\text{д.пр.}}^* = 7,1 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \cdot 6,9 \cdot 10^3 = 0,04937 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Проверим условие:

$$M_{\text{ш.д.}} \geq M_{\text{с.пр}}^* + M_{\text{д.пр.}}^*,$$

$$70 \text{ Н} \cdot \text{мм} \geq 20,63 \text{ Н} \cdot \text{мм} + 49,37 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$70 \text{ Н} \cdot \text{мм} \geq 70 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Условие выполняется.

Значения уточнённых моментов на каждом валу:

$$\varepsilon_2 = \frac{\varepsilon}{i_0}; \quad \varepsilon_2 = \frac{6,9 \cdot 10^3}{7,5} = 9,2 \cdot 10^2 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$$

$$M_{II}^* = \frac{(M_{\text{H}} + J_{\text{H}} \cdot \varepsilon_2)}{\eta_{\text{подш}}} + \varepsilon_2 \cdot (J_2 + J_{\text{муфты}}),$$

$$M_{II}^* = \frac{0,152 + 8,7 \cdot 10^{-7} \cdot 9,2 \cdot 10^2}{0,99} + 9,2 \cdot 10^2 \cdot 3 \cdot 1,33 \cdot 10^{-4} = 0,52 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_I^* = \frac{M_{II}^*}{i_{12} \cdot \eta_{12}^* \cdot \eta_{\text{подш}}} + \varepsilon \cdot (J_1 + J_{\text{р}})$$

$$M_I^* = \frac{M_{II}^*}{7,5 \cdot 0,987 \cdot 0,99} + 9,2 \cdot 10^2 \cdot (11 \cdot 10^{-7} + 3,83 \cdot 10^{-8}) = 0,07 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{II} = 0.172 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad M_{II\Sigma}^* = 0.52 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_I = 0.026 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad M_{I\Sigma}^* = 0.070 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Вывод: видно, что полученные значения не совпадают со значениями в проектном расчёте, поэтому нужно проверить полученные значения модуля зубчатых колёс, диаметров валов и провести проектный расчёт муфты с новыми значениями моментов. Выбранный в проектном расчёте двигатель FL28STH51-0956A подходит.

### 13. Проверка значения модуля зубчатых колёс и диаметров валов.

модули зацепления цилиндрических передач будут равны:

$$m_{12} = 1.4 \cdot \sqrt[3]{\frac{0.52 \text{ Н} \cdot \text{мм} \cdot 3.73 \cdot 1.1}{150 \cdot 10 \cdot 100 \text{ МПа}}} = 0.39 \text{ мм}$$

Выбранный нами  $m = 0,5 \text{ мм}$ , значит значение модуля зубчатых колёс менять не нужно.

Для изготовления вала выберем сталь 45 с  $\sigma_{-1} = 412 \text{ МПа}$  и коэффициент запаса  $n=2$ .

$$d_I \geq \sqrt[3]{\frac{0.07 \text{ Н} \cdot \text{м}}{0.2 \cdot 115 \text{ МПа}}} = 1.4 \text{ мм}$$

$$d_{II} \geq \sqrt[3]{\frac{0.52 \text{ Н} \cdot \text{м}}{0.2 \cdot 115 \text{ МПа}}} = 2,8 \text{ мм}$$

Выбранные диаметры валов также изменять не нужно.

#### Пересчёт муфты

Предохранительный момент фрикционной муфты рассчитывается по следующей формуле:

$$M_{\text{пр}}^M = k \cdot M_{II},$$

где  $k$  – коэффициент запаса ( $k = 1,1$ )

$$M_{\text{пр}}^M = 1,1 \cdot 0,52 = 0,224 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

С другой стороны:

$$M_{\text{пр}}^{\text{м}} = M_{\text{тр}},$$

где  $M_{\text{тр}}$  – момент трения, рассчитывающийся по формуле:

$$M_{\text{тр}} = f_{\text{тр}} \cdot F_2 \cdot R_{\text{пр}},$$

где  $f$  – коэффициент трения в фрикционной паре (0,8 для пары сталь-металлокерамика без смазки [3]);

$F_2$  – сила прижатия пружины;

$$R_{\text{пр}} = \frac{1}{3} \cdot \frac{d^3 - d_0^3}{d^2 - d_0^2},$$

где  $d$  – внешний диаметр фрикционного диска: (71 мм);

$$d = (3 \dots 6) d_{\text{вала}}$$

$d_0$  – внутренний диаметр фрикционного диска (12 мм).

$$R_{\text{пр}} = \frac{1}{3} \cdot \frac{71^3 - 16^3}{71^2 - 16^2} = 24.24 \text{ мм}$$

Исходя из условий эксплуатации, выберем пружины II класса и 2 разряда. Их описывает ГОСТ 13771-86.

$$F_2 = \frac{1}{n} \frac{M_{\text{пр}}}{f_{\text{тр}} \cdot R_{\text{пр}} \cdot 10^{-3}} = \frac{1}{4} \frac{0,224}{0,8 \cdot 24.24 \cdot 10^{-3}} = 4,83 \text{ Н}$$

Где  $n$  – число пружин(4).

Сила пружины при максимальной деформации определяется соотношением:

$$F_3 = \frac{F_2}{1 - \delta},$$

где  $F_2$  — сила пружины при рабочей деформации;

$\delta = 0,05 \dots 0,25$  — относительный инерционный зазор пружины сжатия для пружин сжатия I и II классов.

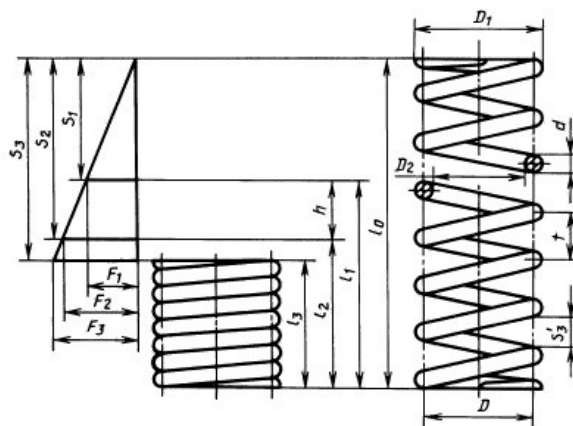
Тогда:

$$F_3 = \frac{4,83}{1 - 0,05} \dots \frac{4,83}{1 - 0,25} = 5 \dots 6,4$$

Найдём по ГОСТ 13771-86 подходящий виток.

Таблица 9. Основные параметры витка пружины

Из ГОСТ 13771-86 выберем подходящий виток по $F_{oc}$ : Виток №87				
$F_{oc}, Н$	$d, мм$	$D, мм$	$C_1, Н/м$	$S'_3, мм$
5,60	0,36	3,4	5,876	0,954



Средний диаметр пружины определяется соотношением:

$$D = D_1 - d,$$

где  $D_1$  — наружный диаметр пружины;

$d$  — диаметр проволоки.

Отсюда:  $D = 3,4 - 0,36 = 3,04 \text{ мм}$

Индекс пружины определяется соотношением:

$$i = \frac{D}{d},$$

где  $D$  — средний диаметр пружины;

$d$  — диаметр проволоки.

Отсюда:

$$i = \frac{3,04}{0,36} = 8,44$$

Выберем рабочий ход  $h = 8$  мм.

Тогда определим жёсткость пружины  $c$ :

$$c = \frac{F_2 - F_1}{h} = \frac{5,6 - 0}{8} = 0,7 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Рабочее число витков пружины ищем:

$$n = \frac{c_1}{c} = \frac{5,876}{0,7} = 8,39 \approx 8,5$$

Уточнённая жёсткость пружины  $c^*$ :

$$c^* = \frac{c_1}{n} = \frac{5,876}{8,5} = 0,69 \text{ Н/мм}$$

Пусть опорных витков  $n_2 = 1,5$ . Общее число витков определяется соотношением:

$$n_1 = n + n_2,$$

$$n_1 = 8,5 + 1,5 = 10$$

Деформация пружины определяется соотношением:

$$s = \frac{F_2}{c},$$

Тогда предварительная деформация пружины:

$$s_1 = \frac{0}{0,69} = 0$$

Рабочая деформация пружины:

$$s_2 = \frac{5,09}{0,69} = 7,36 \text{ мм}$$

Максимальная деформация пружины:

$$s_3 = \frac{5,60}{0,69} = 8,10 \text{ мм}$$

Длина пружины при максимальной деформации определяется по формуле:

$$l_3 = (n_1 + 1 - n_3) \cdot d,$$

где  $n_1$  — общее число витков;

$n_3 = 2$  — число обработанных витков;

$d$  — диаметр проволоки. Тогда:

$$l_3 = (10 + 1 - 2) \cdot 0,36 = 3,24 \text{ мм}$$

Длина пружины в свободном состоянии определяется по формуле:

$$l_0 = l_3 + s_3,$$

где  $l_3$  — длина пружины при максимальной деформации;

Тогда:

$$l_0 = 3,24 + 8,10 = 11,34 \text{ мм}$$

Длина пружины при рабочей деформации определяется по формуле:

$$l_2 = l_0 - s_2,$$

где  $l_0$  — длина пружины при максимальной деформации;

$s_2$  — рабочая деформация пружины.

Тогда:

$$l_2 = 11,34 - 7,36 = 3,99 \text{ мм}$$



Шаг пружины в свободном состоянии определяется по формуле:

$$t = s'_3 + d,$$

где  $s'_3 = 0,954$  мм — максимальная деформация одного витка пружины согласно;

$d$  — диаметр проволоки.

Тогда:

$$t = 0,954 + 0,36 = 1,314 \text{ мм.}$$

#### 14.Проверочный расчёт на перегрузки

Расчет производится по следующим формулам:

$$\sigma_F \cdot K_{\Pi} \leq [\sigma_{изг}]_{max}$$

$$K_{\Pi} = \frac{M_{пуск}}{M_{I\Sigma}}$$

$$[\sigma_{изг}]_{max} \approx 0,8 \cdot \sigma_T$$

$$\sigma_{изг} = \frac{2 \cdot M \cdot Y_F \cdot K}{z \cdot \psi_m \cdot m^3}$$

Для стали 45:  $\sigma_T = 355$  МПа,  $[\sigma_{изг}]_{max} \approx 0,8 \cdot 355 = 284$  - у шестерней

Для стали 35:  $\sigma_T = 315$  МПа,  $[\sigma_{изг}]_{max} \approx 0,8 \cdot 315 = 252$  - у колёс

$$K_{\Pi} = \frac{M_{\Pi}}{M_{I\Sigma}} = \frac{0.070}{0.070} = 1$$

$$K_{\Pi} \cdot \sigma_p \leq [\sigma_{изг}]_{max} \approx 0,8 \cdot \sigma_T$$

$$K_{\Pi} \cdot \sigma_{p1} = 1 \cdot \frac{2 \cdot 39 \cdot 4.15 \cdot 1.4}{20 \cdot 10 \cdot 0.9^3} = 31 \text{ МПа}$$

$$K_{\Pi} \cdot \sigma_{p2} = 1 \cdot \frac{2 \cdot 258 \cdot 3.73 \cdot 1.4}{88 \cdot 10 \cdot 0.9^3} = 19 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{K \cdot M_2 \cdot (1 + i_{12})^2}{d_2 \cdot b \cdot a_\omega \cdot i_{12}}}$$

Где  $z_H = 1,77$  – коэффициент, учитывающий форму соприкасающихся поверхностей

$z_M$  - коэффициент, учитывающий механические свойства материала

$z_\xi = 0,9$  – коэффициент, учитывающий влияние торцевого перекрытия.

$$\sqrt{K} \cdot \sigma_H \leq [\sigma_H]_{max}$$

$$[\sigma_H]_{max} \approx 2.8 \cdot \sigma_T = 2.8 \cdot 315 = 882 \text{ МПа}$$

$$\begin{aligned} \sqrt{K} \cdot \sigma_{H12} &= \sqrt{1} \cdot 190 \cdot 1.77 \cdot 0.9 \sqrt{\frac{1.4 \cdot 258 \cdot (1 + 7.5)^2}{75 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 42.5 \cdot 10^{-3} \cdot 7.5}} \\ &= 496 \text{ МПа} \end{aligned}$$

$$K_\Pi \cdot \sigma_{p1} < 284 \text{ МПа}$$

$$K_\Pi \cdot \sigma_{p2} < 252 \text{ МПа}$$

$$\sqrt{K} \cdot \sigma_{H12} < 882 \text{ МПа}$$

Вывод: выбранные материалы проходят данный расчёт, значит ничего менять в конструкции не надо.

## 15. Проверочный расчёт резьбы при срезе

Расчёт ведётся по формуле:

$$\tau_{кр} \leq [\tau_{кр}] = 0.2 \cdot \sigma_B$$

Для стали 45, из которой сделан винт,  $\sigma_B = 840 \text{ МПа}$

$$[\tau_{кр}] = 730 \cdot 0.2 = 168 \text{ МПа}$$

$$\tau_{кр} = \frac{F_{\alpha}}{\pi * d_3 * z * b}$$

Где  $F_{\alpha}$  – осевая сила ( $F_{\alpha} = 150\text{Н}$ );

$d_3$ - внутренний диаметр резьбы ( $d_3 = 8,5$ );

$z$  – число витков резьбы в каретке ( $z = 5$ );

$b$  – толщина витка резьбы при основании резьбы ( $b = 0.644 * p = 0.644 * 0.003 = 0.002$ ).

$$\tau_{кр} = \frac{150}{\pi * 0.0085 * 5 * 0.002} = 0.56\text{МПа}$$

Условие  $\tau_{кр} \leq [\tau_{кр}]$  выполняется, значит расчёт пройден. В других проверочных расчётах нет надобности так как винт спроектирован так, чтобы заведомо их пройти.

## 15. Проверочный расчёт пружины на прочность

Расчёт ведётся по формуле:

$$\tau_3 \leq [\tau_3]$$

$$\tau_3 = K \frac{8 * F_3 * D}{\pi * d^3}$$

Где  $K = \frac{4*i-1}{4*i-4} - \frac{0.65}{i}$  – коэффициент, учитывающий кривизну витков пружины ( $i = 9,67$ ).

$$K = \frac{4 * 9.67 - 1}{4 * 9.67 - 4} - \frac{0.65}{9.67} = 1.02$$

$$\tau_3 = K \frac{8 * 3.55 * 2.9}{\pi * 0.3^3} = 790 \text{ Н/мм}^2$$

$$\tau_3 \leq [\tau_3]$$

По ГОСТ 9389-75 для проволоки с  $d = 0.3\text{мм}$   $R_m = 3040 \text{ Н/мм}^2$

Согласно ГОСТ 13764-86 для пружин II класса

$$[\tau_3] = 0.52 R_m = 1580 \text{ Н/мм}^2$$

Условие  $\tau_3 \leq [\tau_3]$  выполняется, значит выбранный упругий элемент проходит этот расчёт. Вносить изменения в конструкция нет необходимости.

## 17. Проверочный расчёт вала.

Проведём расчёт в САПР системе SolidWorks.

Выберем материал

Материал

> SolidWorks DIN Materials

> solidworks materials

> Sustainability Extras

> Настроенный пользователем материал

> Настроенный пользователем материал

> Пластмасса

> Сталь

Сталь 40 ГОСТ 1050-2013

Сталь 45 ГОСТ 1050-2013

Свойства

Таблицы и кривые

Внешний вид

Штриховка

Настройка

Данные программ

Свойства материала

Материалы в библиотеке по умолчанию не могут редактироваться. Необходимо скопировать материал в настроенную пользователем библиотеку и затем его отредактировать.

Тип модели: 

Линейный упругий изотр

Единицы измерения: 

СИ - Н/м^2 (Па)

Категория: 

Сталь

Имя: 

Сталь 45 ГОСТ 1050-2013

Критерий разрушения по умолчанию: 

Максимальное напряжение

Описание: 

Сталь 45 прокат

Источник: 

ГОСТ 1050-2013

Sustainability: 

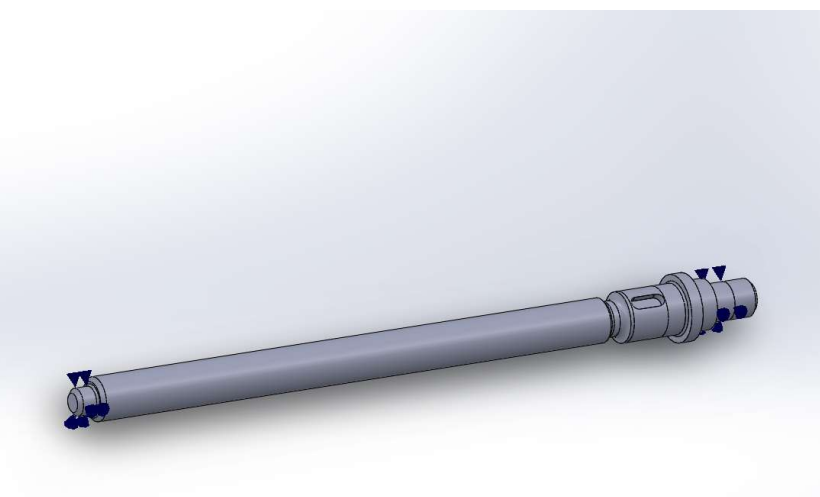
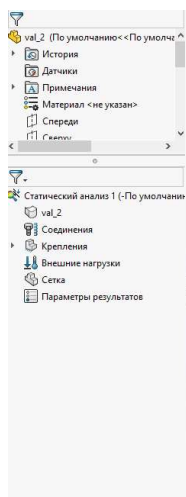
Не определено

Выбрать...

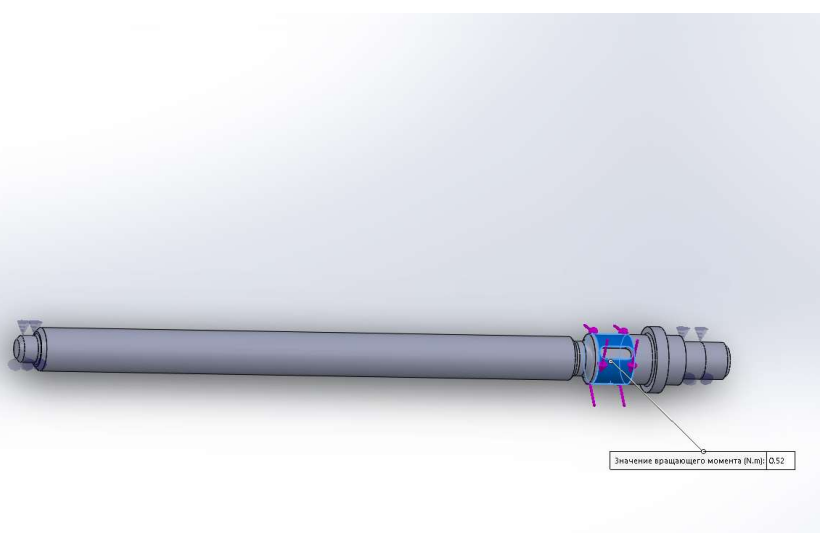
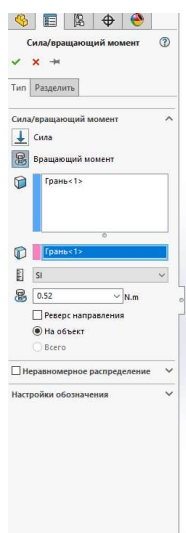
Свойство	Значение	Единицы измерения
Модуль упругости	20000000000	Н/м^2
Коэффициент Пуассона	0.394	Не применимо
Модуль сдвига	78000000000	Н/м^2
Массовая плотность	7595	кг/м^3
Предел прочности при растяжении	590000000	Н/м^2
Предел прочности при сжатии	375000000	Н/м^2
Предел текучести		Н/м^2
Коэффициент теплового расширения		/K
Теплопроводность	0.2256	W/(m-K)

Нажмите [здесь](#) для использования

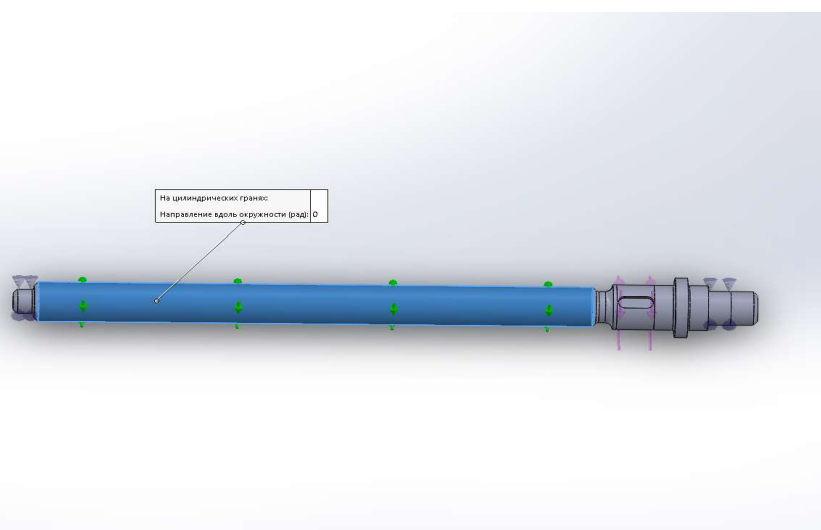
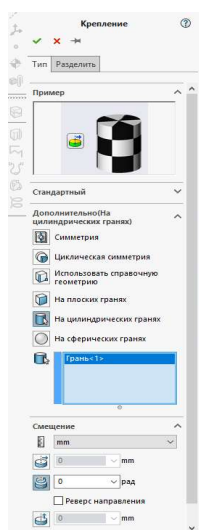
Настроим крепления – поставим подшипники на цапфы.



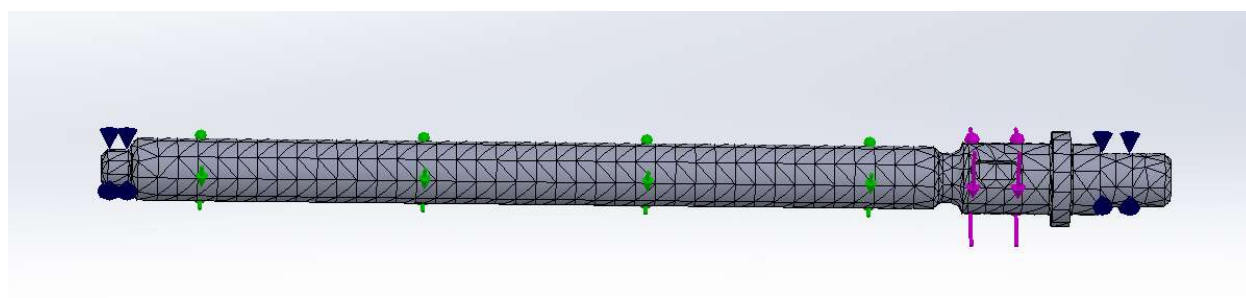
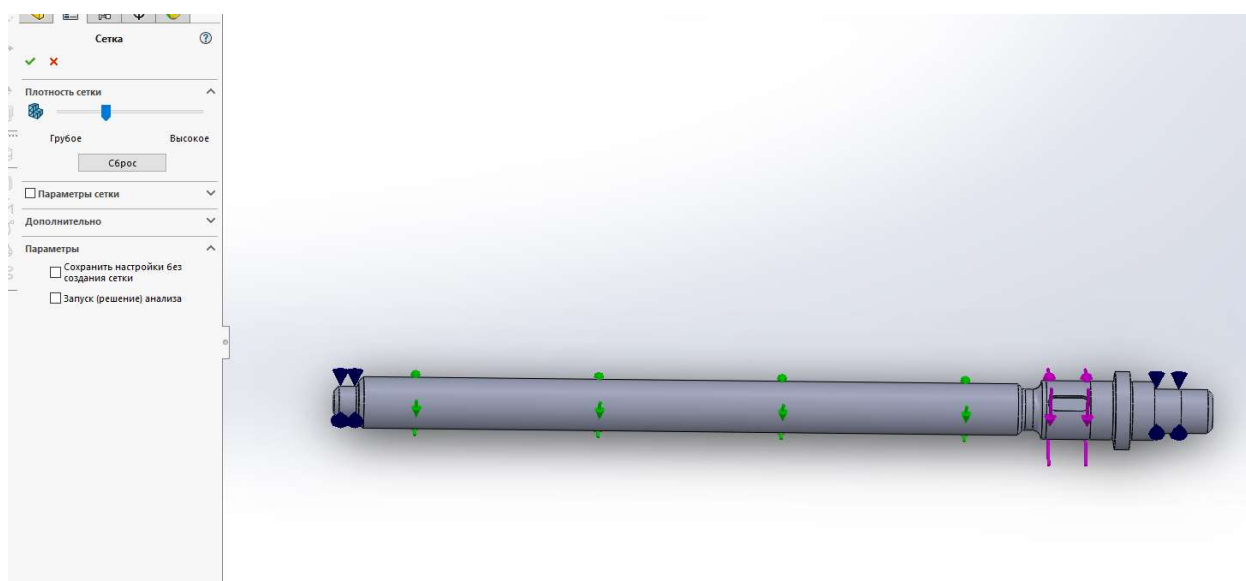
Нагрузим участок вала со шпонкой моментом  $M_{II\Sigma}^* = 0.52 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .



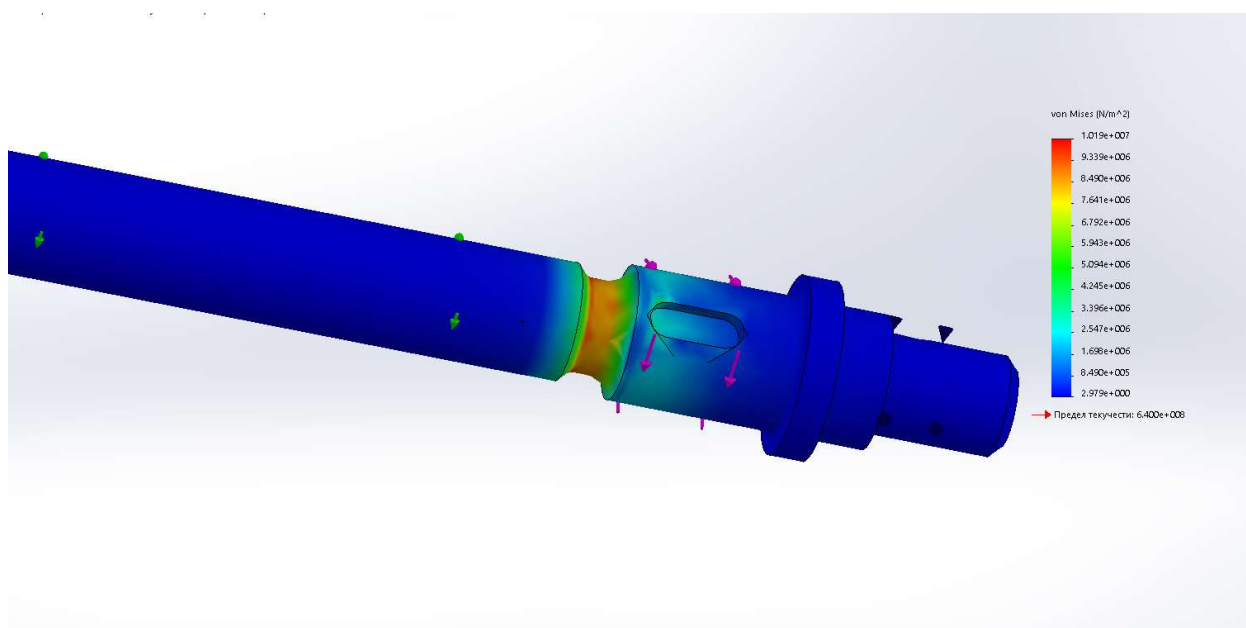
Зафиксируем положение участка, на котором есть гайка.



Создадим сетку

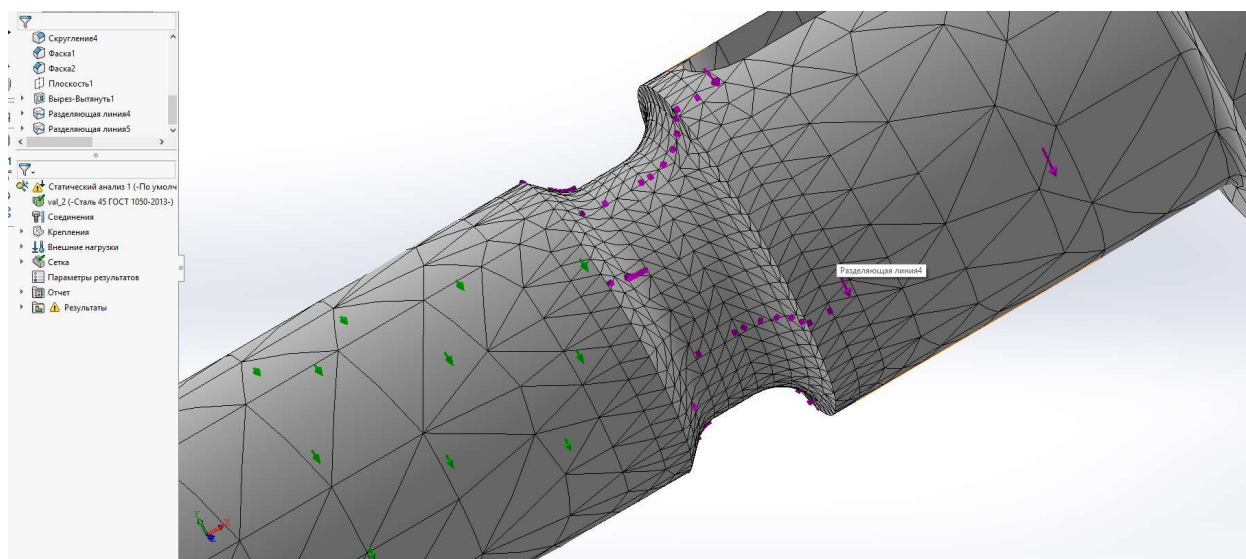
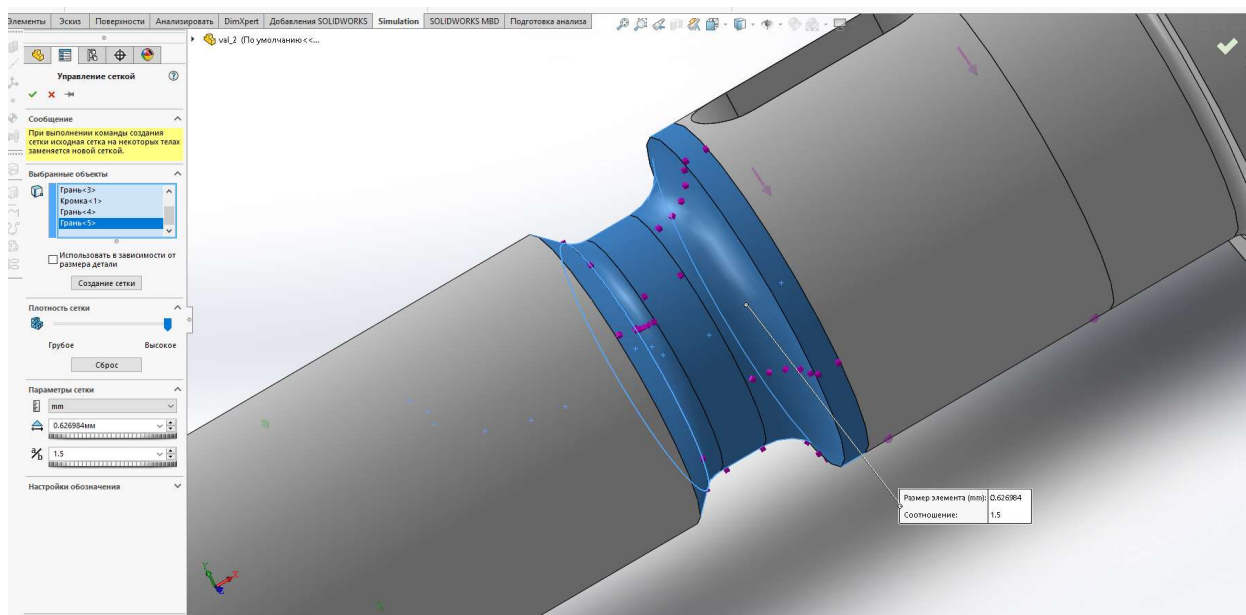


Запустим симуляцию.

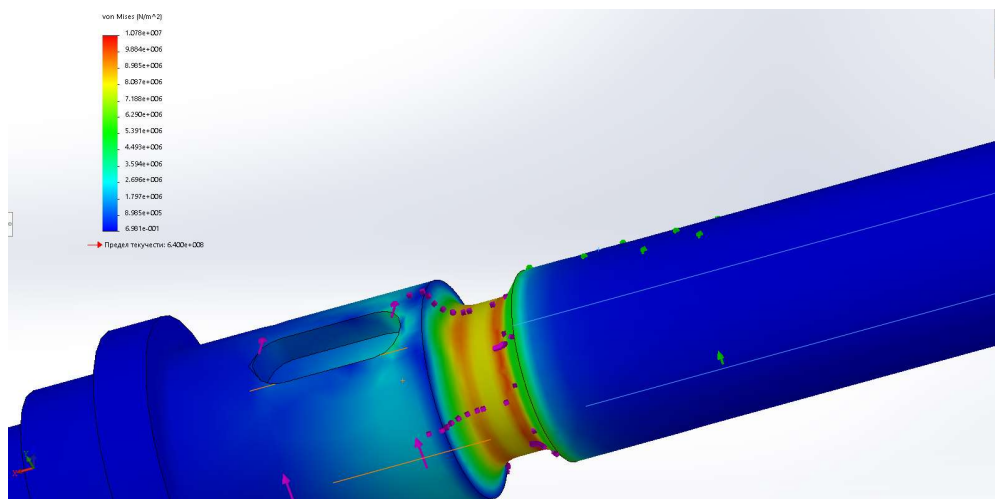


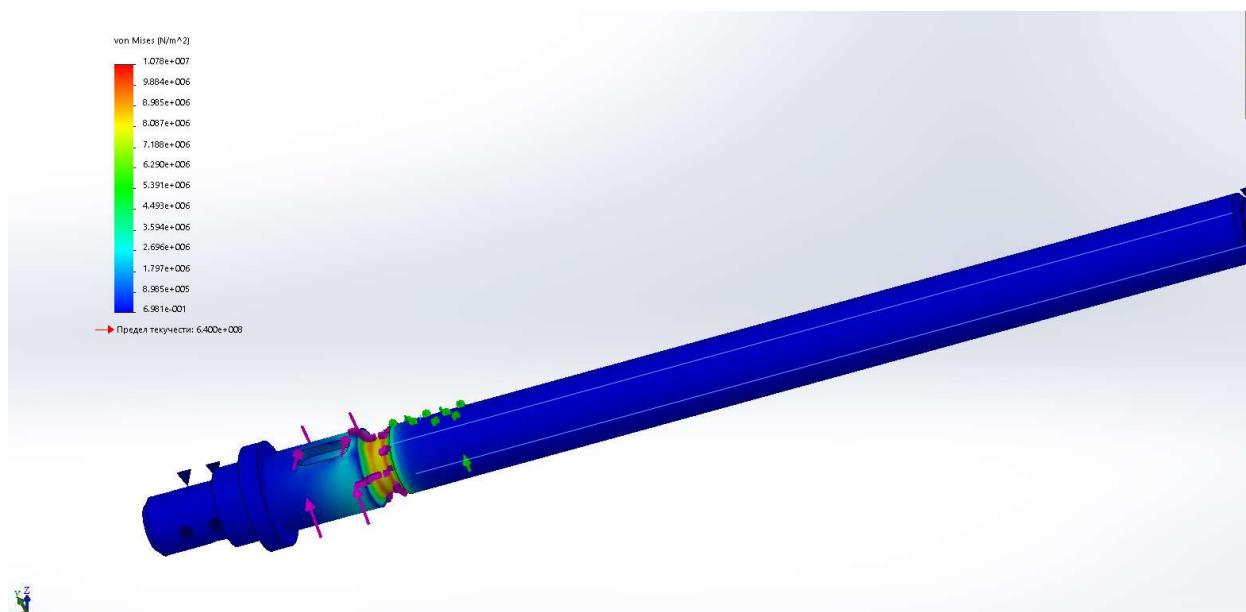
Видно, что опасное сечение находится в проточке, где начинается резьба.

Увеличим в этом месте сетку



Запустим ещё раз симуляцию





Вывод: максимальное напряжение  $\sigma_{max} = 1.2 \text{ МПа}$ , а  $\sigma_{0.2} = 640 \text{ МПа}$ .

Следовательно вал удовлетворяет условиям прочности с большим запасом.

### 18. Расчёт опор качения по динамической грузоподъёмности.

Рассчитаем значения радиальной и осевой силы:

$$F_{\text{окр}} = \frac{M_{II}^*}{75/2} = \frac{520}{37,5} = 13,87 \text{ Н}$$

$$F_r = \frac{F_{\text{окр}} * \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 5,07 \text{ Н}$$

$$F_{\text{ос}} = F_{\text{окр}} * \operatorname{tg} \beta = 0 \text{ Н}$$

Расчёт будем проводить для подшипника 1000097, так как его динамическая грузоподъёмность меньше, чем у подшипника 1000099.

Параметры подшипника 1000097 : внутренний диаметр – 7 мм, наружный диаметр – 17 мм, высота – 5 мм, масса – 0,005 кг, грузоподъёмность статическая — 770 Н, грузоподъёмность динамическая - 2020 Н.



$$C_r = 2020 \text{ Н}$$

Из паспорта.

Динамическая радиальная эквивалентная нагрузка подшипников рассчитывается по формуле:

$$P_r = X * F_r + Y * F_{oc}$$

$X = 1$ ,  $Y = 0$  ГОСТ 18855 – 2013

$$P_r = 5,07 \text{ Н}$$

Поскольку  $P_r < C_r$  то, номинальный ресурс вычисляем по формуле:

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^3 = 66 \text{ млн. оборотов}$$

Переведём в часы:

$$L_{10}^{\text{ч}} = \frac{L_{10} * 2\pi * 10^6}{\omega * 3600}$$


Где  $\omega$  – частота вращения вала, на котором установлен подшипник. (В данном случае  $\omega = \omega_{\text{н}} = 25 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ )

$$L_{10}^{\text{ч}} = \frac{66 * 2\pi * 10^6}{25 * 3600} = 4600 \text{ ч.}$$

Расчётный ресурс подшипника больше чем заявленный срок службы привода (400 часов), а значит подшипник выбран верно.

## Приложения

### ЛИР-119А

Носитель	Стеклянный растровый лимб с одной референтной меткой
Особенность конструкции	Цельный вал
Масса (без кабеля)	~0,03 кг
Диаметр вала	4 мм
Допустимая радиальная нагрузка на вал	≤3 Н
Допустимая осевая нагрузка на вал	≤3 Н
Момент трогания ротора	≤ 5x10 <sup>-4</sup> Нм
Момент инерции ротора	4x10 <sup>-8</sup> кг·м²
Интервал рабочих температур	0...+70°C -40...+85°C
Максимальное ударное ускорение при t = 11 мс	≤ 300 м/с²
Максимальная скорость вращения	10000 об/мин
Степень защиты от внешних воздействий	IP50
Вибрационное ускорение (от 55 до 2000 Гц)	≤ 100 м/с²
Вид выходного сигнала	ПИ TTL
Пределы допускаемой основной абсолютной погрешности	7 класс (±75°) 8 класс (±150°)
Количество штрихов на измерительном лимбе	900
Коэффициент интерполяции	1
Ток потребления	≤ 100 мА
Напряжение питания	+5 В
Вариант исполнения	
Длина кабеля	0,5 метра 1 метр
Кабельное окончание	IDC-10G



# 微动开关

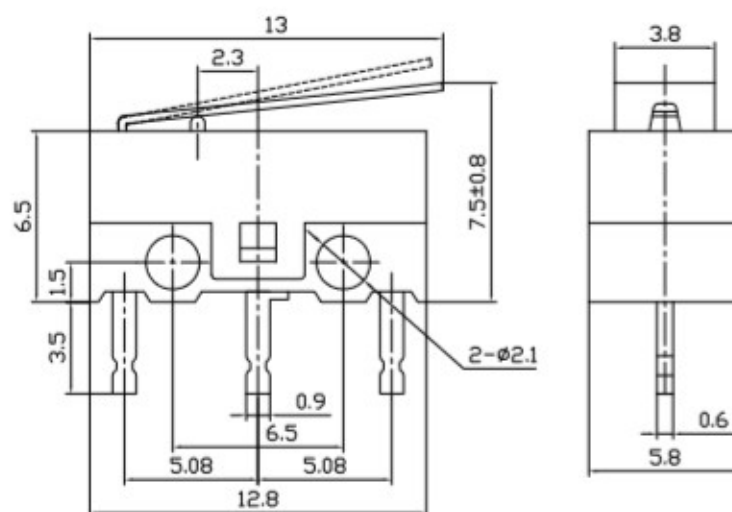
## Micro Switches

型号(TYPE): MSW-22

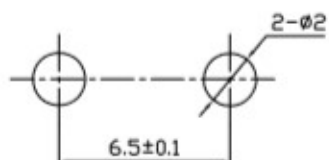
### 技术特性 (Specification)

1. 规格 (Rating): 1A 125/250V AC
2. 接触电阻 (Contact R):  $30\text{m}\Omega$  max
3. 绝缘电阻 (Insulation R): 250V DC  $100\text{M}\Omega$  min
4. 耐电压 (Dielectric Strength): 1 Minute 1000V AC
5. 环境温度 (Ambient Temperature):  $-25^{\circ}\text{C} \sim +65^{\circ}\text{C}$
6. 电气寿命 (Electrical Life): 30,000 Cycles

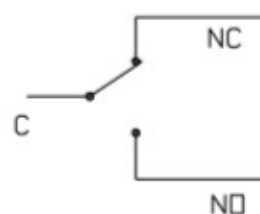
### 外型图 (Outline Drawing)



### 安装尺寸 (Mounting)



### 电路图 (Circuitry)



## Список литературы.

1. Кокорев Ю.А., Жаров В.А., Торгов А.М. Расчет электромеханического привода. Изд-во МГТУ, 1995, 132 с.
2. Расчет деталей машин на ЭВМ. Под ред. Решетова Д.Н. Высш. Школа, 1985.
3. И.С. Потапцев, А.А. Буцев, Е.В.Матвеев Расчет и конструирование элементов приборных устройств Конструирование приборных муфт. Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2001
4. Коваленко А.П., Буцев А.А., Выбор исполнительных электродвигателей приборных устройств. МВТУ, 1981.
5. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование. Под ред. Тищенко О.Ф. Высш. Школа. 1982, ч.1, ч.2.
6. Пивораров В.Н., Шевцов Ю.А., Жаров В.А. Применение ЭВМ в курсовом проекте. МВТУ, 1985.
7. Торгов А.М. Оптимизация передаточных отношений многоступенчатых передач с применением решения на ЭВМ, М. МГТУ, 1989, 36с.
8. Расчет деталей машин на ЭВМ. Под ред. Решетова Д.Н. Высш. Школа, 1985.
9. Дружинин Ю.А., Зубов В.А., Лавров В.Ю. Проектирование механизмов приборов и вычислительных систем с применением ЭВМ. М. Высш. Школа, 1988. 160с

