



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

ФАКУЛЬТЕТ _____

КАФЕДРА _____

РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

НА ТЕМУ:

Студент _____
(Группа)

(Подпись, дата)

(И.О.Фамилия)

Руководитель курсового проекта

(Подпись, дата)

(И.О.Фамилия)

Консультант

(Подпись, дата)

(И.О.Фамилия)

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

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой _____
(Индекс)

(И.О.Фамилия)
« ____ » _____ 20 ____ г.

З А Д А Н И Е на выполнение курсового проекта

по дисциплине _____

Студент группы _____

(Фамилия, имя, отчество)

Тема курсового проекта _____

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

Источник тематики (кафедра, предприятие, НИР) _____

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

Задание _____

Оформление курсового проекта:

Расчетно-пояснительная записка на _____ листах формата А4.

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

Дата выдачи задания « ____ » _____ 20 ____ г.

Руководитель курсового проекта

(Подпись, дата)

(И.О.Фамилия)

Студент

(Подпись, дата)

(И.О.Фамилия)

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

ЗАДАНИЕ № 3

Тема проекта: следящий привод возвратно-поступательного движения

Техническое задание: разработать конструкцию следящего привода возвратно-поступательного движения по предложенной схеме в соответствии с заданным вариантом.

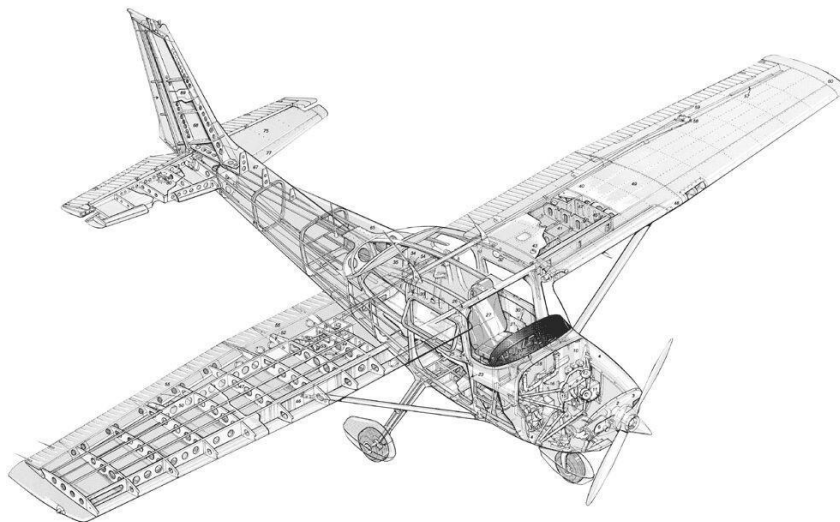
Основные исходные данные:

№ варианта	34
Параметры	
Статическая сила на выходном звене F , Н	16
Скорость движения выходного звена, V , м/с	0,020
Перемещаемая масса m , кг	10
Ускорение движения выходного звена a , м/с ²	6
Диаметр делительной окружности колеса реечной передачи d , мм	40
Рабочий ход выходного звена S , мм	80
Критерий проектирования	Min габаритов
Тип предохранительной муфты	фрикционная
Тип электродвигателя	По согласованию с преподавателем
Вид крепления к основному изделию	По указанию преподавателя
Вывод выходного звена (рейки)	По указанию преподавателя (со стороны двигателя или противоположной)
Вид выходного конца рейки	По указанию преподавателя (со шпонкой и резьбой, под штифт или др.)
Условия эксплуатации	УХЛ 4.1
Степень защиты	IP44

1 Выбор и основание конструкции

В системе управления закрылками легкомоторного самолета "Cessna 172" применяется следящий привод, обеспечивающий возвратно-поступательное движение. Этот механизм управления активируется электроприводом, который установлен в правом крыле воздушного судна. За регулировку угла закрылков отвечает переключатель на приборной панели в кабине, который позволяет адаптировать положение закрылков в зависимости от текущей воздушной скорости.

Хотя в предложенном проекте используется конструкция с шаговым двигателем, которая не является типичной для данной системы, на практике на производстве такой привод подключается непосредственно к проводке генератора и системе управления самолета, обеспечивая надежное функционирование механизм



Расчетная часть

2.Подбор двигателя

Расчет ЭД для привода с одним выходом проводят по следующей формуле:

$$P_{расч} = \frac{M \cdot \omega_{нагр}}{\eta_1 \cdot \eta_2} \cdot \xi \leq P_{эд}$$

Где М- момент нагрузки;

$\omega_{нагр}$ - угловая скорость вращения выходного вала

$\eta_1 = 0,6$ -КПД всего передаточного механизма привода.

$\eta_2 = 0,7$ -КПД реечной передачи

ξ - коэффициент запаса, учитывающий динамичность внешней нагрузки.

Назначаем $\xi = 3$ (т.к. привод следящий).

$$P_{нагр} = F \cdot V = 16 \cdot 0,020 = 0,32 \text{ Н}$$

F – статическая сила на выходном звене;

V – скорость движения выходного звена.

$$\omega_n = \frac{2V}{d} = \frac{2 \cdot 0,020}{40 \cdot 10^{-3}} = 1 \text{ м/с}$$

$$M = M_{ст} + M_{дин}$$

$$\frac{P_{нагр}}{\eta_2} = M_{ст} \cdot \omega_{нагр} \Rightarrow M_{ст} = \frac{P_{нагр}}{\eta_2 \cdot \omega_{нагр}} = \frac{0,32}{0,7 \cdot 1} = 0,457 \text{ Н/м}$$

$$M_{дин} = m \cdot a \cdot r_p = m \cdot a \cdot \frac{d}{2} = 10 \cdot 6 \cdot \frac{40 \cdot 10^{-3}}{2} = 1,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M = 0,457 + 1,2 = 1,657 \text{ Н} \cdot \text{м} - \text{Суммарный момент на выходном валу}$$

Далее найдем расчетную мощность:

$$P_{расч} = \frac{M \cdot \omega_{нагр}}{\eta_1 \cdot \eta_2} \cdot \xi = \frac{1,657 \cdot 1}{0,6 \cdot 0,7} \cdot 3 = 11,83 \text{ Вт}$$

Выберем электродвигатель **ДШИ-200-2-1**. Применение шагового двигателя в следящем приводе позволяет включать это привод непосредственно в контур управления общей управляющей ЭВМ и делает ненужным сигнал обратной связи. Шаговые двигатели обладают высокой точностью позиционирования и плавным ходом благодаря своей структуре и принципу работы. Они могут быть легко управляемыми с помощью микрошагового режима, что позволяет повысить разрешение двигателя и уменьшить шаткость движения.

Кроме того, шаговые двигатели имеют высокий крутящий момент, что позволяет легко преодолевать сопротивление нагрузки и обеспечивать стабильную работу двигателя.

Таким образом, шаговые двигатели идеально подходят для использования в следящих приводах, где требуется высокая точность, плавность движения и надежность.

Характеристики двигателя:

$U, В$	$M_{ном},$ $H^*м,$ <i>не менее</i>	$f_{пр}, Гц$	$\alpha, угл.$ $град.$	$P_{макс},$ $Вт,$ <i>не более</i>	$J_p,$ $г*см^2$	$I_{ном},$ A	<i>Погрешность</i> <i>обработки</i> <i>шага, %</i>	<i>Масса,</i> <i>кг</i>
30	0,46	1000	1,8	13	48	1,5	3	0,36

Определим угловую скорость вращения двигателя:

$$\omega_{ном} = \alpha \cdot \frac{f_{пр}}{57,3} = 1,8 \cdot \frac{1000}{57,3} = 31,414 \text{ с}^{-1}$$

$$P_{ЭД} = M_{ном} \cdot \omega_{ном} = 0,46 \cdot 31,414 = 14,45 \text{ Вт}$$

$$P_{расч} \leq P_{ЭД}$$

$$11,83 \text{ Вт} \leq 14,45 \text{ Вт}$$

Неравенство выполняется, двигатель прошел проверку. Определим коэффициент запаса по мощности:

$$n = \frac{P_{ЭД}}{P_{расч}} = \frac{14,45}{11,83} = 1,22$$

Коэффициент запаса больше единицы \Rightarrow для дальнейшего расчета принимаем данный ЭД

Полученное значение принадлежит интервалу передаточных отношений для цилиндрической передачи внешнего зацепления: $i_u = 1 \dots 5$. Для уменьшения погрешностей на первой на первой ступени передаточное число уменьшают, на последней – увеличивают. Уменьшим передаточное отношение на первой ступени до целого числа:

$$i_{12} = 3,0$$

$$i_{34} = 3,155$$

$$i_{56} = \frac{i_0}{i_{12} \cdot i_{34}} = \frac{31,414}{3,0 \cdot 3,155} = 3,29$$

5. Расчет колес

5.1 Определение чисел зубьев элементарных передач

Назначим число зубьев для шестеренок $z_1 = z_3 = z_5 = 17$

Далее, рассчитаем количество зубьев для колес и подберем точные значения по таблице:

$$z_2 = z_1 \cdot i_{12} = 17 \cdot 3 = 51$$

$$z_4 = z_3 \cdot i_{34} = 17 \cdot 3,155 \approx 53$$

$$z_6 = z_5 \cdot i_{56} = 17 \cdot 3,29 \approx 55$$

Из-за изменения значений на рекомендуемые появилась погрешность. Выполним перерасчет передаточных отношений для каждой передачи:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{51}{17} = 3$$

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{53}{17} = 3,11$$

$$i_{56} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{55}{17} = 3,29$$

Найдем общее передаточное отношение с учетом изменения передаточных отношений отдельных передач:

$$i_{01} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} = 30,695$$

Определим погрешность передаточного отношения:

$$\Delta i = \frac{i_0 - i_{01}}{i_0} \cdot 100\% = \frac{31,414 - 30,695}{31,414} = 2,29\%$$

Полученное значение лежит в допустимых пределах $\pm 2,5 \dots 5\%$.

5.2 Расчет моментов в кинематических цепях привода

Расчет заключается в определении моментов на каждом валу.

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

M_1 -искомый момент на ведущем звене

M_2 -момент на ведомом звене

i_{12} – передаточное отношение

η_{12} – КПД передачи.

$\eta_{подш}$ – КПД подшипников, в которых установлен вал

При предварительных расчетах назначают КПД подшипников в пределах $\eta_{подш} = 0,95...0,99$, для цилиндрической зубчатой передачи $\eta_{\eta} = 0,98...0,99$. Так как передача малонагруженная ($F < 30$ Н), КПД следует уменьшить в 1,1-1,2 раза.

Тогда назначаем - $\eta_{подш} = 0,89$, $\eta_{\eta} = 0,89$.

Суммарный момент на выходном валу $M_{нагр} = M_{\Sigma} = 1,657 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1657 \text{ Н} \cdot \text{мм}$

$$M_3 = \frac{M_{нагр}}{i_{56} \cdot \eta_{подш} \cdot \eta_{\eta}} = \frac{1657}{3,29 \cdot 0,89 \cdot 0,89} = 635,8 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_2 = \frac{M_3}{i_{34} \cdot \eta_{подш} \cdot \eta_{34}} = \frac{635,8}{3,11 \cdot 0,89 \cdot 0,89} = 258,09 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_1 = \frac{M_2}{i_{12} \cdot \eta_{подш} \cdot \eta_{12}} = \frac{258,09}{3 \cdot 0,89 \cdot 0,89} = 108,6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

5.3 Проектировочный расчет зубчатых передач на прочность

Для цилиндрических прямозубых и косозубых передач:

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

Где m – модуль колеса;

$K_m = 1,4$ – коэффициент для прямозубых колес;

M – крутящий момент зубчатого колеса;

$K = 1,1 \dots 1,5$ – коэффициент расчетной нагрузки;

z – число зубьев зубчатого колеса;

$\psi_{bm} = 3 \dots 16$ – коэффициент ширины зубчатого венца;

Y_F – коэффициент формы зуба;

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

Назначаем $K = 1,1$, $\psi_{bm} = 10$

Далее назначим материалы для элементов передач

- Шестерня – Сталь 50 ГОСТ 1050-2013
 - $\alpha = (10,6 \dots 12,4) \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ – коэффициент линейного расширения
 - $E = (2,0 \dots 2,2) \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль упругости первого рода
 - $\rho = 7,85 \text{ г/см}^3$ – плотность
 - $\sigma_B = 800 \dots 900 \text{ МПа}$ – предел прочности
 - $\sigma_T = 580 \dots 600 \text{ МПа}$ – предел текучести
- Зубчатое колесо – Сталь 45 ГОСТ 1050-2013
 - $\alpha = (10,6 \dots 12,4) \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ – коэффициент линейного расширения
 - $E = (2,0 \dots 2,2) \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль упругости первого рода
 - $\rho = 7,85 \text{ г/см}^3$ – плотность
 - $\sigma_B = 580 \text{ МПа}$ – предел прочности
 - $\sigma_T = 360 \text{ МПа}$ – предел текучести

Коэффициент запаса прочности изменяется в пределах $n_T = 1,5 \dots 2,5$.

Назначаем $n_T = 2,0$.

- Шестерня:

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 850 = 365,5 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_F]_{\text{ш}} = \frac{\sigma_{-1}}{n_T} = \frac{365,5}{2} = 182,75 \text{ МПа}$$

- Колесо:

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

$$[\sigma_F]_K = \frac{\sigma_{-1}}{n_T} = \frac{249,4}{2} = 124,7 \text{ МПа}$$

Далее, определим отношение $\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$:

Y_F – коэффициент формы зуба находим по таблице:

Таблица 4

Значения коэффициента формы зуба для прямозубых и косозубых
цилиндрических и конических колес

$\alpha (\alpha_d)$	Y_F	$\alpha (\alpha_d)$	Y_F	$\alpha (\alpha_d)$	Y_F
17	4,3	30	3,88	60	3,73
18	4,2	35	3,80	80	3,73
20	4,15	40	3,77	100	3,75
25	3,98	50	3,73		

- Шестерня 1:

$$z_1 = 17 \Rightarrow Y_F = 4,3 \Rightarrow \frac{Y_F}{[\sigma_F]_K} = \frac{4,3}{182,75} = 0,024$$

- Колесо 2

$$z_2 = 51 \Rightarrow Y_F = 3,73 \Rightarrow \frac{Y_F}{[\sigma_F]_K} = \frac{3,73}{124,7} = 0,030$$

- Шестерня 3

$$z_3 = 17 \Rightarrow Y_F = 4,3 \Rightarrow \frac{Y_F}{[\sigma_F]_K} = \frac{4,3}{182,75} = 0,024$$

- Колесо 4

$$z_4 = 53 \Rightarrow Y_F = 3,73 \Rightarrow \frac{Y_F}{[\sigma_F]_K} = \frac{3,73}{124,7} = 0,030$$

- Шестерня 5

$$z_5 = 17 \Rightarrow Y_F = 4,3 \Rightarrow \frac{Y_F}{[\sigma_F]_{\text{ш}}} = \frac{4,3}{182,75} = 0,024$$

- Колесо 6

$$z_6 = 55 \Rightarrow Y_F = 3,73 \Rightarrow \frac{Y_F}{[\sigma_F]_{\kappa}} = \frac{3,73}{124,7} = 0,030$$

Найдем числовое значение модуля для каждой пары:

$$m_{56} = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\text{назр}} \cdot K}{z_6 \cdot \psi_{bm}} \cdot \frac{Y_F}{[\sigma_F]}} = 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{1657 \cdot 1,1}{55 \cdot 10}} \cdot 0,030 = 0,64$$

$$m_{34} = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{M_3 \cdot K}{z_4 \cdot \psi_{bm}} \cdot \frac{Y_F}{[\sigma_F]}} = 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{635,8 \cdot 1,1}{53 \cdot 10}} \cdot 0,030 = 0,477$$

$$m_{12} = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2 \cdot K}{z_2 \cdot \psi_{bm}} \cdot \frac{Y_F}{[\sigma_F]}} = 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{258,09 \cdot 1,1}{51 \cdot 10}} \cdot 0,030 = 0,35$$

Передачи равномодульные \Rightarrow назначим:

$$m_{12} = 0,6$$

$$m_{34} = 0,6$$

$$m_{56} = 0,6$$

5.4 Геометрический расчет зубчатых колес и передач

- **Делительный диаметр** цилиндрического зубчатого колеса рассчитывается по формуле:

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

Для прямозубых колес $\cos \beta = 1$, следовательно:

$$d_1 = m_{12} \cdot z_1 = 0,6 \cdot 17 = 10,2 \text{ мм}$$

$$d_2 = m_{12} \cdot z_2 = 0,6 \cdot 51 = 30,6 \text{ мм}$$

$$d_3 = m_{34} \cdot z_3 = 0,6 \cdot 17 = 10,2 \text{ мм}$$

$$d_4 = m_{34} \cdot z_4 = 0,6 \cdot 53 = 31,8 \text{ мм}$$

$$d_5 = m_{56} \cdot z_5 = 0,6 \cdot 17 = 10,2 \text{ мм}$$

$$d_6 = m_{56} \cdot z_6 = 0,6 \cdot 55 = 33 \text{ мм}$$

- **Диаметр вершин зубьев** цилиндрического зубчатого колеса рассчитывается по формуле:

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

Для прямозубых нулевых колес $\cos \beta = 1$ и $x = 0$, $h_a^* = 1$. Тогда

$$d_{a1} = d_1 + 2m_{12} = 10,2 + 2 \cdot 0,6 = 11,4 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_{12} = 30,6 + 2 \cdot 0,6 = 31,8 \text{ мм}$$

$$d_{a3} = d_3 + 2m_{34} = 10,2 + 2 \cdot 0,6 = 11,4 \text{ мм}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m_{34} = 31,8 + 2 \cdot 0,6 = 33 \text{ мм}$$

$$d_{a5} = d_5 + 2m_{56} = 10,2 + 2 \cdot 0,6 = 11,4 \text{ мм}$$

$$d_{a6} = d_6 + 2m_{56} = 33 + 2 \cdot 0,6 = 34,2 \text{ мм}$$

- **Диаметр впадин зубьев** цилиндрического зубчатого колеса рассчитывается по формуле:

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

Для прямозубых нулевых колес $\cos \beta = 1$ и $x = 0$, $h_a^* = 1$. При $0,5 < m < 1 \text{ мм}$, $c^* = 0,35$.

$$d_{f1} = m_{12} \cdot z_1 - 2 \cdot m_{12} \cdot (1 + 0,35 - 0) = d_1 - 2 \cdot 1,35 \cdot m_{12} = 10,2 - 2 \cdot 1,35 \cdot 0,6 = 8,58 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot 1,35 \cdot m_{12} = 30,6 - 2 \cdot 1,35 \cdot 0,6 = 28,98 \text{ мм}$$

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot 1,35 \cdot m_{34} = 10,2 - 2 \cdot 1,35 \cdot 0,6 = 8,58 \text{ мм}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2 \cdot 1,35 \cdot m_{34} = 31,8 - 2 \cdot 1,35 \cdot 0,6 = 30,18 \text{ мм}$$

$$d_{f5} = d_5 - 2 \cdot 1,35 \cdot m_{56} = 10,2 - 2 \cdot 1,35 \cdot 0,6 = 8,58 \text{ мм}$$

$$d_{f6} = d_6 - 2 \cdot 1,35 \cdot m_{56} = 31,8 - 2 \cdot 1,35 \cdot 0,6 = 30,18 \text{ мм}$$

- **Ширина зубчатых колес:**

$$b = m \cdot \psi_{bm}$$

$$b_2 = m_{12} \cdot \psi_{bm} = 0,6 \cdot 10 = 6 \text{ мм}$$

$$b_4 = m_{34} \cdot \psi_{bm} = 0,6 \cdot 10 = 6 \text{ мм}$$

$$b_5 = m_{56} \cdot \psi_{bm} = 0,6 \cdot 10 = 6 \text{ мм}$$

- **Ширина шестерней:**

$$b = m \cdot \psi_{bm} + 2m$$

$$b_1 = m_{12} \cdot \psi_{bm} = b_2 + 2m_{12} = 6 + 2 \cdot 0,6 = 7,2 \text{ мм}$$

$$b_3 = b_4 + 2m_{34} = 6 + 2 \cdot 0,6 = 7,2 \text{ мм}$$

$$b_5 = b_6 + 2m_{56} = 6 + 2 \cdot 0,6 = 7,2 \text{ мм}$$

- **Делительное межосевое расстояние** рассчитывается по формуле:

$$\alpha_w = 0,5m \cdot \frac{z_1 + z_2}{\cos \beta};$$

Для прямозубых нулевых колес $\cos \beta = 1$. Тогда

$$\alpha_{\omega 12} = 0,5m_{12} \cdot (z_1 + z_2) = 0,5 \cdot 0,6 \cdot (17 + 51) = 20,4 \text{ мм}$$

$$\alpha_{\omega 34} = 0,5m_{34} \cdot (z_3 + z_4) = 0,5 \cdot 0,6 \cdot (17 + 53) = 21 \text{ мм}$$

$$\alpha_{\omega 56} = 0,5m_{56} \cdot (z_5 + z_6) = 0,5 \cdot 0,6 \cdot (17 + 55) = 20,6 \text{ мм}$$

Далее, определяем **параметры реечной передачи**

Пусть m_p - модуль реечной передачи, тогда:

$$m_p = m_{12} = \dots = m_{56} = 0,6$$

(Так как передачи равномодульные, модуль назначим такой же, как на остальных ступенях)

Делительный диаметр реечного колеса $d_{pk} = 40 \text{ мм}$ – по техническому заданию.

- **Количество зубьев реечного колеса**

$$z_{pk} = \frac{d_{pk}}{m_p} = \frac{40}{0,6} \approx 66$$

- **Диаметр вершин**

$$d_{apk} = d_{pk} + 2m_p = 40 + 2 \cdot 0,6 = 41,2 \text{ мм}$$

- **Диаметр впадин**

$$d_{fpk} = d_{pk} - 2 \cdot 1,35 \cdot m_p = 40 - 2 \cdot 0,7 \cdot 0,6 = 38,38 \text{ мм}$$

- **Ширина**

$$b_{pk} = m_p \cdot \psi_{bm} = 0,6 \cdot 10 = 6 \text{ мм}$$

Далее, определим **параметры рейки**

- **Количество зубьев**

$$z_p = \frac{S}{\pi \cdot m_p} = \frac{80}{0,6 \cdot \pi} \approx 42$$

- **Длина**

$$L = \pi \cdot z_p \cdot m = 3,14 \cdot 42 \cdot 0,6 \approx 80 \text{ мм}$$

- **Высота головки зуба**

$$h_{ap} = h_{ap}^* m_p = 1 \cdot 0,6 = 0,6 \text{ мм}$$

- Высота ножки зуба

$$h_{fp} = h_{fp}^* m_p = 1,25 \cdot 0,6 = 0,75 \text{ мм}$$

- Высота зуба

$$h_p = h_{ap} + h_{fp} = 0,6 + 0,75 = 1,35 \text{ мм}$$

- Ширина

$$b_p = b_{pk} + 2m_p = 6 + 2 \cdot 0,6 = 7,2 \text{ мм}$$

6. Проверка установки первой шестерни на вал электродвигателя

Установка шестерни на выходной вал электродвигателя проходит без труда, если выполняются следующие условия:

- 1) Диаметр впадин зубьев шестерни должен быть достаточно большим по сравнению с диаметром вала электродвигателя.
- 2) Необходимо предусмотреть достаточный запас для установки шпоночного паза на шестерне.
- 3) Ширина шестерни не должна превышать допустимого расстояния на выходном валу электродвигателя для её установки.

Известные параметры:

- Диаметр выходного вала двигателя – 6 мм
- Диаметр впадин зубьев первой шестерни – 8,6 мм
- По ГОСТ 23360-78 :

(При диаметре вала от 6 до 8мм глубина шпоночного паза на шестерне = 1мм) \Rightarrow

запас для шпоночного паза на шестерне : $8,6 - (6 + 1) = 1,6 \text{ мм}$

- Расстояние на валу, предусмотренное для установки шестерни – 20,5 мм;
- Ширина шестерни – 6 мм.

Условия соблюдаются, следовательно, первая шестерня устанавливается на выходной вал ЭД.

7 Расчет диаметров валов

Расчет диаметров валов будем производить по крутящему моменту:

$$d_{\text{в}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр}}}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

Выберем материал для валов: Сталь 45Х (легированная) подходит для использования её в валах. Характеристики стали 45Х ГОСТ 4543-71:

$\sigma_{\text{в}}=1050$ МПа – предел прочности;

$\sigma_{\text{т}}=850$ МПа – предел текучести;

$\sigma_{-1}=600$ МПа – предел выносливости;

НВ=250 – твердость.

$n_{\text{т}}=(1,5 \dots 2,5)$ – коэффициент запаса, назначим $n_{\text{т}}=2$, тогда

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{n_m} = \frac{0,35 \cdot 1050}{2} = 183,75 \text{ МПа}$$

$$[\tau] = 0,58 \cdot [\sigma] = 0,58 \cdot 300 = 174 \text{ МПа}$$

Диаметры валов:

$d_1 = 6 \text{ мм}$ - выходной вал ЭД

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{108,6}{0,2 \cdot 174}} = 1,4 \text{ мм}$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{258,09}{0,2 \cdot 174}} = 1,95 \text{ мм}$$

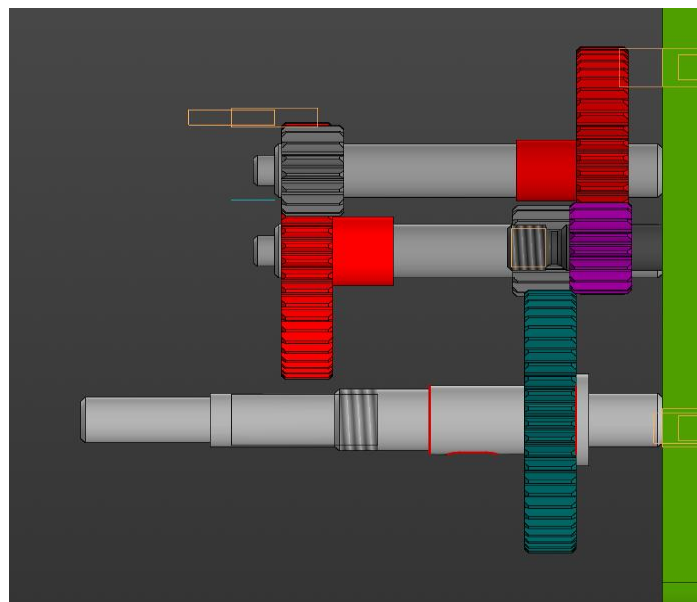
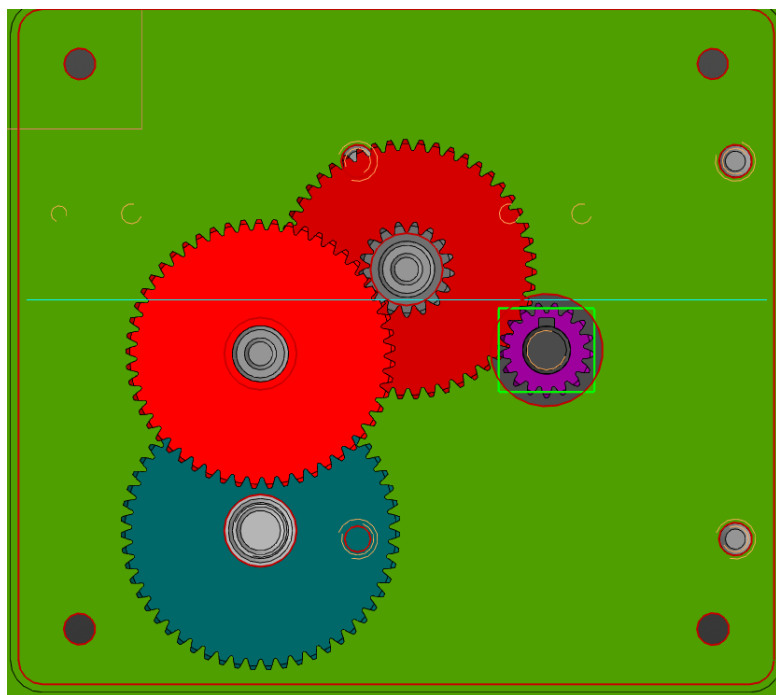
$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{635,8}{0,2 \cdot 174}} = 2,63 \text{ мм}$$

Для увеличения прочности, в целях стандартизации и простоты изготовления изделия, примем диаметры всех валов равными 3 мм..

8 Компоновка редуктора

- Вал 0 (нулевой вал) – выходной вал ЭД, на котором закреплена шестерня 1;
- Вал 1 (первый вал) – вал, на который крепятся колесо 2, находящееся в зацеплении с шестерней 1, и шестерня 3;
- Вал 2 (второй вал) – вал, на который крепятся колесо 4, находящееся в зацеплении с шестерней 3, и шестерня 5;
- Вал Вых (выходной вал) – вал, на который крепятся колесо 6, находящееся в зацеплении с шестерней 5, и реечное колесо 7, находящееся в зацеплении с рейкой 8.

ЭД и рейка выходят в разные стороны, в целях уменьшения габаритов и из конструкторских соображений оптимальную схему разработаем следующим образом.



9 Расчет валов и геометрии ступиц зубчатых элементов

9.1 Проведем расчет выходного вала на изгибную и крутильную прочность по причине оказания на него максимальной нагрузки. Все остальные валы принимаем равными выходному в целях стандартизации изделия. Следовательно, если выходной вал пройдет проверку, то все остальные тоже пройдут.

На валу закреплены 2 детали – зубчатое колесо и шестерня. Таким образом, делаем вывод, что на вал действуют 2 силы:

- Окружная сила

$$F_{окр} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d}$$
$$F_{окр6} = \frac{2 \cdot M_{нагр}}{d_6} = \frac{2 \cdot 1657}{33} = 100,4 \text{ Н}$$
$$F_{окр7} = \frac{2 \cdot M_{нагр}}{d_{рк}} = \frac{2 \cdot 1657}{40} = 82,85 \text{ Н}$$

- Радиальная сила

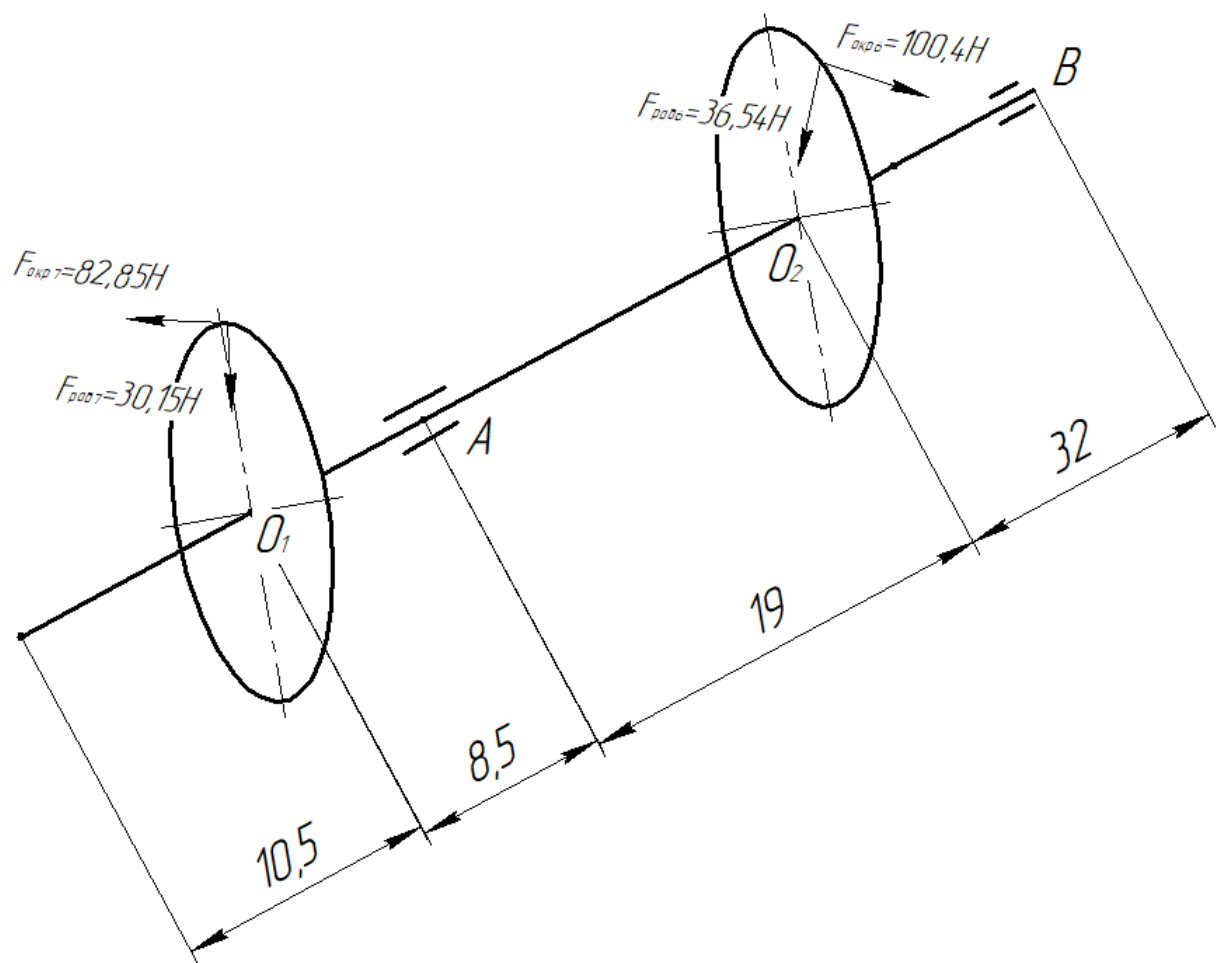
$$F_{рад} = F_{окр} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления

$$F_{рад6} = F_{окр6} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 100,4 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 36,54 \text{ Н}$$

$$F_{рад7} = F_{окр7} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 82,85 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 30,15 \text{ Н}$$

Предварительно назначим диаметр выходного вала равным 3 мм (по расчету выше)



Исходя из схемы компоновки, угол смещения точки контакта $\varphi = 30^\circ$. Тогда в каждой из плоскостей будем иметь следующие силы:

$$F_{рад6}^{yoz} = F_{рад6} \cdot \sin 30^\circ = 18.27 \text{ H}$$

$$F_{рад6}^{xoz} = F_{рад6} \cdot \cos 30^\circ = 31.64 \text{ H}$$

$$F_{окр6}^{yoz} = F_{окр6} \cdot \sin 30^\circ = 50.2 \text{ H}$$

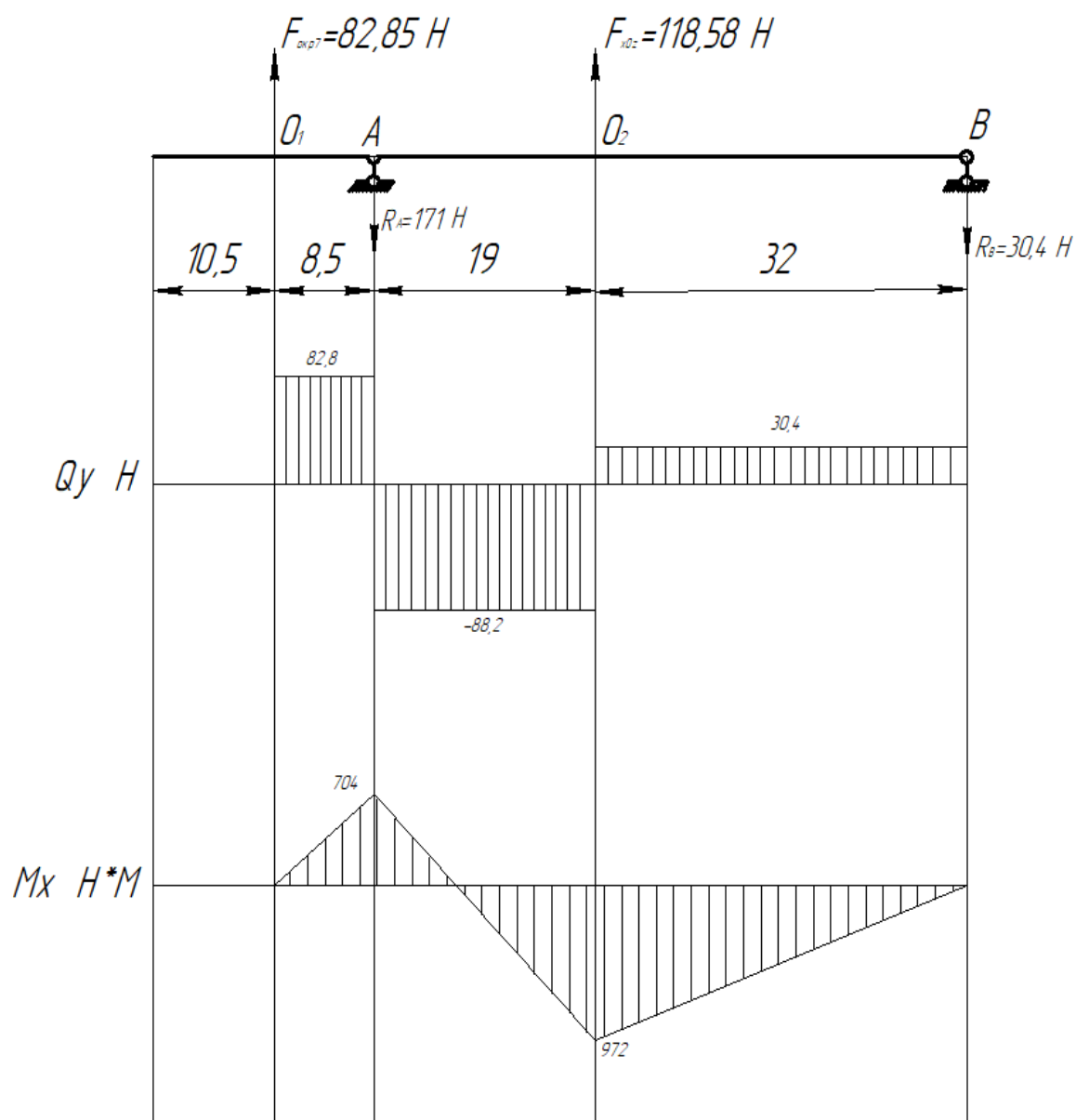
$$F_{окр6}^{xoz} = F_{окр6} \cdot \cos 30^\circ = 86.94 \text{ H}$$

Следовательно, в точке O2 будут действовать силы:

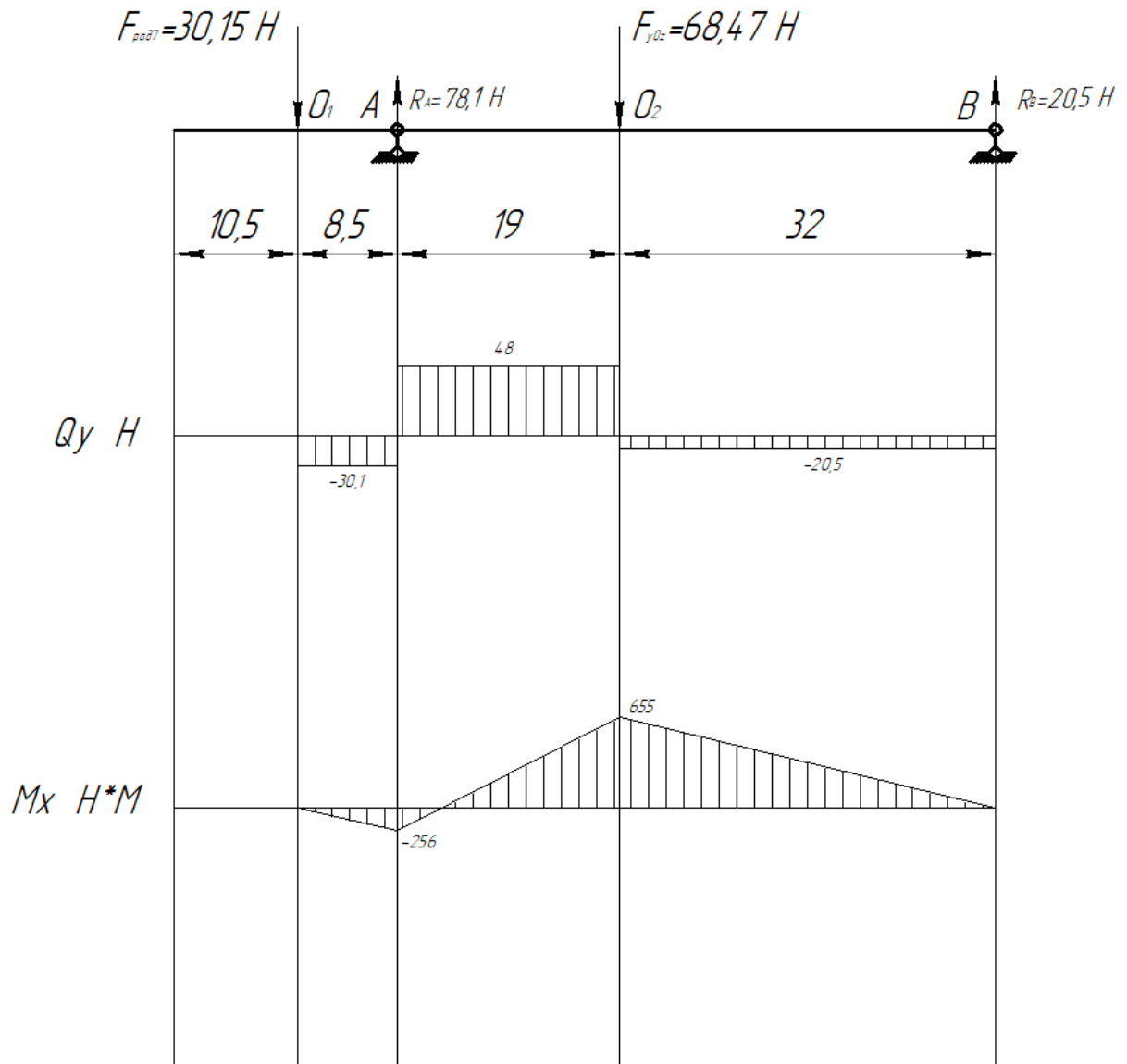
$$F_6^{yoz} = F_{рад6}^{yoz} + F_{окр6}^{yoz} = 18.27 + 50.2 = 68.47 \text{ H}$$

$$F_6^{xoz} = F_{рад6}^{xoz} + F_{окр6}^{xoz} = 31.64 + 86.94 = 118.58 \text{ H}$$

Плоскость XOZ:



Плоскость YOZ:



Определим максимальные суммарные нагрузки:

$$R_{\Sigma A} = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{171^2 + 78,1^2} = 187,9 \text{ H}$$

$$R_{\Sigma B} = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{30,4^2 + 20,5^2} = 36,6 \text{ H}$$

$$M_{O_1} = 0$$

$$M_{O_2} = \sqrt{M_{O_2X}^2 + M_{O_2Y}^2} = \sqrt{972^2 + 655^2} = 1172 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

9.2 Расчет на прочность по приведенному моменту:

$$M_{np} = \sqrt{M_{изг}^2 + 0,75 \cdot M_{кр}^2} = \sqrt{1172^2 + 0,75 \cdot 1657^2} = 1172,53 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{1172,53}{0,1 \cdot 300}} = 3,49 \approx 4$$

Для дальнейших расчетов назначим диаметр вала 4 мм.

9.3 Проверочный расчет на статическую прочность:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T}$$

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d^3} = \frac{1657}{0,2 \cdot 4^3} = 129,4 \text{ МПа}$$

$$\sigma = \frac{M_{np}}{W_{изг}} = \frac{M_{np}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{1172,53}{0,1 \cdot 4^3} = 183,2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{экв} = \sqrt{183,2^2 + 3 \cdot 129,4^2} = 289,34 \text{ МПа}$$

Неравенство не выполняется, принимаем диаметр вала 5 мм

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d^3} = \frac{1657}{0,2 \cdot 5^3} = 66,28 \text{ МПа}$$

$$\sigma = \frac{M_{np}}{W_{изг}} = \frac{M_{np}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{1172,53}{0,1 \cdot 5^3} = 93,2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{экв} = \sqrt{93,2^2 + 3 \cdot 66,28^2} = 147,86 \text{ МПа}$$

$$147,86 \text{ МПа} \leq 183,75 \text{ МПа}$$

Неравенство выполняется, для последующих расчетов примем диаметр вала равным 5 мм

9.4 Проверочный расчет на крутильную жесткость:

Расчет выполняется с целью уменьшения упругого мертвого хода.

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

$[\varphi]$ – допустимая величина закручивания валика на рабочей длине $l_{\text{раб}}$. Примем $[\varphi] = 20' = 0,0058 \text{ рад}$.

$l_{\text{раб}} = 19 + 8,5 = 27,5 \text{ мм}$ – расстояние между элементами, передающими вращение

$J_p = 0,1 \cdot d^4$ – полярный момент инерции сечения вала

$$\varphi_{\text{расч}} = \frac{2 \cdot 1657 \cdot 27,5}{8 \cdot 10^4 \cdot 0,1 \cdot 5^4} = 0,0182 \text{ рад}$$

$$\varphi_{\text{расч}} \leq [\varphi]$$

$$0,0204 \text{ рад} \leq 0,0182 \text{ рад}$$

Неравенство не выполняется, увеличим диаметр вала на 1 мм

$$\varphi_{\text{расч}} = \frac{2 \cdot 1657 \cdot 27,5}{8 \cdot 10^4 \cdot 0,1 \cdot 6^4} = 0,0087 \text{ рад}$$

$$0,00879 \text{ рад} \leq 0,0058 \text{ рад}$$

Неравенство не выполняется, увеличим диаметр вала на 1 мм

$$\varphi_{\text{расч}} = \frac{2 \cdot 1657 \cdot 27,5}{8 \cdot 10^4 \cdot 0,1 \cdot 7^4} = 0,0047 \text{ рад}$$

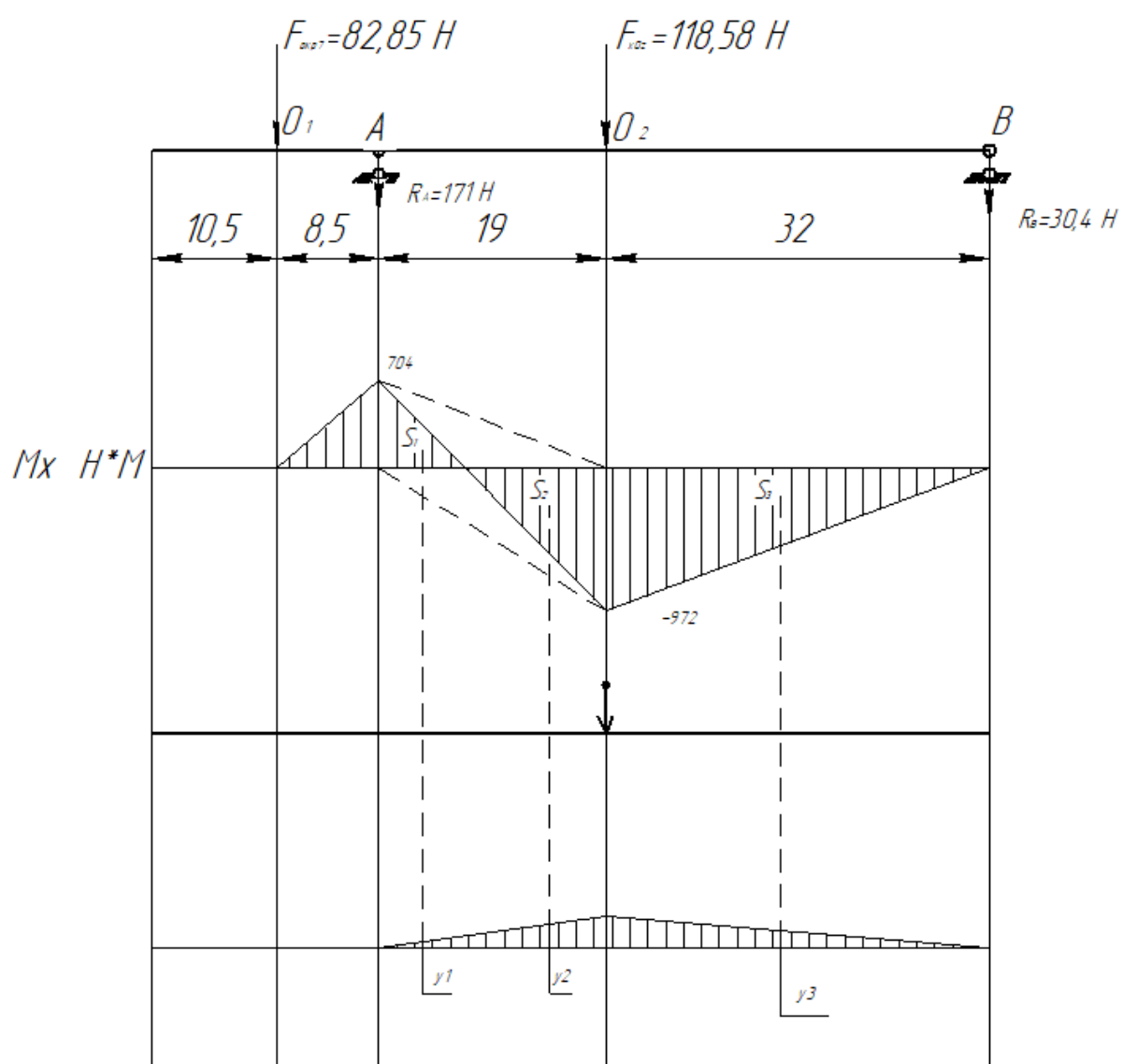
$$0,0047 \text{ рад} \leq 0,0058 \text{ рад}$$

Неравенство выполняется, для дальнейших расчетов примем диаметр $d=7 \text{ мм}$.

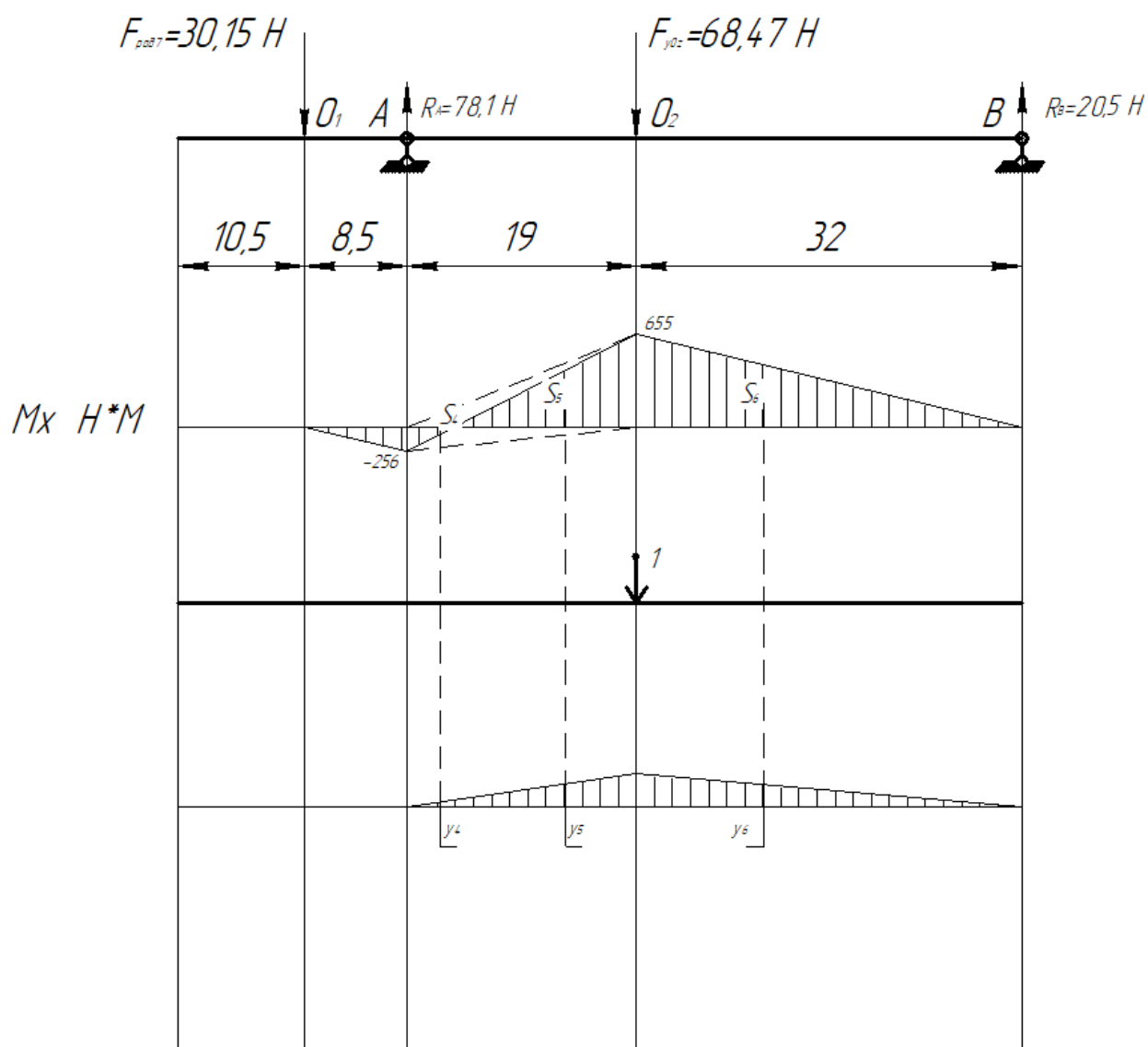
9.5 Проверочный расчет на изгибную жесткость диаметра вала:

Воспользуемся графо-аналитическим методом Верещагина.

Плоскость XOZ:



Плоскость YOZ:



Определим прогиб:

$$\delta_x = \frac{-S_1 \cdot y_1 - S_2 \cdot y_2 - S_3 \cdot y_3}{EJ}$$

$$\delta_y = \frac{-S_4 \cdot y_4 + S_5 \cdot y_5 + S_6 \cdot y_6}{EJ}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

$$J = 0,1 \cdot d^4 = 0,1 \cdot 7^4 = 240,1 \text{ мм}^4$$

$$S_1 = \frac{1}{2} \cdot 704 \cdot 19 = 6688 \text{ мм}^2$$

$$S_2 = \frac{1}{2} \cdot 972 \cdot 19 = 9234 \text{ мм}^2$$

$$S_3 = \frac{1}{2} \cdot 972 \cdot 32 = 15552 \text{ мм}^2$$

$$S_4 = \frac{1}{2} \cdot 256 \cdot 19 = 2432 \text{ мм}^2$$

$$S_5 = \frac{1}{2} \cdot 655 \cdot 19 = 6222 \text{ мм}^2$$

$$S_6 = \frac{1}{2} \cdot 655 \cdot 32 = 10480 \text{ мм}^2$$

$$y_1 = \frac{\frac{1}{3} \cdot 19}{19} = 0,33$$

$$y_2 = \frac{\frac{2}{3} \cdot 19}{19} = 0,66$$

$$y_3 = \frac{\frac{2}{3} \cdot 32}{32} = 0,66$$

$$y_4 = \frac{\frac{1}{3} \cdot 19}{19} = 0,33$$

$$y_5 = \frac{\frac{2}{3} \cdot 19}{19} = 0,66$$

$$y_6 = 0,66$$

$$\delta_x = \frac{-6688 \cdot 0,33 - 9234 \cdot 0,66 - 15552 \cdot 0,66}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 240,1} = -0,0036$$

$$\delta_y = \frac{-2432 \cdot 0,33 + 6222,5 \cdot 0,66 + 10480 \cdot 0,66}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 240,1} = 0,002$$

$$d_u = d_{\text{в}} - 2 \cdot \text{фаски} - 2 \cdot \text{запечика} = 7 - 2 \cdot 0,5 - 2 \cdot 1 = 4 \text{ мм}$$

$[\delta] \leq (0,0002 \dots 0,0003) \cdot L$, где L – расстояние между опорами, либо между опорой и зубчатым колесом.

$$[\delta] = 0,0003 \cdot (19 + 32) = 0,0153 \text{ мм}$$

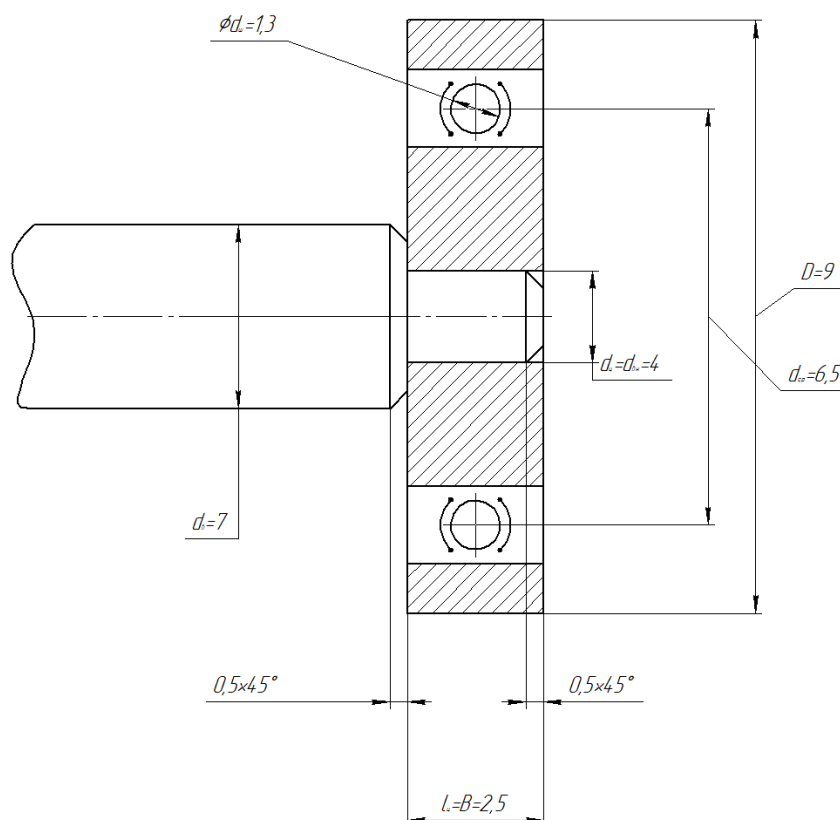
$$\delta_{\text{расч}} \leq [\delta]$$

$$0,0041 \text{ мм} \leq 0,0153 \text{ мм}$$

Неравенство выполняется, для дальнейших расчетов примем диаметр 7 мм.

Таким образом конечный диаметр валов 7мм получился близким к диаметру шестерней. Учитывая, что материалы шестерней и валов совпадают (Сталь 40Х) можем нарезать шестерни 3 и 5 на валах 1 и 2.

10 Расчет цапф и подбор опор



$$d_u = d_{\text{в}} - 2 \cdot \text{фаски} - 2 \cdot \text{запечика} = 7 - 2 \cdot 0,5 - 2 \cdot 1 = 4 \text{ мм}$$

10.1 Проверочный расчет по динамической грузоподъемности шарикоподшипника:

$$C_{расч} = 0,01 \cdot P \cdot \sqrt[3]{60 \cdot n \cdot L_h} \leq [C]$$

n – частота вращения выходного вала.

$$n = \frac{\omega_{нагр}}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \cdot 60 = 9,6 \text{ об / мин}$$

$L_h = 50000$ ч – срок службы опоры

Выбираем радиальный однорядный шарикоподшипник типа 0000 сверхлегкой серии диаметров 8 №1000084 ГОСТ 8338-75.

$d = 4$ мм – диаметр внутреннего кольца

$D = 9$ мм – диаметр внешнего кольца

$B = 2,5$ мм – ширина кольца

$r = 0,2$ мм – фаска

$D_w = 1,300$ мм – диаметр шарика

$z = 9$ – количество шариков

$C = 420$ Н – динамическая грузоподъемность

$C_0 = 190$ Н – статическая грузоподъемность

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T \text{ при } \frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$$

В нашем случае вращается внутреннее кольцо $\Rightarrow V = 1$

$$F_r = F_{B\Sigma} = 75,151 \text{ Н}$$

$F_a = F_{oc} = 0$ – колесо прямозубое, осевые нагрузки отсутствуют

K_σ – коэффициент безопасности. Исходя из предполагаемого применения, характер нагрузки: спокойный, без толчков. Тогда назначаем $K_\sigma = 1$

K_T – температурный коэффициент. Минимальное значение температуры в таблице – 120°C, $K_T = 1,05$

X, Y – коэффициенты, зависящие от типа подшипника. $X = 1, Y = 0$ (По ГОСТ 18855-82).

Тогда

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 75,151 + 0) \cdot 1 \cdot 1,05 = 78,91 \text{ Н}$$

$$C_{расч} = 0,01 \cdot 78,91 \cdot \sqrt[3]{60 \cdot 9,6 \cdot 50000} = 241,8 \text{ Н}$$

$$C_{расч} \leq [C]$$

$$241,8 H \leq 420 H$$

Неравенство выполняется. Подшипник 1000084 ГОСТ 8338-75 удовлетворяет расчету.

Определим момент трения в шарикоподшипнике.

$$M_{mp} = M_0 + (1,25 \cdot F_r + 1,5 \cdot F_a) \cdot f_k \cdot \frac{d_0}{d_{ui}}$$

$$M_{mpA} = M_0 + (1,25 \cdot R_{A\Sigma} + 1,5 \cdot F_{oc}) \cdot f_k \cdot \frac{d_0}{d_{ui}}$$

$$M_{mpB} = M_0 + (1,25 \cdot R_{B\Sigma} + 1,5 \cdot F_{oc}) \cdot f_k \cdot \frac{d_0}{d_{ui}}$$

$f_k = 0,01 \dots 0,02$ мм – поправочный коэффициент трения. Назначаем $f_k = 0,01$

$$M_0 = 0,04 \cdot d_0$$

$$d_0 = \frac{D+d}{2} = \frac{9+4}{2} = 6,5 \text{ мм}$$

$$M_0 = 0,04 \cdot d_0 = 0,04 \cdot 6,5 = 0,26 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{mpA} = M_0 + (1,25 \cdot R_{A\Sigma} + 1,5 \cdot F_{oc}) \cdot f_k \cdot \frac{d_0}{d_{ui}} = 0,26 + (1,25 \cdot 187,9 + 0) \cdot 0,01 \cdot \frac{6,5}{1,300} = 12 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{mpB} = M_0 + (1,25 \cdot R_{B\Sigma} + 1,5 \cdot F_{oc}) \cdot f_k \cdot \frac{d_0}{d_{ui}} = 0,26 + (1,25 \cdot 36,6 + 0) \cdot 0,01 \cdot \frac{6,5}{1,300} = 2,54 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{mp\Sigma} = M_{mp\text{лев}} + M_{mp\text{прав}} = 12 + 2,54 = 14,54 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Определим КПД:

$$\eta = \frac{M_{нагр} - M_{mp\Sigma}}{M_{нагр}} = \frac{1657 - 14,54}{1657} = 0,991 = 0,99 = 99\%$$

Подберем шарикоподшипник для опоры А, исходя из отсутствия цапфы:

Выбираем радиальный однорядный шарикоподшипник типа 0000 сверхлегкой серии диаметров 9 №1000097 ГОСТ 8338-75.

$d = 7$ мм – диаметр внутреннего кольца

$D = 17$ мм – диаметр внешнего кольца

$B = 5$ мм – ширина кольца

$r = 0,5$ мм – фаска

$D_w = 3,000$ мм – диаметр шарика

$z = 7$ – количество шариков

$C = 1580 \text{ Н}$ – динамическая грузоподъемность

$C_0 = 790 \text{ Н}$ – статическая грузоподъемность

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T \text{ при } \frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$$

В нашем случае вращается внутреннее кольцо $\Rightarrow V = 1$

$$F_r = F_{A\Sigma} = 187,9 \text{ Н}$$

$F_a = F_{oc} = 0$ – колесо прямозубое, осевые нагрузки отсутствуют

$$K_\sigma = 1, K_T = 1,05$$

$X = 1, Y = 0$ (По ГОСТ 18855-82).

Тогда

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 187,8 + 0) \cdot 1 \cdot 1,05 = 186,2 \text{ Н}$$

$$C_{расч} = 0,01 \cdot 186,2 \cdot \sqrt[3]{60 \cdot 9,6 \cdot 50000} = 570 \text{ Н}$$

$$C_{расч} \leq [C]$$

$$570 \text{ Н} \leq 1580 \text{ Н}$$

Неравенство выполняется. Подшипник 1000097 ГОСТ 8338-75 удовлетворяет расчету.

11 Проверочные расчеты

Проверка правильности выбора ЭД по пусковому моменту:

$$M_{ном} \geq M_{\Sigma прив} = M_{ст.прив} + M_{дин.прив}$$

$$M_{дин.прив} = \left[(1 + K_M) \cdot J_p + \frac{J_H}{i_0^2} \right] \cdot \varepsilon$$

Для малоинерционных двигателей $K_M = 0,4 \dots 1$. Назначаем $K_M = 0,5$.

$$\varepsilon = \varepsilon_{нагр} \cdot i_0$$

$$\varepsilon_{нагр} = \frac{a}{0,5 \cdot d_{рк}} = \frac{6}{0,5 \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 300 \text{ с}^{-2}$$

$$J_H = \frac{M_{дин}}{\varepsilon_H} = \frac{1,2}{300} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_p = 48 \cdot 10^{-7} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$\varepsilon = 300 \cdot 31,414 = 9424,2 \text{ с}^{-2}$$

$$M_{\text{дин.прив}} = \left[(1 + 0,5) \cdot 48 \cdot 10^{-7} + \frac{4 \cdot 10^{-3}}{31,414^2} \right] \cdot 9424,2 = 0,09 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{ст.прив}} = \frac{M_{\text{ст}}}{i_{01} \cdot \eta_{\text{подш}} \cdot \eta_{\text{общ}}} = \frac{0,458}{30,695 \cdot 0,89 \cdot 0,6} = 0,027 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{\Sigma \text{прив}} = M_{\text{ст.прив}} + M_{\text{дин.прив}} = 0,09 + 0,027 = 0,117 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{ном}} \geq M_{\Sigma \text{прив}}$$

$$0,46 \text{ Н} \cdot \text{м} \geq 0,117 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Электродвигатель проходит проверочный расчет

Проверка передач по контактным напряжениям

В приборостроении в качестве проверочного расчета используют расчет на контактную прочность. В этом случае определяют действующие напряжения и сравнивают их с допустимыми.

$$\sigma_H = \frac{108,5 \cdot z_{np}}{i_{12} \cdot \alpha_{\omega}} \sqrt{\frac{M_2 \cdot K \cdot (i_{12} + 1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H]$$

Расчет ведем по колесу.

$K = 1,1$ – коэффициент расчетной нагрузки (назначили ранее)

$$z_{np} = 0,9$$

$$[\sigma_H] = 2,6 \cdot HB = 2,6 \cdot 240 = 624 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H1} = \frac{108,5 \cdot z_{np}}{i_{12} \cdot \alpha_{\omega 12}} \sqrt{\frac{M_2 \cdot K \cdot (i_{12} + 1)^3}{b_2}} = \frac{108,5 \cdot 0,9}{3 \cdot 20,4} \sqrt{\frac{258,09 \cdot 1,1 \cdot (3 + 1)^3}{6}} = 87,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2} = \frac{108,5 \cdot z_{np}}{i_{34} \cdot \alpha_{\omega 34}} \sqrt{\frac{M_3 \cdot K \cdot (i_{34} + 1)^3}{b_4}} = \frac{108,5 \cdot 0,9}{3,155 \cdot 21} \sqrt{\frac{653,8 \cdot 1,1 \cdot (3,155 + 1)^3}{6}} = 136,6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H3} = \frac{108,5 \cdot z_{np}}{i_{56} \cdot \alpha_{\omega 56}} \sqrt{\frac{M_{нагр} \cdot K \cdot (i_{56} + 1)^3}{b_6}} = \frac{108,5 \cdot 0,9}{3,29 \cdot 20,6} \sqrt{\frac{1657 \cdot 1,1 \cdot (3,29 + 1)^3}{6}} = 223,2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

$$87,8 \text{ МПа} \leq 624 \text{ МПа}$$

$$136,6 \text{ МПа} \leq 624 \text{ МПа}$$

$$223,2 \text{ МПа} \leq 624 \text{ МПа}$$

Расчет предохранительной фрикционной муфты

$$d_1 = 9 \text{ мм}$$

Назначим внутренний диаметр фрикционных дисков

$$d_g = 12 \text{ мм}$$

$$M_{np} = 1,25 \cdot M_{нагр} = 1,25 \cdot 1657 = 2071 \text{ Н} \cdot \text{мм} - \text{момент предохранения}$$

Назначим наружный диаметр фрикционных дисков

$$D_n = 3 \cdot d_1 = 27 \text{ мм}$$

Z=2 -число пар поверхностей вращения

Назначим материал фрикционной пары: сталь-металлокерамика (без смазки).

$$f_0 = 0,8$$

$$[p] = 0,3 \text{ МПа}$$

Расчет пружин:

Диаметр проволоки:

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot P_{\max} \cdot K_{\tau} \cdot C}{\pi \cdot [\tau]}}$$

$$P_1 = \frac{2 \cdot M_{кр}}{D_{зк}} = \frac{2 \cdot 1657}{33} = 94,42 \text{ Н} - \text{посадочная нагрузка}$$

$$P_2 = (1,2 \dots 1,5) \cdot P_1 = 1,2 \cdot 94,48 = 103,36 \text{ Н} - \text{рабочая нагрузка}$$

$$P_3 = \frac{P_2}{1 - (0,05 \dots 0,25)} = \frac{P_2}{1 - 0,05} = \frac{103,36}{0,95} = 108,3 \text{ Н} - \text{максимальная нагрузка}$$

$$p = \frac{P_2}{\pi \cdot \frac{D_n^2 - d_6^2}{4}} = \frac{103,36}{\pi \cdot \frac{27^2 - 12^2}{4}} = 0,221 \text{ МПа} \setminus$$

$$p \leq [p]$$

$$0,231 \text{ МПа} \leq 0,3 \text{ МПа}$$

Выберем в качестве материала сталь 65Г ГОСТ 9389-75:

$$\tau_T = 800 \text{ МПа}$$

$$G = 84000 \text{ МПа}$$

$$[\tau] = \frac{\tau_T}{1,2 \dots 1,8} = \frac{800}{1,5} = 533,333 \text{ МПа}$$

С-индекс пружины

Индекс пружины равен отношению среднего диаметра витка к диаметру проволоки. Низкий индекс соответствует более высокой кривизне намотки проволоки, большей неоднородности распределения напряжений и самому высокому остаточному напряжению

$$C = \frac{D_0}{d}, C = 8 \dots 12 = 8$$

$$K_\tau = \frac{4C + 2}{4C - 3} = \frac{4 \cdot 8 + 2}{4 \cdot 8 - 3} = 1,172$$

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot 108,3 \cdot 1,172 \cdot 8}{\pi \cdot 533,333}} = 2,2 \text{ мм}$$

По ГОСТ 6636-69 назначим диаметр проволоки пружины $d = 2 \text{ мм}$.

По ГОСТ 13766-86 подберем пружину №347 со следующими характеристиками:

Номер позиции	Сила пружины при максимальной деформации P_3 , Н	Диаметр проволоки d , мм	Наружный диаметр пружины D_l , мм	Жесткость одного витка c_l , Н/мм	Наибольший прогиб одного витка s'_3 , мм
361	112,0	2,0	16,0	57,2	1,958

$h = 0,5$ для фрикционных муфт

$$c = \frac{P_2 - P_1}{h} = \frac{103,36 - 94,42}{0,5} = 19,88 \text{ Н / мм}$$

Рабочее число витков

$$n = \frac{c_1}{c} = \frac{57,2}{19,88} = 2,52$$

Полное число витков

$$n_1 = n + 1,5 \dots 2 = 2,5 + 1,5 = 4$$

Средний диаметр пружины

$$D = D_1 - d = 16 - 2 = 15 \text{ мм}$$

$$s_1 = \frac{P_1}{c} = \frac{94,42}{19,88} = 4,6 \text{ мм} - \text{предварительная деформация}$$

$$s_2 = \frac{P_2}{c} = \frac{103,36}{19,88} = 5 \text{ мм} - \text{рабочая деформация}$$

$$s_3 = \frac{P_3}{c} = \frac{108,3}{19,88} = 5,44 \text{ мм} - \text{максимальная деформация}$$

Длина пружины при максимальной деформации

$$l_3 = (n_1 + 1 - n_2) \cdot d = (4 + 1 - 1,5) \cdot 2 = 7 \text{ мм}$$

Длина пружины в свободном состоянии

$$l_0 = l_3 + s_3 = 7 + 5,44 = 12,44 \text{ мм}$$

Длина пружины при предварительной деформации

$$l_1 = l_0 - s_1 = 12,44 - 4,6 = 7,84 \text{ мм}$$

Длина пружины при рабочей деформации

$$l_2 = l_0 - s_2 = 12,44 - 5 = 7,44 \text{ мм}$$

Шаг витков

$$t = s_3' + d = 5,44 + 2 = 7,44 \text{ мм}$$

Муфта передает валу вращение благодаря шпонке. Согласно ГОСТ 23360-78 для диаметра вала 7мм:

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки $b \times h$, мм	Глубина паза		Длина шпонки l , мм
		Вала t , мм	Втулки t_1 , мм	

Св. 8 до 10	3 x 3	1,6	1,4	6...35
-------------	-------	-----	-----	--------

Назначим материал Сталь 45 ГОСТ 1050-2013. Проверим шпонку на срез.

$$\tau_{cp} = \frac{F}{S} \leq [\tau]$$

$$S_{cp} = b \cdot l = 3 \cdot 6 = 18 \text{ мм} - \text{площадь среза}$$

$[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение

$$[\tau] = 0,58 \cdot [\sigma]$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{n} = \frac{580}{2} = 290 \text{ МПа}$$

$$[\tau] = 0,58 \cdot 290 = 168,2 \text{ МПа}$$

$$F = \frac{2 \cdot M_{нагр}}{d_{вала}} = \frac{2 \cdot 1657}{7} = 473,43 \text{ Н}$$

$$\tau_{cp} = \frac{335,43}{18} = 26,3 \text{ МПа}$$

$$\tau_{cp} \leq [\tau]$$

$$26,3 \text{ МПа} \leq 168,2 \text{ МПа}$$

Неравенство выполняется, шпонка проходит расчет на срез.

12 Расчет на точность

Назначим степень точности рассчитываемого привода 7-G ГОСТ 9178-81. Для реечной передачи в числителе указывается точность изготовления зубчатого колеса, а в знаменателе – рейки: $\frac{7-G \text{ ГОСТ } 9178-81}{8-G \text{ ГОСТ } 14506-81}$.

Расчет кинематической погрешности:

Определим минимальные значения кинематических погрешностей

$$F_{il \min} = 0,71 \cdot K_s \cdot (F'_{i1} + F'_{i2})$$

K_s – коэффициент фазовой компенсации;

F'_{i1}, F'_{i2} – допуски на кинематическую погрешность шестерни и колеса соответственно.

$$F'_i = F_p + f_f$$

F_p – допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса (шестерни);

f_f – допуск на погрешность профиля зуба.

$$F'_{i1} = F_p + f_f = 22 + 10 = 32 \text{ мкм}$$

$$F'_{i2} = F_p + f_f = 26 + 10 = 36 \text{ мкм}$$

$$F'_{i3} = F_p + f_f = 22 + 10 = 32 \text{ мкм}$$

$$F'_{i4} = F_p + f_f = 26 + 10 = 36 \text{ мкм}$$

$$F'_{i5} = F_p + f_f = 22 + 10 = 32 \text{ мкм}$$

$$F'_{i6} = F_p + f_f = 26 + 10 = 36 \text{ мкм}$$

$$F'_{i7} = F_p + f_f = 30 + 10 = 40 \text{ мкм}$$

$$F'_{i8} = F_p + f_f = 50 + 13 = 63 \text{ мкм}$$

Тогда минимальные значения кинематических погрешностей:

$$F'_{i12\min} = 0,71 \cdot K_s \cdot (F'_{i1} + F'_{i2}) = 0,71 \cdot 0,74 \cdot (32 + 36) = 35,7 \text{ мкм}$$

$$F'_{i34\min} = 0,71 \cdot K_s \cdot (F'_{i3} + F'_{i4}) = 0,71 \cdot 0,75 \cdot (32 + 36) = 36,21 \text{ мкм}$$

$$F'_{i56\min} = 0,71 \cdot K_s \cdot (F'_{i5} + F'_{i6}) = 0,71 \cdot 0,75 \cdot (32 + 36) = 36,21 \text{ мкм}$$

Определим отношение чисел зубьев рейки и реечного колеса: $\frac{z_{pk}}{z_p} = \frac{75}{32} = 2,34$, тогда

$$F'_{ip\min} = 0,71 \cdot K_s \cdot (F'_{i7} + F'_{i8}) = 0,71 \cdot 0,75 \cdot (40 + 63) = 54,85 \text{ мкм}$$

Определим максимальные значения кинематических погрешностей:

$$F'_{i0\max} = K \cdot \left[\sqrt{(F'_{i1})^2 + E_{\Sigma M1}^2} + \sqrt{(F'_{i2})^2 + E_{\Sigma M2}^2} \right]$$

K – коэффициент фазовой компенсации

$E_{\Sigma M}$ – погрешность монтажа

$$E_{\Sigma M} = \sqrt{\left(\frac{e_r \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha}\right)^2 + (e_\alpha \cdot \operatorname{tg} \beta)^2}$$

$\left. \begin{array}{l} e_{r2} = 20 \text{ мкм} - \text{для колеса} \\ e_{r1} = 10 \text{ мкм} - \text{для шестерни} \end{array} \right\} - \text{монтажное радиальное биение}$

$e_{\alpha} = 0$ – монтажное осевое биение

$\alpha = 20^{\circ}$ – угол исходного профиля колеса

$\beta = 0$ – делительный угол наклона линии зуба (т.к. колеса прямозубые)

Тогда

$$E_{\Sigma M} = \sqrt{\left(\frac{e_r \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha}\right)^2} = e_r \cdot 0,36$$

$$E_{\Sigma M1} = e_{r1} \cdot 0,36 = 10 \cdot 0,36 = 3,6 \text{ мкм}$$

$$E_{\Sigma M2} = e_{r2} \cdot 0,36 = 20 \cdot 0,36 = 7,2 \text{ мкм}$$

Тогда максимальное значение кинематической погрешности:

$$F'_{i12\max} = 0,93 \cdot \left[\sqrt{32^2 + 3,6^2} + \sqrt{36^2 + 7,2^2} \right] = 64,1 \text{ мкм}$$

$$F'_{i34\max} = 0,97 \cdot \left[\sqrt{32^2 + 3,6^2} + \sqrt{36^2 + 7,2^2} \right] = 66,8 \text{ мкм}$$

$$F'_{i56\max} = 0,97 \cdot \left[\sqrt{32^2 + 3,6^2} + \sqrt{36^2 + 7,2^2} \right] = 66,8 \text{ мкм}$$

$$F'_{ip\max} = 0,83 \cdot \left[\sqrt{40^2 + 7,2^2} + \sqrt{63^2 + 3,6^2} \right] = 86,1 \text{ мкм}$$

Определение угловой погрешности элементарных передач:

$$\Delta \varphi_{i0} = \frac{F'_{i0} \cdot 180 \cdot 60}{\frac{m \cdot z_2}{2} \cdot 1000 \pi} = 6,88 \cdot \frac{F'_{i0}}{m \cdot z_2} = 6,88 \frac{F'_{i0}}{d_2}$$

Минимальная угловая погрешность:

$$\Delta \varphi_{i12\min} = 6,88 \cdot \frac{35,7}{30} = 8,19'$$

$$\Delta \varphi_{i34\min} = 6,88 \cdot \frac{36,21}{31,8} = 7,83'$$

$$\Delta \varphi_{i56\min} = 6,88 \cdot \frac{36,21}{31,8} = 7,83'$$

$$\Delta \varphi_{ip\min} = 6,88 \cdot \frac{54,85}{45} = 8,38'$$

Максимальная угловая погрешность:

$$\Delta \varphi_{i12\max} = 6,88 \cdot \frac{64,1}{30} = 14,7'$$

$$\Delta \varphi_{i34\max} = 6,88 \cdot \frac{66,8}{31,8} = 14,45'$$

$$\Delta\varphi_{i56\max} = 6,88 \cdot \frac{66,8}{31,8} = 14,45'$$

$$\Delta\varphi_{ip\max} = 6,88 \cdot \frac{86,1}{45} = 13,16'$$

Расчет кинематической погрешности вероятностным методом

Определим значения координат середины поля рассеивания:

$$E_{ij} = \frac{\Delta\varphi_{i0\min} + \Delta\varphi_{i0\max}}{2}$$

$$E_{i12} = \frac{\Delta\varphi_{i12\min} + \Delta\varphi_{i12\max}}{2} = \frac{8,19 + 14,7}{2} = 11,4'$$

$$E_{i34} = \frac{\Delta\varphi_{i34\min} + \Delta\varphi_{i34\max}}{2} = \frac{7,83 + 14,45}{2} = 11,14'$$

$$E_{i56} = \frac{\Delta\varphi_{i56\min} + \Delta\varphi_{i56\max}}{2} = \frac{7,83 + 14,45}{2} = 11,14'$$

$$E_{ip} = \frac{\Delta\varphi_{ip\min} + \Delta\varphi_{ip\max}}{2} = \frac{8,38 + 13,16}{2} = 10,77'$$

Определим численное значение поля рассеивания:

$$V_{ij} = \Delta\varphi_{i0\max} - \Delta\varphi_{i0\min}$$

$$V_{i12} = \Delta\varphi_{i12\max} - \Delta\varphi_{i12\min} = 14,7 - 8,19 = 6,51'$$

$$V_{i34} = \Delta\varphi_{i34\max} - \Delta\varphi_{i34\min} = 14,45 - 7,83 = 6,62'$$

$$V_{i56} = \Delta\varphi_{i56\max} - \Delta\varphi_{i56\min} = 14,45 - 7,83 = 6,62'$$

$$V_{ip} = \Delta\varphi_{ip\max} - \Delta\varphi_{ip\min} = 13,16 - 8,38 = 4,78'$$

Определим суммарную координату середины поля рассеивания:

$$E_{i\Sigma}^p = \sum_{j=1}^n \xi_j E_{ij}$$

$$\xi_j = \frac{1}{i_j}$$

$$\xi_1 = \frac{z_3 z_5}{z_4 z_6} = \frac{17 \cdot 17}{53 \cdot 53} = 0,103$$

$$\xi_2 = \frac{z_5}{z_6} = \frac{17}{53} = 0,321$$

$$\xi_3 = \xi_4 = 1$$

$$E_{i\Sigma}^p = E_{i12}\xi_1 + E_{i34}\xi_2 + E_{i56}\xi_3 + E_{ip}\xi_4 = 11,4 \cdot 0,103 + 11,14 \cdot 0,321 + 11,14 + 10,77 = 26,66'$$

Вероятностное значение кинематической погрешности цепи:

$$\Delta\varphi_{i0\Sigma}^p = E_{i\Sigma}^p + t_1 \sqrt{\sum_{j=1}^n (\xi_j \cdot V_{ij})^2}$$

Примем степень риска $p = 0,27$ (нагрузка спокойная, без толчков). Тогда по ГОСТ 9178-81: $t_1 = 0,57$

$$\Delta\varphi_{i0\Sigma}^p = 26,66 + 0,57 \sqrt{(0,103 \cdot 6,51)^2 + (0,321 \cdot 6,62)^2 + 6,62^2 + 4,78^2} = 31,48'$$

Расчет погрешности мертвого хода:

Определим минимальное значение погрешностей мертвого хода

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

$j_{n \min}$ – минимальное значение гарантированного бокового зазора

По ГОСТ 9178-81:

$$j_{n \min 12} = j_{n \min 34} = j_{n \min 56} = 9 \text{ мкм}$$

Для реечной передачи определим расчетный монтажный размер:

$$a'_R = \frac{1}{2}(d_{pk} + 35 \cdot m) = 33 \text{ мм}$$

Тогда по ГОСТ 13506-81:

$$j_{n \min p} = 11 \text{ мкм}$$

Тогда

$$j_{t \min 12} = j_{t \min 34} = j_{t \min 56} = \frac{9}{0,94} = 9,57 \text{ мкм}$$

$$j_{t \min p} = \frac{11}{0,94} = 11,7 \text{ мкм}$$

Определим максимальное значение погрешности мертвого хода

$$j_{n \max} = 0,7(E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0,5 \cdot (T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2(+f_a)^2 + \Delta p_1^2 + \Delta p_2^2}$$

E_{HS1}, E_{HS2} – наименьшее смещение исходного контура шестерни и колеса;

T_{H1}, T_{H2} – допуск на смещение исходного контура шестерни и колеса;

f_a – допуск на отклонение межосевого расстояния;

$\Delta p_1, \Delta p_2$ – радиальные зазоры на опорах шестерни и колеса, для реечной передачи $\Delta p_2 = 0$.

По ГОСТ 9178-81 и ГОСТ 13506-81:

Передача	E_{HSu}	$E_{HS\kappa}$	T_{Hu}	$T_{H\kappa}$	f_a
1-2	16	20	38	38	± 16
3-4	16	20	38	38	± 16
5-6	16	20	38	38	± 16
реечная	21	21	42	42	± 20

По ГОСТ 24810-2013:

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = 13 \text{ мкм}$$

Тогда

$$j_{n\max 12} = 0,7(16 + 20) + \sqrt{0,5 \cdot (38^2 + 38^2) + 2(+16)^2 + 13^2 + 13^2} = 73,1 \text{ мкм}$$

$$j_{n\max 12} = j_{n\max 34} = j_{n\max 56} = 73,1 \text{ мкм}$$

$$j_{n\max p} = 0,7(21 + 21) + \sqrt{0,5 \cdot (42^2 + 42^2) + 2(+20)^2 + 13^2} = 81,7 \text{ мкм}$$

Определим угловые погрешности мертвого хода:

$$\Delta \varphi_{\Omega \min} = 6,88 \frac{j_{t \min}}{d_{\kappa}}$$

$$\Delta \varphi_{\Omega \min 12} = 6,88 \frac{9,57}{30} = 2,19'$$

$$\Delta \varphi_{\Omega \min 34} = 6,88 \frac{9,57}{31,8} = 2,07'$$

$$\Delta \varphi_{\Omega \min 56} = 6,88 \frac{9,57}{31,8} = 2,07'$$

$$\Delta \varphi_{\Omega \min p} = 6,88 \frac{11,7}{45} = 1,79'$$

$$\Delta \varphi_{\Omega \max} = 6,88 \frac{j_{t \max}}{d_{\kappa}}$$

$$\Delta \varphi_{\Omega \max 12} = 6,88 \frac{73,1}{30} = 16,76'$$

$$\Delta \varphi_{\Omega \max 34} = 6,88 \frac{73,1}{31,8} = 15,81'$$

$$\Delta\varphi_{\Omega\max 56} = 6,88 \frac{73,1}{31,8} = 15,81'$$

$$\Delta\varphi_{\Omega\max p} = 6,88 \frac{81,7}{45} = 12,49'$$

Определим середину поля рассеивания

$$E_{\Omega j} = \frac{\Delta\varphi_{\Omega\min j} + \Delta\varphi_{\Omega\max j}}{2}$$

$$E_{\Omega 12} = \frac{\Delta\varphi_{\Omega\min 12} + \Delta\varphi_{\Omega\max 12}}{2} = \frac{2,19 + 16,76}{2} = 9,5'$$

$$E_{\Omega 34} = \frac{\Delta\varphi_{\Omega\min 34} + \Delta\varphi_{\Omega\max 34}}{2} = \frac{2,07 + 15,81}{2} = 8,9'$$

$$E_{\Omega 56} = \frac{\Delta\varphi_{\Omega\min 56} + \Delta\varphi_{\Omega\max 56}}{2} = \frac{2,07 + 15,81}{2} = 8,9'$$

$$E_{\Omega p} = \frac{\Delta\varphi_{\Omega\min p} + \Delta\varphi_{\Omega\max p}}{2} = \frac{1,79 + 12,49}{2} = 4,14'$$

Определим численное значение поля рассеивания

$$V_{\Omega j} = \Delta\varphi_{\Omega\max j} - \Delta\varphi_{\Omega\min j}$$

$$V_{\Omega 12} = \Delta\varphi_{\Omega\max 12} - \Delta\varphi_{\Omega\min 12} = 16,76 - 2,19 = 14,57'$$

$$V_{\Omega 34} = \Delta\varphi_{\Omega\max 34} - \Delta\varphi_{\Omega\min 34} = 15,81 - 2,07 = 13,74'$$

$$V_{\Omega 56} = \Delta\varphi_{\Omega\max 56} - \Delta\varphi_{\Omega\min 56} = 15,81 - 2,07 = 13,74'$$

$$V_{\Omega p} = \Delta\varphi_{\Omega\max p} - \Delta\varphi_{\Omega\min p} = 12,49 - 1,79 = 10,7'$$

Определим суммарную координату середины поля рассеивания

$$E_{\Omega\Sigma}^p = \sum_{j=1}^n \xi_j E_{\Omega j}$$

$$E_{\Omega\Sigma}^p = E_{\Omega 12} \xi_1 + E_{\Omega 34} \xi_2 + E_{\Omega 56} \xi_3 + E_{\Omega p} \xi_4 = 9,5 \cdot 0,103 + 8,9 \cdot 0,321 + 8,9 + 4,14 = 16,87'$$

Вероятностное значение мертвого хода кинематической цепи:

$$\Delta\varphi_{\Omega\Sigma}^p = E_{\Omega\Sigma}^p + t_2 \sqrt{\sum_{j=1}^n (\xi_j \cdot V_{\Omega j})^2}$$

Примем степень риска $p = 0,27$ (нагрузка спокойная, без толчков). Тогда по ГОСТ 9178-81: $t_2 = 0,46$

$$\Delta\varphi_{i0\Sigma}^p = 16,87 + 0,46 \sqrt{(0,103 \cdot 9,5)^2 + (0,321 \cdot 8,9)^2 + 8,9^2 + 4,14^2} = 21,59'$$

Суммарная погрешность: $\Delta_{\Sigma} = \Delta\varphi_{i0\Sigma}^p + \Delta\varphi_{\Omega\Sigma}^p = 31,48 + 21,59 = 53,07'$

13 Расчет штифтов

Подберем штифты для колес 2, 4, 6 и для реечного колеса. Расчет будем вести для наиболее нагруженного вала. Чаще всего проводят расчет штифтов на срез.

$$\tau_{ср} = \frac{F}{S} \leq [\tau]$$

$$F = \frac{M_{нагр}}{0,5 \cdot d} - \text{сила, приложенная к штифту}$$

$$S = \pi r^2 = \pi \cdot \frac{d^2}{4} - \text{площадь среза}$$

Назначим для штифтов материал Сталь 45 ГОСТ 1050-2013. Вычисленное ранее значение $[\tau] = 168,2 \text{ МПа}$

Тогда

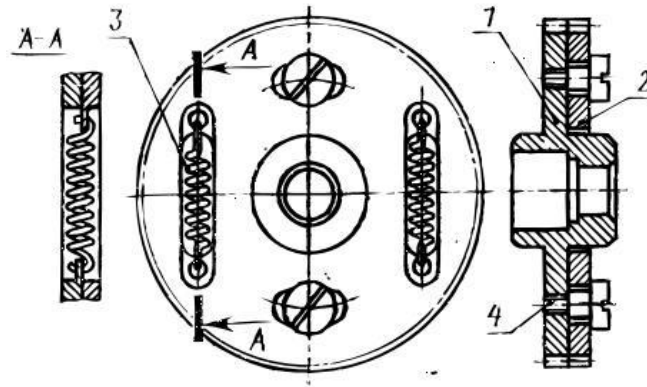
$$\frac{2 \cdot M_{нагр} \cdot 4}{d \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau]$$

$$d \geq 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{нагр}}{\pi \cdot [\tau]}}$$

Тогда для всех зубчатых колес подберем штифты 3×10 ГОСТ 3128-70.

14 Расчет люфтовывбирающего колеса

Установка люфтовывбирающего колеса необходима для снижения накопившейся люфтовывбирающей погрешности. Это позволяет повысить точность работы редуктора.



1 – зубчатое колесо

2 – люфтовывбирающее колесо

3 – пружина

4 – винт

Рассчитаем пружину растяжения для люфтовывбирающего колеса z_6 . Определим рабочее усилие пружины:

$$P_2 = \frac{\beta \cdot M_{кр}}{r' \cdot n}$$

$M_{кр} = 1657 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – момент нагрузки

$r' = 10 \text{ мм}$ – расстояние от оси колеса до пружины

$n = 2$ – число пружин

$\beta = 1,5 \dots 3$ – коэффициент запаса по моменту. Назначим $\beta = 2$

$$P_2 = \frac{2 \cdot 1657}{10 \cdot 2} = 165,7 \text{ Н}$$

Деформация пружины

$$\Delta H = \frac{k \cdot \pi \cdot m \cdot r'}{r}$$

$k = 3 \dots 6$ – количество зубьев, на которое происходит смещение подвижного колеса. Назначим $k = 3$.

$r = 20 \text{ мм}$ – радиус колеса

$$\Delta H = \frac{3 \cdot \pi \cdot 0,6 \cdot 10}{20} = 2,83 \text{ мм}$$

Согласно ГОСТ 13766-86 выберем пружину растяжения №298

Номер позиции	Сила пружины при максимальной деформации P_3 , Н	Диаметр проволоки d , мм	Наружный диаметр пружины D_1 , мм	Жесткость одного витка c_1 , Н/мм
298	56,0	1,00	5,0	153,200

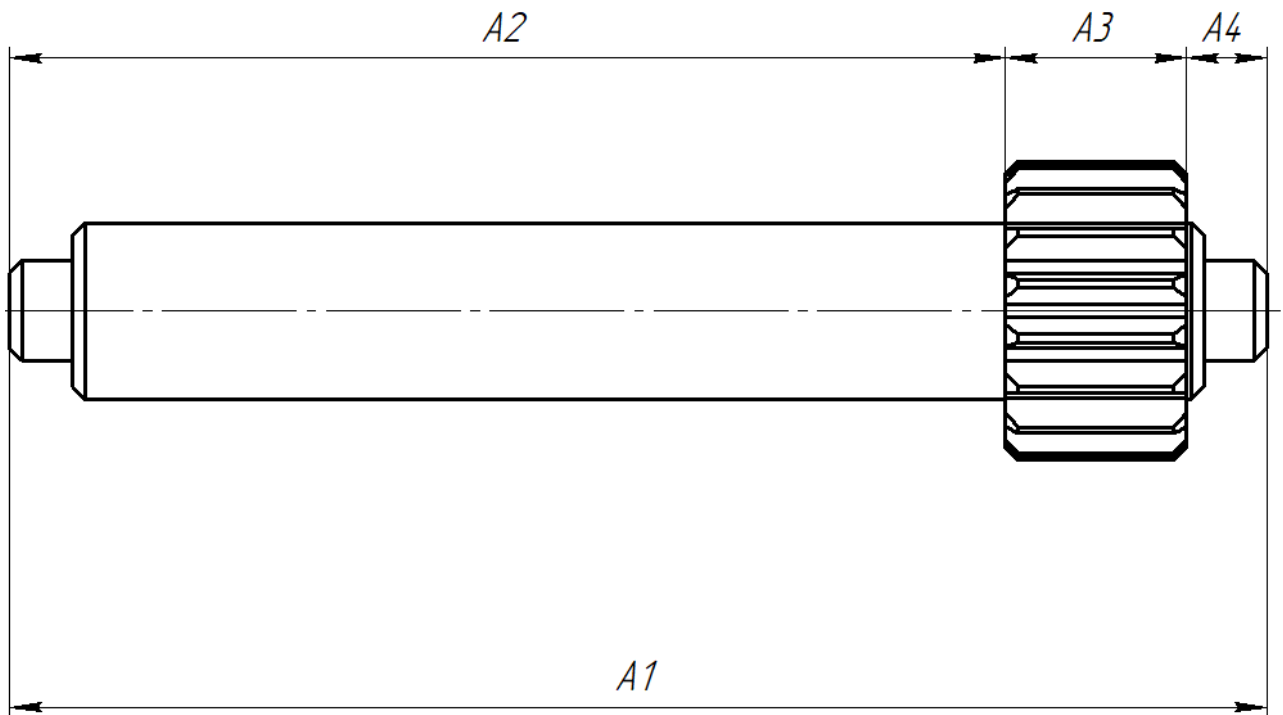
$$n = \frac{c_1}{k} = \frac{153,200}{14,89} = 10,3 - \text{число витков пружины}$$

Примем $n = 11$.

Средний диаметр пружины

$$D = D_1 - 2 \cdot d = 5 - 2 \cdot 1 = 3$$

15 Расчет размерной цепи



$$A_1 = 50_{-0,3} \text{ мм}$$

$$A_2 = 39,6^{+0,025}_{-0,025} \text{ мм}$$

$$A_3 = 7,2_{-0,036} \text{ мм}$$

Определим номинальный размер

$$A_4 = \Sigma A_{\text{ув}} - \Sigma A_{\text{ум}} = 50 - (39,6 + 7,2) = 3,2 \text{ мм}$$

Верхнее отклонение

$$ES = \Sigma ES_{\text{ув}} - \Sigma EI_{\text{ум}} = 0 - (-0,025 - 0,036) = 0,061 \text{ мм}$$

Нижнее отклонение

$$EI = \Sigma EI_{\text{ув}} - \Sigma ES_{\text{ум}} = -0,3 - 0,025 = -0,325 \text{ мм}$$

Таким образом $A_4 = 3,2^{+0,061}_{-0,325}$

$$A_4^{\text{max}} = 3,261 \text{ мм}$$

$$A_4^{\text{min}} = 2,875 \text{ мм}$$

16 Вывод по работе

При проектировании привода были проведены следующие расчеты: проектный расчет ЭМП, включающий выбор двигателя по мощности, кинематический расчет, включающий определение общего передаточного отношения редуктора, определение числа ступеней по комплексному критерию, разбивку по ступеням передаточных отношений. Также был проведен силовой расчет, включающий расчет двигателя по заданной нагрузке и определение модуля зубчатых передач, проверочный расчет двигателя по статическому и динамическому приведенным моментам, геометрический расчет зубчатых колес, входящих в состав привода. Подобран диаметр выходного вала, который прошёл проверку на крутильную и изгибную прочность. В соответствии с рекомендациями были выбраны и рассчитаны опоры для валов редуктора. Были проведены проверочные расчеты на точность, рассчитана предохранительная фрикционная муфта. В соответствии с применением спроектированного редуктора, и соответствии его требованиям технического задания можно сделать вывод, что изготовление данного изделия по выполненным чертежам, возможно, и может быть использовано в реальной жизни.

17 Список литературы

1. Кокорев Ю.А., Жарок В.А., Торгов А.М. Расчет электромеханического привода: Учеб. пособие / Под ред. В.Н. Баранова. – М.: Изд-во МГТУ, 1995, - 132 с., ил.
2. Потапцев И.С., Буцев А.А., Матвеев Е.В. Расчет и конструирование элементов приборных устройств. Конструирование муфт: учебное пособие. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 45 с., ил.
3. Потапцев И.С., Нарыкова Н.И., Перминова Е.А., Буцев А.А. Разработка конструкторской документации при курсовом проектировании: учебное пособие в 2 частях – часть 1. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 78 с., ил.
4. Потапцев И.С., Буцев А.А., Еремеев А.И., Кокорев Ю.А. Разработка конструкторской документации при курсовом проектировании: учебное пособие в 2 частях – часть 2. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 80 с., ил.
5. Расчет электромеханического привода. Методические указания к выполнению домашнего задания / Под ред. О.Ф. Тищенко – 2-е издание, М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. - 47 с.
6. Элементы приборных устройств (Основной курс): Учеб. пособие для студентов вузов. В 2-х ч. Ч.1. Детали, соединения и передачи / Тищенко О.Ф., Киселев Л.Т., Коваленко А.П. и др.; под ред. О.Ф. Тищенко. – М.: Высшая школа, 1982. – 304 с.
7. Элементы приборных устройств (Основной курс): Учеб. пособие для студентов вузов. В 2-х ч. Ч.2. Приводы, преобразователи, исполнительные устройства / Тищенко О.Ф., Киселев Л.Т., Коваленко А.П. и др.; под ред. О.Ф. Тищенко. – М.: Высшая школа, 1982. – 263 с.
8. Допуски и посадки: Справ. В 2-х ч./В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. - 8-е изд., перераб. СПб.: Политехника, 2003. - Ч. 1. 576с.; Ч. 2. 608с., ил.
9. Межгосударственный стандарт ГОСТ 2.102-2013 «Единая система конструкторской документации. Виды и комплектность конструкторских документов»
10. ГОСТ Р 2.711-2019 «Единая система конструкторской документации. Схема деления изделия на составные части»
11. ГОСТ 5915-70. «Гайки шестигранные класса точности В. Конструкция и размеры»
12. ГОСТ 10058-90 «Подшипники радиальные шариковые однорядные для приборов. Технические условия»
13. ГОСТ 1491-80 «Винты с цилиндрической головкой классов точности А и В. Конструкция, и размеры»

