

▢ Дано

Редуктор трехступенчатый

1. Выбор электродвигателя.

Для того чтобы правильно подобрать электродвигатель необходимо знать потребляемую мощность $P_{\text{двиг_потреб}}$ и $n_{\text{двиг_ориент}}$ - частоту вращения вала электродвигателя.

Исходные данные:

Мощность на выходном валу $P_{\text{тихоход}} := 2500$ (Вт)

Число оборотов выходного вала $n_{\text{тихоход}} := 28$ (об/мин)

Число оборотов электродвигателя (синхр) $n_{\text{двиг}} := 1000$ (об/мин)

Допускаемое отклонение скорости барабана $InI_{\text{откл}} := 4$ (%)

Количество пар подшипников $\text{Кол_пар_подшип} := 4$

1.1 Определим общий КПД привода: $\eta_{\text{общее}}$

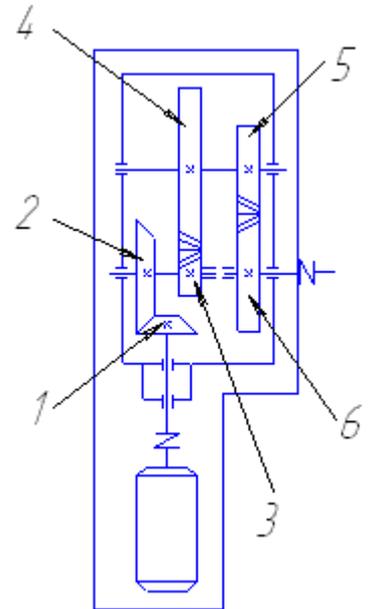
КПД передачи 1-2: $\eta_{12} := 0.96$

КПД передачи 3-4: $\eta_{34} := 0.97$

КПД передачи 5-6: $\eta_{56} := 0.97$

КПД подшипников: $\eta_{\text{подшип}} := 0.99$

КПД муфт: $\eta_{\text{муфт}} := 0.98$



▢ Таблица значений КПД

$$\eta_{\text{общее}} := \eta_{\text{муфт}} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{56} \cdot \eta_{\text{муфт}} \cdot \eta_{\text{подшип}} \quad (\text{Кол_пар_подшип})$$

$$\eta_{\text{общее}} = 0.833312 \quad \eta_{\text{общее}} \cdot 100 = 83.331 \quad (\%)$$

1.2 Определим требуемую мощность:

$$P_{\text{двиг_потреб}} := \frac{P_{\text{тихоход}}}{\eta_{\text{общее}}} \quad P_{\text{двиг_потреб}} = 3000.077 \quad (\text{Вт})$$

1.3 Выберем передаточные числа для каждой передачи.

▢ Табл. значений u

$$\text{Общее передаточное отношение (дано): } \frac{n_{\text{двиг}}}{n_{\text{тихоход}}} = 36$$

$$\text{Передаточное число передачи 1-2: } u_{\text{ориент_12}} := 3$$

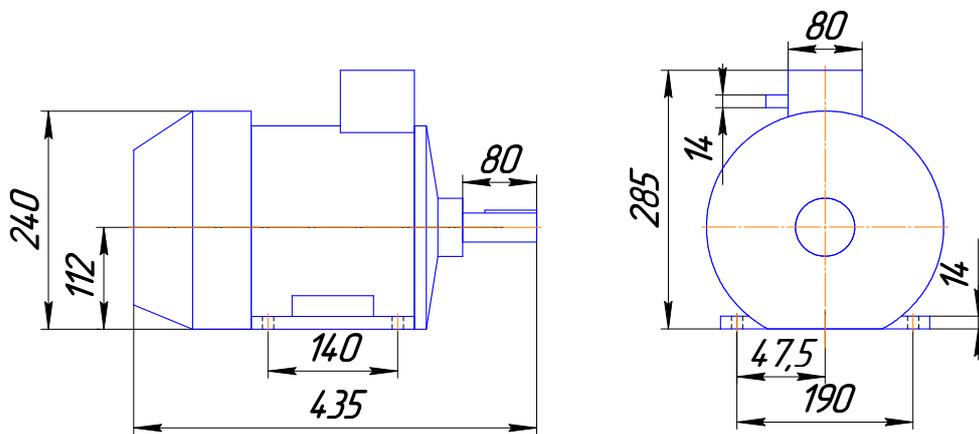
$$\text{Передаточное число передачи 3-4: } u_{\text{ориент_34}} := 4$$

$$\text{Передаточное число передачи 5-6: } u_{\text{ориент_56}} := 3$$

1.4 Определим общее передаточное отношение по условию исходя из выбранных нами передаточных чисел: $u_{\text{общее}}$

$$u_{\text{общее}} := u_{\text{ориент_12}} \cdot u_{\text{ориент_34}} \cdot u_{\text{ориент_56}} \quad u_{\text{общее}} = 36$$

1.5 Выберем необходимый электродвигатель: 4A112MA6УЗ.



$$u_{\text{общее}} = 36$$

$$P_{\text{двиг}} := 3000 \text{ (Вт)}$$

$$n_{\text{двиг}} := 985 \text{ (об/мин)}$$

2. Кинематический и силовой расчет.

В задачу этого раздела входит определение передаточных чисел отдельных передач привода, угловых скоростей валов и крутящих моментов на каждом валу привода. Примем следующую индексацию деталей привода: зубчатые колеса, шкивы ременных передач, звездочки приводных цепей нумеруются арабскими цифрами 1, 2, 3, 4, ..., начиная от электродвигателя; передачи имеют двойной индекс по индексам входящих в передачу элементов 1-2, 3-4, 5-6, ...; валы имеют индекс, состоящий из индексов насаженных на них деталей 1, 2-3, 4-5, и т.д. КПД передач имеют индексы передач, угловой скорости и крутящего момента имеют индекс соответствующих валов. Например, КПД передачи 1-2; угловая скорость вала 2-3 - Крутящий момент вала 4-5.

2.1 Определим общее передаточное отношение $u_{\text{общее}}$.

$$u_{\text{общее}} := \frac{n_{\text{двиг}}}{n_{\text{тихоход}}} \quad u_{\text{общее}} = 35.179$$

При разработке по ступеням надо руководствоваться следующими соображениями. В цилиндрических редукторах передаточное число каждой последующей передачи, начиная от электродвигателя, должно быть на 30% меньше, чем предыдущей. В коническо-цилиндрических редукторах передаточное число конической ступени выбирают равным не более 4, а разбивку оставшегося передаточного числа между цилиндрическими ступенями делают по вышеприведенному принципу.

2.1.1 Выберем окончательно передаточные числа ступеней: u_{12}, u_{34}, u_{56} .

$$u_{12} := u_{\text{ориент_12}} \quad u_{12} = 3$$

$$u_{34} := u_{\text{ориент_34}} \quad u_{34} = 4$$

$$u_{56} := u_{\text{ориент_56}} \quad u_{56} = 3$$

2.1.2 Определим частоты вращения валов: n_1, n_{23}, n_{45}, n_6 .

$$n_1 := n_{\text{двиг}} \quad n_1 = 985 \quad (\text{об/мин})$$

$$n_{23} := \frac{n_1}{u_{12}} \quad n_{23} = 328.333 \quad (\text{об/мин})$$

$$n_{45} := \frac{n_{23}}{u_{34}} \quad n_{45} = 82.083 \quad (\text{об/мин})$$

$$n_6 := \frac{n_{45}}{u_{56}} \quad n_6 = 27.361 \quad (\text{об/мин})$$

2.1.3 Проверка.

$$n_{\text{тихоход}} = 28 \quad (\text{об/мин}) \quad \frac{(n_{\text{тихоход}} - n_6) \cdot 100}{n_6} = 2.335$$

$$n_6 = 27.361 \quad (\text{об/мин})$$

Проверка проходит.

2.2 Найдем угловые скорости вращения валов: $\omega_1, \omega_{23}, \omega_{45}, \omega_6$.

Угловая скорость ведущего вала привода (c^{-1}) совпадает с угловой скоростью вала электродвигателя:

$$\omega_1 := \frac{\pi \cdot n_{\text{ДВИГ}}}{30} \quad \omega_1 = 103.149 \quad \left(\frac{1}{c}\right)$$

$$\omega_{23} := \frac{\omega_1}{u_{12}} \quad \omega_{23} = 34.383 \quad \left(\frac{1}{c}\right)$$

$$\omega_{45} := \frac{\omega_{23}}{u_{34}} \quad \omega_{45} = 8.59575 \quad \left(\frac{1}{c}\right)$$

$$\omega_6 := \frac{\omega_{45}}{u_{56}} \quad \omega_6 = 2.86525 \quad \left(\frac{1}{c}\right)$$

2.3 Рассчитаем мощность на валах P_1, P_{23}, P_{45}, P_6 .

$$P_1 := P_{\text{двиг_потреб}} \cdot \eta_{\text{муфт}} \quad P_1 = 2940.075 \quad (\text{Вт})$$

$$P_{23} := P_1 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{\text{подшип}} \quad P_{23} = 2794.248 \quad (\text{Вт})$$

$$P_{45} := P_{23} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{\text{подшип}} \cdot \eta_{\text{муфт}} \quad P_{23} = 2794.248 \quad (\text{Вт})$$

$$P_6 := P_{45} \cdot \eta_{56} \cdot \eta_{\text{подшип}} \cdot \eta_{\text{муфт}} \quad P_6 = 2474.747 \quad (\text{Вт})$$

2.4 Рассчитаем крутящий момент на валах: T_1, T_{23}, T_{45}, T_6 .

$$T_1 := \frac{P_1}{\omega_1} \quad T_1 = 28.503 \quad (\text{Н*м})$$

$$T_{23} := T_1 \cdot u_{12} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{\text{подшип}} \quad T_{23} = 81.268 \quad (\text{Н*м})$$

$$T_{45} := T_{23} \cdot u_{34} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{\text{подшип}} \quad T_{45} = 312.168 \quad (\text{Н*м})$$

$$T_6 := T_{45} \cdot u_{56} \cdot \eta_{56} \cdot \eta_{\text{подшип}} \quad T_6 = 899.324 \quad (\text{Н*м})$$

2.5 Данные расчетов сведем в таблицу.

Передаточное число	Крутящий момент на валу, (Н*м)	Мощность на валах, (Вт)	Частота вращения валов (об/мин)	Угловая скорость вращения валов (1/с)
$u_{12} = 3$	$T_1 = 28.503$	$P_1 = 2940.075$	$n_1 = 985$	$\omega_1 = 103.149$
	$T_{23} = 81.268$	$P_{23} = 2794.248$	$n_{23} = 328.333$	$\omega_{23} = 34.383$
$u_{34} = 4$	$T_{45} = 312.168$	$P_{23} = 2794.248$	$n_{45} = 82.083$	$\omega_{45} = 8.59575$
$u_{56} = 3$	$T_6 = 899.324$	$P_6 = 2474.747$	$n_6 = 27.361$	$\omega_6 = 2.86525$

2.6 Выберем материал зубчатых колес.

Материал зубчатых колес				
Звено	Марка стали	Диаметр	Терм обработка	Твердость
				Серцевина НВ
Шестерня №1	Сталь 40Х	до 125	Улучшение	269..302
Колесо №2	Сталь 45	до 126	Улучшение	235..262
Шестерня №3	Сталь 40Х	до 127	Улучшение	269..302
Колесо №4	Сталь 45	до 128	Улучшение	235..262
Шестерня №4	Сталь 40Х	до 129	Улучшение	269..302
Колесо №5	Сталь 46	до 130	Улучшение	235..262

$$HВ_1 := 270 \quad HВ_2 := 240$$

$$HВ_3 := 270 \quad HВ_4 := 240$$

$$HВ_5 := 270 \quad HВ_6 := 240$$

Материалы зубчатых колес выбираются исходя из условия минимальной стоимости передачи при оптимальных условиях ее работы.

Расчет передач ведут по контактным напряжениям, а в качестве проверочного выполняют расчет по напряжениям усталостного изгиба.

3. Определение допускаемых напряжений.

Определение допускаемых контактных напряжений.

3.1 Вычислим суммарное время работы передачи согласно графику нагрузки t_{Σ} .

Дано:

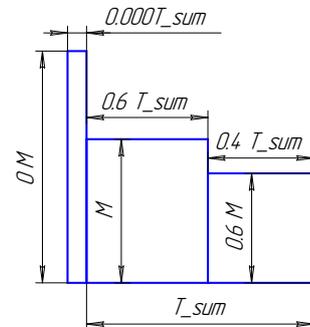
Срок службы передачи: $Z_{\text{лет}} := 5$ (Лет)

Число рабочих смен в сутки: $n_{\text{смен}} := 2$

Требуемое число приводов: $n_{\text{прив}} := 400$

$$t_{\Sigma} := Z_{\text{лет}} \cdot 360 \cdot n_{\text{смен}} \cdot 8$$

$$t_{\Sigma} = 28800$$



3.2 Рассчитаем эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{HE_i} .

Для постоянной нагрузки $N_{HE} = N \varepsilon = 60 \cdot c \cdot t \varepsilon \cdot n$. В наше случае мы имеем дело с нагрузкой изменяемой во времени (ступенчатой нагрузкой), для расчета N_{HE} придется определить следующие величины.

$c := 1$ Число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один его оборот.

$$t_0 := 0.0 \cdot t_{\Sigma}$$

$$t_0 = 0 \quad \text{Время действия } M_0.$$

$$t_1 := 0.6 \cdot t_{\Sigma}$$

$$t_1 = 17280 \quad \text{Время действия } M_1.$$

$$t_2 := 0.4 \cdot t_{\Sigma}$$

$$t_2 = 11520 \quad \text{Время действия } M_2.$$

$$M := 1$$

$$T_0 := 0$$

Значение моментов во время t_0 .

$$T_1 := M$$

Значение моментов во время t_1 .

$$T_2 := 0.6M$$

Значение моментов во время t_2 .

$$T_H := M \quad T_H = 1 \quad \text{Максимальный из длительно действующих моментов (пусковой момент в этот расчет не входит).}$$

3.3 Рассчитаем предел контактной выносливости поверхности зубьев h_{limV} .

Способ термической и химико-технической обработки: Улучшение.

Колесо 1:

$HB_1 = 270$ (Кн/мм²) - Средняя твердость поверхности зубьев величина справочная.

$hlimV_1 := 2 \cdot HB_1 + 50$ - Формула зависит от выбранного материала.

$$hlimV_1 = 590 \quad (\text{н/мм}^2)$$

Колесо 2:

$HB_2 = 240$ (Кн/мм²) - Средняя твердость поверхности зубьев величина справочная.

$hlimV_2 := 2 \cdot HB_2 + 70$ - Формула зависит от выбранного материала.

$$hlimV_2 = 550 \quad (\text{н/мм}^2)$$

Колесо 3:

$HB_3 = 270$ (Кн/мм²) - Средняя твердость поверхности зубьев величина справочная.

$hlimV_3 := 2 \cdot HB_3 + 70$ - Формула зависит от выбранного материала.

$$hlimV_3 = 610 \quad (\text{н/мм}^2)$$

Колесо 4:

$$\begin{aligned} \text{HB}_4 &= 240 \quad (\text{Кн/мм}^2) && - \text{Средняя твердость поверхности зубьев величина справочная.} \\ \text{hlimB}_4 &:= 2 \cdot \text{HB}_4 + 70 && - \text{Формула зависит от выбранного материала.} \\ \text{hlimB}_4 &= 550 \quad (\text{н/мм}^2) \end{aligned}$$

Колесо 5:

$$\begin{aligned} \text{HB}_5 &= 270 \quad (\text{Кн/мм}^2) && - \text{Средняя твердость поверхности зубьев величина справочная.} \\ \text{hlimB}_5 &:= 2 \cdot \text{HB}_5 + 90 && - \text{Формула зависит от выбранного материала.} \\ \text{hlimB}_5 &= 630 \quad (\text{н/мм}^2) \end{aligned}$$

Колесо 6:

$$\begin{aligned} \text{HB}_6 &= 240 \quad (\text{Кн/мм}^2) && - \text{Средняя твердость поверхности зубьев величина справочная.} \\ \text{hlimB}_6 &:= 2 \cdot \text{HB}_6 + 90 && - \text{Формула зависит от выбранного материала.} \\ \text{hlimB}_6 &= 570 \quad (\text{н/мм}^2) \end{aligned}$$

3.4 Найдем базовое число циклов перемены напряжений (N_{HO_i}),

соответствующее длительному пределу выносливости.

Средняя твердость поверхности зубьев (Справочная величина) выбирается согласно способу термической и химико-термической обработки зубьев с учетом материала.

$$\begin{aligned} N_{\text{HO}_1} &:= 30 \cdot \text{HB}_1^{2.4} && N_{\text{HO}_1} = 2.053 \times 10^7 \quad (\text{Величина безразмерная}) \\ N_{\text{HO}_2} &:= 30 \cdot \text{HB}_2^{2.4} && N_{\text{HO}_2} = 1.547 \times 10^7 \quad (\text{Величина безразмерная}) \\ N_{\text{HO}_3} &:= 30 \cdot \text{HB}_3^{2.4} && N_{\text{HO}_3} = 2.053 \times 10^7 \quad (\text{Величина безразмерная}) \\ N_{\text{HO}_4} &:= 30 \cdot \text{HB}_4^{2.4} && N_{\text{HO}_4} = 1.547 \times 10^7 \quad (\text{Величина безразмерная}) \\ N_{\text{HO}_5} &:= 30 \cdot \text{HB}_5^{2.4} && N_{\text{HO}_5} = 2.053 \times 10^7 \quad (\text{Величина безразмерная}) \\ N_{\text{HO}_6} &:= 30 \cdot \text{HB}_6^{2.4} && N_{\text{HO}_6} = 1.547 \times 10^7 \quad (\text{Величина безразмерная}) \end{aligned}$$

3.5 Рассчитаем эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{HE_i} .

$$\begin{aligned} N_{\text{HE}_1} &:= \frac{60 \cdot n_1 \cdot c}{T_H^3} \cdot (T_1^3 \cdot t_1 + T_2^3 \cdot t_2) && N_{\text{HE}_1} = 1.168 \times 10^9 \\ N_{\text{HE}_2} &:= \frac{60 \cdot n_{23} \cdot c}{T_H^3} \cdot (T_1^3 \cdot t_1 + T_2^3 \cdot t_2) && N_{\text{HE}_2} = 3.894 \times 10^8 \\ N_{\text{HE}_3} &:= \frac{60 \cdot n_{23} \cdot c}{T_H^3} \cdot (T_1^3 \cdot t_1 + T_2^3 \cdot t_2) && N_{\text{HE}_2} = 3.894 \times 10^8 \\ N_{\text{HE}_4} &:= \frac{60 \cdot n_{45} \cdot c}{T_H^3} \cdot (T_1^3 \cdot t_1 + T_2^3 \cdot t_2) && N_{\text{HE}_4} = 9.736 \times 10^7 \\ N_{\text{HE}_5} &:= \frac{60 \cdot n_{45} \cdot c}{T_H^3} \cdot (T_1^3 \cdot t_1 + T_2^3 \cdot t_2) && N_{\text{HE}_5} = 9.736 \times 10^7 \\ N_{\text{HE}_6} &:= \frac{60 \cdot n_6 \cdot c}{T_H^3} \cdot (T_1^3 \cdot t_1 + T_2^3 \cdot t_2) && N_{\text{HE}_6} = 3.245 \times 10^7 \end{aligned}$$

3.6 Рассчитаем коэффициент долговечности (K_{HL_i}).

$$\text{Коэффициент долговечности } K_{\text{HL}} = \sqrt[6]{\frac{N_{\text{HO}}}{N_{\text{HE}}}} \quad \text{При } \frac{N_{\text{HO}}}{N_{\text{HE}}} < 1 \text{ для переменной}$$

нагрузки принимают $K_{HL}=1$, в остальных случаях $K_{HL} \leq 2.4$;

$$\frac{N_{HO_1}}{N_{HE_1}} = 0.018 \quad K_{HL_1} = 1$$

$$\frac{N_{HO_2}}{N_{HE_2}} = 0.04 \quad K_{HL_2} = 1$$

$$\frac{N_{HO_3}}{N_{HE_3}} = 0.053 \quad K_{HL_3} = 1$$

$$\frac{N_{HO_4}}{N_{HE_4}} = 0.159 \quad K_{HL_4} = 1$$

$$\frac{N_{HO_5}}{N_{HE_5}} = 0.211 \quad K_{HL_5} = 1$$

$$\frac{N_{HO_6}}{N_{HE_6}} = 0.477 \quad K_{HL_6} = 1$$

3.7 Коэффициент безопасности (S_n).

$S_n := 1.1$ Коэффициент безопасности для зубчатых колес с однородной структурой материала (нормализация, закалка, улучшение, объемная закалка $S_n=1.1$, для зубчатых колес с поверхностным упрочнением $S_n=1.2$)

3.8 Рассчитаем предел контактной выносливости зубьев σ_{H_lim} , соответствующих эквивалентному числу перемены напряжений.

$$\sigma_{H_lim_1} := hlimB_1 \cdot K_{HL_1} \quad \sigma_{H_lim_1} = 590$$

$$\sigma_{H_lim_2} := hlimB_2 \cdot K_{HL_2} \quad \sigma_{H_lim_2} = 550$$

$$\sigma_{H_lim_3} := hlimB_3 \cdot K_{HL_3} \quad \sigma_{H_lim_3} = 610$$

$$\sigma_{H_lim_4} := hlimB_4 \cdot K_{HL_4} \quad \sigma_{H_lim_4} = 550$$

$$\sigma_{H_lim_5} := hlimB_5 \cdot K_{HL_5} \quad \sigma_{H_lim_5} = 630$$

$$\sigma_{H_lim_6} := hlimB_6 \cdot K_{HL_6} \quad \sigma_{H_lim_6} = 570$$

3.9 Определение допускаемых контактных напряжений.

В соответствии с ГОСТ 21354-75 допускаемые контактные напряжения $\sigma_{доп_напр_i}$ равны:

$$I\sigma_{I_{H_1}} := 0.9 \cdot \frac{\sigma_{H_lim_1}}{S_n} \quad I\sigma_{I_{H_1}} = 482.727 \quad (\text{H}/\text{мм}^2)$$

$$I\sigma_{I_{H_2}} := 0.9 \cdot \frac{\sigma_{H_lim_2}}{S_n} \quad I\sigma_{I_{H_2}} = 450 \quad (\text{H}/\text{мм}^2)$$

$$I\sigma_{I_{H_3}} := 0.9 \cdot \frac{\sigma_{H_lim_3}}{S_n} \quad I\sigma_{I_{H_3}} = 499.091 \quad (\text{H}/\text{мм}^2)$$

$$I\sigma_{I_{H_4}} := 0.9 \cdot \frac{\sigma_{H_lim_4}}{S_n} \quad I\sigma_{I_{H_4}} = 450 \quad (\text{H}/\text{мм}^2)$$

$$I\sigma_{I_{H_5}} := 0.9 \cdot \frac{\sigma_{H_lim_5}}{S_n} \quad I\sigma_{I_{H_5}} = 515.455 \quad (\text{H}/\text{мм}^2)$$

$$I\sigma_{I_{H_6}} := 0.9 \cdot \frac{\sigma_{H_lim_6}}{S_n} \quad I\sigma_{I_{H_6}} = 466.364 \quad (\text{H}/\text{мм}^2)$$

3.10 Выбираем расчетное контактное напряжение.

Допускаемые напряжения для зубьев шестеренки колеса σ_H различны ввиду различной твердости поверхности. В качестве расчетных для прямозубых и цилиндрических колес принимают меньшее значение (чаще всего колеса).

$$\sigma_{H12} := 0.45 \cdot (\sigma_{IH_1} + \sigma_{IH_2}) \quad \sigma_{H12} = 419.727 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{H34} := \sqrt{0.5 \cdot (\sigma_{IH_3}^2 + \sigma_{IH_4}^2)} \quad \sigma_{H34} = 475.18 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{H56} := \sqrt{0.5 \cdot (\sigma_{IH_5}^2 + \sigma_{IH_6}^2)} \quad \sigma_{H56} = 491.522 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

3.11 Определение допускаемых значений напряжений при расчете зубьев на усталостный изгиб.

3.11.1 Определим значения: $\sigma_{0_lim_i}$, S_F .

σ_{0_lim} - предел выносливости при изгибе, соответствующий базовому циклу изменения напряжения,
 S_F - коэффициент безопасности.
(Значения табличные).

$$\sigma_{0_lim_1} := 1.8HB_1 \quad \sigma_{0_lim_1} = 486 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{0_lim_2} := 1.8HB_2 \quad \sigma_{0_lim_2} = 432 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{0_lim_3} := 1.8HB_3 \quad \sigma_{0_lim_3} = 486 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{0_lim_4} := 1.8HB_4 \quad \sigma_{0_lim_4} = 432 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{0_lim_5} := 1.8HB_5 \quad \sigma_{0_lim_5} = 486 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{0_lim_6} := 1.8HB_6 \quad \sigma_{0_lim_6} = 432 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$S_F := 1.75$$

3.11.2 Рассчитаем коэффициент долговечности K_{FL_i} .

$$N_{OF} := 4 \cdot 10^6 \quad \text{Базовое число циклов изменения напряжения const.}$$

$$N_{FE_1} := N_{HE_1} \quad N_{FE_1} = 1.168 \times 10^9$$

$$N_{FE_2} := N_{HE_2} \quad N_{FE_2} = 3.894 \times 10^8$$

$$N_{FE_3} := N_{HE_3} \quad N_{FE_3} = 3.894 \times 10^8$$

$$N_{FE_4} := N_{HE_4} \quad N_{FE_4} = 9.736 \times 10^7$$

$$N_{FE_5} := N_{HE_5} \quad N_{FE_5} = 9.736 \times 10^7$$

$$N_{FE_6} := N_{HE_6} \quad N_{FE_6} = 3.245 \times 10^7$$

$$K_{FL_1} := \sqrt[6]{\frac{N_{OF}}{N_{FE_1}}} \quad K_{FL_1} = 0.388$$

$$K_{FL_2} := \sqrt[6]{\frac{N_{OF}}{N_{FE_2}}} \quad K_{FL_2} = 0.466$$

$$K_{FL_3} := \sqrt[6]{\frac{N_{OF}}{N_{FE_3}}} \quad K_{FL_3} = 0.466$$

$$K_{FL_4} := \sqrt[6]{\frac{N_{OF}}{N_{FE_4}}} \quad K_{FL_4} = 0.587$$

$$K_{FL_5} := \sqrt[6]{\frac{N_{OF}}{N_{FE_5}}} \quad K_{FL_5} = 0.587$$

$$K_{FL_6} := \sqrt[6]{\frac{N_{OF}}{N_{FE_6}}} \quad K_{FL_6} = 0.705$$

3.12 Рассчитаем предел выносливости σ_{Flim_i} зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов нагружений.

$$\sigma_{Flim_1} := \sigma_{0_lim_1} \cdot K_{FL_1} \quad \sigma_{Flim_1} = 188.677 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{Flim_2} := \sigma_{0_lim_2} \cdot K_{FL_2} \quad \sigma_{Flim_2} = 201.413 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{Flim_3} := \sigma_{0_lim_3} \cdot K_{FL_3} \quad \sigma_{Flim_3} = 226.59 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{Flim_4} := \sigma_{0_lim_4} \cdot K_{FL_4} \quad \sigma_{Flim_4} = 253.765 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{Flim_5} := \sigma_{0_lim_5} \cdot K_{FL_5} \quad \sigma_{Flim_5} = 285.485 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{Flim_6} := \sigma_{0_lim_6} \cdot K_{FL_6} \quad \sigma_{Flim_6} = 304.755 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

3.13 Определим допускаемые значения напряжений $\sigma_{f_доп_i}$

$$\sigma_{f_доп_1} := \frac{\sigma_{Flim_1}}{S_F} \quad \sigma_{f_доп_1} = 107.816 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{f_доп_2} := \frac{\sigma_{Flim_2}}{S_F} \quad \sigma_{f_доп_2} = 115.093 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{f_доп_3} := \frac{\sigma_{Flim_3}}{S_F} \quad \sigma_{f_доп_3} = 129.48 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{f_доп_4} := \frac{\sigma_{Flim_4}}{S_F} \quad \sigma_{f_доп_4} = 145.008 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{f_доп_5} := \frac{\sigma_{Flim_5}}{S_F} \quad \sigma_{f_доп_5} = 163.134 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{f_доп_6} := \frac{\sigma_{Flim_6}}{S_F} \quad \sigma_{f_доп_6} = 174.146 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

3.14 Определение допускаемых предельных напряжений $S_{H_M_i}$ при расчете на контактную и изгибную прочность по максимальным (пиковым нагрузкам).

При расчете на контактную прочность допускаемое предельное напряжение $S_{дор_max}$ зависит от способа химико-термической обработки зубчатого колеса. В нашем случае это: Стали легированные и углеродистые при нормализации, улучшении.

$$\sigma_{Flin_M_1} := 4.8 \cdot HB_1 \quad \sigma_{Flin_M_1} = 1296 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{Flin_M_2} := 4.8 \cdot HB_2 \quad \sigma_{Flin_M_2} = 1152 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\sigma_{Flin_M_3} := 4.8 \cdot HB_3 \quad \sigma_{Flin_M_3} = 1296 \quad (\text{Н/мм}^2)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{Flin_M_4}} &:= 4.8 \cdot \text{HB}_4 & \sigma_{\text{Flin_M_4}} &= 1152 & (\text{H}/\text{мм}^2) \\ \sigma_{\text{Flin_M_5}} &:= 4.8 \cdot \text{HB}_5 & \sigma_{\text{Flin_M_5}} &= 1296 & (\text{H}/\text{мм}^2) \\ \sigma_{\text{Flin_M_6}} &:= 4.8 \cdot \text{HB}_6 & \sigma_{\text{Flin_M_6}} &= 1152 & (\text{H}/\text{мм}^2) \\ S_{\text{FM}} &:= 1.75 \end{aligned}$$

$$S_{\text{H_M_1}} := \frac{\sigma_{\text{Flin_M_1}}}{S_{\text{FM}}} \quad S_{\text{H_M_1}} = 740.571 \quad (\text{H}/\text{мм}^2)$$

$$S_{\text{H_M_2}} := \frac{\sigma_{\text{Flin_M_2}}}{S_{\text{FM}}} \quad S_{\text{H_M_2}} = 658.286 \quad (\text{H}/\text{мм}^2)$$

$$S_{\text{H_M_3}} := \frac{\sigma_{\text{Flin_M_3}}}{S_{\text{FM}}} \quad S_{\text{H_M_3}} = 740.571 \quad (\text{H}/\text{мм}^2)$$

$$S_{\text{H_M_4}} := \frac{\sigma_{\text{Flin_M_4}}}{S_{\text{FM}}} \quad S_{\text{H_M_4}} = 658.286 \quad (\text{H}/\text{мм}^2)$$

$$S_{\text{H_M_5}} := \frac{\sigma_{\text{Flin_M_5}}}{S_{\text{FM}}} \quad S_{\text{H_M_5}} = 740.571 \quad (\text{H}/\text{мм}^2)$$

$$S_{\text{H_M_6}} := \frac{\sigma_{\text{Flin_M_6}}}{S_{\text{FM}}} \quad S_{\text{H_M_6}} = 658.286 \quad (\text{H}/\text{мм}^2)$$

4. Определение коэффициентов нагрузки.

Коэффициент нагрузки находится по следующим зависимостям:
 при расчете на контактную выносливость $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}$
 при расчете на изгибную выносливость $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$
 где $K_{F\beta}, K_{H\beta}$ – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (ширине зубчатого венца) при расчете по контактным и изгибным напряжениям соответственно;
 K_H, K_F – динамические коэффициенты (учитывает внутреннюю динамику передачи) при расчете по контактным и изгибным напряжениям соответственно.

4.1 Рассчитаем коэффициент концентрации нагрузки.

При определении коэффициентов следует разделить передачи на две группы: прирабатывающиеся и не прирабатывающиеся. В нашем случае передача прирабатывающиеся т.к поверхность колес $\text{HB} < 350$.

Согласно ГОСТ 21354-75 выбираем схему расположения зубчатых колес относительно опор.

4.1.1 Рассчитаем коэффициенты ширины зубчатого венца $\psi_{B_d_i}$.

$$\psi_{ba} := 0.3$$

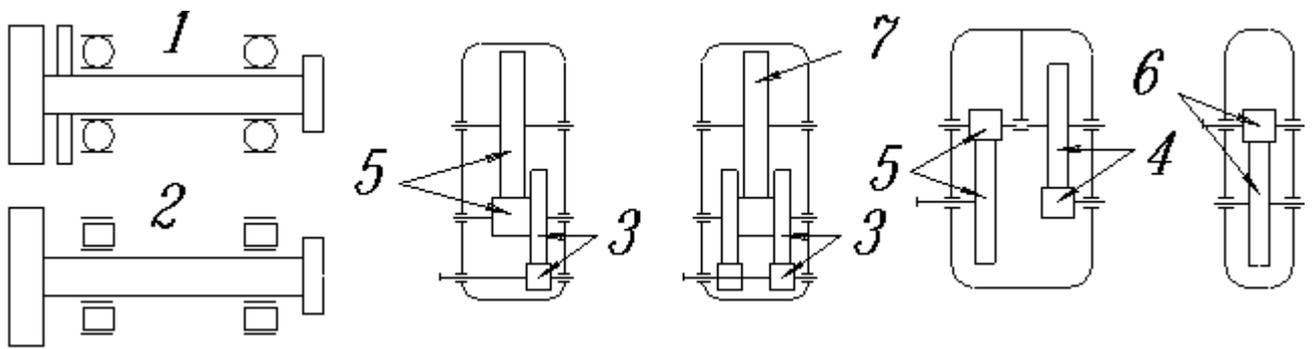
$$\psi_{bd_12} := 0.5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u_{12} + 1) \quad \psi_{bd_12} = 0.6$$

$$\psi_{bd_34} := 0.5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u_{34} + 1) \quad \psi_{bd_34} = 0.75$$

$$\psi_{bd_56} := 0.5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u_{56} + 1) \quad \psi_{bd_56} = 0.6$$

4.1.2 Определим динамические коэффициенты $K_{H\beta_i}$.

Схема расположения зубчатых колес относительно опор
 ГОСТ 21354-75



Значение коэффициентов находим по графику который построен на основе экспериментальных данных, вид графика выбираем для каждой передачи отдельно, в зависимости от вида схемы расположения колес относительно опор и твердости материала передачи.

Схема расположения зубчатых колес относительно опор передачи **1-2**: $Sh_{12} = 3$

Схема расположения зубчатых колес относительно опор передачи **3-4**: $Sh_{34} = 5$

Схема расположения зубчатых колес относительно опор передачи **5-6**: $Sh_{56} = 4$

Тип передачи 1-2 (если косозубая "1" если прямозубая - "0") $K_{\beta_{12}} = 0$

Тип передачи 3-4 (если косозубая "1" если прямозубая - "0") $K_{\beta_{34}} = 1$

Тип передачи 5-6 (если косозубая "1" если прямозубая - "0") $K_{\beta_{56}} = 1$

$$HB_1 = 270 \quad HB_2 = 240$$

$$HB_3 = 270 \quad HB_4 = 240$$

$$HB_5 = 270 \quad HB_6 = 240 \quad (\text{из пункта 2.6})$$

▣ Коэффициент $K_{H\beta}$

$$K_{H\beta_{12}} = 1.056$$

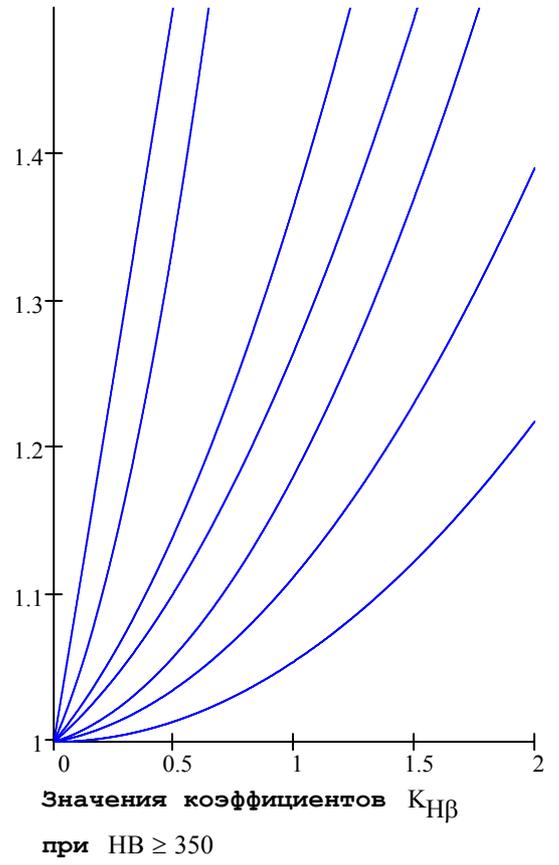
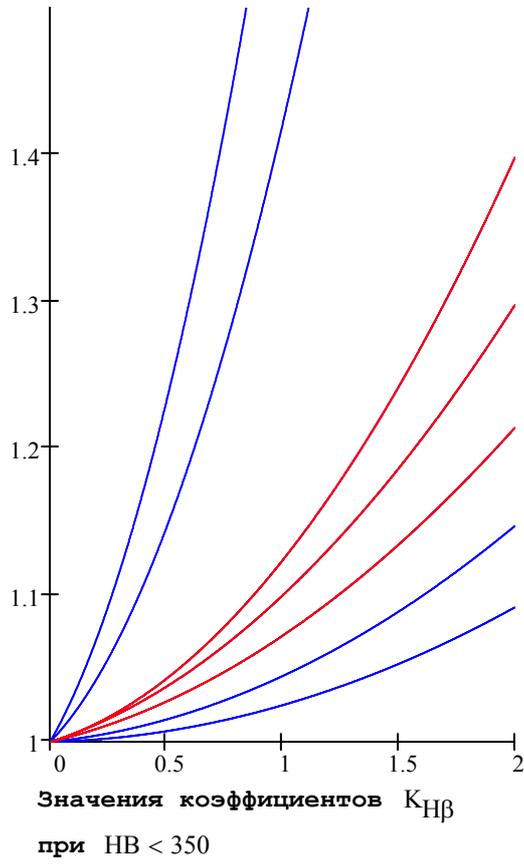
$$K_{H\beta_{34}} = 1.048$$

$$K_{H\beta_{56}} = 1.048$$

4.1.3 Определим динамические коэффициенты $K_{F_{\beta_{12}}}$, $K_{F_{\beta_{34}}}$, $K_{F_{\beta_{56}}}$.

Коэффициенты определяются по графикам.

▢ Коэффициент K_{H_B}

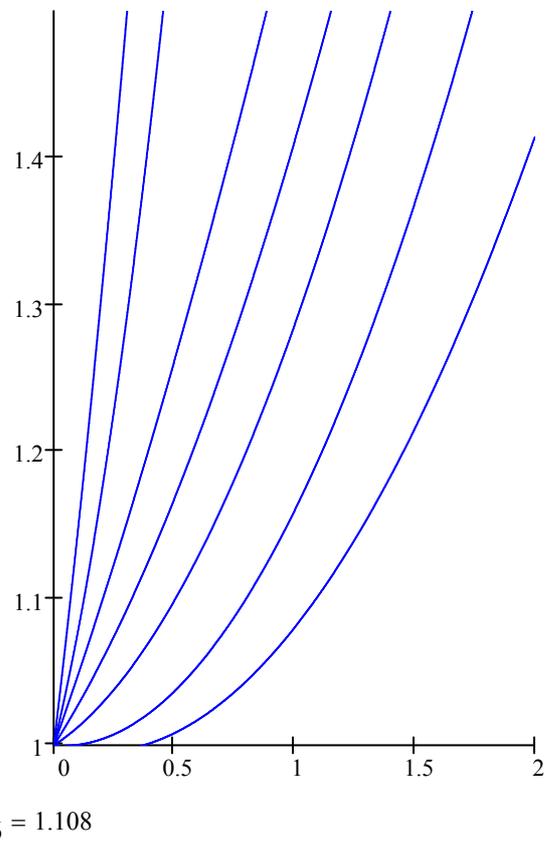
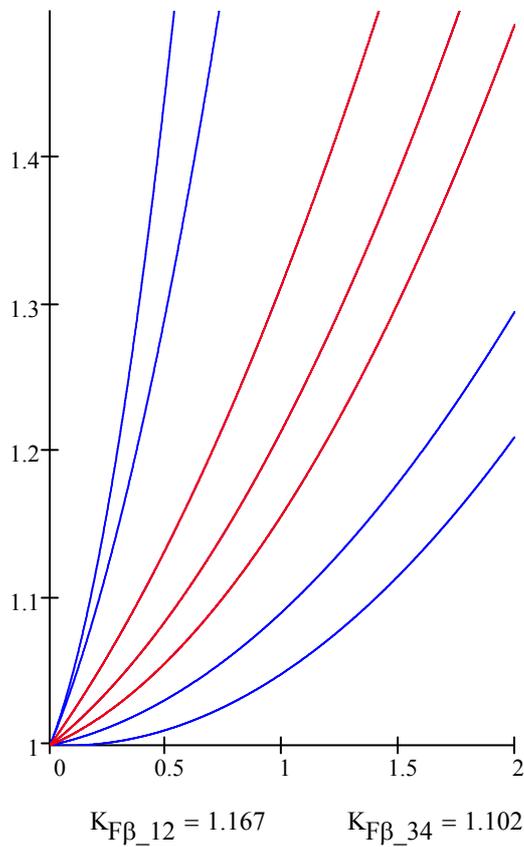


$$K_{H\beta_{12}} = 1.056 \quad K_{H\beta_{34}} = 1.048 \quad K_{H\beta_{56}} = 1.048$$

4.1.3 Определим динамические коэффициенты $K_{F_B_{12}}$, $K_{F_B_{34}}$, $K_{F_B_{56}}$.

Коэффициенты определяются по графикам.

▢ Коэффициент K_{F_B}



4.2.1. Определим приближенное значение скорости зацепления $V_{\text{зацепл}_56}$

▢ Рекомендуемые пси

$$\psi_a := 0.40 \quad (\text{табличное значение})$$

▢ Вспомогательный коэффициент C_v

$$C_{v56} := 800$$

$$V_{\text{зацепл}_56} := \frac{n_6 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_6 \cdot 1000}{u_{56}^2 \cdot \psi_a}}}{C_{v56}}$$

$$V_{\text{зацепл}_56} = 2.1540133 \quad (\text{м/с})$$

4.2.2. Определим рекомендованную степень точности.

Степень точности выбирается по таблице, от выбранного значения рекомендуется отнять единицу так как размеры колес на данном этапе расчета не учитывались.

Выбираем степень точности, Степ_точности_34 = 7

4.2.3. Определим динамические коэффициенты K_{HV} , K_{FV} .

K_{HV} , K_{FV} - динамические коэффициенты (учитывает внутреннюю динамику передачи) при расчете по контактным и изгибным напряжениям соответственно выбираются по таблице с учетом рассчитанных величин:

$$\text{Окружная скорость} \quad V_{\text{зацепл}_56} = 2.154 \text{ (м/с)}$$

$$\text{Степень точности} \quad \text{Степ_точности}_{34} = 7$$

$$\text{Твердость поверхностей зубьев} \quad \text{HB}_1 = 270$$

$$\text{Тип передачи} \quad \text{Косозубость}_{34} = 1$$

▢ Коэффициент K_{HV}

▢ Коэффициент K_{FV}

$$K_{HV_56} = 1.05 \quad K_{FV_56} = 1.11$$

4.2.4. Расчет на контактную выносливость.

$$K_{H_56} := K_{H\beta_56} \cdot K_{HV_56} \quad K_{H_56} = 1.1$$

4.2.5. Расчет на изгибную выносливость.

$$K_{F_56} := K_{F\beta_56} \cdot K_{FV_56} \quad K_{F_56} = 1.23$$

4.3.1. Определим приближенное значение скорости зацепления $V_{\text{зацепл}_34}$

▢ Рекомендуемые пси

$$\psi_a := 0.40 \quad (\text{табличное значение})$$

▢ Вспомогательный коэффициент C_v

$$C_{v34} := 1500$$

$$V_{\text{зацепл}_34} := \frac{n_{23} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{23} \cdot 1000}{u_{34}^2 \cdot \psi_a}}}{C_{v34}}$$

$$V_{\text{зацепл}_34} = 5.1066664 \quad (\text{м/с})$$

4.3.2. Определим рекомендованную степень точности.

Степень точности выбирается по таблице, от выбранного значения рекомендуется отнять единицу так как размеры колес на данном этапе расчета не учитывались.

Выбираем степень точности , Степ_точности_34 = 7

4.3.3. Определим динамические коэффициенты K_{HV} , K_{FV} .

K_{HV} , K_{FV} -динамические коэффициенты (учитывает внутреннюю динамику передачи) при расчете по контактным и изгибным напряжениям соответственно выбираются по таблице с учетом рассчитанных величин:

Окружная скорость $V_{зацепл_34} = 5.107$ (м/с)

Степень точности Степ_точности_34 = 7

Твердость поверхностей зубьев $HВ_1 = 270$

Тип передачи Косозубость₃₄ = 1

▢ Коэффициент K_{HV}

▢ Коэффициент K_{HF}

$$K_{HV_34} = 1.06 \quad K_{FV_34} = 1.16$$

4.3.4. Расчет на контактную выносливость .

$$K_{H_34} := K_{H\beta_34} \cdot K_{HV_34} \quad K_{H_34} = 1.111$$

4.3.5. Расчет на изгибную выносливость .

$$K_{F_34} := K_{F\beta_34} \cdot K_{FV_34} \quad K_{F_34} = 1.278$$

Расчет передачи 1-2

5.1.1 Выбор материала зубчатых колес и назначение термической обработки

Передачи зубчатыми коническими колесами применяются в том случае, если необходимо передать момент между валами, оси которых пересекаются. В нашем случае межосевой угол составляет 90 градусов. Не смотря на то, что конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже, имеют большую неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии и, следовательно, меньшую нагрузочную способность (85% от цилиндрической), они имеют широкое распространение, так как конструкция машин часто вынуждает располагать валы под углом.

Так как передача выполнена в закрытом корпусе, то основной критерий расчета - контактная выносливость рабочих поверхностей зубьев.

Исходные данные для расчета конической передачи		
1. Крутящий момент на шестерне	$T_1 = 28.503$	(Н·м)
2. Крутящий момент на колесе	$T_{23} = 81.268$	(Н·м)
3. Передаточное число пары	$u_{12} = 3$	-
4. Частота вращения шестерни	$n_1 = 985$	(Об/мин)

Из условия контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев определяем диаметр внешней делительной окружности колеса

$$d_{e2} \geq 173 \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta_12} \cdot T_{23} \cdot u_{12} \cdot 10^3}{\sigma_{IH_2}^2}}$$

$$d_{e2} := 173 \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta_{12}} \cdot T_{23} \cdot u_{12} \cdot 10^3}{\sigma_{IH_{12}}^2}}$$

$$d_{e2} = 187.416 \quad (\text{мм})$$

где $T_{23} = 81.268$ - крутящий момент на валу колеса, Н·мм;

σ_{IH} - допускаемое контактное напряжение.

Коэффициент 173 был получен из условия, что оба колеса стальные, коэффициент ширины зубчатого венца $K_{be_{12}} := 0.285$.

5.1.2 Зададимся числом зубьев шестерни.

$$z_1 := 22$$

5.1.3 Определим число зубьев колеса.

$$z_2 := z_1 \cdot u_{12} \quad z_2 = 66$$

Округлим до ближайшего целого $z_2 := \text{round}(z_2, 0)$, $z_2 = 66$

5.1.4 Определим модуль зацепления на внешнем делительном диаметре.

$$m_{te_{12}} := \frac{d_{e2}}{z_2} \quad m_{te_{12}} = 2.84$$

Округлим модуль до ближайшего большего по (гост 9563-60**)

▣ Выбор модуля

$$m_{te_{12}} = 3$$

При изменении модуля в результате округления изменится диаметр делительной окружности.

$$d_{e2} := m_{te_{12}} \cdot z_2 \quad d_{e2} = 198 \quad (\text{мм})$$

▣ ГОСТ 12289-66

$$\text{Стандартизируем диаметр} \quad d_{e2} = 200 \quad (\text{мм})$$

5.1.5 Внешний делительный диаметр шестерни.

$$d_{e1} := m_{te_{12}} \cdot z_1 \quad d_{e1} = 66 \quad (\text{мм})$$

5.1.6 Углы делительных конусов.

$$\delta_2 := \text{atan}\left(\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \frac{180}{\pi} \quad \delta_2 = 71.565 \quad (\text{град})$$

$$\delta_1 := 90 - \delta_2 \quad \delta_1 = 18.435 \quad (\text{град})$$

5.1.7 Внешнее конусное расстояние.

$$Re_{12} := \frac{1}{2} \cdot \frac{d_{e1}}{\sin\left(\frac{\delta_1 \cdot \pi}{180}\right)} \quad Re_{12} = 104.355 \quad (\text{мм})$$

5.1.8 Длина зуба.

$$b_{12} := K_{be_{12}} \cdot Re_{12} \quad b_{12} = 29.741 \quad (\text{мм})$$

Значение округляем до ближайшего целого: $b_{12} := \text{round}(b_{12}, 0)$ $b_{12} = 30 \quad (\text{мм})$

5.1.9 Среднее конусное расстояние.

$$R_{m12} := Re_{12} \cdot (1 - 0.5 \cdot K_{be_{12}}) \quad R_{m12} = 89.485 \quad (\text{мм})$$

5.1.10 Средний окружной модуль.

$$m_{m12} := m_{te_{12}} \cdot \frac{R_{m12}}{Re_{12}} \quad m_{m12} = 2.573 \quad (\text{мм})$$

5.1.11 Средний делительный диаметр.

$$d_{m1} := m_{m12} \cdot z_1$$

$$d_{m1} = 56.595 \quad (\text{мм})$$

$$d_{m2} := m_{m12} \cdot z_2$$

$$d_{m2} = 169.785 \quad (\text{мм})$$

5.1.12 Внешняя высота головки зуба.

$$h_{ae_12} := m_{te_12}$$

$$h_{ae_12} = 3 \quad (\text{мм})$$

5.1.13 Внешняя высота ножки зуба.

$$h_{fe_12} := 1.2 \cdot m_{te_12}$$

$$h_{fe_12} = 3.6 \quad (\text{мм})$$

5.1.14 Угол головки зуба.

$$\theta_{a1} := \text{atan}\left(\frac{m_{te_12}}{Re_{12}}\right) \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\theta_{a1} = 1.647 \quad (\text{град})$$

$$\theta_{a2} := \theta_{a1}$$

$$\theta_{a2} = 1.647 \quad (\text{град})$$

5.1.15 Угол ножки зуба.

$$\theta_{f1} := \text{atan}\left(\frac{1.2 \cdot m_{te_12}}{Re_{12}}\right) \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\theta_{f1} = 1.976 \quad (\text{град})$$

$$\theta_{f2} := \theta_{f1}$$

$$\theta_{f2} = 1.976 \quad (\text{град})$$

5.1.16 Внешний диаметр вершин.

$$d_{ae1} := d_{e1} + 2 \cdot m_{te_12} \cdot \cos\left(\delta_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right)$$

$$d_{ae1} = 71.692 \quad (\text{мм})$$

$$d_{ae2} := d_{e2} + 2 \cdot m_{te_12} \cdot \cos\left(\delta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right)$$

$$d_{ae2} = 201.897 \quad (\text{мм})$$

5.1.17 Окружная сила в зацеплении.

$$F_{t12} := \frac{2 \cdot T_1}{d_{m2}}$$

$$F_{t12} = 0.336 \quad (\text{Н})$$

5.1.18 Радиальная сила в колесе (осевая на шестерне).

$$\alpha_2 := 20 \quad (\text{град}) \quad \text{-Стандартный угол эвольвентного зацепления}$$

$$F_{r2} := F_{t12} \cdot \tan\left(\alpha_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot \cos\left(\delta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right)$$

$$F_{r2} := 0.336 \cdot \tan\left(20 \cdot \frac{3.14}{180}\right) \cdot \cos\left(71.565 \cdot \frac{3.14}{180}\right) \quad F_{r2} = 0.039 \quad (\text{Н})$$

$$F_{a1} := F_{r2}$$

$$F_{a1} = 0.039 \quad (\text{Н})$$

5.1.19 Радиальная сила в колесе (осевая на шестерне).

$$F_{r1} := F_{t12} \cdot \tan\left(\alpha_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot \sin\left(\delta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right)$$

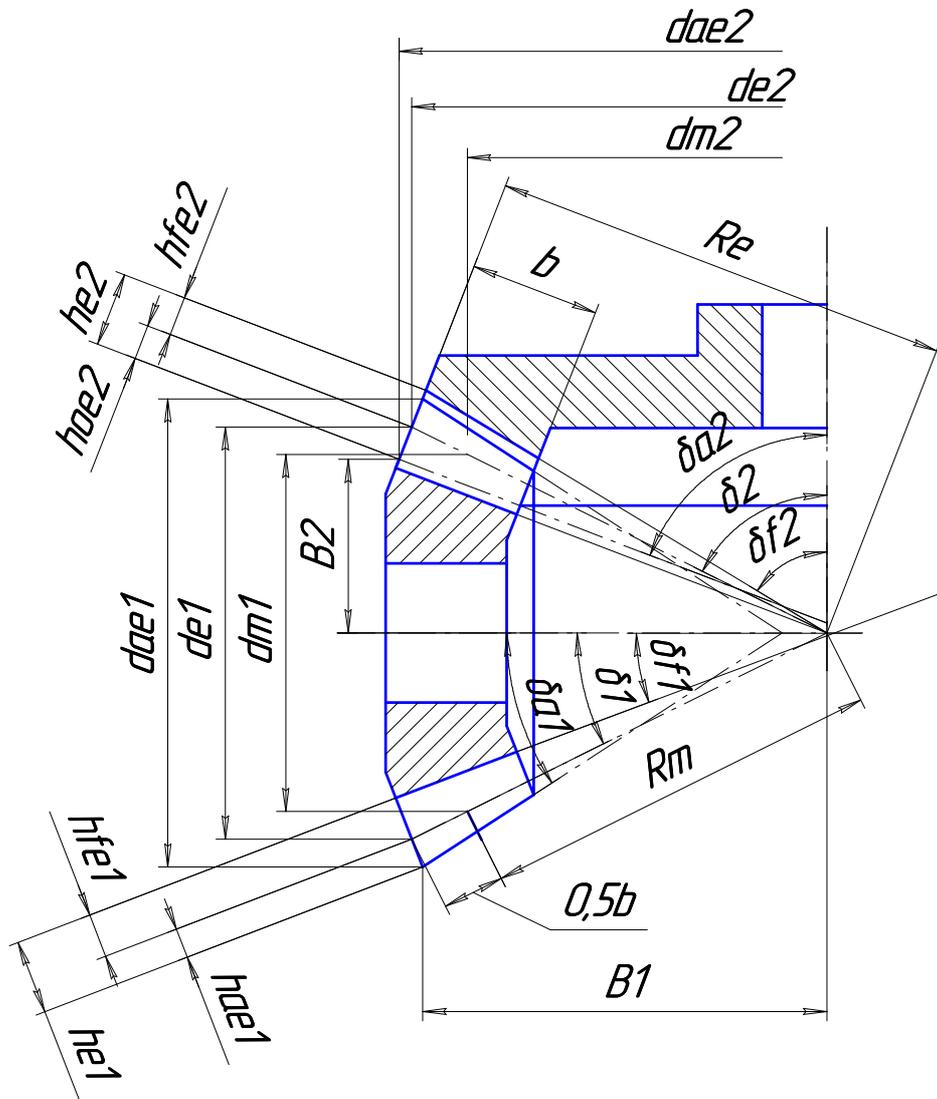
$$F_{r1} := 0.336 \cdot \tan\left(20 \cdot \frac{3.14}{180}\right) \cdot \sin\left(71.565 \cdot \frac{3.14}{180}\right) \quad F_{r1} = 0.116 \quad (\text{Н})$$

$$F_{a2} := F_{r1}$$

$$F_{a2} = 0.116 \quad (\text{Н})$$

Основные геометрические размеры и силы в зацеплении конической передачи		
1. Число зубьев шестерни	$z_1 = 22$	-
2. Число зубьев колеса	$z_2 = 66$	-
3. Модуль зацепления	$m_{te_12} = 3$	(мм)
4. Внешний делительный диаметр шестерни	$d_{e1} = 66$	(мм)
5. Внешний делительный диаметр колеса	$d_{e2} = 200$	(мм)
6. Углы делительного конуса шестерни	$\delta_1 = 18.435$	(град)
7. Углы делительного конуса колеса	$\delta_2 = 71.565$	(град)
8. Внешнее конусное расстояние	$Re_{12} = 104.355$	(мм)
9. Длина зуба	$b_{12} = 30$	(мм)
10. Среднее конусное расстояние	$R_{m12} = 89.485$	(мм)
11. Средний окружной модуль	$m_{m12} = 2.573$	(мм)
12. Средний делительный диаметр шестерни	$d_{m1} = 56.595$	(мм)
13. Средний делительный диаметр колеса	$d_{m2} = 169.785$	(мм)
14. Высота головки зуба	$h_{ae_12} = 3$	(мм)
15. Внешняя высота ножки зуба	$h_{fe_12} = 3.6$	(мм)
16. Угол головки зуба шестерни	$\theta_{a1} = 1.647$	(град)
17. Угол головки зуба колеса	$\theta_{a2} = 1.647$	(град)
18. Угол ножки зуба шестерни	$\theta_{f1} = 1.976$	(град)
19. Угол ножки зуба колеса	$\theta_{f2} = 1.976$	(град)
20. Внешний диаметр вершины шестерни	$d_{ae1} = 71.692$	(мм)
21. Внешний диаметр вершины колеса	$d_{ae2} = 201.897$	(мм)
22. Окружная сила в зацеплении	$F_{t12} = 0.336$	(кН)
23. Радиальная сила в шестерне	$F_{r1} = 0.116$	(кН)
24. Радиальная сила в колесе	$F_{r2} = 0.039$	(кН)
25. Осевая сила в шестерне	$F_{a1} = 0.039$	(кН)
26. Осевая сила в колесе	$F_{a2} = 0.116$	(кН)

Схема конического зацепления



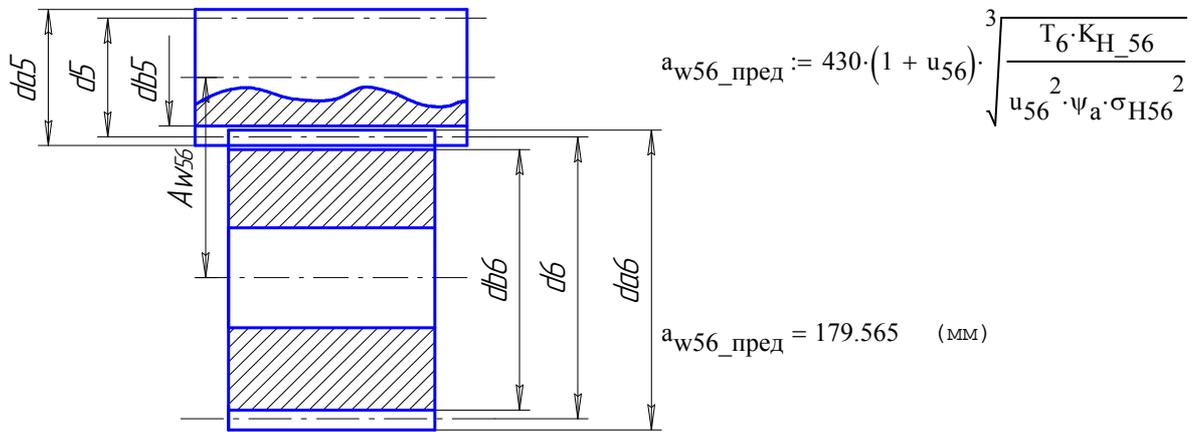
Расчет геометрических размеров передачи 5-6

Исходные данные для расчета геометрии передачи 5-6			
Наименование	Обозначение	Размерность	Где определено
Крутящий момент на шестерне	$T_{45} = 312.168$	(Н*м)	Из кинематического расчета
Крутящий момент на колесе	$T_6 = 899.324$	(Н*м)	
Передеточное число пары	$u_{56} = 3$	-	
Частота вращения шестерни	$n_{45} = 82.083$	(об/мин)	

5.3.1 Определение предварительного межосевого расстояния передачи 5-6 .

▣ Рекомендуемые пси

$\psi_a = 0.4$ Коэффициент ширины зубчатого венца. Значение табличное, и зависит от твердости рабочей поверхности зубьев.



► Выбор межосевого расстояния

$a_{w56} = 200 \quad (\text{мм})$

5.3.2 Определим модуль зацепления передачи 5-6 .

$m_{\min_56} := 0.01 \cdot a_{w56} \quad m_{\min_56} = 2 \quad (\text{мм})$

$m_{\max_56} := 0.02 \cdot a_{w56} \quad m_{\max_56} = 4 \quad (\text{мм})$

Нижнее значение интервалов $m_{\min_56} = 2$ принимаются при твердости $HV < HB350$, среднее значение интервала выбирается при $HV350 = H \leq HRC40$, верхнее значение $m_{\max_56} = 4$ выбирается при твердости зубьев $H > HRC40$ значение округляем по (ГОСТ 9563-60 **).

$HV_5 = 270 \quad HV_6 = 240$

► Выбор модуля

$m_{56_предв} = 1.6 \quad (\text{ГОСТ 9563-60 **}) \rightarrow m_{56} = 2 \quad (\text{мм})$

5.3.2 Число зубьев зубчатых колес передачи 5-6.

$$z_{c56} := \frac{2 \cdot a_{w56} \cdot \cos\left(\beta_{56} \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{m_{56}}$$

$z_{c56} = 196.962$

Полученное значение округляем до целого. $z_{c56} := \text{round}(z_{c56}, 0) \rightarrow z_{c56} = 197$

$z_{c56} = 197$

5.3.2.0 Уточним значение угла β передачи 3-4.

$$\beta_{56} := \arccos\left[\frac{m_{56} \cdot z_{c56}}{2 \cdot a_{w56}}\right] \cdot \frac{180}{\pi} \quad \beta_{56} = 10 \quad (\text{град})$$

$$z_{c56} := \frac{2 \cdot a_{w56}}{m_{56}} \quad z_{c56} = 200$$

5.3.2.1 Число зубьев шестерни передачи 5-6.

$$z_5 := \frac{z_{c56}}{u_{56} + 1} \quad z_5 = 50$$

Полученное значение округляем до целого. $z_5 := \text{round}(z_5, 0) \rightarrow z_5 = 50$

Примечание: из условия подрезания зубьев число зубьев на шестерне не должно быть меньше 17.

5.3.3 Число зубьев колеса передачи 5-6.

$z_6 := z_{c56} - z_5 \quad z_6 = 150$

5.3.4 Геометрические размеры зубчатых колес передачи 5-6.

- ширина зубчатого венца **колеса** определяется следующим образом:

$$\beta_6 := \psi_a \cdot a_{w56} \quad \beta_6 = 80$$

Полученное значение округляем до целого. $\beta_6 := \text{round}(\beta_6, 0) \rightarrow \beta_6 = 80$ (мм)

Для снижения влияния погрешности монтажа на величину поля зацепления ширина шестерни принимается на 5 мм больше, таким образом:

- ширина зубчатого венца **шестерни передачи 5-6**.

$$\beta_5 := \beta_6 + 5 \quad \beta_5 = 85 \quad (\text{мм})$$

- Диаметр делительной окружности **колеса передачи 5-6**.

$$d_5 := m_{56} \cdot z_5 \quad d_5 = 100 \quad (\text{мм})$$

- Диаметр делительной окружности **шестерни передачи 5-6**.

$$d_6 := m_{56} \cdot z_6 \quad d_6 = 300 \quad (\text{мм})$$

- Диаметр окружности вершин **колеса передачи 5-6**.

$$d_{a5} := d_5 + 2 \cdot m_{56} \quad d_{a5} = 104 \quad (\text{мм})$$

- Диаметр окружности вершин **шестерни передачи 5-6**.

$$d_{a6} := d_6 + 2 \cdot m_{56} \quad d_{a6} = 304 \quad (\text{мм})$$

- Диаметр окружности впадин **колеса передачи 5-6**.

$$d_{f5} := d_5 - 2.25 \cdot m_{56} \quad d_{f5} = 95.5 \quad (\text{мм})$$

- Диаметр окружности впадин **шестерни передачи 5-6**.

$$d_{f6} := d_6 - 2.25 \cdot m_{56} \quad d_{f6} = 295.5 \quad (\text{мм})$$

5.3.5 Проверочные расчеты зацепления передачи 5-6.

5.3.5.1 Проверочные расчет по контактным напряжениям передачи 5-6.

$$\sigma_{H_раб_56} := \frac{1}{a_{w56} \cdot u_{56}} \cdot \sqrt{\frac{495^3 \cdot (u_{56} + 1)^3 \cdot T_6 \cdot K_{H_56}}{\beta_6}} \quad \sigma_{H_раб_56} = 516.458$$

$$\sigma_{H_раб_56} = 516.458 \quad (\text{МПа}) \quad \text{Напряжение рабочее.} \quad \frac{758.36 - 738.693}{758.36} \cdot 100 = 2.593 \quad (\%)$$

$$\sigma_{H56} = 491.522 \quad (\text{МПа}) \quad \text{Напряжение допустимое не превышено.}$$

5.3.5.2 Проверочные расчет по напряжениям изгиба передачи 5-6.

Значение коэффициентов прочности Y_{F5} и Y_{F6} выбирается по таблице.

$$Y_{F5} := 3.75 \quad Y_{F6} := 3.75$$

$$d_{f5} = 95.5 \quad (\text{МПа}) \quad \text{Допускаемое}$$

$$\frac{2 \cdot T_{45} \cdot K_{F_56} \cdot Y_{F5}}{d_5 \cdot m_{56} \cdot \beta_5} = 0.169$$

$$d_{f6} = 295.5 \quad (\text{МПа}) \quad \text{Допускаемое}$$

$$\frac{2 \cdot T_{45} \cdot K_{F_56} \cdot Y_{F6}}{d_5 \cdot m_{56} \cdot \beta_6} = 0.18$$

При твердости зубьев меньше HB350 значения рабочих напряжений изгиба, могут оказаться существенно меньше допускаемых, что является в данных условиях вполне естественно.

5.3.5.3 Проверочные расчет по кратковременным перегрузкам передачи 5-6.

Отношение T_{\max} / T берется из каталога электродвигателя.

5.3.6 Рассчитаем силы, действующие в зацеплении передачи 5-6.

$$F_{t5} := \frac{2 \cdot T_{45}}{d_5} \quad F_{t5} = 6.243 \quad (\text{кН})$$

$$F_{t6} := F_{t5} \quad F_{t6} = 6.243 \quad (\text{кН})$$

5.3.7 Рассчитаем радиальные силы, действующие в зацеплении передачи 5-6.

$\alpha_{56} := 20$ (град) - угол зацепления

$$F_{r5} := F_{t5} \cdot \tan\left(\alpha_{56} \cdot \frac{\pi}{180}\right) \quad F_{r5} = 2.2724 \quad (\text{кН})$$

$$F_{r6} := F_{r5} \quad F_{r6} = 2.2724 \quad (\text{кН})$$

5.3.8 Рассчитаем осевые силы, действующие в зацеплении передачи 5-6.

$$\beta_{56} = 9.936$$

$$F_{a5} := F_{t5} \cdot \tan\left(\beta_{56} \cdot \frac{3.14}{180}\right) \quad F_{a5} = 1.093 \quad (\text{кН})$$

$$F_{a6} := F_{t6} \cdot \tan\left(\beta_{56} \cdot \frac{3.14}{180}\right) \quad F_{a6} = 1.093 \quad (\text{кН})$$

Результаты расчета по контактным напряжениям передачи 5-6		
Рассчитываемый параметр	Значение	Размерность
1. Межосевое расстояние	$a_{w56} = 200$	мм
2. Число зубьев шестерни	$z_5 = 50$	мм
3. Число зубьев колеса	$z_6 = 150$	мм
4. Модуль зацепления	$m_{56} = 2$	мм
5. Диаметр делительной окружности шестерни	$d_5 = 100$	мм
6. Диаметр делительной окружности колеса	$d_6 = 300$	мм
7. Диаметр окружности вершин шестерни	$d_{a5} = 104$	мм
8. Диаметр окружности вершин колеса	$d_{a6} = 304$	мм
9. Диаметр окружности впадин шестерни	$d_{f5} = 95.5$	мм
10. Диаметр окружности впадин колеса	$d_{f6} = 295.5$	мм
11. Ширина зубчатого венца шестерни	$\beta_5 = 85$	мм
12. Ширина зубчатого венца колеса	$\beta_6 = 80$	мм
13. Степень точности передачи	Степ_точности_56 = 7	-
14. Окружная сила зацепления	$F_{t5} = 6.243$	кН
15. Радиальная сила зацепления	$F_{t6} = 6.243$	кН
16. Осевая сила зацепления на шестерне	$F_{a5} = 1.093$	кН
17. Осевая сила зацепления на колесе	$F_{a6} = 1.093$	кН

5.3.8 Расчет передачи с прямозубыми цилиндрическими колесами на усталостный изгиб не требуется, так как редуктор не содержит открытых передач все данные берутся из расчета на изгиб.

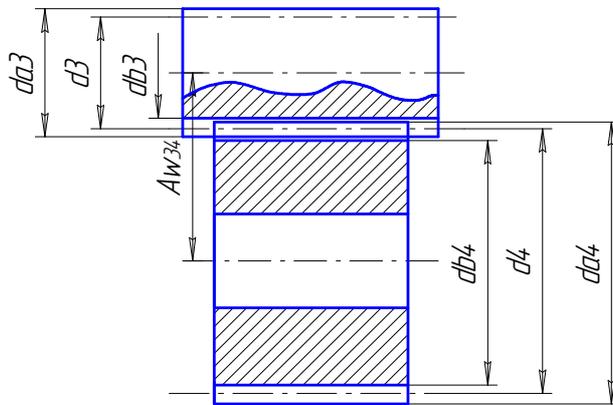
Расчет геометрических размеров передачи 3-4

Исходные данные для расчета геометрии передачи 3-4			
Наименование	Обозначение	Размерность	Где определено
Крутящий момент на шестерне	$T_{23} = 81.268$	(Н*м)	Из кинематического расчета
Крутящий момент на колесе	$T_{45} = 312.168$	(Н*м)	
Передеточное число пары	$u_{34} = 4$	-	
Частота вращения шестерни	$n_{23} = 328.333$	(об/мин)	

5.2.1 Определение предварительного межосевого расстояния передачи 3-4 .

▢ Рекомендуемые пси

$\psi_a := 0.4$ Коэффициент ширины зубчатого венца. Значение табличное, и зависит от твердости рабочей поверхности зубьев.



$$a_{w34_пред} := 430 \cdot (1 + u_{34}) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{45} \cdot K_{H34}}{u_{34}^2 \cdot \psi_a \cdot \sigma_{H34}^2}}$$

$$a_{w34_пред} = 133.591 \quad (\text{мм})$$

▢ Выбор межосевого расстояния

$$a_{w34} = 160 \quad (\text{мм}) \quad \text{Значение округлено по (ГОСТ 2185-66) .}$$

Исходя из схемы редуктора (дано) межосевое расстояние 3-4 должно быть равно межосевому расстоянию 5-6. Принимаем большее межосевое расстояние 5-6 иначе зубья передачи не пройдут по контактной выносливости.

$$a_{w34} := a_{w56} \quad a_{w34} = 200 \quad (\text{мм})$$

5.2.2 Определим модуль зацепления передачи 3-4 .

$$m_{\min_34} := 0.01 \cdot a_{w34} \quad m_{\min_34} = 2 \quad (\text{мм})$$

$$m_{\max_34} := 0.02 \cdot a_{w34} \quad m_{\max_34} = 4 \quad (\text{мм})$$

Нижнее значение интервалов $m_{\min_34} = 2$ принимаются при твердости $HV < HV350$, среднее значение интервала выбирается при $HV350 = H <= HRC40$, верхнее значение $m_{\max_34} = 4$ выбирается при твердости зубьев $H > HRC40$ значение округляем по (ГОСТ 9563-60 **).

$$HV_3 = 270 \quad HV_4 = 240$$

▢ Выбор модуля

$$m_{34_предв} = 2 \quad (\text{ГОСТ 9563-60 **}) \rightarrow m_{34} = 2 \quad (\text{мм})$$

5.2.2 Число зубьев зубчатых колес передачи 3-4 .

$$z_{c34} := \frac{2 \cdot a_{w34} \cdot \cos\left(\beta_{34} \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{m_{34}}$$

$$z_{c34} = 196.962$$

Полученное значение округляем до целого. $z_{c34} := \text{round}(z_{c34}, 0) \rightarrow z_{c34} = 197$

$$z_{c34} = 197$$

5.2.2.0 Уточним значение угла β передачи 3-4.

$$\beta_{34} := \arccos\left[\frac{m_{34} \cdot z_{c34}}{(2 \cdot a_{w34})}\right] \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\beta_{34} = 9.936 \quad (\text{град})$$

$$z_{c34} := \frac{2 \cdot a_{w34}}{m_{34}} \quad z_{c34} = 200$$

5.2.2.1 Число зубьев шестерни передачи 3-4.

$$z_3 := \frac{z_{c34}}{u_{34} + 1} \quad z_3 = 40$$

Полученное значение округляем до целого. $z_3 := \text{round}(z_3, 0) \rightarrow z_3 = 40$

Примечание: из условия подрезания зубьев число зубьев на шестерне не должно быть меньше 17.

5.2.2.2 Число зубьев колеса передачи 3-4.

$$z_4 := z_{c34} - z_3 \quad z_4 = 160$$

5.2.4 Геометрические размеры зубчатых колес передачи 3-4.

- ширина зубчатого венца **колеса** определяется следующим образом:

$$\beta_4 := \psi_a \cdot a_{w34} \quad \beta_4 = 80$$

Полученное значение округляем до целого. $\beta_4 := \text{round}(\beta_4, 0) \rightarrow \beta_4 = 80 \quad (\text{мм})$

Для снижения влияния погрешности монтажа на величину поля зацепления ширина шестерни принимается на 5 мм больше, таким образом:

- ширина зубчатого венца **шестерни передачи 3-4.**

$$\beta_3 := \beta_4 + 5 \quad \beta_3 = 85 \quad (\text{мм})$$

- Диаметр делительной окружности **колеса передачи 3-4.**

$$d_3 := m_{34} \cdot z_3 \quad d_3 = 80 \quad (\text{мм})$$

- Диаметр делительной окружности **шестерни передачи 3-4.**

$$d_4 := m_{34} \cdot z_4 \quad d_4 = 320 \quad (\text{мм})$$

- Диаметр окружности вершин **колеса передачи 3-4.**

$$d_{a3} := d_3 + 2 \cdot m_{34} \quad d_{a3} = 84 \quad (\text{мм})$$

- Диаметр окружности вершин **шестерни передачи 3-4.**

$$d_{a4} := d_4 + 2 \cdot m_{34} \quad d_{a4} = 324 \quad (\text{мм})$$

- Диаметр окружности впадин **колеса передачи 3-4.**

$$d_{f3} := d_3 - 2.25 \cdot m_{34} \quad d_{f3} = 75.5 \quad (\text{мм})$$

- Диаметр окружности впадин **шестерни передачи 3-4.**

$$d_{f4} := d_4 - 2.25 \cdot m_{34} \quad d_{f4} = 315.5 \quad (\text{мм})$$

5.2.5 Проверочные расчеты зацепления передачи 3-4.

5.2.5.1 Проверочные расчет по контактным напряжениям передачи 3-4.

$$\sigma_{H_раб_34} := \frac{1}{a_{w34} \cdot u_{34}} \cdot \sqrt{\frac{495^3 \cdot (u_{34} + 1)^3 \cdot T_{45} \cdot K_{H_34}}{\beta_4}}$$

$\sigma_{H_раб_34} = 320.394$ (МПа) Напряжение рабочее.

$\sigma_{H12} = 419.727$ (МПа) Передача недогружена !
однако мы сознательно идем на недогруз передачи
так как мы искусственно увеличили межосевое
расстояние передачи 3-4 для выполнения условия
соосности.

$$\frac{\sigma_{H12} - \sigma_{H_раб_34}}{\sigma_{H_раб_34}} \cdot 100 = 31.004 \quad (\%) \quad - \text{ величина недогруза передачи.}$$

5.2.5.2 Проверочные расчет по напряжениям изгиба передачи 3-4.

Значение коэффициентов прочности Y_{F3} и Y_{F4} выбирается по таблице.

$$Y_{F3} := 3.75 \quad Y_{F4} := 3.75$$

$$d_{f3} = 75.5 \quad (\text{МПа}) \quad \text{Допускаемое}$$

$$d_{f4} = 315.5 \quad (\text{МПа}) \quad \text{Допускаемое}$$

При твердости зубьев меньше HB350 значения рабочих напряжений изгиба, могут оказаться существенно меньше допускаемых, что является в данных условиях вполне естественно.

5.2.5.2 Проверочные расчет по кратковременным перегрузкам передачи 3-4.

Отношение T_{max} / T берется из каталога электродвигателя.

5.2.6 Рассчитаем силы, действующие в зацеплении передачи 3-4.

$$F_{t3} := \frac{2 \cdot T_{23}}{d_3} \quad F_{t3} = 2.032 \quad (\text{кН})$$

$$F_{t4} := F_{t3} \quad F_{t4} = 2.032 \quad (\text{кН})$$

5.2.7 Рассчитаем радиальные силы, действующие в зацеплении передачи 3-4.

$$\alpha_{34} := 20 \quad (\text{град}) \quad - \text{ угол зацепления}$$

$$F_{r3} := F_{t3} \cdot \tan\left(\alpha_{34} \cdot \frac{3.14}{180}\right) \quad F_{r3} = 0.73907 \quad (\text{кН})$$

$$F_{r4} := F_{r3} \quad F_{r4} = 0.73907 \quad (\text{кН})$$

5.2.8 Рассчитаем осевые силы, действующие в зацеплении передачи 3-4.

$$\beta_{34} = 9.936$$

$$F_{a3} := 2.565 \cdot \tan\left(9.069 \cdot \frac{3.14}{180}\right) \quad F_{a3} = 0.409 \quad (\text{кН})$$

$$F_{a4} := 2.565 \cdot \tan\left(9.069 \cdot \frac{3.14}{180}\right) \quad F_{a4} = 0.409 \quad (\text{кН})$$

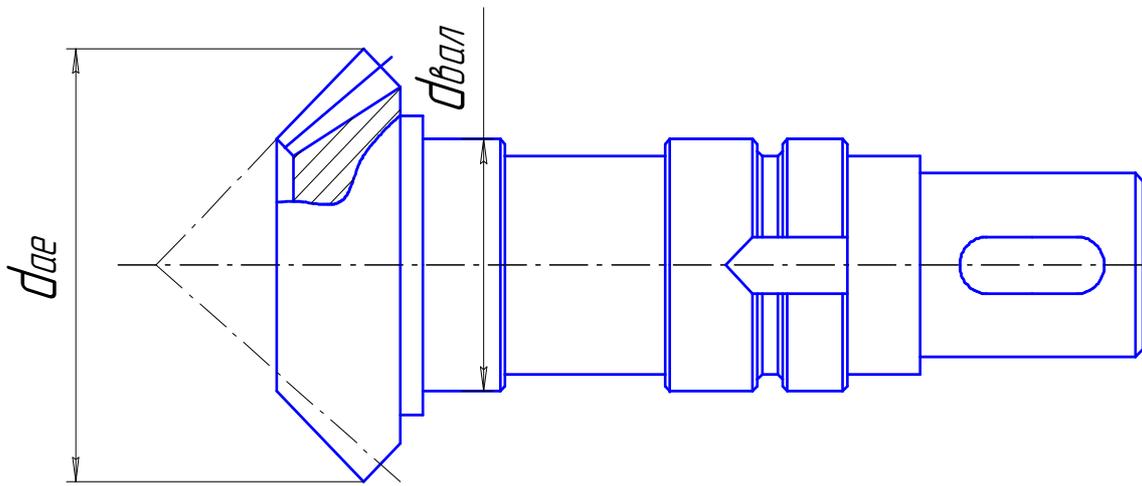
Результаты расчета по контактным напряжениям передачи 3-4		
Рассчитываемый параметр	Значение	Размерность
1. Межосевое расстояние	$a_{w34} = 200$	мм
2. Число зубьев шестерни	$z_3 = 40$	мм
3. Число зубьев колеса	$z_4 = 160$	мм
4. Модуль зацепления	$m_{34} = 2$	мм
5. Диаметр делительной окружности шестерни	$d_3 = 80$	мм
6. Диаметр делительной окружности колеса	$d_4 = 320$	мм
7. Диаметр окружности вершин шестерни	$d_{a3} = 84$	мм
8. Диаметр окружности вершин колеса	$d_{a4} = 324$	мм
9. Диаметр окружности впадин шестерни	$d_{f3} = 75.5$	мм
10. Диаметр окружности впадин колеса	$d_{f4} = 315.5$	мм
11. Ширина зубчатого венца шестерни	$\beta_3 = 85$	мм
12. Ширина зубчатого венца колеса	$\beta_4 = 80$	мм
13. Степень точности передачи	Степ_точности_34 = 7	-
14. Окружная сила зацепления	$F_{t3} = 2.032$	кН
15. Радиальная сила зацепления	$F_{t4} = 2.032$	кН
16. Осевая сила зацепления на шестерне	$F_{a3} = 0.409$	кН
17. Осевая сила зацепления на колесе	$F_{a4} = 0.409$	кН

5.2.8 Расчет передачи с прямозубыми цилиндрическими колесами на усталостный изгиб не требуется, так как редуктор не содержит открытых передач все данные берутся из расчета на изгиб .

6. Предварительный расчет валов.

После определения межосевых расстояний, диаметров и ширины колеса и размеров в червяков и т.п. приступают к разработке конструкции редуктора, коробки передачи. Первым этапом конструирования является разработка эскизного проекта. При эскизном проектировании, определяют расположение детали передачи. При эскизном проектировании определяют расположение деталей передач, ориентирование диаметры ступенчатых валов, выбирают типы подшипников и схемы их установки, составляют эскизную компоновку деталей передачи.

Для быстроходного вала (1-2) (входного) :



6.1.1 Рассчитаем момент на выходном валу.

Здесь момент на тихоходном валу, в нашем случае это первый вал.

$$d = (7..8) \sqrt[3]{T_1} \quad d_1 := 7 \cdot \sqrt[3]{T_1} \quad d_1 = 21.383 \quad (\text{мм})$$

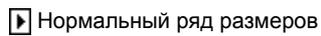
стандартизируем диаметр вала $d_1 = 21.383$ (мм).



Принимаем: $d_1 = 25$ (мм)

6.1.2 Рассчитаем предварительное значение длины вала (1).

$$L_1 := 6 \cdot d_1 \quad L_1 = 150 \quad (\text{мм})$$



6.1.3 Диаметр вала (1) под подшипником - d_{II} .

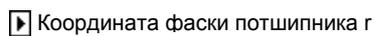
$$t_1 := 2$$

$$d_{II} := d_1 + 2t_1 \quad d_{II} = 29 \quad (\text{мм})$$



Принимаем: $d_{II} = 30$ (мм)

6.1.4 Основной диаметр вала.



$r = 2$ Координаты фаски подшипника, значение табличное, зависит от диаметра.

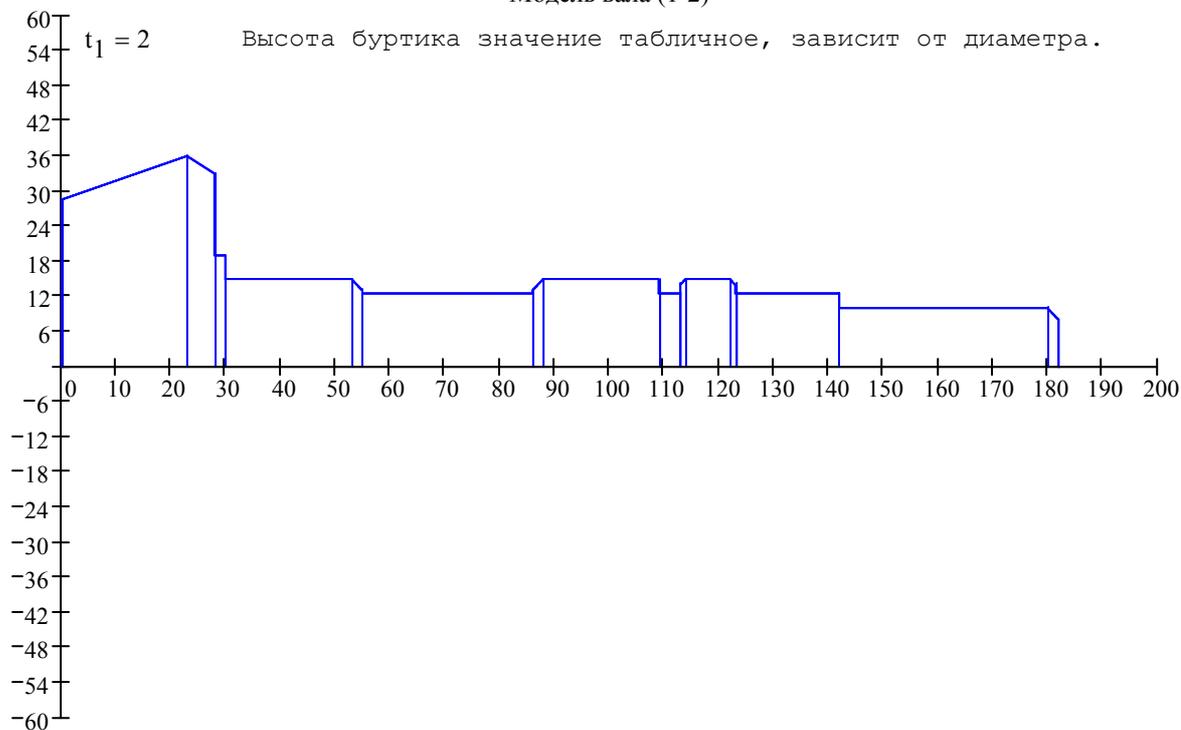
$$d_{бII} := d_{II} + 3 \cdot r \quad d_{бII} = 36 \quad (\text{мм})$$



Принимаем: $d_{бII} = 40$ (мм)



Модель вала (1-2)



Для промежуточного вала (2-3) :

6.2.1 Рассчитаем диаметр вала (2-3) .

$$d_{к_23} := 6 \cdot \sqrt[3]{T_{23}} \quad d_{к_23} = 25.989 \quad (\text{мм})$$



Принимаем: $d_{к_23} = 30 \quad (\text{мм})$

6.2.2 Рассчитаем предварительное значение длины вала (2-3) .

$$L_{23} := 6 \cdot d_{к_23} \quad L_{23} = 180 \quad (\text{мм})$$

$f_{23} := 2$ -Размер фаски, величина табличная.

$$d_{бк_23} := d_{к_23} + 3 \cdot f_{23} \quad d_{бк_23} = 36 \quad (\text{мм})$$

▣ Координата фаски потшипника r

$$r_{23} = 2$$

$$d_{бп_23} := d_{к_23} + 3 \cdot r_{23} \quad d_{бп_23} = 36 \quad (\text{мм})$$

Для промежуточного вала (4-5) :

$$d_{к_45} := 6 \cdot \sqrt[3]{T_{45}} \quad d_{к_45} = 40.702 \quad (\text{мм})$$



Принимаем: $d_{к_45} = 45 \quad (\text{мм})$

6.3.2 Рассчитаем предварительное значение длины вала (4-5) .

$$L_{45} := 6 \cdot d_{к_45} \quad L_{45} = 270 \quad (\text{мм})$$

▣ Размер фаски потшипника f

$f_{45} := 1.2$ -Размер фаски, величина табличная.

$$d_{\text{БК } 45} := d_{\text{к } 45} + 3 \cdot r_{45} \quad d_{\text{БК } 23} = 36 \quad (\text{мм})$$

▣ Координата фаски потшипника r

$$r_{45} := 2.5$$

$$d_{\text{БП } 45} := d_{\text{к } 45} + 3 \cdot r_{45} \quad d_{\text{БП } 45} = 52.5 \quad (\text{мм})$$

Для тихоходного вала (6) (выходного) :

6.4.1 Рассчитаем момент на выходном валу (6) .

Здесь момент на тихоходном валу, в нашем случае это первый вал.

$$d = (5..6) \sqrt[3]{T_6} \quad d_6 := 5 \cdot \sqrt[3]{T_6} \quad d_6 = 48.262 (\text{мм})$$

стандартизируем диаметр вала $d_6 = 48.262$ (мм) .

▣

Принимаем: $d_6 = 50$ (мм)

6.4.2 Рассчитаем предварительное значение длины вала (6) .

$$L_6 := 6 \cdot d_6 \quad L_6 = 300 \quad (\text{мм})$$

6.4.3 Диаметр вала (6) под подшипником - $d_{\text{П}}$.

▣ Высота буртика t

$t_6 = 2.8$ Высота буртика значение табличное, зависит от диаметра.

$$d_{\text{П } 6} := d_6 + 2t_6 \quad d_{\text{П } 6} = 55.6 \quad (\text{мм})$$

▣

Принимаем: $d_{\text{П } 6} = 60$ (мм)

6.4.4 Основной диаметр вала.

▣ Координата фаски потшипника r

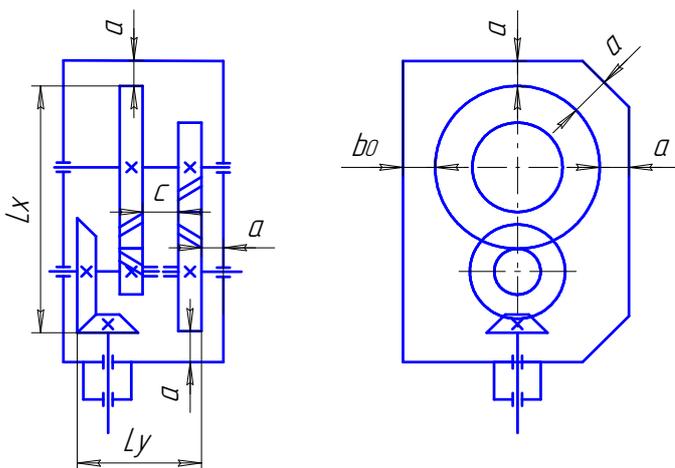
$r_6 = 3$ Координаты фаски подшипника, значение табличное, зависит от диаметра.

$$d_{\text{БП}} := d_{\text{П } 6} + 3 \cdot r_6 \quad d_{\text{БП}} = 69 \quad (\text{мм})$$

▣

$$d_{\text{БП}} = 70 \quad (\text{мм})$$

7. Конструктивные размеры корпуса



7.1 Рассчитаем расстояния между внешними поверхностями деталей механизма .

7.1.1 По оси X.

$$L_X := \frac{d_{e2}}{2} + \frac{d_{a3}}{2} + d_{a4} \quad L_X = 466 \quad (\text{мм})$$

7.2 Зазор между стенками.

$$a := \sqrt[3]{L_X} \quad a = 7.753 \quad (\text{мм})$$

Округляем до ближайшего целого



$$a = 8 \quad (\text{мм})$$

7.3 Расстояние между дном корпуса и поверхностью колес.

Расстояние между дном корпуса и поверхностью колес или червяка для всех типов редукторов и коробок передач принимают.

$$b_0 := 4 \cdot a \quad b_0 = 32 \quad (\text{мм})$$

7.4 Расстояние между торцами поверхностей колес.

Расстояние между торцами поверхностей колес трехступенчатого редуктора выполненного по развернутой схеме определяется соотношением $s = (0.3..0.5) \cdot a$

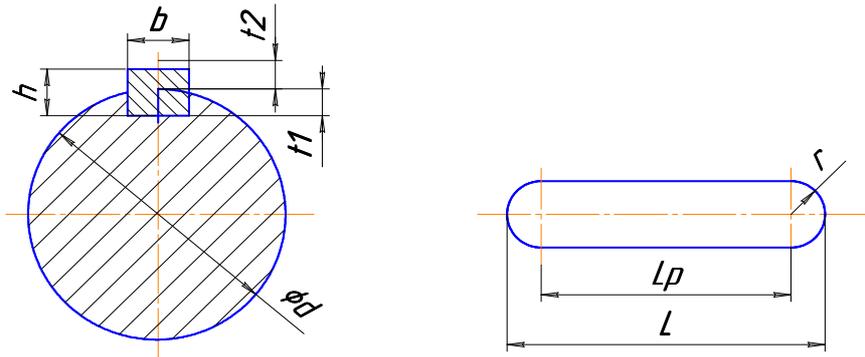
$$C := 0.4 \cdot a \quad C = 3.2 \quad (\text{мм})$$

7.5 Толщина стенки, отвечающая требованиям технологии литья, необходимой прочности и жесткости корпуса.

$$\delta := 1.2 \cdot \sqrt[4]{T_6} \quad \delta = 6.571 \quad (\text{мм})$$

8. Подбор шпонок.

При установке колес на валах необходимо обеспечить надежное базирование колеса на валу, передачу вращающего момента от колеса к валу или от вала к колесу, а так же решить вопросы, связанные с осевым фиксированием колес на валах и, при необходимости, предусмотреть регулирование осевого положения колес.



Длину шпонки на валу выбираю в соответствии с длиной ступицы зубчатого колеса, равной примерно $1.5d$:

▶ Выбор размеров шпонок ГОСТ 23..

▶ Материалы

Размеры и материалы шпонок									
№ Шпонки	Вал	Диаметр вала, (мм)	Сечение шпонок		Глубина паза		Материал		Длина L (мм)
			b, (мм)	h, (мм)	Вала t1	Ступицы t2	Вала	Шпонки	
1	1	d ₁ = 25	b ₁ = 8	h ₁ = 7	t ₁ = 4	t ₂ = 3.3	Сталь 40х	Сталь45	l ₁ = 20
2	2	d _{к_23} = 30	b ₂ = 8	h ₂ = 7	t ₁ = 4	t ₂ = 3.3	Сталь 40х	Сталь45	l ₂ = 45
3	3	d _{к_45} = 45	b ₃ = 14	h ₃ = 9	t ₁ = 5.5	t ₂ = 3.8	Сталь 40х	Сталь45	l ₃ = 70
4	4	d ₆ = 50	b ₄ = 14	h ₄ = 9	t ₁ = 5.5	t ₂ = 3.8	Сталь 40х	Сталь45	l ₄ = 80
5	4	d ₆ = 50	b ₅ = 14	h ₅ = 9	t ₁ = 5.5	t ₂ = 3.8	Сталь 40х	Сталь45	l ₅ = 80

8.1. Проверка шпонок на смятие.

В общем виде:

$$\sigma_{\text{смятия}} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d(h - t_1) \cdot (l - b)} \quad \text{IsI} := 175 \quad (\text{МПа})$$

$$\sigma_{\text{смятия}_1} := \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1 \cdot (h_1 - t_{11}) \cdot (l_1 - b_1)} \quad \sigma_{\text{смятия}_1} = 63.34 \quad (\text{МПа})$$

$$\sigma_{\text{смятия}_2} := \frac{2 \cdot T_{23} \cdot 10^3}{d_{\text{к}_23} \cdot (h_2 - t_{12}) \cdot (l_2 - b_2)} \quad \sigma_{\text{смятия}_2} = 48.81 \quad (\text{МПа})$$

$$\sigma_{\text{смятия}_3} := \frac{2 \cdot T_{45} \cdot 10^3}{d_{\text{к}_45} \cdot (h_3 - t_{13}) \cdot (l_3 - b_3)} \quad \sigma_{\text{смятия}_3} = 70.786 \quad (\text{МПа})$$

$$\sigma_{\text{смятия}_4} := \frac{2 \cdot T_6 \cdot 10^3}{d_{\text{к}_45} \cdot (h_4 - t_{14}) \cdot (l_4 - b_4)} \quad \sigma_{\text{смятия}_4} = 173.03 \quad (\text{МПа})$$

$$\sigma_{\text{смятия}_5} := \frac{2 \cdot T_6 \cdot 10^3}{d_6 \cdot (h_5 - t_{15}) \cdot (l_5 - b_5)} \quad \sigma_{\text{смятия}_5} = 155.727 \quad (\text{МПа})$$

9. Предварительный выбор типа подшипников.



Первоначально выберем все подшипники легкой серии. Если при дальнейшем расчете они окажутся недостаточно выносливыми, то увеличим серию.

Вал 1:

$$d_{\text{п}} = 30 \quad (\text{мм}) \quad D_{\text{п}} = 62 \quad (\text{мм})$$

Вал 23:

$$d_{\text{п}_23} = 30 \quad (\text{мм}) \quad D_{\text{п}_23} = 62 \quad (\text{мм})$$

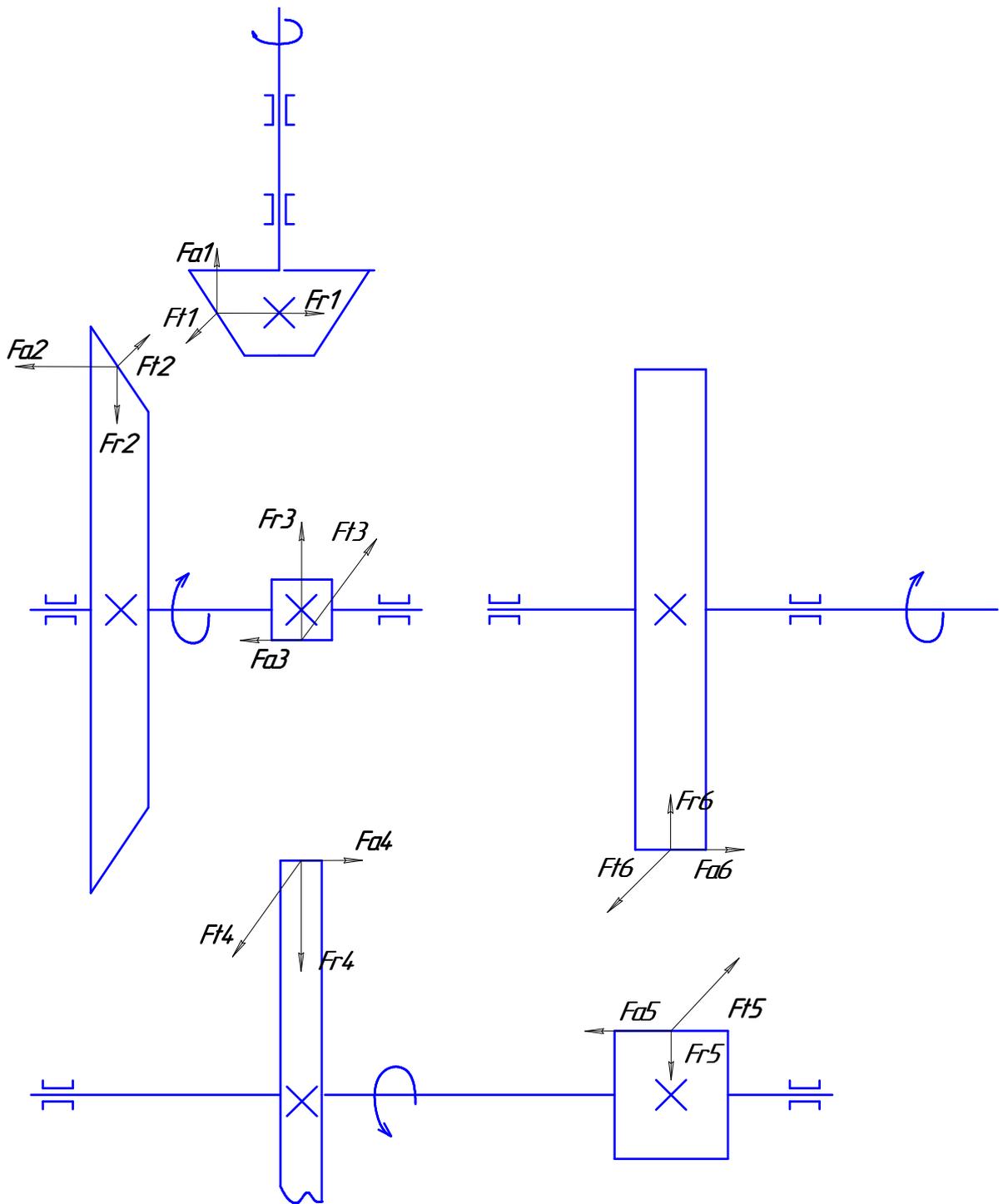
Вал 45:

$$d_{\text{п}_45} = 40 \quad (\text{мм}) \quad D_{\text{п}_45} = 80 \quad (\text{мм})$$

Вал 6:

$$d_{\text{п}_6} = 60 \quad (\text{мм}) \quad D_{\text{п}_6} = 110 \quad (\text{мм})$$

10 Точный расчет валов



$$AB_1 := 98.72 \quad (\text{MM})$$

$$BC_1 := 69.9 \quad (\text{MM})$$

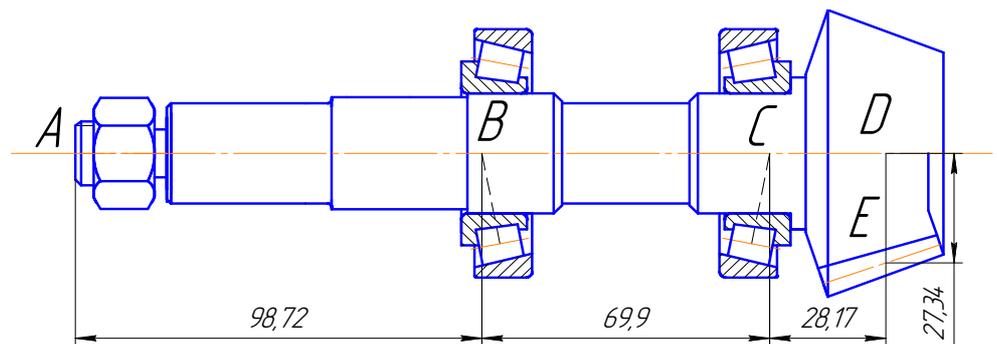
$$CD_1 := 28.17 \quad (\text{MM})$$

$$DE_1 := 27.34 \quad (\text{MM})$$

$$Fr_1 := Fr_1 \quad (\text{KN})$$

$$Ft_1 := Ft_{12} \quad (\text{KN})$$

$$Fa_1 := -Fa_1 \quad (\text{KN})$$



$$T_1 = 28.503 \quad (\text{кН})$$

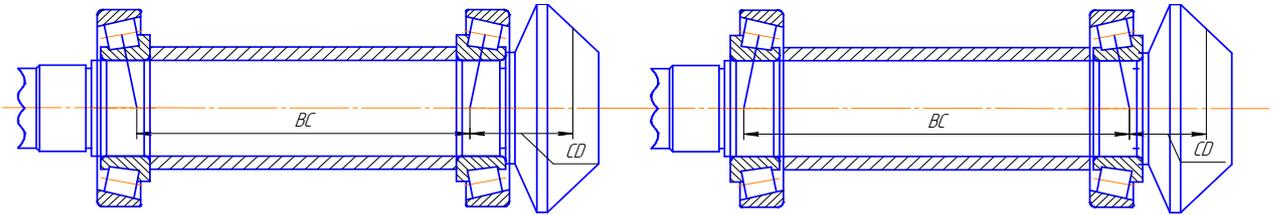
$$F_{r1} = 0.116 \quad (\text{кН})$$

$$F_{t12} = 0.336 \quad (\text{кН})$$

$$F_{a1} = -0.039 \quad (\text{кН})$$

9.1 Точный расчет вала №1

9.1.1 Исходные данные для расчета:



9.1.2 Рассчитаем реакции опор.

$$\Sigma M_y(B) = 0$$

$$-(BC_1 + CD_1) \cdot Fr_1 + Fa_1 \cdot DE_1 - RyC_1 \cdot BC_1 = 0$$

$$RyC_1 := \frac{-(BC_1 + CD_1) \cdot Fr_1 + Fa_1 \cdot DE_1}{BC_1} \quad RyC_1 = -0.178 \quad (\text{кН})$$

$$RyB_1 := -RyC_1 - Fr_1 \quad RyB_1 = 0.062 \quad (\text{кН})$$

$$\Sigma M_x(B) = 0$$

$$-(BC_1 + CD_1) \cdot Ft_1 - RxC_1 \cdot BC_1 = 0$$

$$RxC_1 := \frac{-(BC_1 + CD_1) \cdot Ft_1}{BC_1} \quad RxC_1 = -0.471 \quad (\text{кН})$$

$$RxB_1 := -RxC_1 - Ft_1 \quad RxB_1 = 0.135 \quad (\text{кН})$$

$$RzB_1 := 0 \quad RzB_1 = 0 \quad (\text{кН})$$

$$RzC_1 := -Fa_1 \quad RzC_1 = 0.039 \quad (\text{кН})$$

9.1.3 Рассчитаем значение моментов в характерных точках по оси x.

$$MxA_1 := 0 \quad MxA_1 = 0 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

$$MxB_1 := 0 \quad MxB_1 = 0 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

$$MxC_1 := Fr_1 \cdot CD_1 + RyB_1 \cdot BC_1 - Fa_1 \cdot DE_1 \quad MxC_1 = 9 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

$$MxD_1 := -(Fa_1 \cdot DE_1) \quad MxD_1 = 1 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

$$MxD_1 = 1.059 \quad MxD_1 = 1 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

9.1.4 Рассчитаем значение моментов в характерных точках по оси y.

$$MyA_1 := 0 \quad MyA_1 = 0 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

$$MyB_1 := 0 \quad MyB_1 = 0 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

$$MyC_1 := Ft_1 \cdot CD_1 + RxB_1 \cdot BC_1 \quad MyC_1 = 19 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

$$MyD_1 := 0 \quad MyD_1 = 0 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

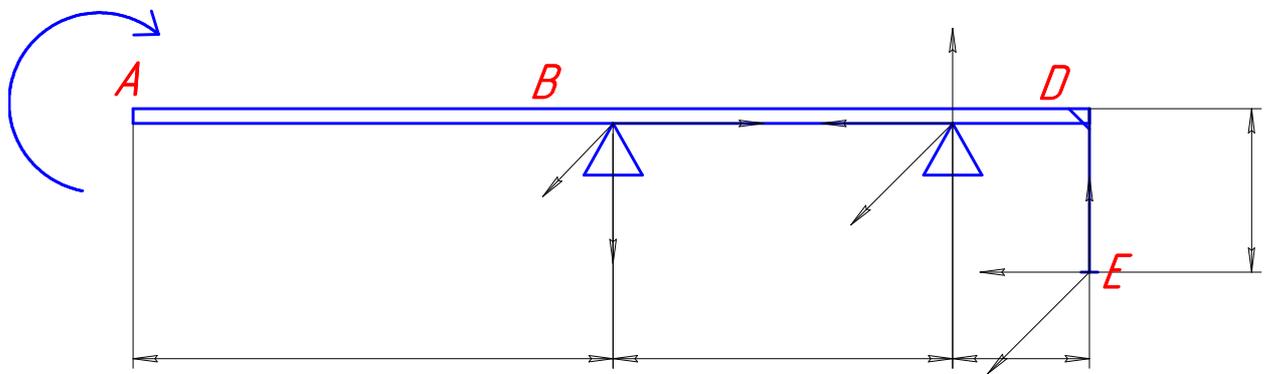
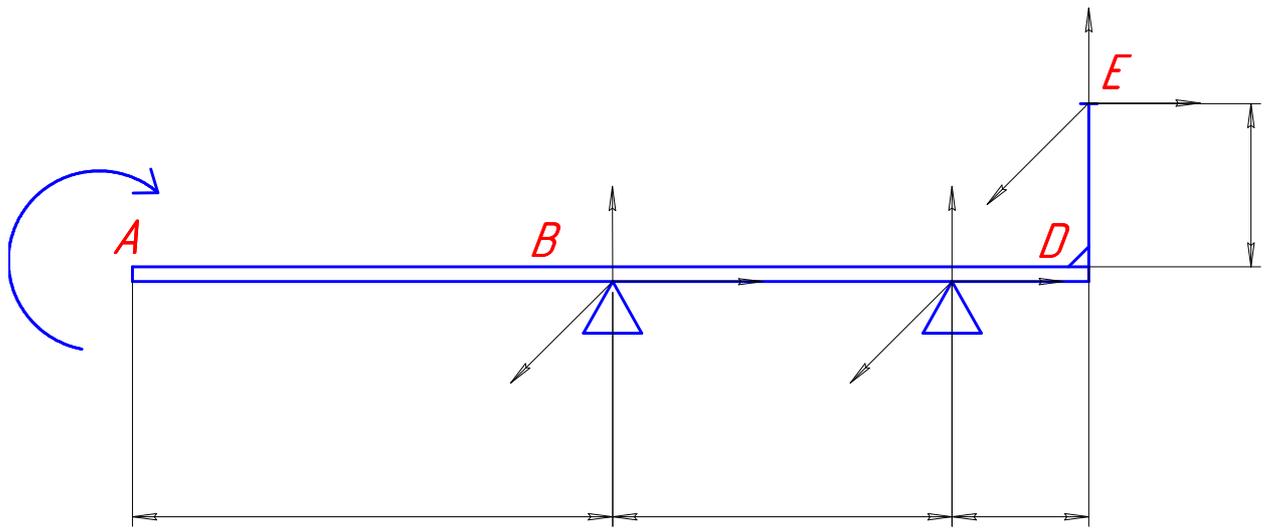
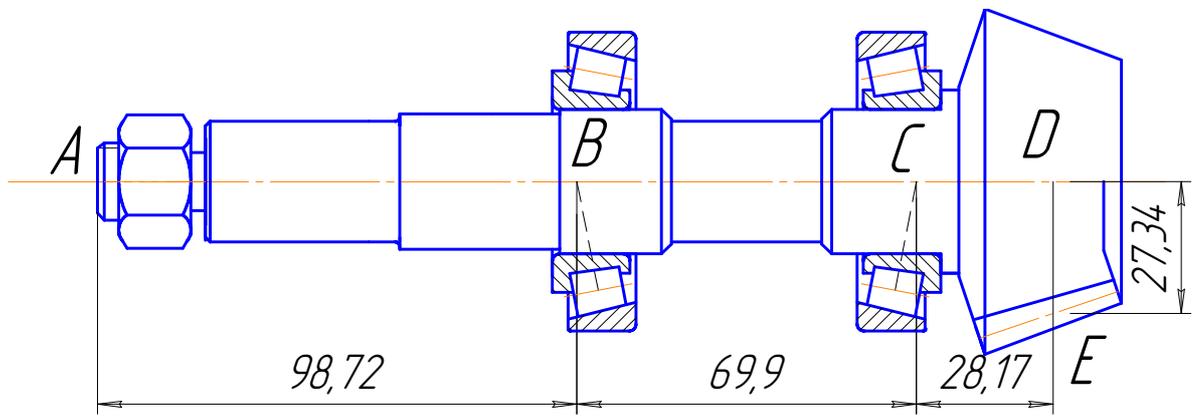
▢ Построение эпюр

9.1.5 Рассчитаем суммарный изгибающий момент для всех точек.

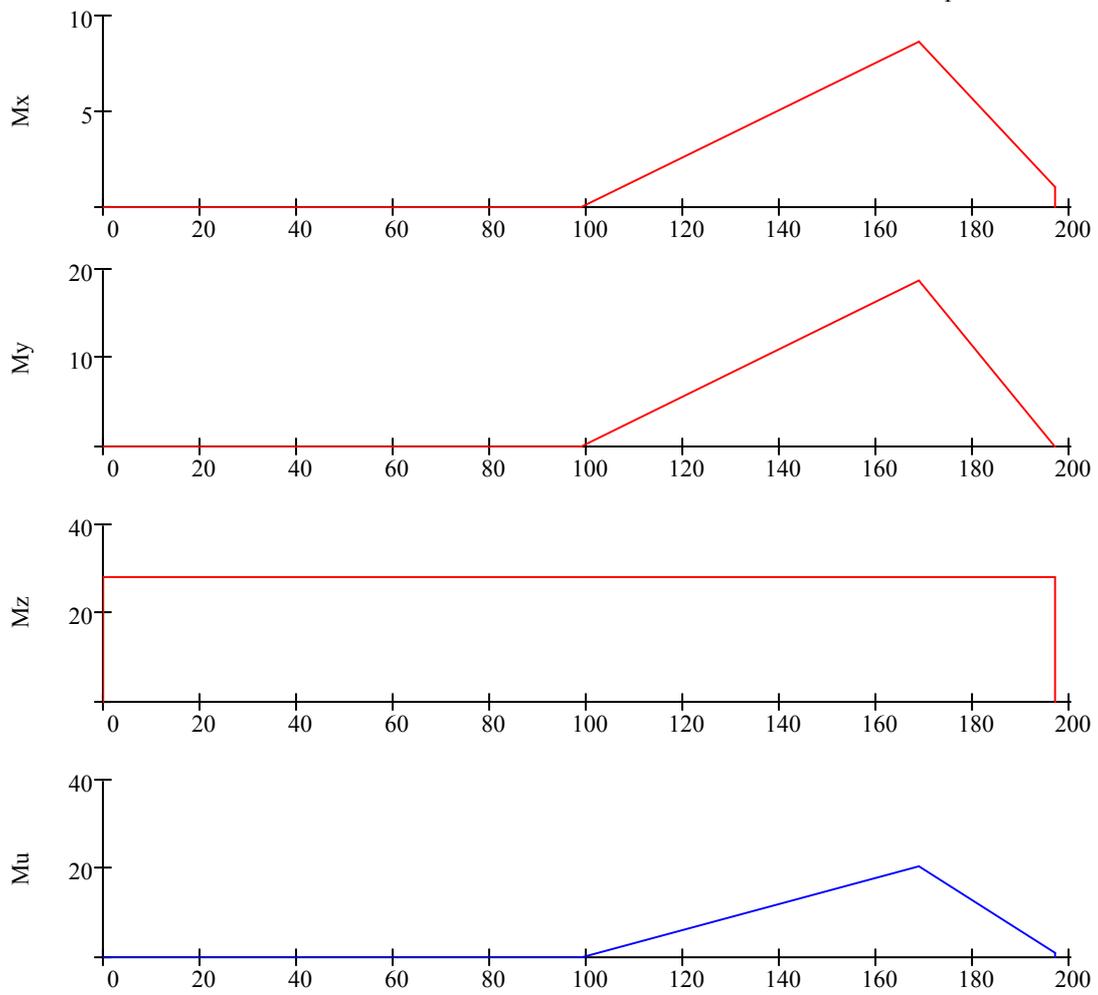
$$M\Sigma_1 := \sqrt{Mx_1^2 + My_1^2}$$

▢

9.1.6 Расчетная схема вала №1



$$Ft_1 = 0.336$$

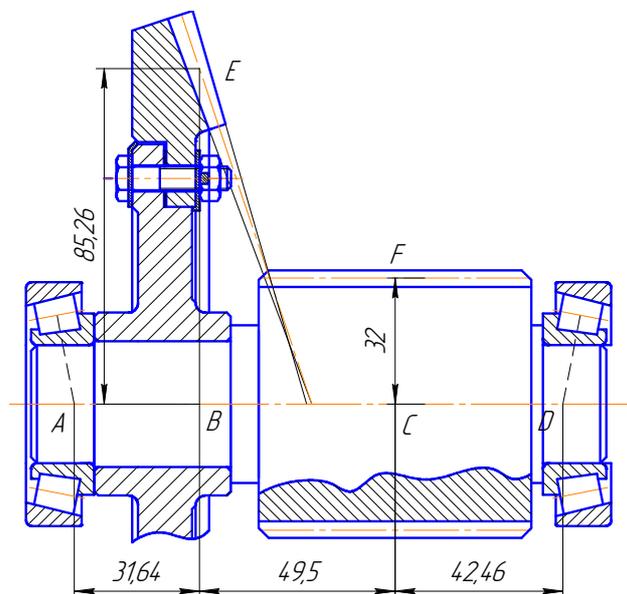


9.1.8 Значение момента в опасном сечении: $M_{\Sigma c_1} = 21$ (Н*М)

9.2 Точный расчет вала №2



$$\begin{aligned}
AB_2 &:= 31.64 & (\text{мм}) \\
BC_2 &:= 49.5 & (\text{мм}) \\
CD_2 &:= 42.46 & (\text{мм}) \\
BE_2 &:= 85.26 & (\text{мм}) \\
CF_2 &:= 32 & (\text{мм}) \\
Fr_3 &:= 0.739 & (\text{кН}) \\
Ft_3 &:= -Ft_3 & (\text{кН}) \\
Fa_3 &:= -Fa_3 & (\text{кН}) \\
T_{23} &:= 81.268 & (\text{кН}) \\
Fr_2 &:= -0.039 & (\text{кН}) \\
Ft_2 &:= -0.336 & (\text{кН}) \\
Fa_2 &:= -0.116 & (\text{кН})
\end{aligned}$$



9.2.1 Рассчитаем реакции опор.

$$\Sigma My(D) = 0$$

$$-Fa_3 \cdot CF_2 - Fa_2 \cdot BE_2 - Fr_2 \cdot (BC_2 + CD_2) - Fr_3 \cdot CD_2 - RyA_2 \cdot (AB_2 + BC_2 + CD_2) = 0$$

$$RyA_2 := \frac{-Fa_3 \cdot CF_2 - Fa_2 \cdot BE_2 - Fr_2 \cdot (BC_2 + CD_2) - Fr_3 \cdot CD_2}{AB_2 + BC_2 + CD_2} \quad RyA_2 = -0.039 \quad (\text{кН})$$

$$RyD_2 := -RyA_2 - Fr_2 - Fr_3 \quad RyD_2 = -0.661 \quad (\text{кН})$$

$$\Sigma Mx(D) = 0$$

$$Ft_2 \cdot (BC_2 + CD_2) - Ft_3 \cdot CD_2 - RxA_2 \cdot (AB_2 + BC_2 + CD_2) = 0$$

$$RxA_2 := \frac{Ft_2 \cdot (BC_2 + CD_2) - Ft_3 \cdot CD_2}{AB_2 + BC_2 + CD_2} \quad RxA_2 = 0.448 \quad (\text{кН})$$

$$RxD_2 := -RxA_2 - Ft_2 - Ft_3 \quad RxD_2 = 1.919 \quad (\text{кН})$$

$$RzA_2 := 0 \quad RzA_2 = 0 \quad (\text{кН})$$

$$RzD_2 := -Fa_2 - Fa_3 \quad RzD_2 = 0.525 \quad (\text{кН})$$

9.2.2 Рассчитаем значение моментов в характерных точках по оси x.

$$MxA_2 := 0 \quad MxA_2 = 0 \quad (\text{Н*М})$$

$$MxD_2 := 0 \quad MxD_2 = 0 \quad (\text{Н*М})$$

$$MxB_{2L} := -RyA_2 \cdot AB_2 - Fa_2 \cdot BE_2 + Fr_3 \cdot BC_2 + RyD_2 \cdot (BC_2 + CD_2) - Fa_3 \cdot CF_2 \quad MxB_{2L} = 0 \quad (\text{Н*М})$$

$$MxB_{2R} := RyA_2 \cdot AB_2 + Fa_2 \cdot BE_2 + Fr_3 \cdot BC_2 + RyD_2 \cdot (BC_2 + CD_2) - Fa_3 \cdot CF_2 \quad MxB_{2R} = -22 \quad (\text{Н*М})$$

$$MxC_{2L} := RyA_2 \cdot (AB_2 + BC_2) + Fa_2 \cdot BE_2 + Fr_2 \cdot BC_2 + RyD_2 \cdot CD_2 - Fa_3 \cdot CF_2 \quad MxC_{2L} = -30 \quad (\text{Н*М})$$

$$MxC_{2R} := RyA_2 \cdot (AB_2 + BC_2) + Fa_2 \cdot BE_2 + Fr_2 \cdot BC_2 + RyD_2 \cdot CD_2 + Fa_3 \cdot CF_2 \quad MxC_{2R} = -56 \quad (\text{Н*М})$$

9.2.3 Рассчитаем значение моментов в характерных точках по оси y.

$$MyA_2 := 0 \quad MyA_2 = 0 \quad (\text{Н*М})$$

$$MyD_2 := 0 \quad MyD_2 = 0 \quad (\text{Н*М})$$

$$MyB_2 := RxA_2 \cdot AB_2 + Ft_3 \cdot BC_2 + RxD_2 \cdot (BC_2 + CD_2) \quad MyB_2 = 90 \quad (\text{Н*М})$$

$$MyC_2 := RxA_2 \cdot (AB_2 + BC_2) + Ft_2 \cdot BC_2 + RxD_2 \cdot BC_2 \quad MyC_2 = 115 \quad (\text{Н*М})$$

▢ Построение эпюр

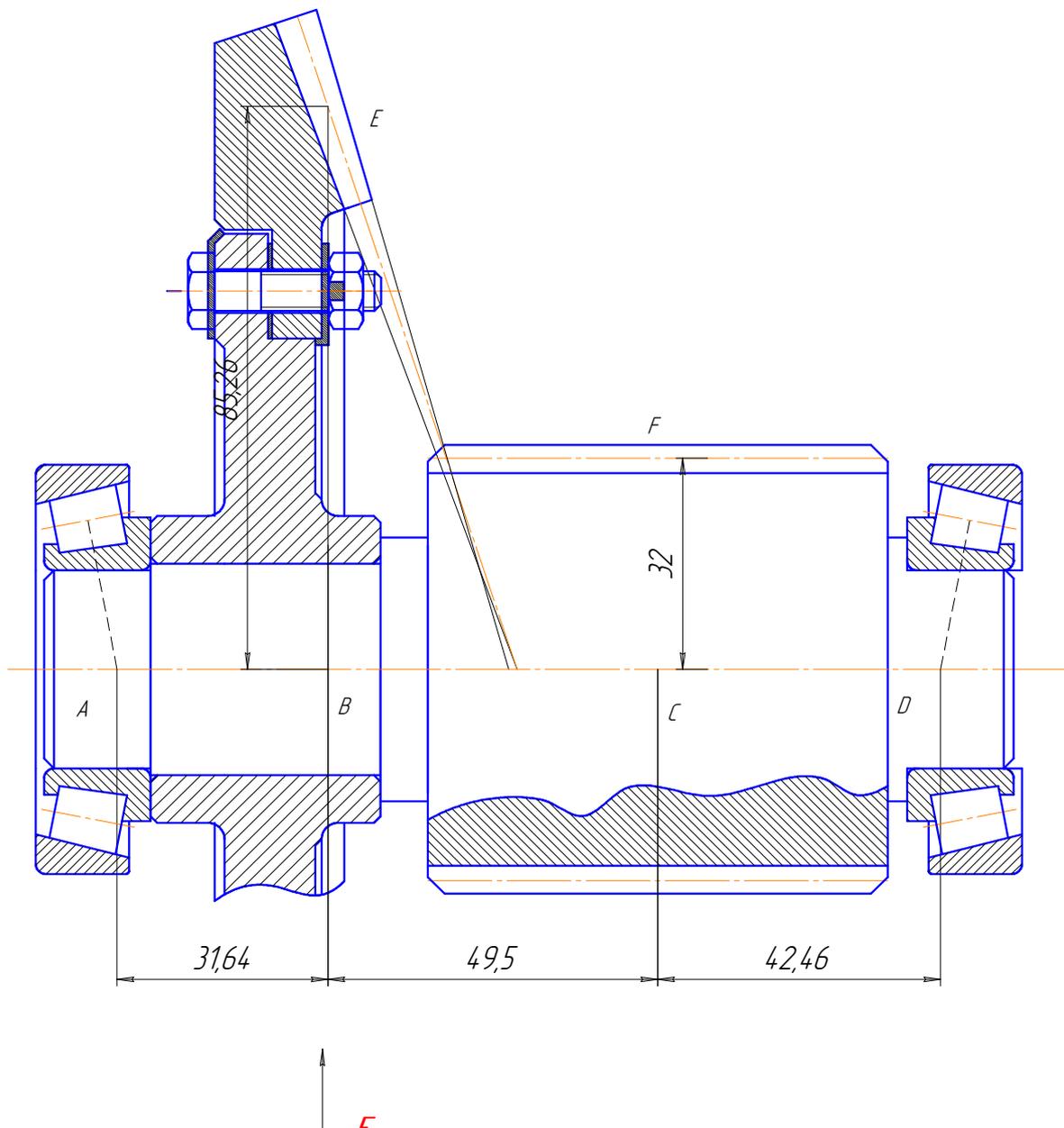
9.2.4 Рассчитаем суммарный изгибающий момент для всех точек.

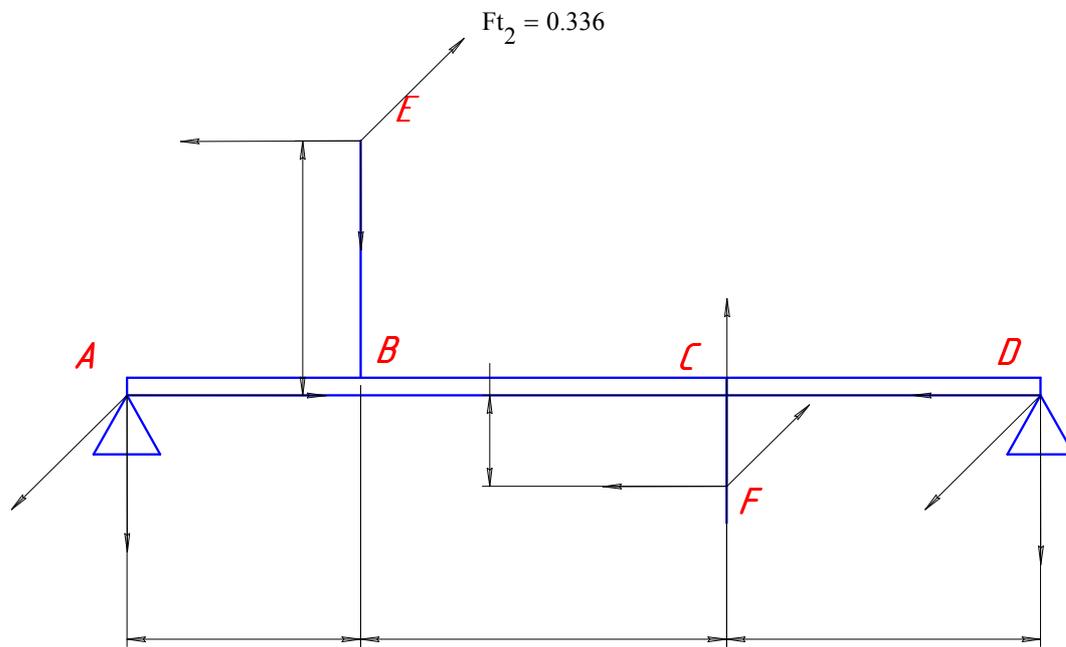
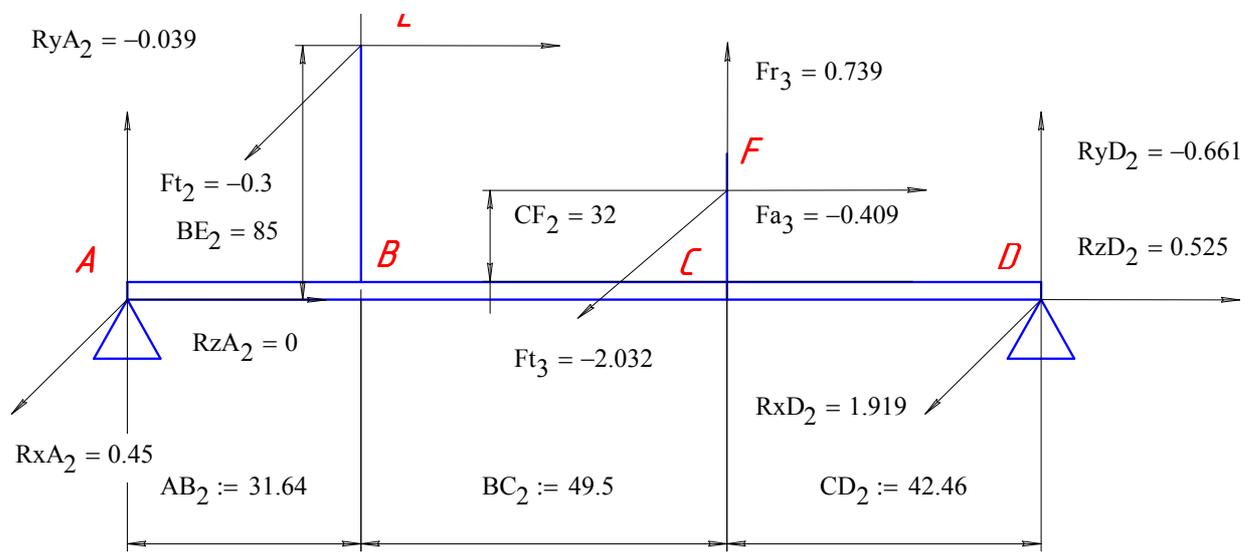
$$M\Sigma_2 := \sqrt{My_2^2 + Mx_2^2}$$

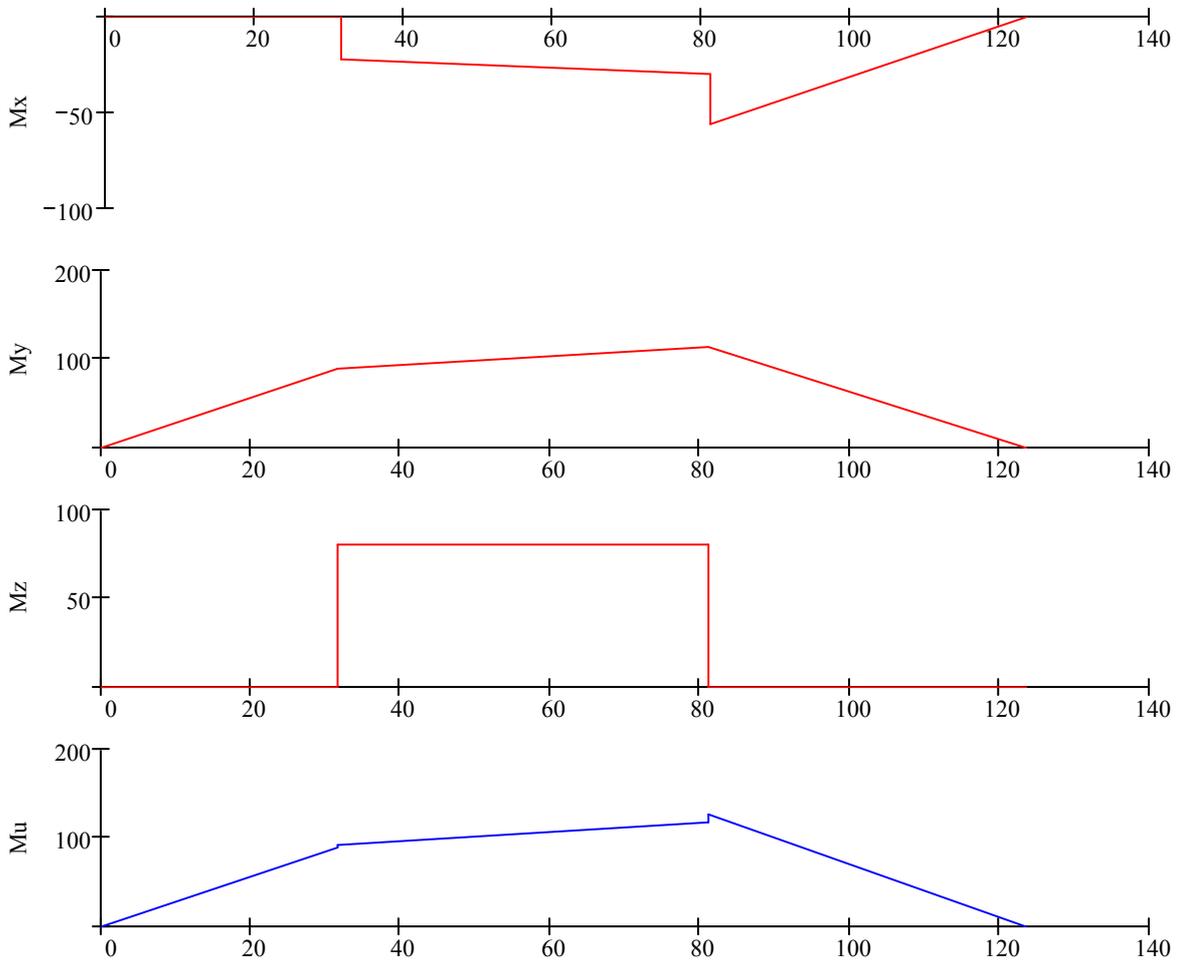
▢

$RyA_2 := RyA_2 $	$AB_2 := AB_2 $	$Fr_3 := Fr_3 $
$RyD_2 := RyD_2 $	$BC_2 := BC_2 $	$Ft_3 := Ft_3 $
$RxA_2 := RxA_2 $	$CD_2 := CD_2 $	$Fa_3 := Fa_3 $
$RxD_2 := RxD_2 $	$BE_2 := BE_2 $	$Fr_2 := Fr_2 $
$RzA_2 := RzA_2 $	$CF_2 := CF_2 $	$Ft_2 := Ft_2 $
$RzD_2 := RzD_2 $		$Fa_2 := Fa_2 $

▢







9.2.6 Значение момента в опасном сечении:

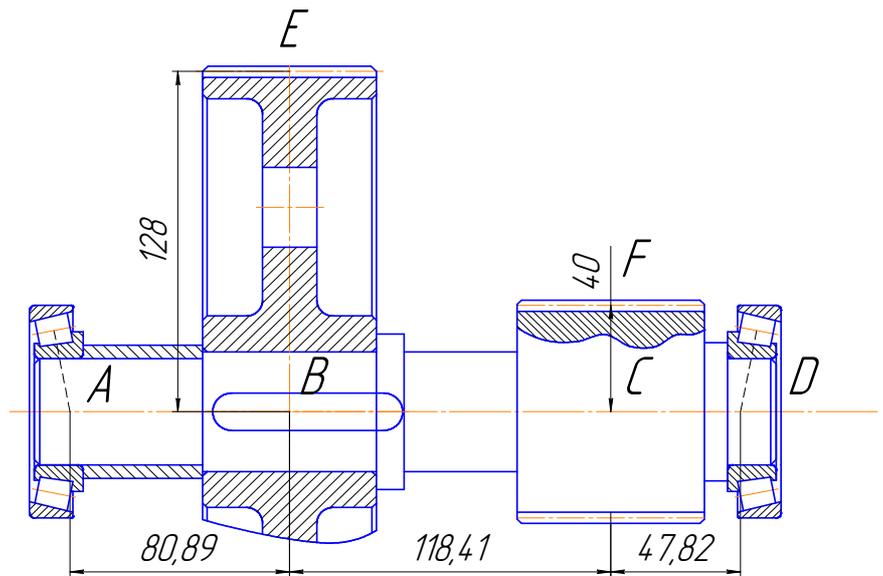
$$M_{\Sigma c2} = 127.749 \quad (\text{Н*м})$$

$$M_{\Sigma b2} = 92.816 \quad (\text{Н*м})$$

9.3 Точный расчет вала №3



- $AB_3 := 80.89 \quad (\text{мм})$
- $BC_3 := 118.41 \quad (\text{мм})$
- $CD_3 := 47.82 \quad (\text{мм})$
- $BE_3 := 128 \quad (\text{мм})$
- $CF_3 := 40 \quad (\text{мм})$
- $T_{45} = 312.168 \quad (\text{кН})$
- $F_{r4} = 0.739 \quad (\text{кН})$
- $F_{t4} = 2.032 \quad (\text{кН})$
- $F_{a4} = 0.409 \quad (\text{кН})$
- $F_{r5} = 2.272 \quad (\text{кН})$
- $F_{t5} = 6.243 \quad (\text{кН})$
- $F_{a5} = 1.093 \quad (\text{кН})$



9.3. Рассчитаем реакции опор.

$$\Sigma M_y(D) = 0$$

$$-Fa_5 \cdot CF_3 - Fa_4 \cdot BE_3 - Fr_4 \cdot (BC_3 + CD_3) - Fr_5 \cdot CD_3 - RyA_3 \cdot (AB_3 + BC_3 + CD_3) = 0$$

$$RyA_3 := \frac{-Fa_5 \cdot CF_3 - Fa_4 \cdot BE_3 - Fr_4 \cdot (BC_3 + CD_3) - Fr_5 \cdot CD_3}{AB_3 + BC_3 + CD_3} \quad RyA_3 = 0.902 \quad (\text{кН})$$

$$RyD_3 := -RyA_3 - Fr_4 - Fr_5 \quad RyD_3 = 2.11 \quad (\text{кН})$$

$$Ft_4 \cdot (BC_3 + CD_3) - Ft_5 \cdot CD_3 - RxA_3 \cdot (AB_3 + BC_3 + CD_3)$$

$$RxA_3 := \frac{Ft_4 \cdot (BC_3 + CD_3) - Ft_5 \cdot CD_3}{AB_3 + BC_3 + CD_3} \quad RxA_3 = 2.575 \quad (\text{кН})$$

$$RxD_3 := -RxA_3 - Ft_4 - Ft_5 \quad RxD_3 = 1.637 \quad (\text{кН})$$

$$RzA_3 := 0 \quad RzA_3 = 0 \quad (\text{кН})$$

$$RzD_3 := -Fa_4 - Fa_5 \quad RzD_3 = 0.684 \quad (\text{кН})$$

9.3.2 Рассчитаем значение моментов в характерных точках по оси x.

$$MxA_3 := 0 \quad MxA_3 = 0 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

$$MxD_3 := 0 \quad MxD_3 = 0 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

$$MxB_{3L} := RyA_3 \cdot AB_3 - Fa_4 \cdot BE_3 + Fr_5 \cdot BC_3 + RyD_3 \cdot (BC_3 + CD_3) - Fa_5 \cdot CF_3 \quad MxB_{3L} = 146 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

$$MxB_{3R} := RyA_3 \cdot AB_3 + Fa_4 \cdot BE_3 + Fr_5 \cdot BC_3 + RyD_3 \cdot (BC_3 + CD_3) - Fa_5 \cdot CF_3$$

$$MxB_{3R} = 251 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

$$MxC_{3L} := RyA_3 \cdot (AB_3 + BC_3) + Fa_4 \cdot BE_3 + Fr_4 \cdot BC_3 + RyD_3 \cdot CD_3 - Fa_5 \cdot CF_3$$

$$MxC_{3L} = 289 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

$$MxC_{3R} := RyA_3 \cdot (AB_3 + BC_3) + Fa_4 \cdot BE_3 + Fr_4 \cdot BC_3 + RyD_3 \cdot CD_3 + Fa_5 \cdot CF_3$$

$$MxC_{3R} = 202 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

9.3.3 Рассчитаем значение моментов в характерных точках по оси y.

$$MyA_3 := 0 \quad MyA_3 = 0 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

$$MyD_3 := 0 \quad MyD_3 = 0 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

$$MyB_3 := RxA_3 \cdot AB_3 + Ft_5 \cdot BC_3 + RxD_3 \cdot (BC_3 + CD_3) \quad MyB_3 = -259 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

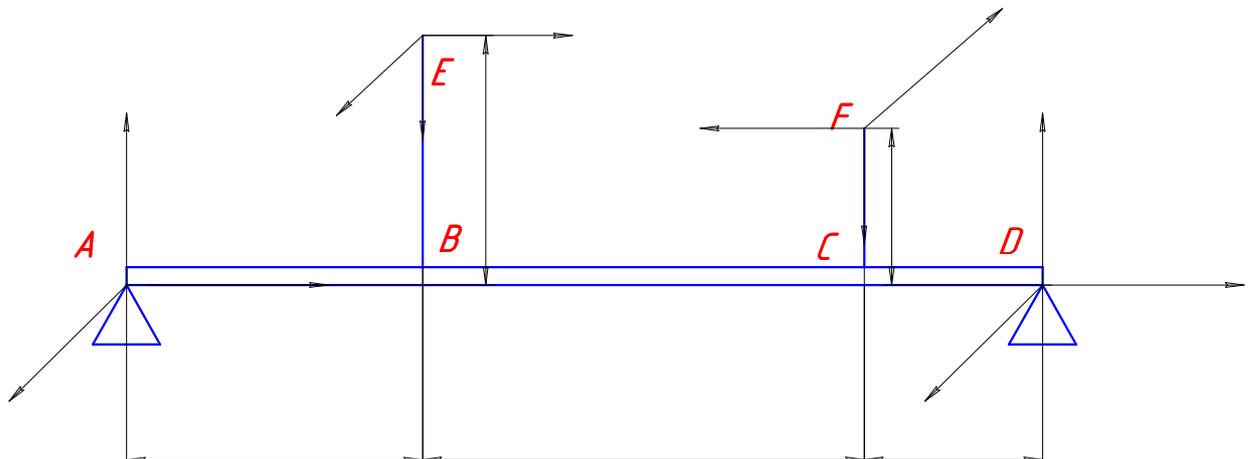
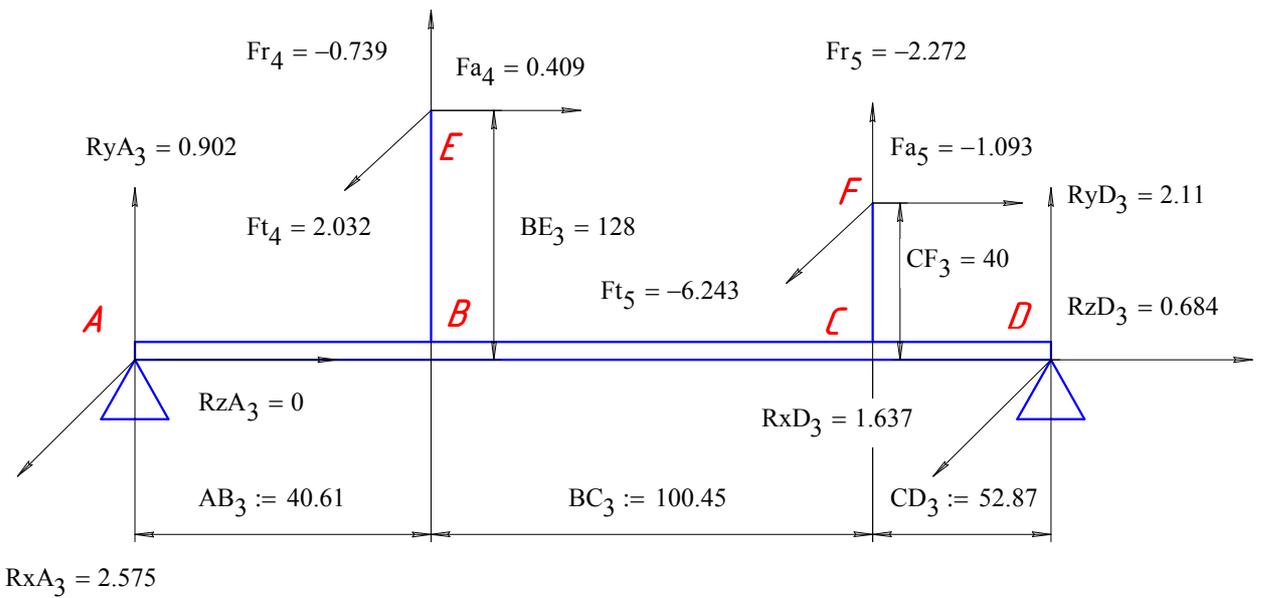
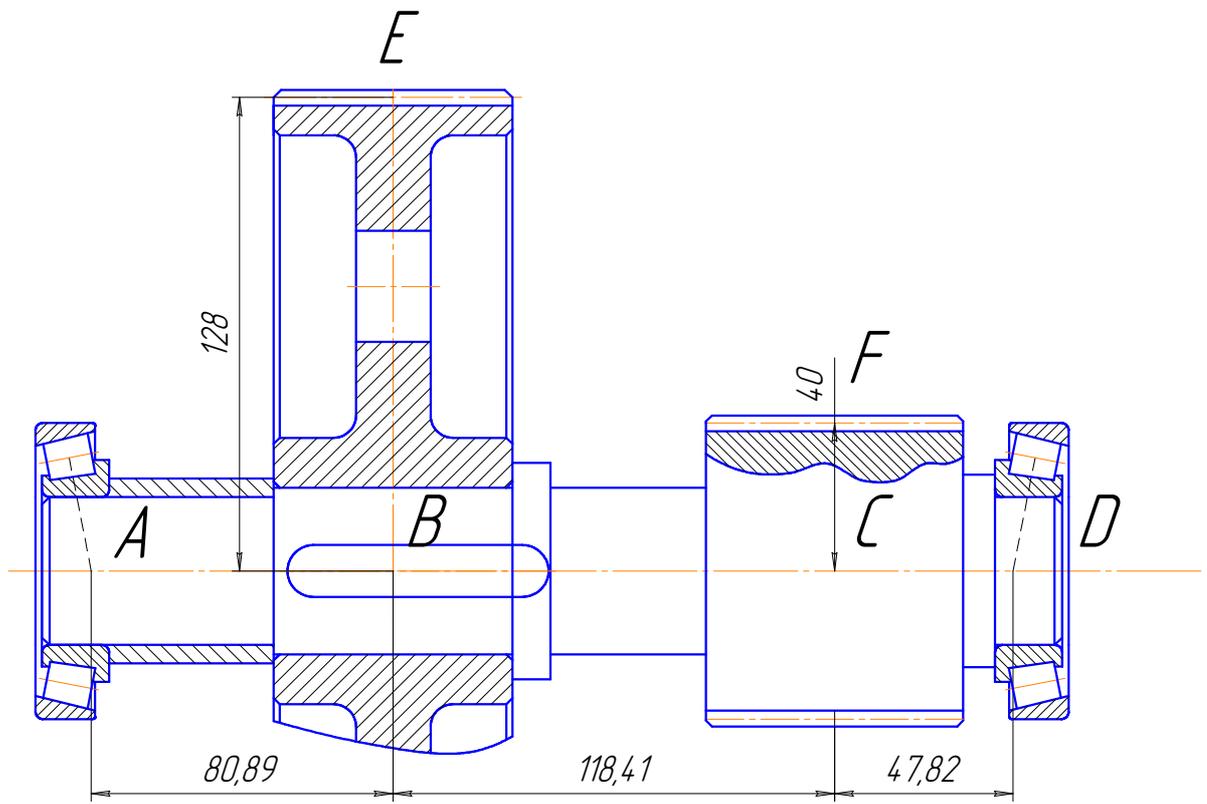
$$MyC_3 := RxA_3 \cdot (AB_3 + BC_3) + Ft_4 \cdot BC_3 + RxD_3 \cdot BC_3 \quad MyC_3 = 948 \quad (\text{Н}^*\text{м})$$

▢ Построение эпюр

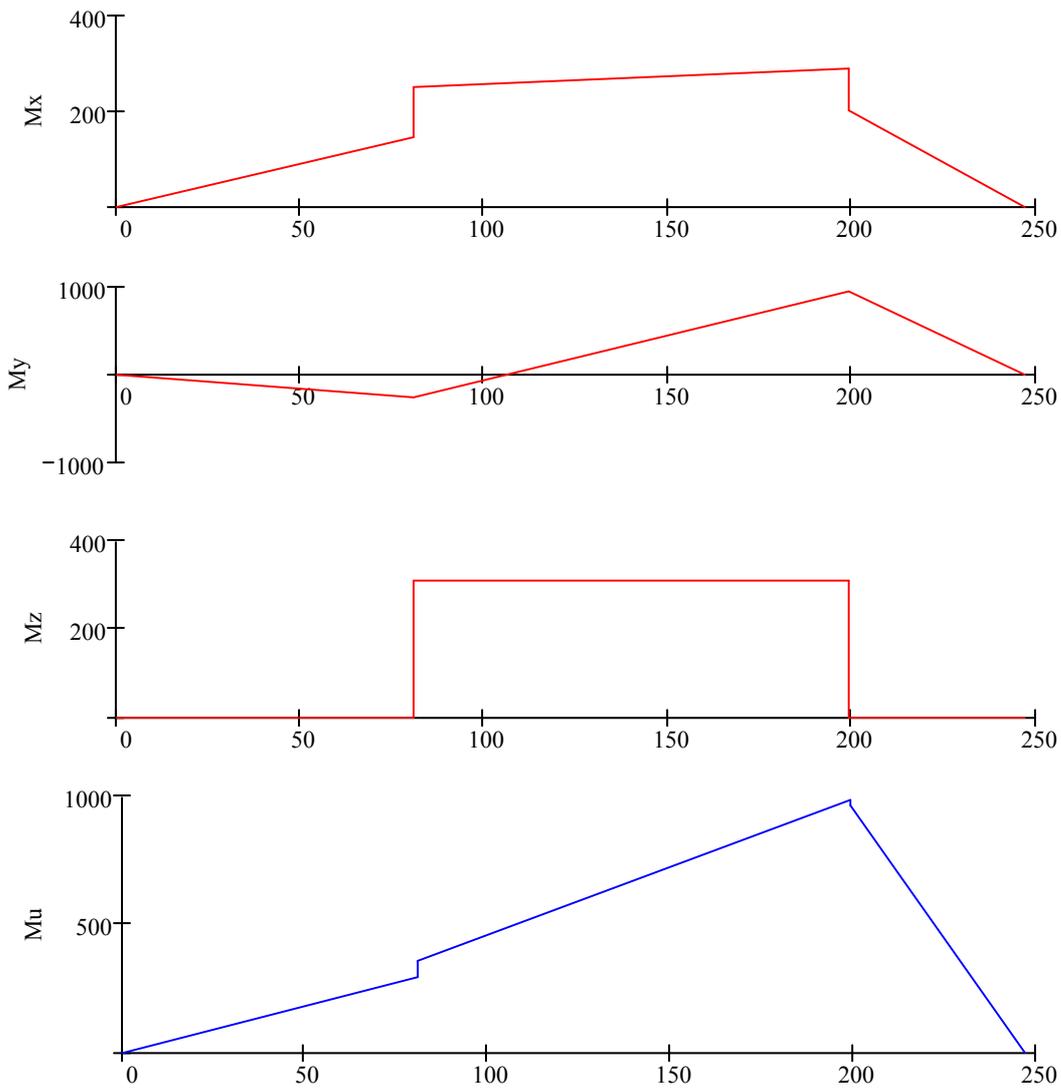
9.3.4 Рассчитаем суммарный изгибающий момент для всех точек.

$$M\Sigma_3 := \sqrt{My_3^2 + Mx_3^2}$$

▢



$$R_{xA_3} = 2.575$$



Значение момента в опасном сечении:

$$M_{\Sigma_{c3}} = 990.708 \quad (\text{Н} \cdot \text{м})$$

$$M_{\Sigma_{b3}} = 360.368 \quad (\text{Н} \cdot \text{м})$$

9.3 Точный расчет вала №4

$$AB_4 := 41.73 \quad (\text{мм})$$

$$BC_4 := 48.28 \quad (\text{мм})$$

$$CD_4 := 107.86 \quad (\text{мм})$$

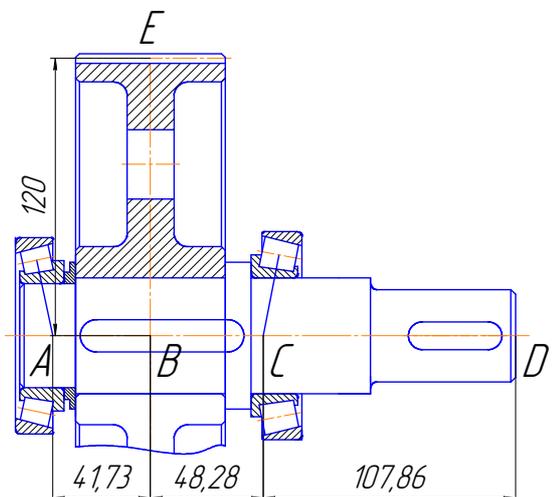
$$BE_4 := -120 \quad (\text{мм})$$

$$F_{r6} := F_{r6} \quad (\text{кН})$$

$$F_{t6} := F_{t6} \quad (\text{кН})$$

$$F_{a6} := F_{a6} \quad (\text{кН})$$

$$T_6 = 899.324 \quad (\text{кН})$$



9.4.1 Рассчитаем реакции опор.

$$\Sigma M_y(C) = 0$$

$$-F_{a6} \cdot BE_4 - Fr_6 \cdot BC_4 - Ry_{A4} \cdot (AB_4 + BC_4 + CD_4) = 0$$

$$Ry_{A4} := \frac{-F_{a6} \cdot BE_4 - Fr_6 \cdot BC_4}{AB_4 + BC_4 + CD_4} \quad Ry_{A4} = 0.108 \quad (\text{кН})$$

$$Ry_{C4} := -Ry_{A4} - Fr_6 \quad Ry_{C4} = -2.381 \quad (\text{кН})$$

$$\Sigma M_x(C) = 0$$

$$-Ft_6 \cdot BC_4 - Rx_{A4} \cdot (AB_4 + BC_4 + CD_4) = 0$$

$$Rx_{A4} := \frac{-Ft_6 \cdot BC_4}{AB_4 + BC_4 + CD_4} \quad Rx_{A4} = -1.523 \quad (\text{кН})$$

$$Rx_{C4} := -Rx_{A4} - Ft_6 \quad Rx_{C4} = -4.72 \quad (\text{кН})$$

$$Rz_{A4} := 0 \quad Rz_{A4} = 0 \quad (\text{кН})$$

$$Rz_{C4} := Fa_6 \quad Rz_{C4} = 1.093 \quad (\text{кН})$$

9.4.2 Рассчитаем значение моментов в характерных точках по оси x.

$$Mx_{A4} := 0 \quad Mx_{A4} = 0 \quad (\text{Н*м})$$

$$Mx_{C4} := 0 \quad Mx_{C4} = 0 \quad (\text{Н*м})$$

$$Mx_{D4} := 0 \quad Mx_{D4} = 0 \quad (\text{Н*м})$$

$$Mx_{B_{4L}} := Ry_{A4} \cdot AB_4 - F_{a6} \cdot BE_4 + Ry_{C4} \cdot BC_4 \quad Mx_{B_{4L}} = 21 \quad (\text{Н*м})$$

$$Mx_{B_{4R}} := Ry_{A4} \cdot AB_4 + F_{a6} \cdot BE_4 + Ry_{C4} \cdot BC_4 \quad Mx_{B_{4R}} = -242 \quad (\text{Н*м})$$

9.4.3 Рассчитаем значение моментов в характерных точках по оси y.

$$My_{A4} := 0 \quad My_{A4} = 0 \quad (\text{Н*м})$$

$$My_{C4} := 0 \quad My_{C4} = 0 \quad (\text{Н*м})$$

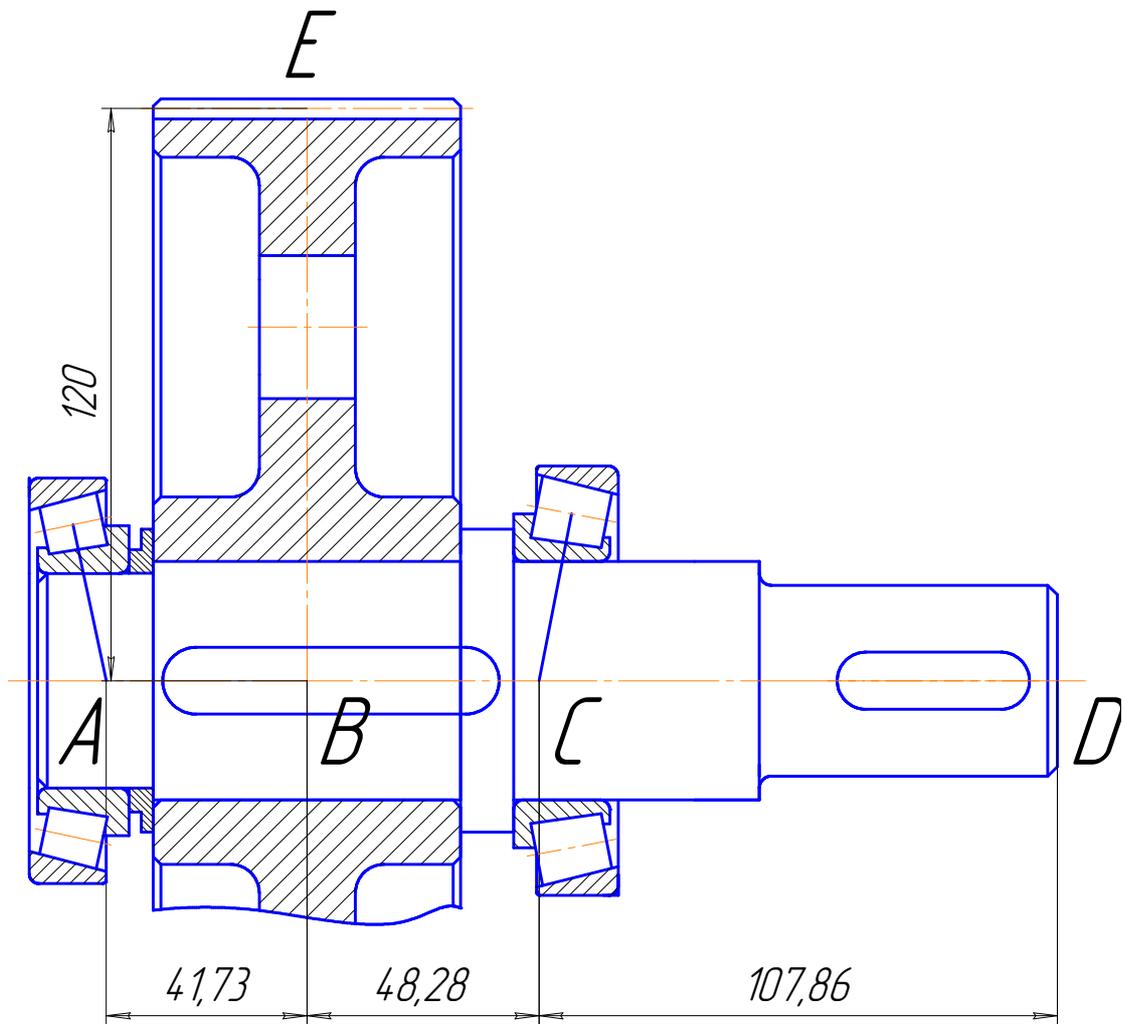
$$My_{D4} := 0 \quad My_{D4} = 0 \quad (\text{Н*м})$$

$$My_{B4} := Rx_{A4} \cdot AB_4 + Rx_{C4} \cdot BC_4 \quad My_{B4} = -291 \quad (\text{Н*м})$$

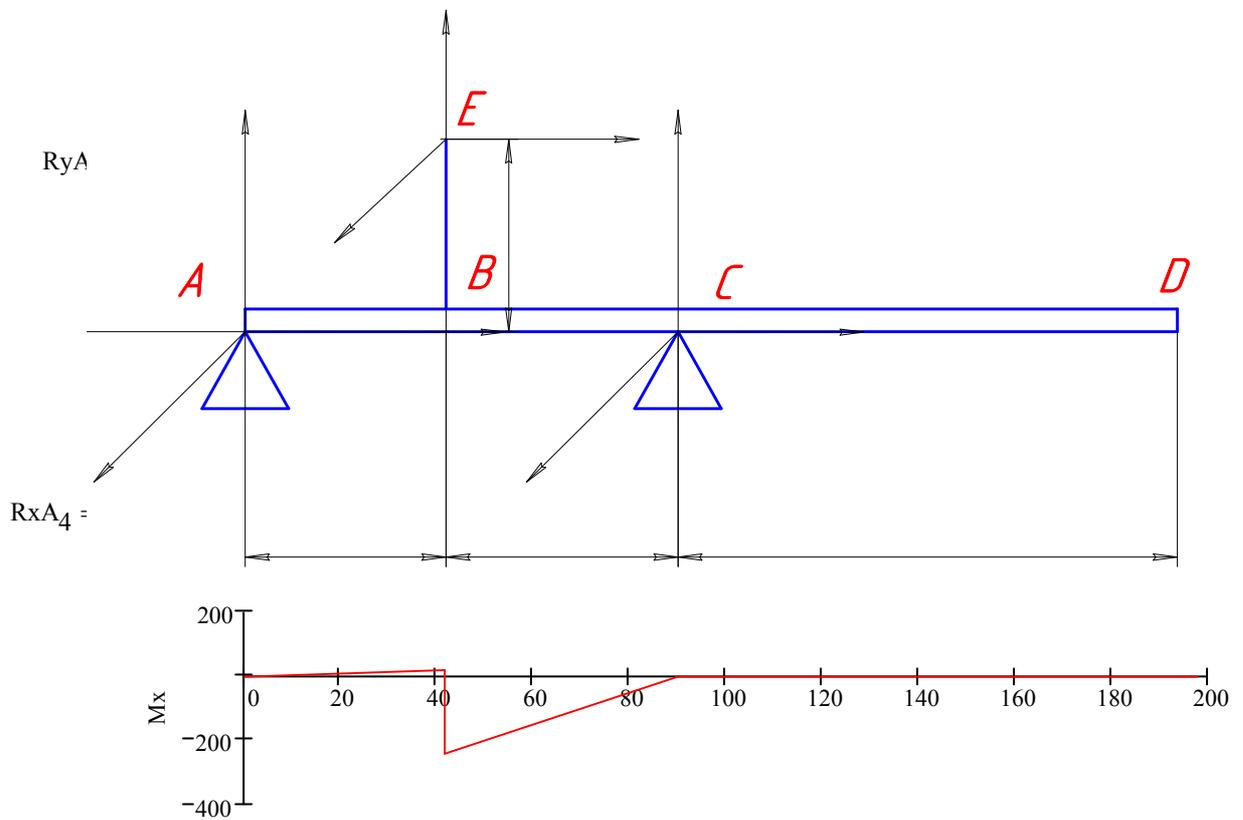
▢ Построение эпюр

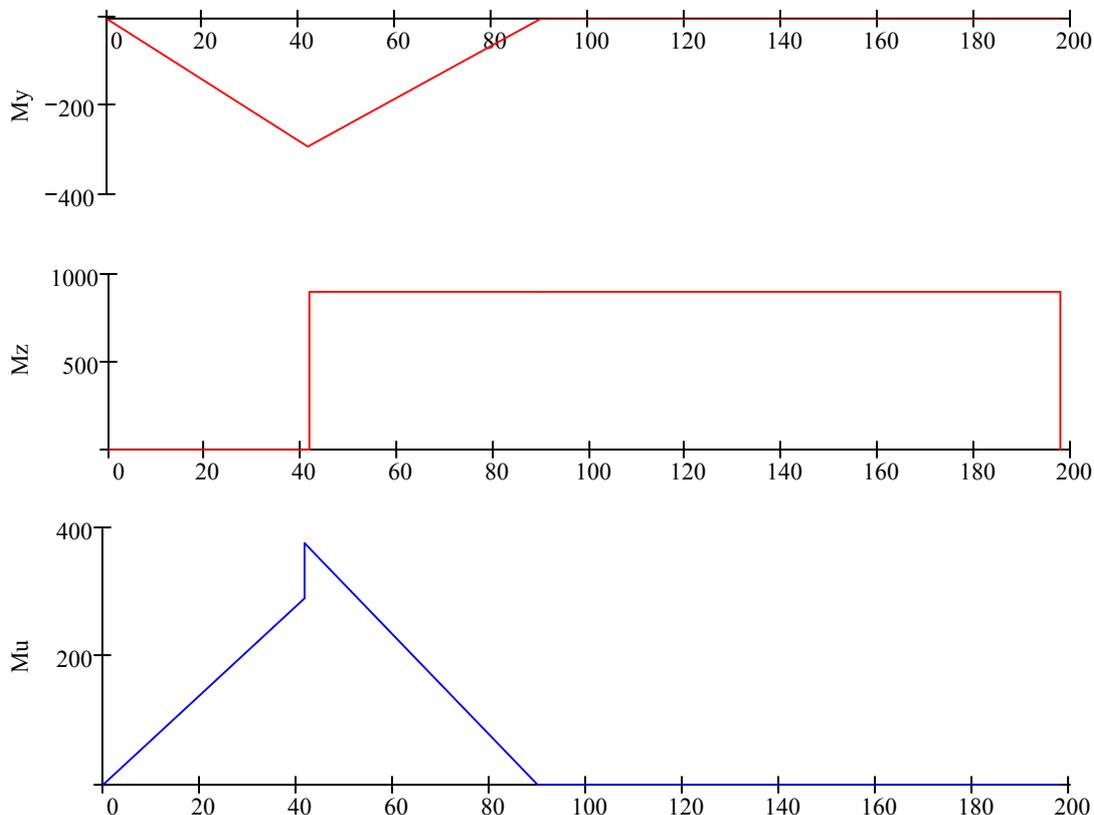
9.4.4 Рассчитаем суммарный изгибающий момент для всех точек.

$$M\Sigma_4 := \sqrt{My_4^2 + Mx_4^2}$$



9.4.





9.4.6 Значение момента в опасном сечении:

$$M_{\Sigma b4} = 378.569 \quad (\text{Н*м})$$

9.5 Опасные сечения на всех валах сведем в таблицу

Опасные сечения требующие расчета					
№	№ Вала	Обозначение вала	Значение момента	Сечение	Ослаблено
1	1	1-2	$M_{\Sigma c1} = 21$ (Н*м)	$d_{\Pi} = 30$ (мм)	-
2	2	2-3	$M_{\Sigma b2} = 92.816$ (Н*м)	$d_{к_23} = 30$ (мм)	(Шпонка №2)
3	2	2-3	$M_{\Sigma b2} = 92.816$ (Н*м)	$d_{f3} = 75.5$ (мм)	-
4	3	4-5	$M_{\Sigma b3} = 360.368$ (Н*м)	$d_{к_45} = 45$ (мм)	(Шпонка №3)
5	3	4-5	$M_{\Sigma c3} = 990.708$ (Н*м)	$d_{f5} = 95.5$ (мм)	-
6	4	6	$M_{\Sigma b4} = 378.569$ (Н*м)	$d_6 = 50$ (мм)	(Шпонка №4)

9.6 Расчет валов на прочность

9.6.1 Расчет сечения №1 не ослабленного шпоночной канавкой.

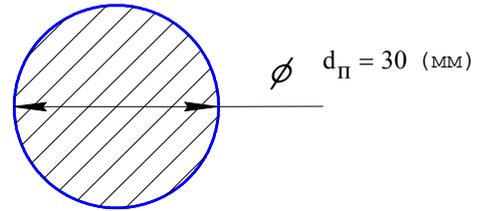
Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластической деформации в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске, разгоне, реверсировании, торможении, срабатывание предохранительного устройства). В расчете используют коэффициент перегрузки $K_{\Pi} := 2.2$

9.6.1.2 Расчет площади поперечного сечения в опасной точке вала.

$$A_1 := \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2}{4} \quad A_1 = 706.858 \quad (\text{мм}^2)$$

9.6.1.3 Расчет момента сопротивления на изгиб.

$$W_1 := \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^3}{32} \quad W_1 = 2650.719 \quad (\text{мм}^3)$$



9.6.1.4 Расчет момента сопротивления на кручение.

$$W_{K1} := \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^3}{16} \quad W_{K1} = 5301.438 \quad (\text{мм}^3)$$

9.6.1.5 Коэффициенты концентраций напряжений выбираем из таблицы.

▢ Коэффициенты концентраций напр.

$k\sigma_1 := 3.5$ —Коэффициент концентрации напряжения по изгибу (значение табличное).

$k\tau_1 := 2.1$ —Коэффициент концентрации напряжения по кручению (значение табличное).

9.6.1.6 Амплитуда цикла изменения напряжения изгиба

$$\sigma_{a1} := \frac{M\Sigma c_1 \cdot 10^3}{W_1} \quad \sigma_{a1} = 7.847 \quad (\text{МПа})$$

9.6.1.7 Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения

Материал := "Сталь углеродистая"

▢ Kd

$$Kd_1 := K_d(d_{\Pi}) \quad Kd_1 = 0.912$$

9.6.1.8 Коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности

Обработка := "Обточка чистовая"

▢ KF

$$KF_1 := K_F(\sigma_{B40X}) \quad KF_1 = 0.905$$

9.6.1.9 Коэффициент влияния параметров поверхностного упрочнения

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения			
Виды упрочнения поверхности вала	σ_B , МПа Серцевины	При концентрации напряжений	
		$K\sigma \leq 1,5$	$K\tau = 1,8..2,0$
Закалка ТВЧ	600..800	1,6...1,7	2,4...2,6
Накатка роликом	-	1,3...1,5	1,6...2,0
Дробеструйный наклеп	600..1500	1,5...1,6	1,7...2,1

$$Kv_1 := 1 \quad \text{Если вал не упрочняется то } Kv=1$$

9.6.1.10 Коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при изгибе.

$$K_{\sigma d1} := \left(\frac{k\sigma_1}{Kd_1} + \frac{1}{KF_1} - 1 \right) \cdot \frac{1}{Kv_1} \quad K_{\sigma d1} = 3.942$$

9.6.1.11 Коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям

$$S\sigma_1 := \frac{\sigma_{140X}}{(\sigma_{a1} \cdot K_{\sigma d1})} \quad S\sigma_1 = 13.255$$

9.6.1.12 Коэффициент, характеризующий чувствительность материала вала к асимметрии цикла и изменениям напряжения.

- Углеродистые стали с малым содержанием углерода $\psi_t = 0$

- Углеродистые стали со средним содержанием углерода $\psi_t = 0.05$

- Легированные стали $\psi\tau = 0.10$

$$\psi\tau_1 := 0$$

9.6.1.13 Амплитуда цикла перемены напряжения

При реверсивной передаче

$$\tau_{a1} := \frac{T_1 \cdot 10^3}{W_{K1}} \quad \tau_{a1} = 5.377 \text{ (МПа)}$$

При не реверсивной передаче

$$\tau_{a1} = \frac{T_1 \cdot 10^3}{2W_{K1}}$$

9.6.1.14 Постоянная составляющая напряжения кручения

При реверсивной передаче

$$\tau_{m1} := 0$$

При не реверсивной передаче

$$\tau_{m1} = \tau_{a1}$$

9.6.1.15 Коэффициент снижения предела выносливости при кручении

$$K_{\tau d1} := \left(\frac{k\tau_1}{Kd_1} + \frac{1}{KF_1} - 1 \right) \cdot \frac{1}{Kv_1}$$

$$K_{\tau d1} = 2.407$$

9.6.1.16 Коэффициент запаса по касательным напряжениям

$$S_{\tau_1} := \frac{\tau_{-140X}}{(\tau_{a1} \cdot K_{\tau d1} + \psi\tau_1 \cdot \tau_{m1})} \quad S_{\tau_1} = 18.544$$

9.6.1.17 Общий запас сопротивления усталости

$$S_1 := \frac{S\sigma_1 \cdot S_{\tau_1}}{\sqrt{S\sigma_1^2 + S_{\tau_1}^2}} \quad S_1 = 10.783$$

Оптимальное соотношение: $1.5 < S_1 \leq 4$



Вывод₁ = "Вал недогружен, возможно следует уменьшить диаметр вала "

Диаметрвала уменьшать не целесообразно так как диаметр вала электродвигателя будет больше диаметра входного вала что нежелательно.

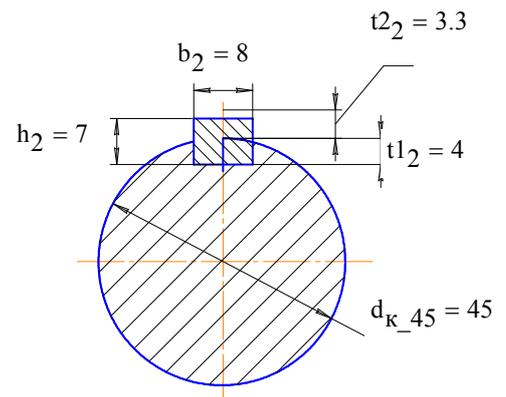
9.6.2 Расчет сечения №2 ослабленного шпоночной канавкой.

Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластической деформации в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске, разгоне, реверсировании, торможении, срабатывание предохранительного устройства). В расчете используют коэффициент перегрузки $K_{II} := 2.2$

9.6.2.1 Расчет площади поперечного сечения в в опасной точке вала.

$$A_2 := \frac{\pi \cdot d_{K_23}^2}{4} - \frac{b_2 \cdot h_2}{2}$$

$$A_2 = 678.858 \text{ (мм}^2\text{)}$$



9.6.2.2 Расчет момента сопротивления на изгиб.

$$W_2 := \frac{\pi \cdot d_{K_23}^3}{32} - b_2 \cdot h_2 \cdot \frac{(2d_{K_23} - h_2)^2}{16 \cdot d_{K_23}}$$

$$W_2 = 2323.002 \text{ (мм}^3\text{)}$$

9.6.2.3 Расчет момента сопротивления на кручение.

$$W_{K2} := \frac{\pi \cdot d_{K_23}^3}{16} - b_2 \cdot h_2 \cdot \frac{(2d_{K_23} - h_2)^2}{16 \cdot d_{K_23}}$$

$$W_{K2} = 4973.721 \text{ (мм}^3\text{)}$$

9.6.2.4 Коэффициенты концентраций напряжений выберем из таблицы.

▣ Коэффициенты концентраций напр.

$k\sigma_2 := 1.75$ – Коэффициент концентрации напряжения по изгибу (значение табличное).

$k\tau_2 := 1.5$ – Коэффициент концентрации напряжения по кручению (значение табличное).

9.6.2.5 Амплитуда цикла изменения напряжения изгиба

$$\sigma_{a2} := \frac{M\Sigma_{b2} \cdot 10^3}{W_2} \quad \sigma_{a2} = 39.955 \quad (\text{МПа})$$

9.6.2.6 Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения

Материал := "Сталь углеродистая"

$$Kd_2 := K_d(d_{k_23}) \quad Kd_2 = 0.912$$

9.6.2.7 Коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности

Обработка := "Обточка чистовая"

▣ KF

$$KF_2 := K_F(\sigma_{в40X}) \quad KF_2 = 0.905$$

9.6.2.8 Коэффициент влияния параметров поверхностного упрочнения

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения			
Виды упрочнения поверхности вала	$\sigma_{в}$, МПа Серцевины	При концентрации напряжений	
		$K\sigma \leq 1,5$	$K\tau = 1,8..2,0$
Закалка ТВЧ	600..800	1,6...1,7	2,4...2,6
Накатка роликом	-	1,3...1,5	1,6...2,0
Дробеструйный наклеп	600..1500	1,5...1,6	1,7...2,1

$$Kv_2 := 1.6 \quad \text{Если вал не упрочняется то } Kv=1$$

9.6.2.9 Коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при изгибе.

$$K\sigma_{d2} := \left(\frac{k\sigma_2}{Kd_2} + \frac{1}{KF_2} - 1 \right) \cdot \frac{1}{Kv_2} \quad K\sigma_{d2} = 1.265$$

9.6.2.10 Коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям

$$S\sigma_2 := \frac{\sigma_{140X}}{(\sigma_{a2} \cdot K\sigma_{d2})} \quad S\sigma_2 = 8.114$$

9.6.2.11 Коэффициент, характеризующий чувствительность материала вала к асимметрии цикла и изменениям напряжения.

- Углеродистые стали с малым содержанием углерода $\psi\tau = 0$
- Углеродистые стали со средним содержанием углерода $\psi\tau = 0.05$
- Легированные стали $\psi\tau = 0.10$

$$\psi\tau_2 := 0$$

9.6.2.12 Амплитуда цикла перемены напряжения

При реверсивной передаче

При не реверсивной передаче

$$\tau_{a2} := \frac{T_{45} \cdot 10^3}{W_{k2}} \quad \tau_{a2} = 62.763 \quad (\text{МПа}) \quad \tau_{a2} = \frac{T_{45} \cdot 10^3}{2W_{k2}}$$

9.6.2.13 Постоянная составляющая напряжения кручения

При реверсивной передаче

При не реверсивной передаче

$$\tau_{m2} := 0 \quad \tau_{m2} = \tau_{a2}$$

9.6.2.14 Коэффициент снижения предела выносливости при кручении

$$K_{\tau d_2} := \left(\frac{k_{\tau_2}}{K_{d_2}} + \frac{1}{K_{F_2}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{V_2}} \quad K_{\tau d_2} = 1.093$$

9.6.2.15 Коэффициент запаса по касательным напряжениям

$$S_{\tau_2} := \frac{\tau_{-140X}}{(\tau_{a_2} \cdot K_{\tau d_2} + \psi_{\tau_2} \cdot \tau_{m_2})}$$

9.6.2.16 Общий запас сопротивления усталости

$$S_2 := \frac{S_{\sigma_2} \cdot S_{\tau_2}}{\sqrt{S_{\sigma_2}^2 + S_{\tau_2}^2}} \quad S_2 = 3.212$$

Оптимальное соотношение: $1.5 < S_2 \leq 4$



Вывод₂ = "Диаметр и конструкция вала удовлетворяет все условия "

9.6.3 Расчет сечения №3 не ослабленного шпоночной канавкой.

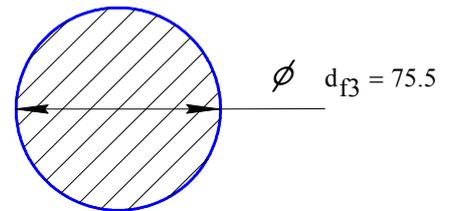
Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластической деформации в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске, разгоне, реверсировании, торможении, срабатывание предохранительного устройства). В расчете используют коэффициент перегрузки $K_{\Pi} := 2.2$

9.6.3.1. Расчет площади поперечного сечения в в опасной точке вала.

$$A_3 := \frac{\pi \cdot d_{f3}^2}{4} \quad A_3 = 4476.966 \quad (\text{мм}^2)$$

9.6.3.2 Расчет момента сопротивления на изгиб.

$$W_3 := \frac{\pi \cdot d_{f3}^3}{32} \quad W_3 = 42251 \quad (\text{мм}^3)$$



9.6.3.4 Расчет момента сопротивления на кручение.

$$W_{k3} := \frac{\pi \cdot d_{f3}^3}{16} \quad W_{k3} = 84502.731 \quad (\text{мм}^3)$$

9.6.3.5 Коэффициенты концентраций напряжений выберем из таблицы.

▢ Коэффициенты концентраций напр.

$k_{\sigma_3} := 3.5$ —Коэффициент концентрации напряжения по изгибу (значение табличное).

$k_{\tau_3} := 2.1$ —Коэффициент концентрации напряжения по кручению (значение табличное).

9.6.3.6 Амплитуда цикла изменения напряжения изгиба

$$\sigma_{a3} := \frac{M_{\Sigma c2} \cdot 10^3}{W_3} \quad \sigma_{a3} = 3.024 \quad (\text{МПа})$$

9.6.3.7 Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения

Материал := "Сталь углеродистая"

▢ K_d

$$K_{d3} := K_d(d_{f3}) \quad K_{d3} = 0.759$$

9.6.3.8 Коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности

Обработка := "Обточка чистовая"

▢ K_F

$$K_{F3} := K_F(\sigma_{B40X}) \quad K_{F3} = 0.905$$

9.6.3.9 Коэффициент влияния параметров поверхностного упрочнения

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения			
Виды упрочнения поверхности вала	σ_B , МПа Серцевины	При концентрации напряжений	
		$K_{\sigma} \leq 1,5$	$K_{\tau} = 1,8..2,0$
Закалка ТВЧ	600..800	1,6...1,7	2,4...2,6
Накатка роликом	-	1,3...1,5	1,6...2,0
Дробеструйный наклеп	600..1500	1,5...1,6	1,7...2,1

Если вал не упрочняется то $K_v = 1$

$$K_{v3} := 1$$

9.6.3.10 Коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при изгибе.

$$K_{\sigma d3} := \left(\frac{k\sigma_3}{Kd_3} + \frac{1}{KF_3} - 1 \right) \cdot \frac{1}{Kv_3} \quad K_{\sigma d3} = 4.719$$

9.6.3.11 Коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям

$$S_{\sigma_3} := \frac{\sigma_{-140X}}{(\sigma_{a3} \cdot K_{\sigma d3})} \quad S_{\sigma_3} = 28.733$$

9.6.3.12 Коэффициент, характеризующий чувствительность материала вала к асимметрии цикла и изменениям напряжения.

- Углеродистые стали с малым содержанием углерода $\psi_t = 0$
- Углеродистые стали со средним содержанием углерода $\psi_t = 0.05$
- Легированные стали $\psi_t = 0.10$

$$\psi_{t3} := 0$$

9.6.3.13 Амплитуда цикла перемены напряжения

При реверсивной передаче

При не реверсивной передаче

$$\tau_{a3} := \frac{T_{23} \cdot 10^3}{W_{k3}} \quad \tau_{a3} = 0.962 \quad (\text{МПа})$$

$$\tau_{a3} = \frac{T_{23} \cdot 10^3}{2W_{k3}}$$

9.6.3.14 Постоянная составляющая напряжения кручения

При реверсивной передаче

При не реверсивной передаче

$$\tau_{m3} := 0$$

$$\tau_{m3} = \tau_{a3}$$

9.6.3.15 Коэффициент снижения предела выносливости при кручении

$$K_{\tau d3} := \left(\frac{k\tau_3}{Kd_3} + \frac{1}{KF_3} - 1 \right) \cdot \frac{1}{Kv_3} \quad K_{\tau d3} = 2.874$$

9.6.3.16 Коэффициент запаса по касательным напряжениям

$$S_{\tau_3} := \frac{\tau_{-140X}}{(\tau_{a3} \cdot K_{\tau d3} + \psi_{t3} \cdot \tau_{m3})} \quad S_{\tau_3} = 86.839$$

9.6.3.17 Общий запас сопротивления усталости

$$S_3 := \frac{S_{\sigma_3} \cdot S_{\tau_3}}{\sqrt{S_{\sigma_3}^2 + S_{\tau_3}^2}} \quad S_3 = 27.278 \quad \text{Оптимальное соотношение: } 1.5 < S_3 \leq 4$$

Столь большой запас прочности вала обусловлен тем что мы заранее решили не догружать передачу 3-4. Для выполнения условия соосности передачи 3-4 и передачи 5-6. Возможно следовало бы изменить материал вала на более дешовый и менее прочный но это усложнило бы процесс производства редуктора за счет применения большого количества разных материалов.



Вывод₃ = "Вал недогружен , возможно следует уменьшить диаметр вала "

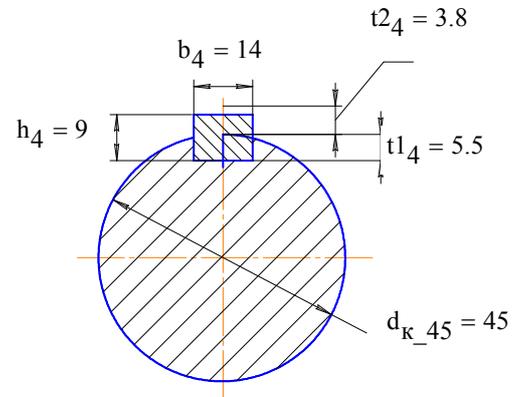
9.6.4 Расчет сечения №4 ослабленного шпоночной канавкой.

Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластической деформации в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске, разгоне, реверсировании, торможении, срабатывании предохранительного устройства). В расчете используют коэффициент перегрузки $K_{II} := 2.2$

9.6.4.1 Расчет площади поперечного сечения в в опасной точке вала.

$$A_4 := \frac{\pi \cdot d_{к_45}^2}{4} - \frac{b_4 \cdot h_4}{2}$$

$$A_4 = 1527.431 \text{ (мм}^2\text{)}$$



9.6.4.2 Расчет момента сопротивления на изгиб.

$$W_4 := \frac{\pi \cdot d_{к_45}^3}{32} - b_4 \cdot h_4 \cdot \frac{(2d_{к_45} - h_4)^2}{16 \cdot d_{к_23}}$$

$$W_4 = 7223.913 \text{ (мм}^3\text{)}$$

9.6.4.3 Расчет момента сопротивления на кручение.

$$W_{K4} := \frac{\pi \cdot d_{к_45}^3}{16} - b_4 \cdot h_4 \cdot \frac{(2d_{к_45} - h_4)^2}{16 \cdot d_{к_45}}$$

$$W_{K4} = 16744.177 \text{ (мм}^3\text{)}$$

9.6.4.4 Коэффициенты концентраций напряжений выберем из таблицы.

▣ Коэффициенты концентраций напр.

$k\sigma_4 := 1.75$ – Коэффициент концентрации напряжения по изгибу (значение табличное).

$k\tau_4 := 1.5$ – Коэффициент концентрации напряжения по кручению (значение табличное).

9.6.4.5 Амплитуда цикла изменения напряжения изгиба

$$\sigma_{a4} := \frac{|M_{\Sigma b3}| \cdot 10^3}{W_4} \quad \sigma_{a4} = 49.885 \text{ (МПа)}$$

9.6.4.6 Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения

Материал := "Сталь углеродистая"

▣ K_d

$$K_{d4} := K_d(d_{к_45}) \quad K_{d4} = 0.853$$

9.6.4.7 Коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности

Обработка := "Обточка чистовая"

▣ K_F

$$K_{F4} := K_F(\sigma_{B40X}) \quad K_{F4} = 0.905$$

9.6.4.8 Коэффициент влияния параметров поверхностного упрочнения

Если вал не упрочняется то $K_v = 1$

$$K_{v4} := 1$$

9.6.4.9 Коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при изгибе.

$$K_{\sigma d4} := \left(\frac{k\sigma_4}{K_{d4}} + \frac{1}{K_{F4}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{v4}} \quad K_{\sigma d4} = 2.156$$

9.6.4.10 Коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям

$$S\sigma_4 := \frac{\sigma_{-140X}}{(\sigma_{d4} \cdot K_{\sigma d4})} \quad S\sigma_4 = 3.813$$

9.6.4.11 Коэффициент, характеризующий чувствительность материала вала к асимметрии цикла и изменениям напряжения.

- Углеродистые стали с малым содержанием углерода $\psi\tau = 0$
- Углеродистые стали со средним содержанием углерода $\psi\tau = 0.05$
- Легированные стали $\psi\tau = 0.10$ $\psi\tau_4 := 0$

9.6.4.12 литуда цикла перемены напряжения При не реверсивной передаче
При реверсивной передаче

$$\tau_{a4} := \frac{T_{45} \cdot 10^3}{W_{k4}} \quad \tau_{a4} = 18.643 \text{ (МПа)} \quad \tau_{a4} = \frac{T_{45} \cdot 10^3}{2W_{k4}}$$

9.6.4.13 Постоянная составляющая напряжения кручения

При реверсивной передаче $\tau_{m4} := 0$

При не реверсивной передаче

$$\tau_{m4} = \tau_{a4}$$

9.6.4.14 Коэффициент снижения предела выносливости при кручении

$$K_{\tau d4} := \left(\frac{k\tau_4}{K_{d4}} + \frac{1}{K_{F4}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{V4}} \quad K_{\tau d4} = 1.863$$

9.6.4.15 Коэффициент запаса по касательным напряжениям

$$S\tau_4 := \frac{\tau_{-140X}}{(\tau_{a4} \cdot K_{\tau d4} + \psi\tau_4 \cdot \tau_{m4})} \quad S\tau_4 = 6.911$$

9.6.4.16 Общий запас сопротивления усталости

$$S_4 := \frac{S\sigma_4 \cdot S\tau_4}{\sqrt{S\sigma_4^2 + S\tau_4^2}} \quad S_4 = 3.338$$

Оптимальное соотношение: $1.5 < S_4 \leq 4$



Вывод₄ = "Диаметр и конструкция вала удовлетворяет всем условиям "

9.6.5 Расчет валов на прочность

Расчет сечения №5 не ослабленного шпоночной канавкой.

Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластической деформации в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске, разгоне, реверсировании, торможении, срабатывание предохранительного устройства). В расчете используют коэффициент перегрузки $K_{\Pi} := 2.2$

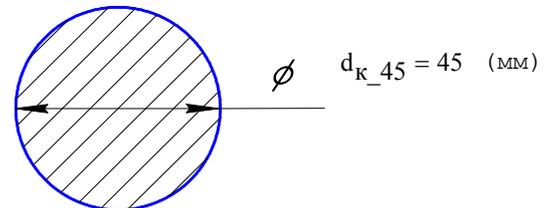
9.6.5.1 Расчет площади поперечного сечения в опасной точке вала.

$$A_5 := \frac{\pi \cdot d_{f5}^2}{4} \quad A_5 = 75.006 \quad (\text{мм}^2)$$

9.6.5.2 Расчет момента сопротивления на изгиб.

$$W_5 := \frac{\pi \cdot d_{f5}^3}{32}$$

$$W_5 = 85508.642 \quad (\text{мм}^3)$$



9.6.5.3 Расчет момента сопротивления на кручение.

$$W_{K5} := \frac{\pi \cdot d_{f5}^3}{16} \quad W_{K5} = 1.71 \times 10^5 \quad (\text{мм}^3)$$

9.6.5.4 Коэффициенты концентраций напряжений выберем из таблицы.

▢ Коэффициенты концентраций напр.

$$k\sigma_5 := 3.5$$

-Коэффициент концентрации напряжения по изгибу (значение табличное).

$$k\tau_5 := 2.1$$

-Коэффициент концентрации напряжения по кручению (значение табличное).

9.6.5.5 амплитуда цикла изменения напряжения изгиба

$$\sigma_{a5} := \frac{|\text{M}\Sigma_{c3}| \cdot 10^3}{W_5} \quad \sigma_{a5} = 11.586 \quad (\text{МПа})$$

9.6.5.6 Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения

Материал := "Сталь углеродистая"



$$K_{d5} := K_d(d_{f5}) \quad K_{d5} = 0.711$$

9.6.5.7 Коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности

Обработка := "Обточка чистовая"



$$K_{F5} := K_F(\sigma_{в40X}) \quad K_{F5} = 0.905$$

9.6.5.8 Коэффициент влияния параметров поверхностного упрочнения

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения			
Виды упрочнения поверхности вала	$\sigma_{в}$, МПа Серцевины	При концентрации напряжений	
		$K_{\sigma} \leq 1,5$	$K_{\tau} = 1,8..2,0$
Закалка ТВЧ	600..800	1,6...1,7	2,4...2,6
Накатка роликом	-	1,3...1,5	1,6...2,0
Дробеструйный наклеп	600..1500	1,5...1,6	1,7...2,1

$K_{v5} := 1$ Если вал не упрочняется то $K_v = 1$

9.6.5.9 Коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при изгибе.

$$K_{\sigma d5} := \left(\frac{k\sigma_5}{K_{d5}} + \frac{1}{K_{F5}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{v5}} \quad K_{\sigma d5} = 5.03$$

9.6.5.10 Коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям

$$S_{\sigma5} := \frac{\sigma_{-140X}}{(\sigma_{a5} \cdot K_{\sigma d5})} \quad S_{\sigma5} = 7.036$$

9.6.5.11 Коэффициент, характеризующий чувствительность материала вала к асимметрии цикла и изменениям напряжения.

- Углеродистые стали с малым содержанием углерода $\psi_t = 0$
- Углеродистые стали со средним содержанием углерода $\psi_t = 0.05$
- Легированные стали $\psi_t = 0.10$

$$\psi_{\tau5} := 0$$

9.6.5.12 Амплитуда цикла перемены напряжения

При реверсивной передаче

При не реверсивной передаче

$$\tau_{a5} := \frac{T_{45} \cdot 10^3}{W_{k5}} \quad \tau_{a5} = 1.825 \quad (\text{МПа})$$

$$\tau_{a5} = \frac{T_{45} \cdot 10^3}{2W_{k5}}$$

9.6.5.13 Постоянная составляющая напряжения кручения

При реверсивной передаче

При не реверсивной передаче

$$\tau_{m5} := 0$$

$$\tau_{m5} = \tau_{a5}$$

9.6.5.14 Коэффициент снижения предела выносливости при кручении

$$K_{\tau d_5} := \left(\frac{k_{\tau_5}}{K_{d_5}} + \frac{1}{K_{F_5}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{V_5}} \quad K_{\tau d_5} = 3.06$$

9.6.5.15 Коэффициент запаса по касательным напряжениям

$$S_{\tau_5} := \frac{\tau_{140X}}{(\tau_{a_5} \cdot K_{\tau d_5} + \psi \tau_5 \cdot \tau_{m_5})} \quad S_{\tau_5} = 42.97$$

9.6.5.16 Общий запас сопротивления усталости

$$S_5 := \frac{S_{\sigma_5} \cdot S_{\tau_5}}{\sqrt{S_{\sigma_5}^2 + S_{\tau_5}^2}} \quad S_5 = 6.943$$

Оптимальное соотношение: $1.5 < S_5 \leq 4$

▢ Вывод₅ = "Вал недогружен , возможно следует уменьшить диаметр вала "

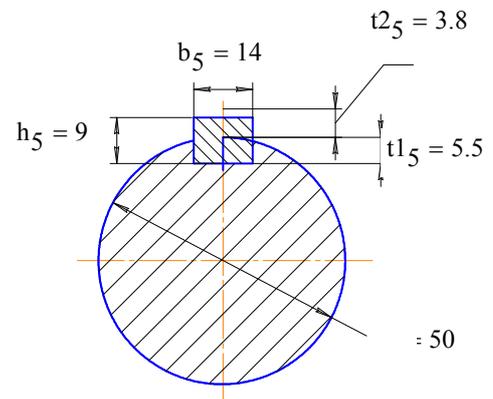
9.6.6 Расчет сечения №6 ослабленного шпоночной канавкой.

Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластической деформации в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске, разгоне, реверсировании, торможении, срабатывание предохранительного устройства). В расчете используют коэффициент перегрузки $K_{II} := 2.2$

9.6.6.1 Расчет площади поперечного сечения в в опасной точке вала.

$$A_6 := \frac{\pi \cdot d_6^2}{4} - \frac{b_5 \cdot h_5}{2}$$

$$A_6 = 1900.495 \quad (\text{мм}^2)$$



9.6.5.2 Расчет момента сопротивления на изгиб.

$$W_6 := \frac{\pi \cdot d_6^3}{32} - b_4 \cdot h_5 \cdot \frac{(2d_6 - h_5)^2}{16 \cdot d_6}$$

$$W_6 = 10967.589 \quad (\text{мм}^3)$$

9.6.5.3 Расчет момента сопротивления на кручение.

$$W_{K_6} := \frac{\pi \cdot d_6^3}{16} - b_4 \cdot h_4 \cdot \frac{(2d_6 - h_4)^2}{16 \cdot d_6}$$

$$W_{K_6} = 23239.435 \quad (\text{мм}^3)$$

9.6.5.4 Коэффициенты концентраций напряжений выберем из таблицы.

▢ Коэффициенты концентраций напр.

$k_{\sigma_6} := 1.75$ - Коэффициент концентрации напряжения по изгибу (значение табличное).

$k_{\tau_6} := 1.5$ - Коэффициент концентрации напряжения по кручению (значение табличное).

9.6.5.5 Амплитуда цикла изменения напряжения изгиба

$$\sigma_{a_6} := \left| \frac{M \Sigma_{b_4} \cdot 10^3}{W_6} \right| \quad \sigma_{a_6} = 34.517 \quad (\text{МПа})$$

9.6.5.6 Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения

Материал := "Сталь углеродистая"

▢ K_d

$$K_{d_6} := K_d(d_6) \quad K_{d_6} = 0.835$$

9.6.5.7 Коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности

Обработка := "Обточка чистовая"

▢ KF

$$KF_6 := K_F(\sigma_{B40X}) \quad KF_6 = 0.905$$

9.6.5.8 Коэффициент влияния параметров поверхностного упрочнения

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения			
Виды упрочнения поверхности вала	σ_B , МПа Серцевины	При концентрации напряжений	
		$K\sigma \leq 1,5$	$K\tau = 1,8..2,0$
Закалка ТВЧ	600..800	1,6...1,7	2,4...2,6
Накатка роликом	-	1,3...1,5	1,6...2,0
Дробеструйный наклеп	600..1500	1,5...1,6	1,7...2,1

$$Kv_6 := 1$$

Если вал не упрочняется то $Kv=1$

9.6.5.9 Коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при изгибе.

$$K\sigma_d := \left(\frac{k\sigma_6}{Kd_6} + \frac{1}{KF_6} - 1 \right) \cdot \frac{1}{Kv_6} \quad K\sigma_d = 2.201$$

9.6.5.10 Коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям

$$S\sigma_6 := \frac{\sigma_{-140X}}{(\sigma_6 \cdot K\sigma_d)} \quad S\sigma_6 = 5.398$$

9.6.5.11 Коэффициент, характеризующий чувствительность материала вала к асимметрии цикла и изменениям напряжения.

- Углеродистые стали с малым содержанием углерода $\psi\tau = 0$
- Углеродистые стали со средним содержанием углерода $\psi\tau = 0.05$
- Легированные стали $\psi\tau = 0.10$

$$\psi\tau_6 := 0$$

9.6.5.12 Амплитуда цикла перемены напряжения

При реверсивной передаче

При не реверсивной передаче

$$\tau a_6 := \frac{T_6 \cdot 10^3}{W_{K6}} \quad \tau a_6 = 38.698 \text{ (МПа)}$$

$$\tau a_6 = \frac{T_6 \cdot 10^3}{2W_{K6}}$$

9.6.5.13 Постоянная составляющая напряжения кручения

При реверсивной передаче

При не реверсивной передаче

$$\tau m_6 := 0$$

$$\tau m_6 = \tau a_6$$

9.6.5.14 Коэффициент снижения предела выносливости при кручении

$$K\tau_d := \left(\frac{k\tau_6}{Kd_6} + \frac{1}{KF_6} - 1 \right) \cdot \frac{1}{Kv_6} \quad K\tau_d = 1.901$$

9.6.5.15 Коэффициент запаса по касательным напряжениям

$$S\tau_6 := \frac{\tau_{-140X}}{(\tau a_6 \cdot K\tau_d + \psi\tau_6 \cdot \tau m_6)} \quad S\tau_6 = 3.262$$

9.6.5.16 Общий запас сопротивления усталости

$$S_6 := \frac{S\sigma_6 \cdot S\tau_6}{\sqrt{S\sigma_6^2 + S\tau_6^2}} \quad S_6 = 2.792$$

Оптимальное соотношение: $1.5 < S_6 \leq 4$

▢

Вывод₆ = "Диаметр и конструкция вала удовлетворяет все условия "

11. Точный расчет подшипников.

Для опор валов цилиндрических колес редукторов и коробок передач применяют чаще всего шариковые радиальные подшипники. Первоначально применяют подшипники легкой серии. Если при последующих расчетах грузоподъемность подшипника будет недостаточной, применяют подшипники средней серии. При чрезмерно больших размерах шариковых подшипников в качестве опор вала цилиндрических колес можно использовать также подшипники конические роликовые.

При частоте вращения $n \leq 1$ оборот в минуту подшипники рассчитываются по статической грузоподъемности, при большей частоте вращения – по динамической грузоподъемности. В нашем случае расчет ведем по динамической грузоподъемности

11.1 Расчет подшипников для вала 1.

11.2 Исходные данные для расчета:

$$F_{R1} := \sqrt{RyB_1^2 + RxB_1^2}$$

$$F_{R1} = 0.149 \quad (\text{кН})$$

$$F_{R2} := \sqrt{RyC_1^2 + RxC_1^2}$$

$$F_{R2} = 0.504 \quad (\text{кН})$$

$d_{\Pi} = 30$ диаметр вала под подшипником

$D_{\Pi} = 62$ диаметр внешнего кольца подшипника

$n_1 = 985$ частота вращения вала

Выберем из таблицы коэффициенты C_r , Y , e . X примем равным 0,4.



$$C_r = 38 \quad Y = 1.6 \quad e = 0.37$$

Найдем осевые силы в подшипниках, учитывая схему их установки и направление осевой силы в зубчатом зацеплении.

$$F_{Amin} := 0.83 \cdot e \cdot F_R$$

$$F_{Amin} = 0.155 \quad (\text{кН})$$

$$F_{A1} := F_{Amin} + F_{a1} \quad F_{A1} = 0.193 \quad (\text{кН})$$

$$F_{A2} := F_{Amin} \quad F_{A2} = 0.155 \quad (\text{кН})$$

11.3 Примем окончательно значения X и Y , для чего сравним отношение $F_a / (V \cdot F_r)$ с коэффициентом e . Если отношение больше коэффициента, то оставляем X и Y как есть, в противном случае $X=1$, $Y=0$.

Так как вращается внутреннее кольцо, то $V := 1$



$$\frac{F_{A1}}{V \cdot F_{R1}} = 1.3 \quad \frac{F_{A2}}{V \cdot F_{R2}} = 0.307 \quad e = 0.37$$

$$X_1 = 0.4 \quad X_2 = 1$$

$$Y_1 = 1.6 \quad Y_2 = 0$$

11.4 Вычислим эквивалентную динамическую нагрузку для каждого подшипника:

K_B – Коэффициент динамической нагрузки, для всех видов редукторов $K_B := 1.5$

K_T - Температурный коэффициент. Зависит от рабочей температуры редуктора $t_{\text{раб}}$.

$$t_{\text{раб}} := 60$$



$K_T = 1$ - выбирается из таблицы.

$$P_{r1} := (V \cdot X_1 \cdot F_{R1} + Y_1 \cdot F_{A1}) \cdot K_B \cdot K_T \quad P_{r1} = 0.553 \quad (\text{кН})$$

$$P_{r2} := (V \cdot X_2 \cdot F_{R2} + Y_2 \cdot F_{A2}) \cdot K_B \cdot K_T \quad P_{r2} = 0.755 \quad (\text{кН})$$

Дальнейший расчет будем вести по наибольшей эквивалентной динамической нагрузке



$$P_r = 0.755 \quad (\text{кН})$$

11.5 Определим скорректированный по уровню надежности и условиям применения расчетный ресурс (долговечность) подшипника:

a_1 - коэффициент долговечности; зависит от требуемой надежности P_t .

$$P_t := 90\%$$



$a_1 = 1$ - выбирается из таблицы.

$a_{23} := 0.6$ - коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металла деталей подшипника и условий его эксплуатации.

$k := \frac{10}{3}$ - показатель степени. $k=3$ для шариковых и $k=10/3$ для роликовых подшипников.

$$L_{\text{sah}} := a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \quad L_{\text{sah}} = 4773771 \quad (\text{часов})$$

$$t_{\Sigma} = 28800 \quad (\text{часов})$$



Вывод = "Так как расчетный ресурс больше требуемого, то предварительно назначенный подшипник пригоден"

Расчет подшипников для вала 23.

11.6 Исходные данные для расчета:

$$F_{R3} := \sqrt{RyA_2^2 + RxA_2^2}$$

$$F_{R3} = 0.45 \quad (\text{кН})$$

$$F_{R4} := \sqrt{RyD_2^2 + RxD_2^2}$$

$$F_{R4} = 2.03 \quad (\text{кН})$$

$d_{\text{п}_23} = 30$ диаметр вала под подшипником

$D_{\text{п}_23} = 62$ диаметр внешнего кольца подшипника

$n_{23} = 328.333$ частота вращения вала

Выберем из таблицы коэффициенты C_r , Y , e . X примем равным 0,4.



$$C_r = 38 \quad Y = 1.6 \quad e = 0.37$$

Найдем осевые силы в подшипниках, учитывая схему их установки и направление осевой силы в зубчатом зацеплении.

$$F_{Amin} := 0.83 \cdot e \cdot F_R$$

$$F_{Amin} = 0.623 \quad (\text{кН})$$

$$F_{A3} := F_{Amin} + |F_{a2}| + |F_{a3}| \quad F_{A3} = 1.149 \quad (\text{кН})$$

$$F_{A4} := F_{Amin} \quad F_{A4} = 0.623 \quad (\text{кН})$$

11.7 Примем окончательно значения X и Y, для чего сравним отношение $F_a/(V \cdot F_r)$ с коэффициентом e . Если отношение больше коэффициента, то оставляем X и Y как есть, в противном случае $X=1, Y=0$.

Так как вращается внутреннее кольцо, то $V:=1$



$$\frac{F_{A3}}{V \cdot F_{R3}} = 2.553 \quad \frac{F_{A4}}{V \cdot F_{R4}} = 0.307 \quad e = 0.37$$

$$X_3 = 0.4 \quad X_4 = 1$$

$$Y_3 = 1.6 \quad Y_4 = 0$$

11.8 Вычислим эквивалентную динамическую нагрузку для каждого подшипника:

K_B - Коэффициент динамической нагрузки, для всех видов редукторов $K_B := 1.5$

K_T - Температурный коэффициент. Зависит от рабочей температуры редуктора $t_{\text{раб}}$.

$$t_{\text{раб}} := 60$$



$K_T = 1$ - выбирается из таблицы.

$$P_{r3} := (V \cdot X_3 \cdot F_{R3} + Y_3 \cdot F_{A3}) \cdot K_B \cdot K_T \quad P_{r3} = 3.026 \quad (\text{кН})$$

$$P_{r4} := (V \cdot X_4 \cdot F_{R4} + Y_4 \cdot F_{A4}) \cdot K_B \cdot K_T \quad P_{r4} = 3.045 \quad (\text{кН})$$

Дальнейший расчет будем вести по наибольшей эквивалентной динамической нагрузке



$$P_r = 3.045 \quad (\text{кН})$$

11.9 Определим скорректированный по уровню надежности и условиям применения расчетный ресурс (долговечность) подшипника:

a_1 - коэффициент долговечности; зависит от требуемой надежности P_t .

$$P_t := 90\%$$



$a_1 = 1$ - выбирается из таблицы.

$a_{23} := 0.6$ - коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металла деталей подшипника и условий его эксплуатации.

$k := \frac{10}{3}$ - показатель степени. $k=3$ для шариковых и $k=10/3$ для роликовых подшипников.

$$L_{\text{sah}} := a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{23}}$$

$$L_{\text{sah}} = 1.373 \times 10^5 \quad (\text{часов})$$

$$t_{\Sigma} = 28800 \quad (\text{часов})$$



Вывод = "Так как расчетный ресурс больше требуемого, то предварительно назначенный подшипник пригоден"

Расчет подшипников для вала 45.

11.10 Исходные данные для расчета:

$$F_{R5} := \sqrt{R_{yA3}^2 + R_{xA3}^2}$$

$$F_{R5} = 2.728 \quad (\text{кН})$$

$$F_{R6} := \sqrt{2.649^2 + 2.131^2}$$

$$F_{R6} = 3.4 \quad (\text{кН})$$

$$d_{\Pi_45} = 40 \quad \text{диаметр вала под подшипником}$$

$$D_{\Pi_45} = 80 \quad \text{диаметр внешнего кольца подшипника}$$

$$n_{45} = 82.083 \quad \text{частота вращения вала}$$

Выберем из таблицы коэффициенты C_r , Y , e . X примем равным 0,4.



$$C_r = 62.7 \quad Y = 1.6 \quad e = 0.37$$

Найдем осевые силы в подшипниках, учитывая схему их установки и направление осевой силы в зубчатом зацеплении.

$$F_{Amin} := 0.83 \cdot e \cdot F_R$$

$$F_{Amin} = 1.044 \quad (\text{кН})$$

$$F_{A5} := F_{Amin} + |F_{a4} + F_{a5}| \quad F_{A5} = 2.546 \quad (\text{кН})$$

$$F_{A6} := F_{Amin} \quad F_{A6} = 1.044 \quad (\text{кН})$$

11.12 Примем окончательно значения X и Y , для чего сравним отношение $F_a / (V \cdot F_r)$ с коэффициентом e . Если отношение больше коэффициента, то оставляем X и Y как есть, в противном случае $X=1$, $Y=0$.

Так как вращается внутреннее кольцо, то $V:=1$



$$\frac{F_{A5}}{V \cdot F_{R5}} = 0.933 \quad \frac{F_{A6}}{V \cdot F_{R6}} = 0.307 \quad e = 0.37$$

$$X_5 = 0.4 \quad X_6 = 1$$

$$Y_5 = 1.6 \quad Y_6 = 0$$

11.13 Вычислим эквивалентную динамическую нагрузку для каждого подшипника:

K_B - Коэффициент динамической нагрузки, для всех видов редукторов $K_B := 1.5$

K_T - Температурный коэффициент. Зависит от рабочей температуры редуктора $t_{\text{раб}}$.

$$t_{\text{раб}} := 60$$

$K_T = 1$ - выбирается из таблицы.

$$P_{r5} := (V \cdot X_1 \cdot F_{R5} + Y_1 \cdot F_{A5}) \cdot K_B \cdot K_T \quad P_{r5} = 10.204$$

$$P_{r6} := (V \cdot X_2 \cdot F_{R6} + Y_2 \cdot F_{A6}) \cdot K_B \cdot K_T \quad P_{r6} = 5.1$$

Дальнейший расчет будем вести по наибольшей эквивалентной динамической нагрузке



$$P_r = 10.204 \quad (\text{кН})$$

11.14 Определим скорректированный по уровню надежности и условиям применения расчетный ресурс (долговечность) подшипника:

a_1 - коэффициент долговечности; зависит от требуемой надежности P_t .

$$P_t := 90\%$$



$a_1 = 1$ - выбирается из таблицы.

$a_{23} := 0.6$ - коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металла деталей подшипника и условий его эксплуатации.

$k = 3.333$ - показатель степени. $k=3$ для шариковых и $k=10/3$ для роликовых подшипников.

$$L_{\text{sah}} := a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{45}}$$

$$L_{\text{sah}} = 51773.315 \quad (\text{часов})$$

$$t_{\Sigma} = 28800 \quad (\text{часов})$$



Вывод = "Так как расчетный ресурс больше требуемого, то предварительно назначенный подшипник пригоден"
Расчет подшипников для вала 6.

11.15 Исходные данные для расчета:

$$F_{R7} := \sqrt{R_{yA4}^2 + R_{xA4}^2}$$

$$F_{R7} = 1.527 \quad (\text{кН})$$

$$F_{R8} := \sqrt{R_{yC4}^2 + R_{xC4}^2}$$

$$F_{R8} = 5.286 \quad (\text{кН})$$

$$d_{\text{п}_6} = 60 \quad \text{диаметр вала под подшипником}$$

$$D_{\text{п}_6} = 110 \quad \text{диаметр внешнего кольца подшипника}$$

$$n_6 = 27.361 \quad \text{частота вращения вала}$$

Выберем из таблицы коэффициенты C_r , Y , e . X примем равным 0,4.



$$C_r = 91.3 \quad Y = 1.5 \quad e = 0.4$$

Найдем осевые силы в подшипниках, учитывая схему их установки и направление осевой силы в зубчатом зацеплении.

$$F_{Amin} := 0.83 \cdot e \cdot F_R \quad F_{Amin} = 0.83 \cdot 0.4 \cdot 6.575$$

$$F_{Amin} = 1.755 \quad (\text{кН})$$

$$F_{A7} := F_{Amin} + |F_{a6}| \quad F_{A7} = 2.848 \quad (\text{кН})$$

$$F_{A8} := F_{Amin} \quad F_{A8} = 1.755 \quad (\text{кН})$$

11.16 Примем окончательно значения X и Y , для чего сравним отношение $F_a / (V \cdot F_r)$ с коэффициентом e . Если отношение больше коэффициента, то оставляем X и Y как есть, в противном случае $X=1$, $Y=0$.

Так как вращается внутреннее кольцо, то $V := 1$



$$\frac{F_{A7}}{V \cdot F_{R7}} = 1.865 \quad \frac{F_{A8}}{V \cdot F_{R8}} = 0.332 \quad e = 0.4$$

$$X_7 = 0.4 \quad X_8 = 1$$

$$Y_7 = 1.5 \quad Y_8 = 0$$

11.17 Вычислим эквивалентную динамическую нагрузку для каждого подшипника:

K_B - Коэффициент динамической нагрузки, для всех видов редукторов $K_B := 1.5$

K_T - Температурный коэффициент. Зависит от рабочей температуры редуктора $t_{\text{раб}}$.

$$t_{\text{раб}} := 60$$



$K_T = 1$ - выбирается из таблицы.

$$P_{r7} := (V \cdot X_4 \cdot F_{R7} + Y_1 \cdot F_{A7}) \cdot K_B \cdot K_T \quad P_{r7} = 9.127$$

$$P_{r8} := (V \cdot X_2 \cdot F_{R8} + Y_2 \cdot F_{A8}) \cdot K_B \cdot K_T \quad P_{r8} = 7.93$$

Дальнейший расчет будем вести по наибольшей эквивалентной динамической нагрузке

$$P_r = 9.127 \quad (\text{кН})$$

11.18 Определим скорректированный по уровню надежности и условиям применения расчетный ресурс (долговечность) подшипника:

a_1 - коэффициент долговечности; зависит от требуемой надежности P_t .

$$P_t := 90\%$$

$a_1 = 1$ - выбирается из таблицы.

$a_{23} := 0.6$ - коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металла деталей подшипника и условий его эксплуатации.

$k := \frac{10}{3}$ - показатель степени. $k=3$ для шариковых и $k=10/3$ для роликовых подшипников.

$$L_{\text{sah}} := a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_6} \quad L_{\text{sah}} = 788359 \quad (\text{часов})$$

$$t_{\Sigma} = 28800 \quad (\text{часов})$$

Вывод = "Так как расчетный ресурс больше требуемого, то предварительно назначенный подшипник пригоден"

12. Выбор смазки.

При минимальном количестве масла смазывание редуктора осуществляется погружением колеса на высоту зуба в масло - картерное смазывание. Подшипники смазываются тем же маслом, что и детали передач. При смазывании колёс погружением на подшипники качения попадают брызги масла, стекающего с колёс, валов и стенок корпуса.

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в смазку (масло), заливаемую внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса примерно на 1/3. Объём масляной ванны V определяется из расчёта 0,75 дм³ масла на 1кВт передаваемой мощности: $V = 0,75 \cdot 3,0 = 2,25$ дм³.

По таблице устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях до 1000 Н/мм² и скорости V до 2 м/с рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна 34 мм²/с. По таблице из справочной литературы принимаем масло индустриальное И-Г-А-32 (по ГОСТ 20799-75).

Контроль масла, находящегося в корпусе редуктора осуществляется с помощью жезлового маслоуказателя.

13. Сборка и регулировка редуктора.

Перед сборкой полость корпуса редуктора подвергают очистке и покрывают маслястойкой краской. Сборку редуктора производят в соответствии с чертежом общего вида.

На входной вал насаживают подшипники, предварительно нагретые в масле до 80 - 100⁰С.

На промежуточный вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо внешнего зацепления до упора в бурт вала. Насаживают подшипник предварительно нагретый в масле до 80 - 100⁰С.

Затем закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо внешнего

зацепления до упора в борт вала. Насаживают подшипник предварительно нагретый в масле до 80 – 100⁰С.

На выходной вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо внутреннего зацепления, насаживают подшипники, предварительно нагретые в масле до 80 – 100⁰С.

Валы устанавливают в корпус. Подшипники, находящиеся на внутренней стенке корпуса, закрепляют крышкой с помощью шпилек.

Для центровки устанавливают крышку редуктора на корпус с помощью конических штифтов, затягивают болты, крепящие крышку редуктора с корпусом.

На конические хвостовики входного и выходного валов закладывают шпонки и надевают торообразные муфты.

Ввёртывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловой маслоуказатель. Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой, закрепляя крышку винтами.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытаниям на стенде по программе установленной техническими условиями.

14. Заключение .

1. Согласно заданию был разработан привод – редуктор с конической передачей на входном валу.
2. Был выбран электродвигатель, рассчитаны зубчатые передачи, спроектированы и проверены на пригодность шпоночные соединения, подшипники, разработан общий вид редуктора, разработаны рабочие чертежи деталей: выходного вала, зубчатого колеса, крышек подшипников.
3. Электродвигатель был выбран исходя из потребной мощности и условий работы привода.
4. Шпоночные соединения были проверены на срез и смятие. Пригодность подшипников была оценена по статической и динамической грузоподъёмности.
5. Форма и размеры деталей редуктора и рамы привода были определены конструктивными и технологическими соображениями, а также выбором материалов и заготовок.

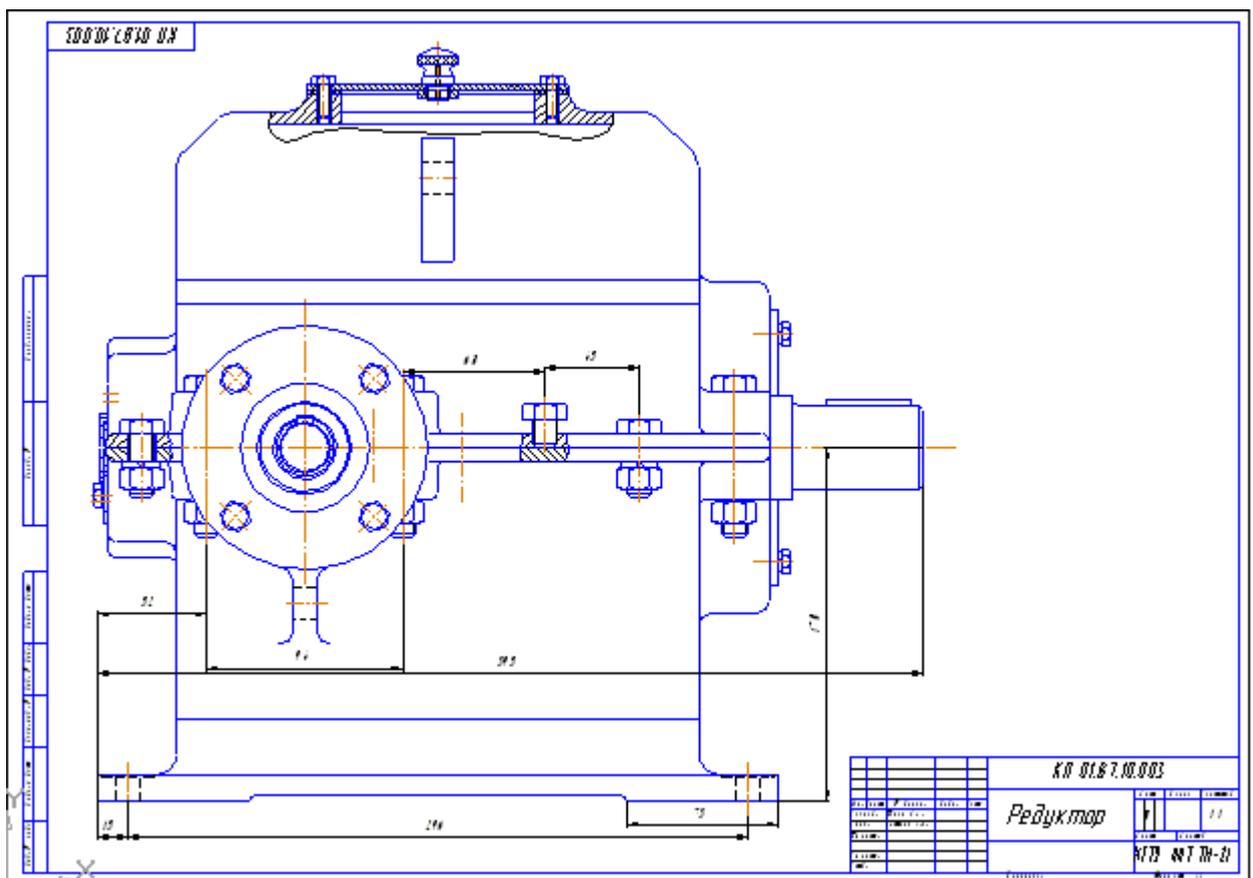
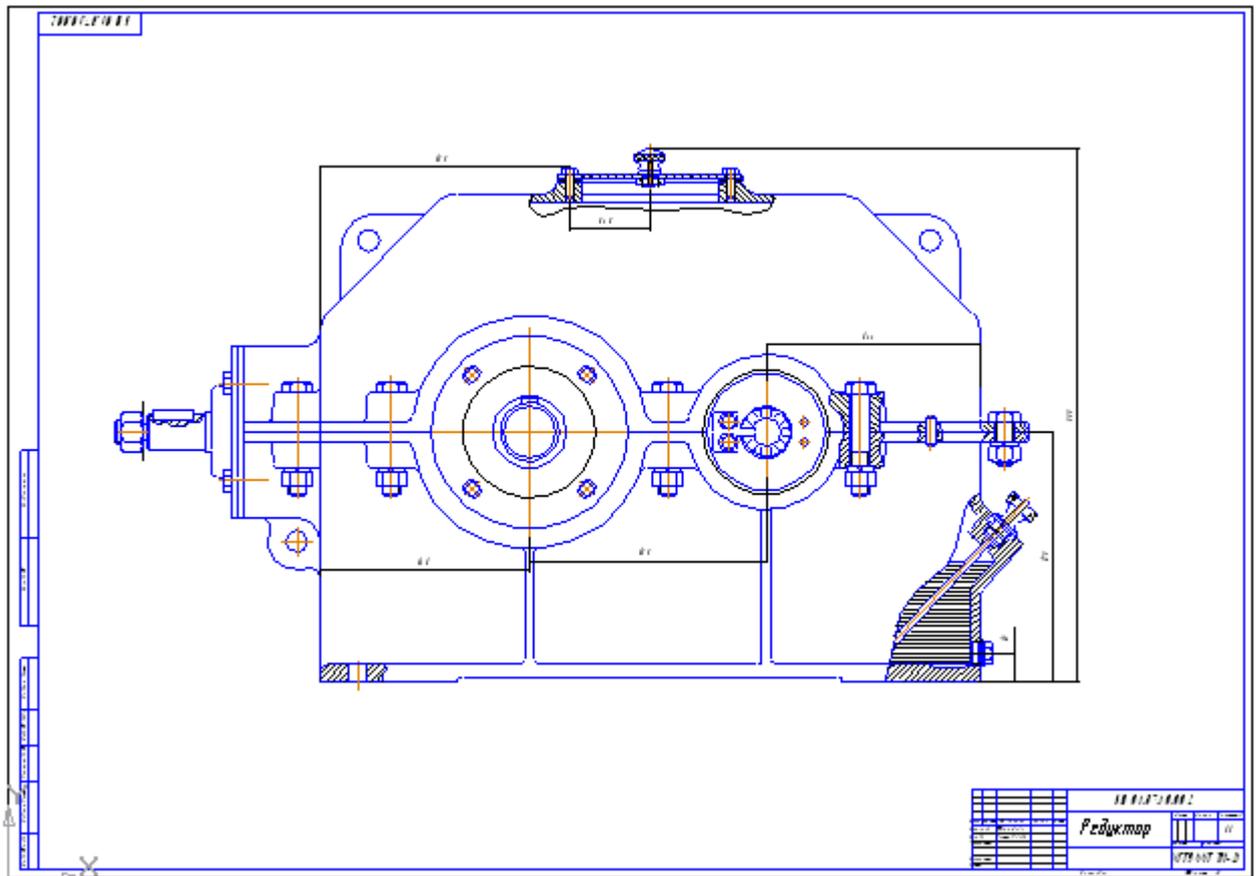
15. Список использованной литературы.

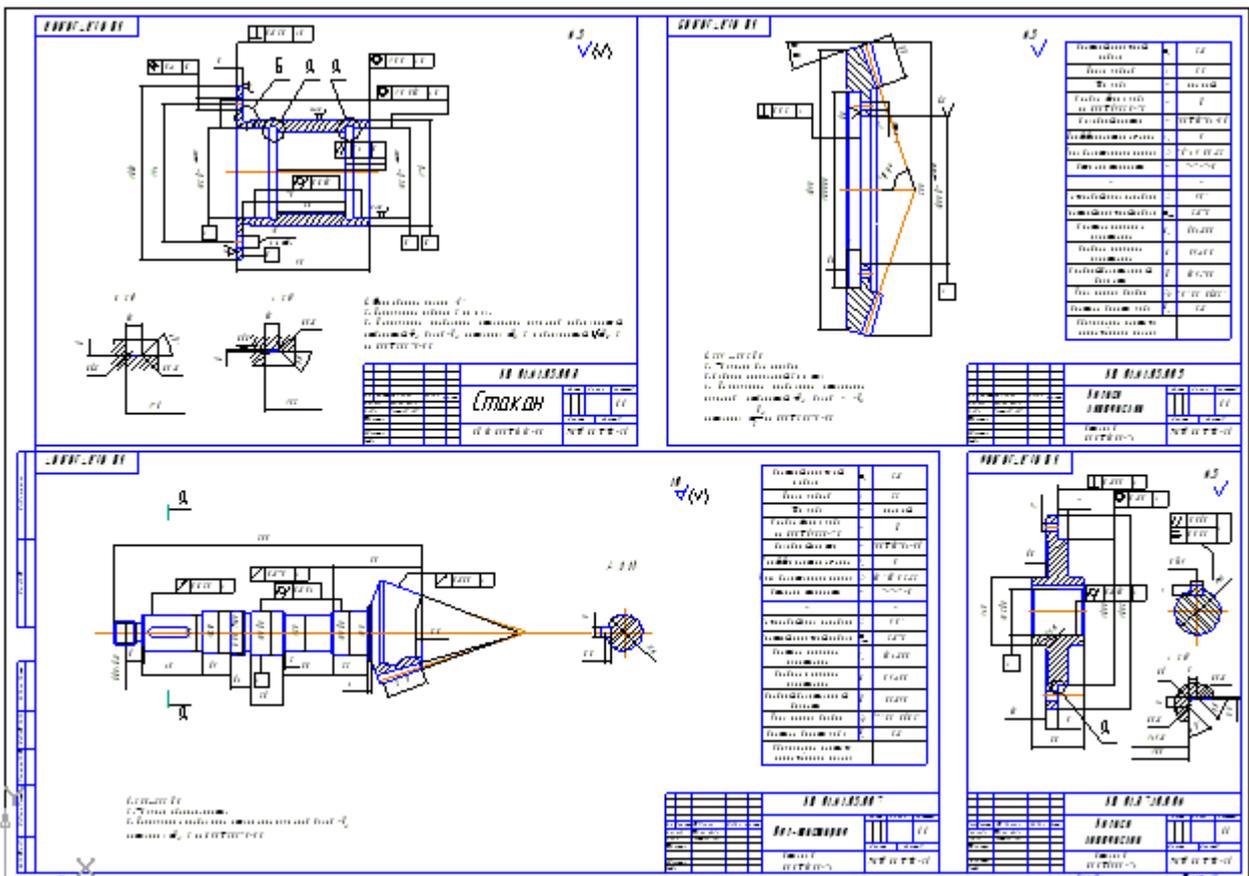
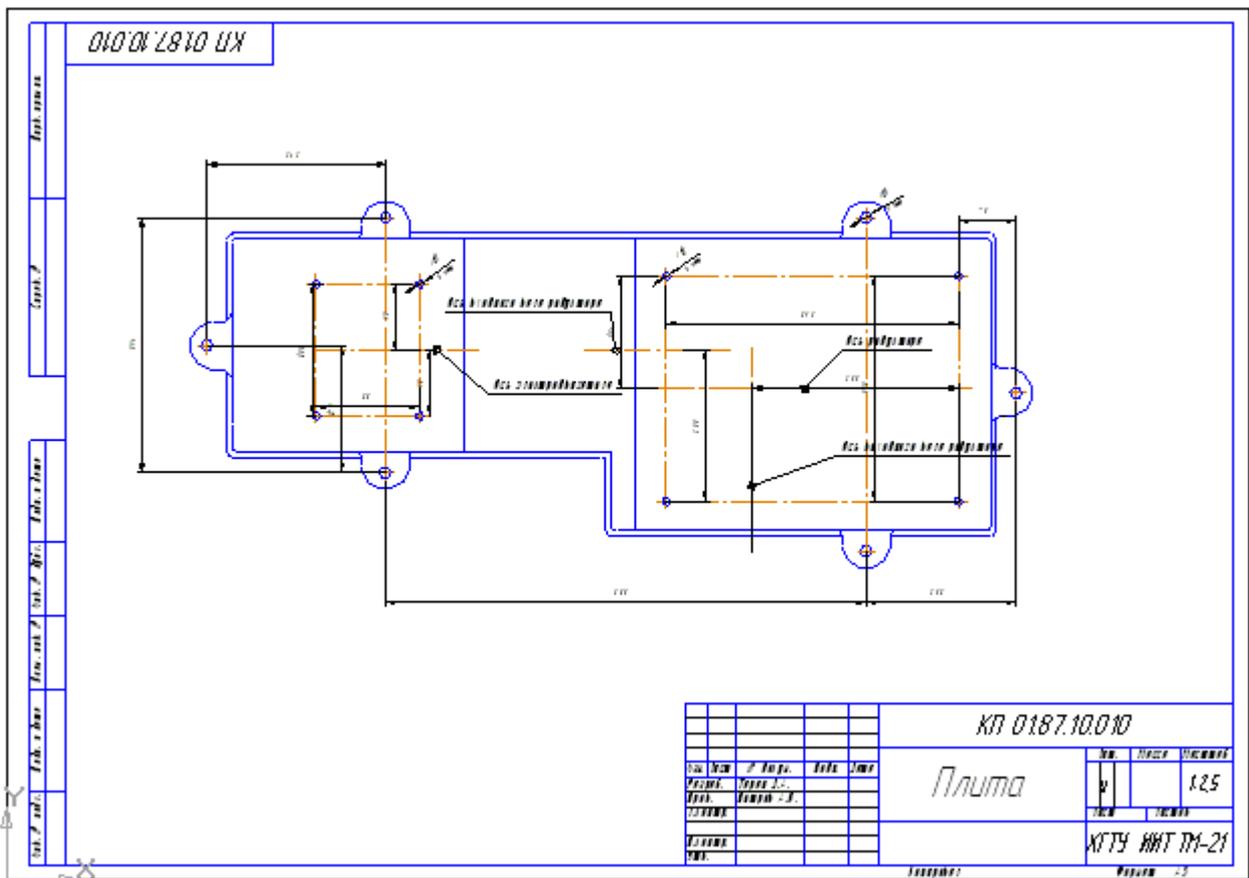
Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 2000 447с., ил.

Расчёт зубчатых передач: Методические указания по курсовому проектированию для студентов./ Составил А. В. Фейгин. Хабаровск: издательство ХГТУ, 1997. 39с.

Чернавский С.А., Боков К. Н. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов.: Машиностроение, 1988г.

Приложение :





Упрощенная 3D модель.

