

Вариант №9

Исходные данные:

- число скоростей привода: $Z = 12$;
- структурная формула привода: $Z = 2 \cdot 2(1 + 2)$;
- вид структуры: АП;
- знаменатель ряда геометрической прогрессии: $\phi = 1,58$;
- тип станка: вертикально-сверлильный. Принимаем станок модели 2А135.

Порядок выполнения работы

1. Полностью раскрыть структурную формулу с указанием характеристик передач, проверить условие о возможности применения данной формулы в приводе главного движения с определением диапазона регулирования последней переборной группы передач и рассчитать возможное количество вариантов привода.

Структурная формула привода представляет собой сложенную структуру вида АП, которую в общем виде имеет вид:

$$Z = Z^O(1 + Z'),$$

где: Z^O – основная структура привода;

Z' – дополнительная структура привода.

Основная структура состоит из двух групп передач $Z^O = P^O_1 \cdot P^O_2$, а дополнительная – из одной группы передач $Z' = P'_1$. Тогда с учетом групп передач структурную формулу можно представить в виде:

$$Z = P^O_1 \cdot P^O_2 (1 + P'_1) = 2 \cdot 2 (1 + 2),$$

где: $P^O_1 = P^O_2 = 2$ – основная группа передач;

$P'_1 = 2$, – первая переборная группа передач.

Цифры 2 определяют соответственно количество передач в группе.

С учетом характеристик передач в группе структурная формула представляется как:

$$Z = P^O_{x_{01}} \cdot P^O_{x_{02}} (1 + P'_{x_1}) = 2_{x_{01}} \cdot 2_{x_{02}} (1 + 2_{x_1}),$$

где: $x_{01} = 1$ – характеристика первой основной группы передач;

$x_{02} = x_{01} \cdot P^O_1 = 1 \cdot 2 = 2$ – характеристика второй основной группы передач.

$x_1 = x_{02} \cdot P^O_2 = 2 \cdot 2 = 4$ – характеристика первой переборной группы передач.

Таким образом с учетом групп и характеристик передач структурная формула имеет вид:

$$Z = P^O_{x_{01}} \cdot P^O_{x_{02}} (1 + P'_{x_1}) = 2_{x_{01}} \cdot 2_{x_{02}} (1 + 2_{x_1}) = 2_1 \cdot 2_2 (1 + 2_4).$$

Проверяем условие применимости структурной формулы в приводе главного движения, которое записывается как: $R_{\Pi} = \phi^{K_{\max}} \leq 8$,

где $K_{\max} = x_1 = 4$.

Диапазон регулирования последней переборной группы передач ($P'_1 = 2_4$)

Равен $R_{\Pi} = \phi^{K_{\max}} = 1,58^4 = 6,2$ (Условие выполнено).

Определяем возможное количество вариантов привода:

$$B = B_{\text{кон}} \cdot B_{\text{кин}};$$

где: $B_{\text{кон}} = K!$ – количество конструктивных вариантов привода;

$$V_{\text{кин}} = \frac{K!}{m!} - \text{количество кинематических вариантов привода.}$$

Таким образом, общее количество вариантов привода рассчитывается по формуле:

$$V = \frac{(K!)^2}{m!}$$

Для структурной формулы $Z = 2_1 \cdot 2_2 (1 + 2_4)$ и структуры вида АП общее количество вариантов привода определяется по формуле:

$$V = 4 \frac{(K^0!)^2}{m^0!} \frac{(K'!)^2}{m'!};$$

где: k – число групп передач;

m – количество групп с одинаковым числом передач.

В нашем случае $K^0 = m^0 = 2$; $K' = m' = 2$

Таким образом: $V = 4 \frac{(2!)^2}{2!} \frac{(1!)^2}{1!} = 8$

2. С учетом заданной формулы нарисовать вид структуры и построить структурную сетку.

Структура вида АП представляет собой сложенную структуру с одной дополнительной структурой Z' и соединением основной структуры Z^0 со шпинделем (выходным валом коробки скоростей) посредством муфты M (рис.1).

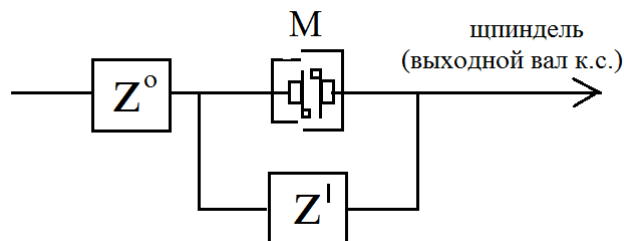


Рис. 1. Общий вид сложенной структуры вида АП.

Структура привода вида АП, разработанная с учетом структурной формулы $Z = 2_1 \cdot 2_2 (1 + 2_4)$ и однонаправленности вращения шпинделя при передаче движения по различным кинематическим цепям, представлена на рис.2.

Структура привода (рис.2) состоит из 7-ми валов, 3-х двухвенцовых блоков зубчатых колес (P_1^0, P_2^0, P_1^1), трех постоянных зубчатых передач ($i_{n1}^1, i_{n2}^1, i_{n3}^1$) и соединительной муфты M . В структуре применен дополнительно вал IV и зубчатая передача i_{n2}^1 , обеспечивающие изменение направления вращения шпинделя VII+

Таким образом, для получения 12 различных частот вращения в структуре привода необходимо реализовать 2 кинематические цепи: $Z = Z_1 + Z_2$,

$$\text{где: } Z_1 = P_1^0 \cdot P_2^0 \cdot (M) = 2_1 \cdot 2_2 \cdot (M) = 4$$

$$Z_2 = P_1^0 \cdot P_2^0 \cdot i_{n1}^1 \cdot i_{n2}^1 \cdot i_{n3}^1 \cdot P_1^1 = 2_1 \cdot 2_2 \cdot i_{n1}^1 \cdot i_{n2}^1 \cdot i_{n3}^1 \cdot 2_4 = 8$$

$$\text{Или } Z = Z_1 + Z_2 = 4 + 8 = 12$$

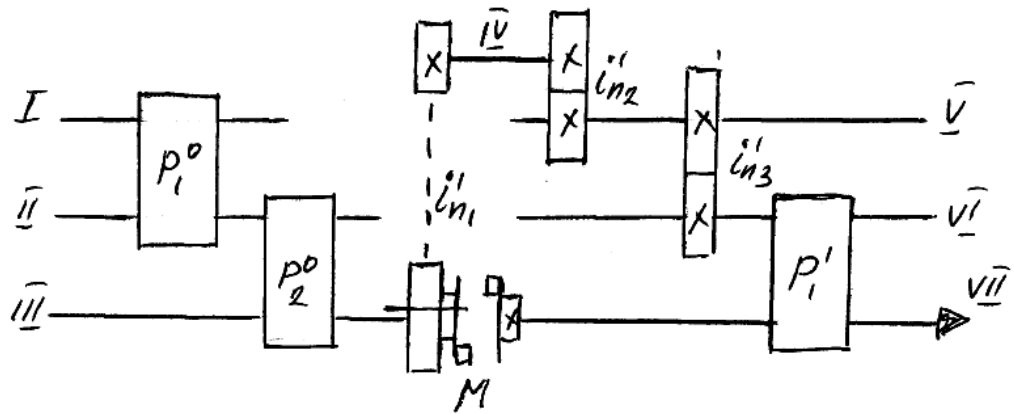


Рис. 2. Структура привода вида АП с учетом формулы $Z = z_1 \cdot z_2 (1 + z_4)$ и групп передач.

Структурная сетка для $Z = z_1 \cdot z_2 (1 + z_4) = 12$ представлена на рис.3

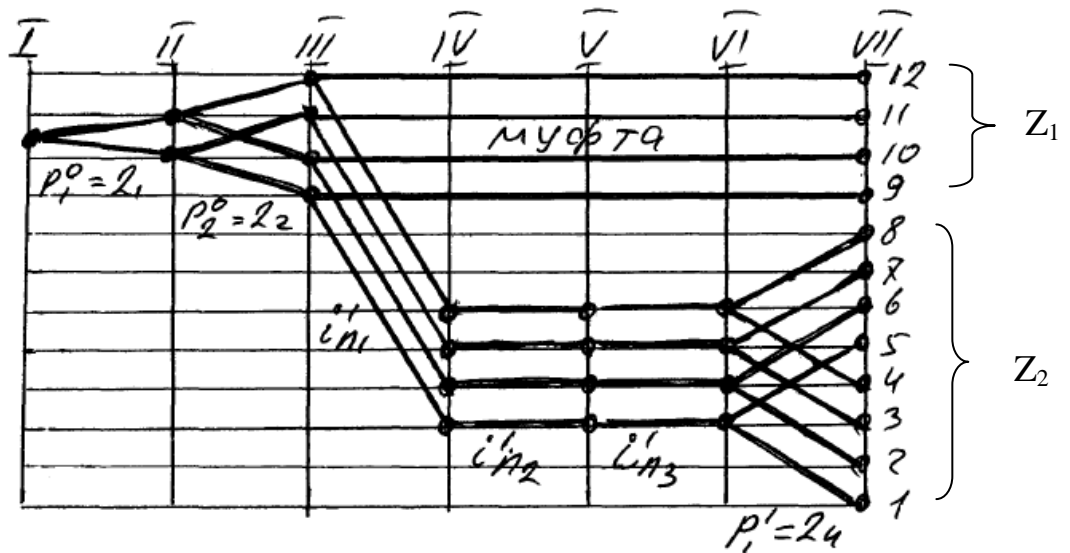


Рис.3. Структурная сетка привода.

3. Самостоятельно задавшись по ГОСТ параметрами электродвигателя, а также n_{\min} частоты вращения выходного вала коробки скоростей, определить с учетом ϕ и Z промежуточные частоты вращения и n_{\max} . Построить график частот вращения с учетом кинематики заданного станка и определить передаточные отношения передач.

С учетом базового станка по ГОСТ 18399-81 задаемся параметрами электродвигателя привода главного движения:

- тип электродвигателя 4A100S4Y3;
- мощность $N = 4,0$ кВт;
- частота вращения при номинальной мощности $n_n = 1560$ об/мин.

Принимая во внимание частоты вращения базового станка, а также $\phi=1,58$ и $Z=12$ задаемся $n_1=n_{\min}=16$ об/мин. По Нормали станкостроения Н11-1 получаем промежуточные и n_{\max} частоты вращения шпинделя:

$n_1=16$ об/мин	$n_2=25$ об/мин	$n_3=40$ об/мин
$n_4=63$ об/мин	$n_5=100$ об/мин	$n_6=160$ об/мин
$n_7=250$ об/мин	$n_8=400$ об/мин	$n_9=630$ об/мин

$n_{10}=1000$ об/мин

$n_{11}=1600$ об/мин

$n_{12}=2500$ об/мин

Анализ кинематической схемы привода главного движения станка модели 2А135 (рис.4).

Шпиндель V приводится в движение электродвигателем $N=4.5$ кВт через клиноременную передачу 140/178 и коробку скоростей.

На валу I коробки скоростей находится тройной подвижной блок шестерен B_1 , обеспечивающий валу II три скорости вращения. От вала II через шестерни 34/48 вращение передается валу III, на котором расположен тройной подвижный блок шестерен B_2 , приводящий в движение полый вал IV, связанный шлицевым соединением со шпинделем V. Таким образом. Шпиндель имеет 9 различных скоростей вращения.

Связь привода главного движения с приводом вертикальных подач осуществляется л вала V посредством зубчатой передачи 27/50.

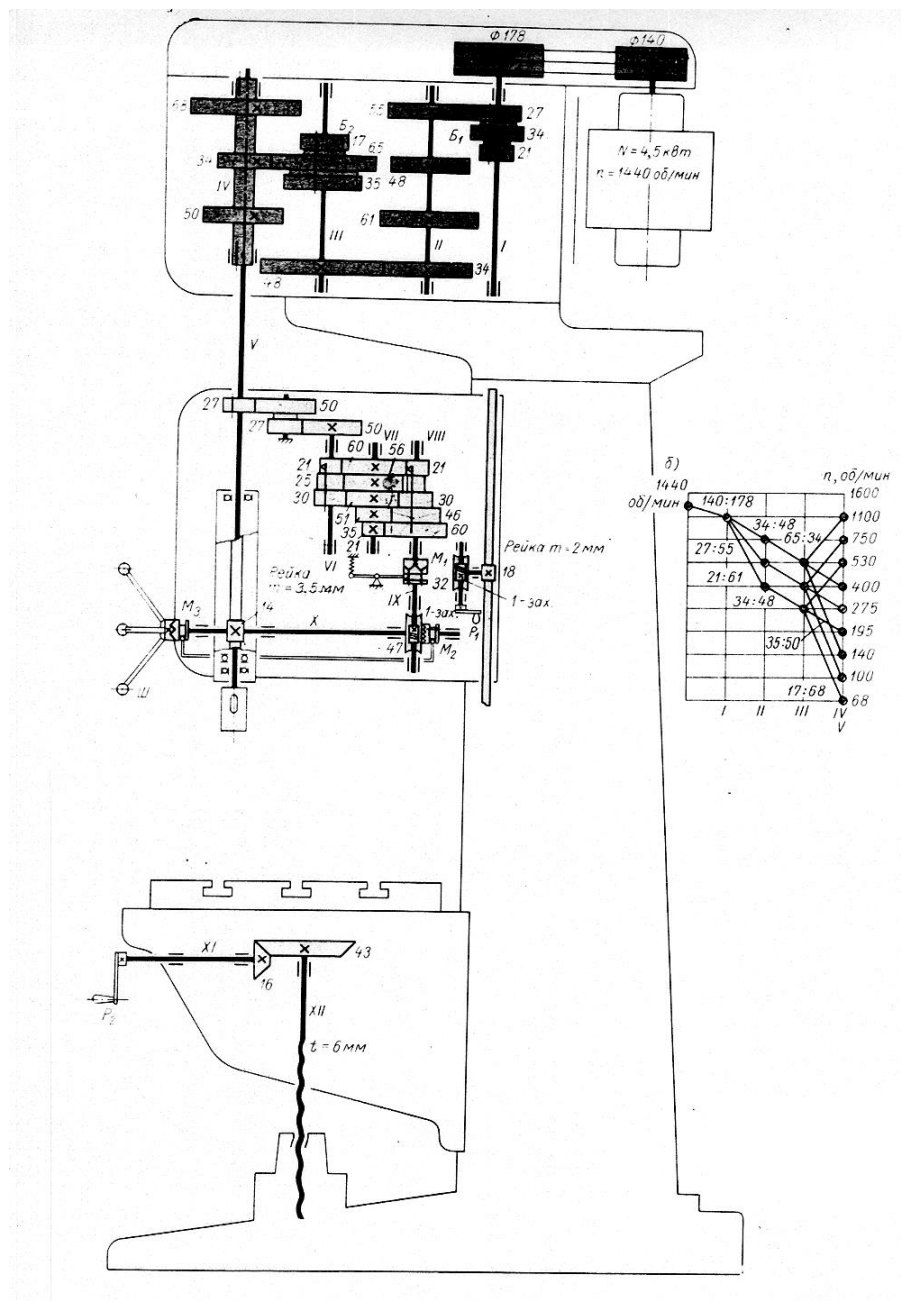


Рис. 4 – Кинематическая схема станка мод. 2А135

При построении графика частот вращения (рис.5) и разработке кинематической схемы (рис.6) учтены особенности кинематики базового станка и разрабатываемой структуры. Введены дополнительно:

- вал I' с клиноременной передачей, обеспечивающие передачу движения от вала электродвигателя на I входной вал коробки скоростей;
- вал IV с постоянной зубчатой передачей для изменения направления вращения шпинделя по кинематической цепи Z;
- вал VIII с постоянной зубчатой передачей. Данный вал в конечном итоге является шпинделем, т.к. вал VIII соединяется муфтой M с валом III и не может быть полым и выполнять роль шпинделя (см.рис.2).

При построении графика частот вращения шпинделя необходимо принять во внимание, что для $\phi = 1,58$ число допустимых интервалов может быть: понижающих – 1, повышающих – 3.

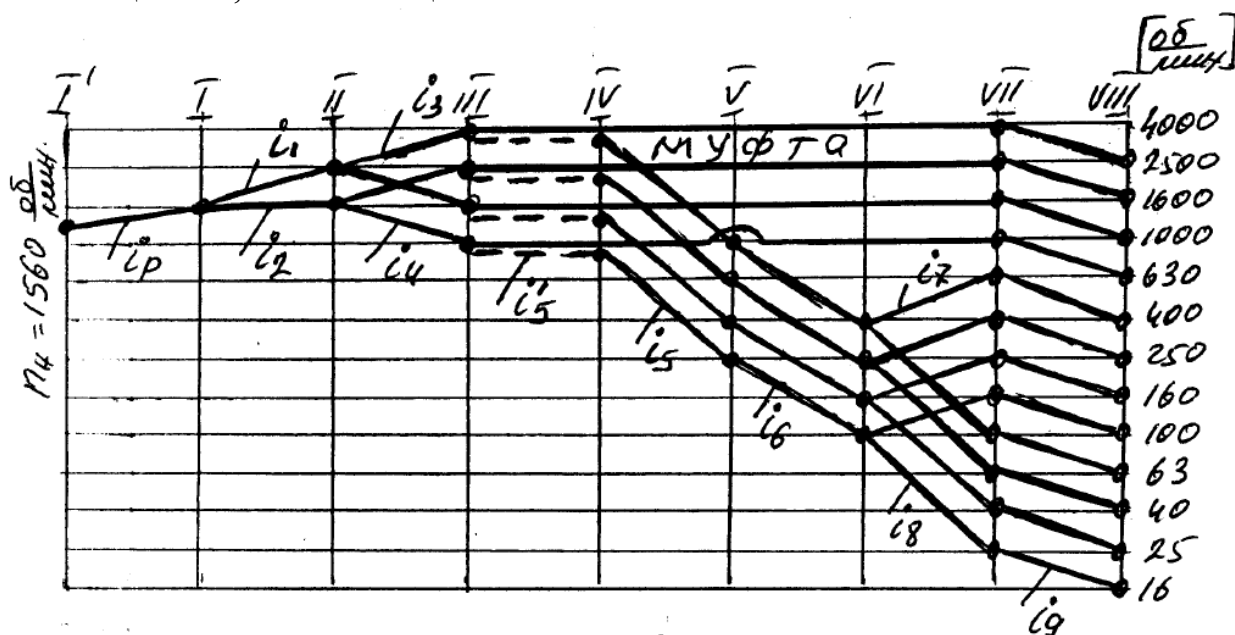


Рис. 5 – График частот вращения

По рис. 5 определяем передаточные отношения:

- для клиноременной передачи между I-I валами: $i_p = D_1/D_2 = 1600/1560 = 1/0,96$. Учитывая, что $i_p = D_1/D_2$ и приняв по базовому станку $D_1 = 140$ мм, получим $D_2 = D_1 / i_p = 140 / 1,03 = 136$ мм;
- остальных зубчатых передач по формуле $i = \phi^{\pm m}$,
где: m – число повышений (+) или понижений (-) луча на графика частот вращения.

$$i_1 = \phi^1 = 1,58; \quad i_2 = \phi^0 = 1; \quad i_3 = \phi^1 = 1,58; \quad i_4 = \phi^{-1} = \frac{1}{1,58}; \quad i_5 = \phi^0 = 1; \quad i_5 = \phi^{-3} = 1/1,58^3;$$

$$i_6 = \phi^{-3} = \frac{1}{1,58^3}; \quad i_7 = \phi^1 = 1,58; \quad i_8 = \phi^{-3} = 1/1,58^3; \quad i_9 = \phi^{-1} = 1/1,58;$$

4. Разработать кинематическую схему привода главного движения (рисунок кинематической схемы базового станка приложить в контрольной работе).

При разработке кинематической схемы привода главного движения (рис.6) учтены следующие особенности базового станка:

- применен электродвигатель с аналогичными базовому станку техническими характеристиками;
- вал электродвигателя I' соединен с I валом коробки скоростей ременной передачей;
- применен дополнительно вал и постоянная зубчатая передача для изменения направления вращения шпинделя;
- применен дополнительно вал VII в качестве шпинделя станка.

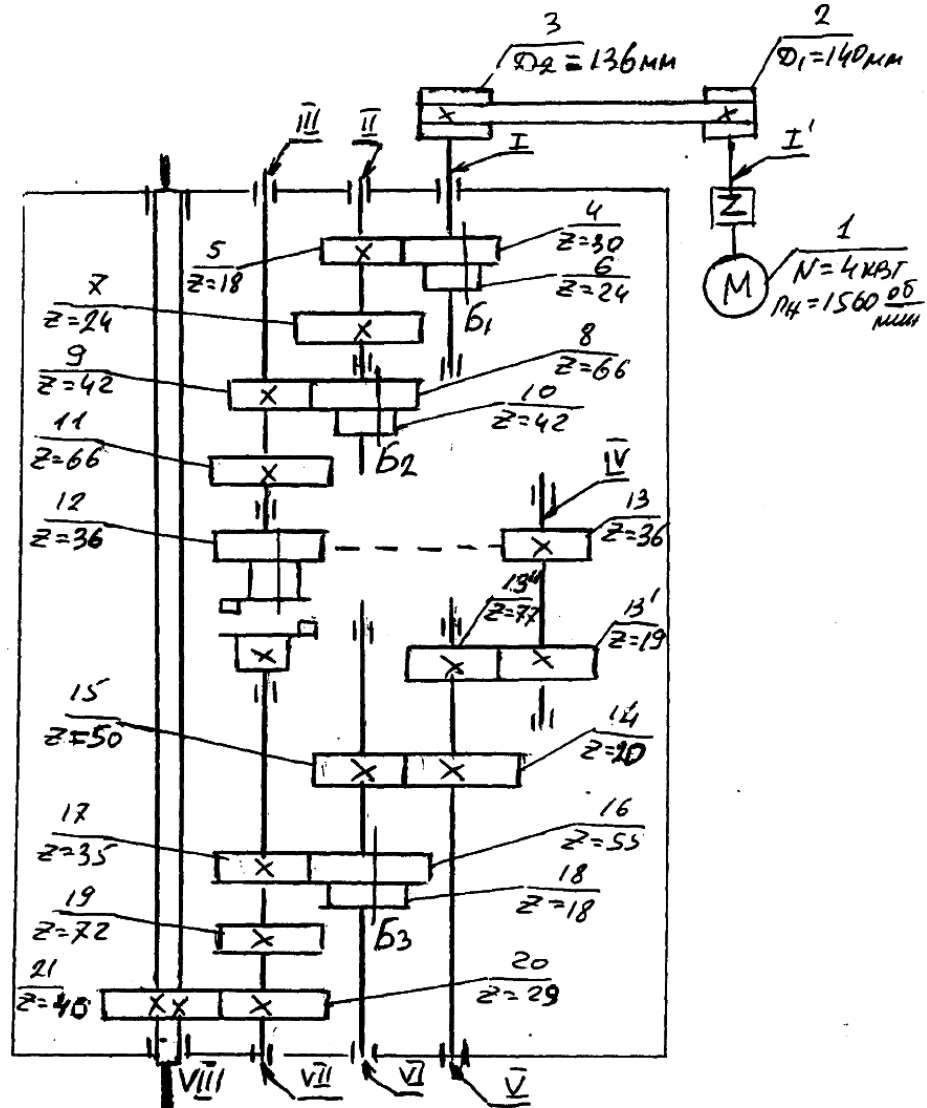


Рис. 6. Кинематическая схема привода главного движения

5. Расчет чисел зубьев зубчатых передач и определение кинематической точности (погрешности) частот вращения цепи, в которую входит наиболее нагруженная группа передач.

Наиболее нагруженной группой передач является группа $P'_1 = 24$ тройного блока Б₃, которая имеет передаточные отношения:

$$i_7 = \frac{Z_{16}}{Z_{17}} = 1,58 \quad i_8 = \frac{Z_{18}}{Z_{19}} = 1/1,58^3$$

Для данной группы передач расчет чисел зубьев колес производим при условии зацепления прямозубых цилиндрических зубчатых колес с одинаковым модулем в группе передач.

Представим передаточные отношения в виде простой дроби $i_x = \frac{f_x}{q_x}$:

$$i_7 = \frac{f_7}{q_7} = 1,58 \approx \frac{11}{7} \quad i_8 = \frac{f_8}{q_8} = 1/1,58^3 \approx \frac{1}{4}$$

Определяем наименьшее кратное K для сумм $(f_x + q_x)$:

$$f_7 + q_7 = 11 + 7 = 18$$

$$f_8 + q_8 = 1 + 4 = 5$$

Таким образом $K = 90$

Определим E_{\min} для зубчатой передачи с i_8 :

$$E_{\min} = \frac{17(f_8 + q_8)}{K \cdot f_8} = \frac{17(1+4)}{90 \cdot 1} = 0,9 \quad \text{Принимаем } E_{\min} = 1$$

Сумма чисел зубьев сопряженных колес: $2Z_0 = K \cdot E_{\min} = 90 \cdot 1 = 90$

По Нормали Н21-5 задавшись модулем зубчатых колес $m=3\text{мм}$ получаем $2Z_0=90$, при этом межосевое расстояние между валами составляет $A_{\text{VI-VII}}=135\text{мм}$.

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$Z_{16} = 2Z_0 \frac{f_7}{f_7 + q_7} = 90 \frac{11}{11+7} = 55 \quad Z_{17} = 2Z_0 \frac{q_7}{f_7 + q_7} = 90 \frac{7}{11+7} = 35$$

$$Z_{18} = 2Z_0 \frac{f_8}{f_8 + q_8} = 90 \frac{1}{1+4} = 18 \quad Z_{19} = 2Z_0 \frac{q_8}{f_8 + q_8} = 90 \frac{4}{1+4} = 72$$

$$\text{Проверка: } Z_{16} + Z_{17} = Z_{18} + Z_{19} = 2Z_0 \\ 55 + 35 = 18 + 72 = 90$$

Расчет чисел зубьев остальных зубчатых передач выполняется с учетом Нормали Н21-5 решая систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_x + Z'_x = 2Z_0 \\ \frac{Z_x}{Z'_x} = i_x \end{array} \right\}$$

Расчет чисел зубьев между I и II валами:

В передаче движения между валами участвуют блок зубчатых колес B_1 , имеющие : $i_1 = z_4/z_5 = 1,58$ и $i_2 = z_6/z_7 = 1$. Для обеспечения минимальных радиальных размеров коробки скоростей для i_2 принимаем $z_6 = 20$. Тогда $z_7 = z_7 = 20$. Таким образом $2Z_0 = z_6 + z_7 = 20 + 20 = 40$. По Н21-5 при $m=2,5\text{мм}$ принимаем $2Z_0 = 48$ ($A_{\text{I-II}} = 60\text{мм}$).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_4 + Z_5 = 48 \\ \frac{Z_4}{Z_5} = 1,58 \end{array} \right\} \quad Z_4 = 1,58 Z_5; \quad Z_5 + 1,58 Z_5 = 48; \quad Z_5 = 18; \quad Z_4 = 48 - 18 = 30$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_6 + Z_7 = 48 \\ \frac{Z_6}{Z_7} = 1 \end{array} \right\} \quad Z_6 = Z_7 = 48/2 = 24$$

$$\text{Проверка: } Z_4 + Z_5 = Z_6 + Z_7 = 2Z_0 \\ 30 + 18 = 24 + 24 = 48$$

Расчет чисел зубьев между II и III валами:

В передаче движения между валами участвуют блок зубчатых колес B_2 , имеющие : $i_3 = z_8/z_9 = 1,58$ и $i_4 = z_{10}/z_{11} = 1/1,58$. С целью обеспечения соосности II и VI валов принимаем $A_{II-III} = A_{VI-VII} = 135\text{мм}$. Тогда по H21-5 при $m = 2,5\text{мм}$ имеем $2Z_0 = 108$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_8 + Z_9 = 108 \\ \frac{Z_8}{Z_9} = 1,58 \end{array} \right\} \quad \begin{array}{l} Z_8 = 1,58 Z_9; \quad Z_9 + 1,58 Z_9 = 108; \quad Z_9 = 42; \quad Z_8 = 108 - 42 = 66 \end{array}$$
$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{10} + Z_{11} = 108 \\ \frac{Z_{10}}{Z_{11}} = \frac{1}{1,58} \end{array} \right\} \quad \begin{array}{l} Z_{11} = 1,58 Z_{10}; \quad Z_{10} + 1,58 Z_{10} = 108; \quad Z_{10} = 42; \quad Z_{11} = 108 - 42 = 66 \end{array}$$

Проверка: $Z_8 + Z_9 = Z_{10} + Z_{11} = 2Z_0$
 $66 + 42 = 42 + 66 = 108$

Расчет чисел зубьев зубчатой передачи между V и VI валами:

Передача движения между валами осуществляется постоянной зубчатой передачей с $i_6 = \frac{z_{14}}{z_{15}} = 1/1,58^2$. Для обеспечения минимальных радиальных размеров коробки скоростей принимаем $z_{14} = 20$. Тогда $z_{15} = z_{14} \cdot 1,58^2 = 20 \cdot 1,58^2 = 50$. Таким образом $2Z_0 = z_{14} + z_{15} = 20 + 50 = 70$. По H21-5 при $m = 3\text{мм}$ имеем $2Z_0 = 70$ ($A_{V-VI} = 105\text{мм}$). Таким образом $z_{14} = 20$, $z_{15} = 50$

Расчет чисел зубьев зубчатой передачи между IV и V валами:

Передача движения между валами осуществляется постоянной зубчатой передачей с $i_5 = \frac{z_{13}^I}{z_{13}^{II}} = 1/1,58^3$. Для обеспечения минимальных радиальных размеров коробки скоростей принимаем $z_{13}^I = 20$. Тогда $z_{13}^{II} = z_{13}^I \cdot 1,58^3 = 20 \cdot 1,58^3 = 79$. Таким образом $2Z_0 = 20 + 79 = 99$. По H21-5 при $m = 2,5\text{мм}$ имеем $2Z_0 = 96$ ($A_{IV-V} = 120\text{мм}$).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{13}^I + Z_{13}^{II} = 96 \\ \frac{Z_{13}^I}{Z_{13}^{II}} = \frac{1}{1,58^3} \end{array} \right\} \quad \begin{array}{l} Z_{13}^{II} = 1,58^3 Z_{13}^I; \quad Z_{13}^I + 1,58^3 Z_{13}^I = 96; \quad Z_{13}^I = 19; \quad Z_{13}^{II} = 96 - 19 = 77 \end{array}$$

Расчет чисел зубьев между III и IV валами:

Учитывая, что в постоянной зубчатой передаче с $i_5 = \frac{z_{12}}{z_{13}} = 1$. колесо z_{12} является подвижной зубчатой полумуфтой, принимаем по конструктивным соображениям $z_{12} = 35$. Тогда $z_{13} = 35$. Сумма зубьев сопряженных колес $2Z_0 = 35 + 35 = 70$. По H21-5 при $m = 2,5\text{мм}$ имеем $2Z_0 = 72$ ($A_{III-IV} = 90\text{мм}$).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{12} + Z_{13} = 72 \\ \frac{Z_{12}}{Z_{13}} = 1 \end{array} \right\} \quad \begin{array}{l} Z_{12} = Z_{13} = 72/2 = 36 \end{array}$$

Расчет чисел зубьев между VII и VIII валами:

Для постоянной зубчатой передачи с $i_9 = \frac{Z_{20}}{Z_{21}} = 1/1.58$ принимаем $z_{20}=30$.

Тогда $z_{21}=1.58 \cdot z_{20}=1,58 \cdot 30=48$. Таким образом $2Z_0=Z_{20}+Z_{21}=30+48=78$. По Н21-5 при $m=4\text{мм}$ принимаем $2Z_0=75$ ($A_{\text{VII-VIII}}=150\text{мм}$).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{20} + Z_{21} = 75 \\ \frac{Z_{20}}{Z_{21}} = 1/1.58 \end{array} \right\} \quad Z_{21}=1,58 Z_{20}; \quad Z_{20}+1,58 Z_{20}=75; \quad Z_{20}=29; \quad Z_{21}=75-29=46$$

Для определения кинематической точности привода главного движения кинематических цепей, в состав которых входит наиболее нагруженная группа передач (т.е. для кинематической цепи Z_2) необходимо составить уравнения кинематического баланса, определить действительные значения частот вращения шпинделя ($n_{1д} \dots n_{8д}$), вычислить величину погрешности по формуле:

$$\Delta n_i = \frac{n_{ид} - n_{ин}}{n_{ин}} \cdot 100\% \quad \text{и} \quad \text{сравнить ее с допустимой}$$

$$[\Delta n] = \pm 10(\varphi - 1) = \pm 10(1,58 - 1) = \pm 5,8\%.$$

В рассматриваемой кинематической цепи в передаче движения участвуют ременная и зубчатые передачи, имеющие следующие передаточные отношения:

$$i_p = \frac{140}{136}; \quad i_1 = \frac{30}{18}; \quad i_2 = \frac{24}{24}; \quad i_3 = \frac{66}{42}; \quad i_4 = \frac{42}{66}; \quad i_{5'} = \frac{36}{36}; \quad i_5 = \frac{19}{77}; \quad i_6 = \frac{20}{50}; \quad i_7 = \frac{55}{35};$$

$$i_8 = \frac{18}{72}; \quad i_9 = \frac{29}{46}$$

$n_1 = 1560 \frac{140}{136} 0,98 \frac{24}{24} \frac{42}{66} \frac{36}{36} \frac{19}{77} \frac{20}{50} \frac{18}{72} \frac{29}{46} = 15,7 \text{об/мин}$	$\Delta n_1 = \frac{15,7 - 16}{16} 100 = 3,9\%$
$n_2 = 1560 \frac{140}{136} 0,98 \frac{30}{18} \frac{42}{66} \frac{36}{36} \frac{19}{77} \frac{20}{50} \frac{18}{72} \frac{29}{46} = 25,9 \text{об/мин}$	$\Delta n_2 = \frac{25,9 - 25}{25} 100 = 3,6\%$
$n_3 = 1560 \frac{140}{136} 0,98 \frac{24}{24} \frac{66}{42} \frac{36}{36} \frac{19}{77} \frac{20}{50} \frac{18}{72} \frac{29}{46} = 38,5 \text{об/мин}$	$\Delta n_3 = \frac{38,5 - 40}{40} 100 = 1,7\%$
$n_4 = 1560 \frac{140}{136} 0,98 \frac{30}{18} \frac{42}{66} \frac{36}{36} \frac{19}{77} \frac{20}{50} \frac{18}{72} \frac{29}{46} = 64,1 \text{об/мин}$	$\Delta n_4 = \frac{64,1 - 63}{63} 100 = 1,8\%$
$n_5 = 1560 \frac{140}{136} 0,98 \frac{24}{24} \frac{42}{66} \frac{36}{36} \frac{19}{77} \frac{20}{55} \frac{55}{35} \frac{29}{46} = 97,9 \text{об/мин}$	$\Delta n_5 = \frac{97,9 - 100}{100} 100 = 2,1\%$
$n_6 = 1560 \frac{140}{136} 0,98 \frac{30}{18} \frac{42}{66} \frac{36}{36} \frac{19}{77} \frac{20}{55} \frac{55}{35} \frac{29}{46} = 163,2 \text{об/мин}$	$\Delta n_6 = \frac{163,2 - 160}{160} 100 = 2,0\%$
$n_7 = 1560 \frac{140}{136} 0,98 \frac{24}{24} \frac{66}{42} \frac{36}{36} \frac{19}{77} \frac{20}{55} \frac{55}{35} \frac{29}{46} = 242 \text{об/мин}$	$\Delta n_7 = \frac{242 - 250}{250} 100 = 3,2\%$
$n_8 = 1560 \frac{140}{136} 0,98 \frac{30}{18} \frac{42}{66} \frac{36}{36} \frac{19}{77} \frac{20}{55} \frac{55}{35} \frac{29}{46} = 403 \text{об/мин}$	$\Delta n_8 = \frac{403 - 400}{400} 100 = 0,8\%$

Величина погрешности находится в пределах допустимой, что указывает на то, что кинематическая точность цепей обеспечена.

6. Рассчитать мощность и крутящий момент на валах привода, предварительно рассчитать диаметры валов.

Расчет мощности на валах привода главного движения производится по формуле:

$$\text{ - на I валу коробки скоростей: } N_I = N_{\text{эл.дв}} \cdot \eta_p,$$

где $\eta_p=0,85$ – КПД ременной передачи

$$N_I = 4 \cdot 0,85 = 3,4 \text{ кВт.}$$

$$\text{ - на остальных валах: } N_i = N_{i-1} \cdot \eta_3 \cdot \eta_n^2, [\text{кВт}]$$

где: $\eta_3=0,97$ – КПД зубчатой передачи;

$\eta_n=0,99$ – КПД подшипников качения.

$$\text{Учитывая, что } \eta_3 \cdot \eta_n = 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,95, \text{ получаем } N_i = 0,95 \cdot N_{i-1}, [\text{кВт}]$$

$$N_{II} = 0,95 \cdot N_I = 0,95 \cdot 3,4 = 3,2 \text{ кВт}$$

$$N_{III} = 0,95 \cdot N_{II} = 0,95 \cdot 3,2 = 3,0 \text{ кВт}$$

$$N_{IV} = 0,95 \cdot N_{III} = 0,95 \cdot 3,0 = 2,85 \text{ кВт}$$

$$N_V = 0,95 \cdot N_{IV} = 0,95 \cdot 2,85 = 2,7 \text{ кВт}$$

$$N_{VI} = 0,95 \cdot N_V = 0,95 \cdot 2,7 = 2,56 \text{ кВт}$$

$$N_{VII} = 0,95 \cdot N_{VI} = 0,95 \cdot 2,56 = 2,4 \text{ кВт}$$

$$N_{VIII} = 0,95 \cdot N_{VII} = 0,95 \cdot 2,4 = 2,3 \text{ кВт}$$

Максимальные крутящие моменты на валах привода определяются по формулам:

$$\text{ - на I валу: } M_I = M_{\text{дв}} \eta_p, \text{ нм};$$

$$\text{где: } M_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{дв}} \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_n} = \frac{4,0 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 1560} = 24,5 \text{ нм} \quad \text{— крутящий момент на валу электродвигателя.}$$

$$M_I = \frac{24,5}{1,03} \cdot 0,85 = 20,2 \text{ нм}$$

$$\text{ - на последующих валах: } M_i = \frac{M_{i-1}}{i_{\min}} \eta_3 \cdot \eta_n^2 = \frac{M_{i-1}}{i_{\min}} 0,95 \text{ нм}$$

$$M_{II} = \frac{M_I}{i_2} 0,95 = 20,2 \cdot 1 \cdot 0,95 = 19,2 \text{ нм}$$

$$M_{III} = \frac{M_{II}}{i_4} 0,95 = 19,2 \cdot 1,58 \cdot 0,95 = 28,8 \text{ нм}$$

$$M_{IV} = \frac{M_{III}}{i_5} 0,95 = 28,8 \cdot 1 \cdot 0,95 = 27,4 \text{ нм}$$

$$M_V = \frac{M_{IV}}{i_5} 0,95 = 27,4 \cdot 1,58^3 \cdot 0,95 = 102,5 \text{ нм}$$

$$M_{VI} = \frac{M_V}{i_6} 0,95 = 102,5 \cdot 1,58^2 \cdot 0,95 = 243 \text{ нм}$$

$$M_{VII} = \frac{M_{VI}}{i_8} 0,95 = 243 \cdot 1,58^3 \cdot 0,95 = 911 \text{ нм}$$

$$M_{VIII} = \frac{M_{VII}}{i_9} 0,95 = 911 \cdot 1,58 \cdot 0,95 = 1367 \text{ нм}$$

Предварительное определение диаметров валов:

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{M_i \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}}, \text{ мм}$$

где: $[\tau]=18...23$ МПа – допускаемое напряжение материала вала на кручение.

Принимаем $[\tau]=20$ МПа. Учитывая постоянную данной формулы ($\frac{10^3}{0,2 \cdot [\tau]} = \frac{10^3}{0,2 \cdot 20} = 250$), окончательно получаем: $d_i = \sqrt[3]{M_i \cdot 250}$,

$$d_{I'} = \sqrt[3]{24,5 \cdot 250} = 18 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{I'} = 20 \text{ мм}$

$$d_I = \sqrt[3]{20,2 \cdot 250} = 17 \text{ мм}$$

Принимаем $d_I = 20 \text{ мм}$

$$d_{II} = \sqrt[3]{19,2 \cdot 250} = 16 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{II} = 20 \text{ мм}$

$$d_{III} = \sqrt[3]{28,8 \cdot 250} = 19 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{III} = 20 \text{ мм}$

$$d_{IV} = \sqrt[3]{27,4 \cdot 250} = 18 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{IV} = 20 \text{ мм}$

$$d_V = \sqrt[3]{102,5 \cdot 250} = 28 \text{ мм}$$

Принимаем $d_V = 30 \text{ мм}$

$$d_{VI} = \sqrt[3]{243 \cdot 250} = 39 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{VI} = 40 \text{ мм}$

$$d_{VII} = \sqrt[3]{911 \cdot 250} = 62 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{VII} = 65 \text{ мм}$

$$d_{VIII} = \sqrt[3]{1367 \cdot 250} = 39 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{VIII} = 70 \text{ мм}$

Для VI и VII валов наиболее нагруженной группы передач с учетом базового станка выбираем подшипники качения по ГОСТ 8338-75:

- для VI вала – шарикоподшипник радиальный однорядный 308: внутренний диаметр $d=40$ мм, наружный диаметр $D=90$ мм, ширина $B=27$ мм;
- для VII вала: шарикоподшипник радиальный однорядный 313: внутренний диаметр $d=65$ мм, наружный диаметр $D=140$ мм, ширина $B=32$ мм;

7. Рассчитать геометрические параметры зубчатых колес и межосевое расстояние между валами.

Геометрические параметры зубчатых колес определяются по формулам(мм):

- делительный диаметр $d = m \cdot z$;
- диаметр вершин зубьев $d_a = d + 2m(1+x)$;
- диаметр впадин зубьев $d_f = d - 2m(1,25-x)$;
- ширина зубчатого колеса $b_1 = \psi_a \cdot A$; $\psi_a = 0,12$;
- ширина шестерни $b_2 = 1,12 \cdot b_1$

Коэффициент смещения для прямозубых зубчатых колес $x=0$

Результаты расчета сведены в таблицы 1 и 2.

Таблица 1

Геометрические параметры зубчатых колес наиболее нагруженной группы передач

Колесо/ Шестерня	Расчетные параметры					
	m, мм	Z	d, мм	d _a , мм	d _f , мм	B, мм
Z_{16}/Z_{17}	3	55/35	165/105	171/111	161/101	16/18
Z_{18}/Z_{19}	3	18/72	54/216	60/222	50/212	16/18

Таблица 2

Делительные диаметры зубчатых колес привода

Параметры		z_4/z_5	z_6/z_7	z_8/z_9	z_{10}/z_{11}	z_{12}/z_{13}	z_{13}/z_{13^I}	z_{14}/z_{15}	z_{20}/z_{21}	
m, мм		2,5						3	4	
Z		$30/18$	$24/24$	$66/42$	$42/66$	$36/36$	$19/77$	$20/50$	$29/46$	
d, мм		$\frac{75}{45}$	$\frac{60}{60}$	$\frac{165}{105}$	$\frac{105}{165}$	$\frac{90}{90}$	$\frac{47}{192}$	$\frac{60}{150}$	$\frac{116}{184}$	

Расчет межосевых расстояний:

$$A = \frac{\sum Z \cdot m}{2}, \text{ мм}$$

 A_{I-I} – принимается конструктивно

$$A_{I-II} = \frac{48 \cdot 2,5}{2} = 60 \text{ мм}$$

$$A_{II-III} = \frac{108 \cdot 2,5}{2} = 135 \text{ мм}$$

$$A_{III-IV} = \frac{72 \cdot 2,5}{2} = 90 \text{ мм}$$

$$A_{IV-V} = \frac{96 \cdot 2,5}{2} = 120 \text{ мм}$$

$$A_{V-VI} = \frac{70 \cdot 3}{2} = 105 \text{ мм}$$

$$A_{VII-VIII} = \frac{75 \cdot 4}{2} = 150 \text{ мм}$$

Расчет межосевого расстояния между VI-VII валами наиболее нагруженной группы передач производится из условия контактной прочности зубчатых колес:

$$A_{VI-VII} = \left(\frac{1}{i_8} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{ \left(\frac{340000}{[\sigma_K] \cdot 1/i_8} \right)^2 \cdot \frac{1}{\psi_a} \cdot \frac{k \cdot N}{n} }, [\text{см}],$$

где: $[\sigma_K] = 5880 \text{ кгс/см}^2$ – допускаемое напряжение контактной прочности зубчатого колеса;

$\psi_a = 0,12 \dots 0,15$ – коэффициент ширины венца колеса;

$k = 1,3 \dots 1,5$ – коэффициент нагрузки.

$$A_{VI-VII} = (14 + 1)^3 \sqrt[3]{ \left(\frac{340000}{5880 \cdot 4} \right)^2 \cdot \frac{1}{0,12} \cdot \frac{1,3 \cdot 2,4}{25} } = 30 \text{ см} = 300 \text{ мм}.$$

Учитывая, что по условиям контактной прочности зубчатого колеса межосевое расстояние между валами VI-VII наиболее нагруженной группы передач допускается до 300 мм, принимаем ранее рассчитанное $A_{VI-VII} = 135 \text{ мм}$.

8. Разработать эскизную компоновку коробки скоростей.

При разработке эскизной компоновки свертки коробки скоростей привода главного движения применены формулы и выполнены следующие расчеты:

- толщина корпуса: $\delta = 0,025 \cdot A + 3 = 0,025 \cdot 135 + 3 = 6,4 \text{ мм}$;

- расстояние от торца зубчатого колеса до внутренней стенки корпуса:
 $a = (1,0 \dots 1,2) \delta = 1,2 \cdot 6,4 = 7,8 \text{ мм}$

- расстояние от наибольшего диаметра колеса до смежного вала:

$$c \geq 0,4\delta = 0,4 \cdot 6,4 = 2,6 \text{ мм}$$

- минимальное расстояние между торцами соседних зубчатых колес:
 $e = (0,4...0,6)\delta = 0,6 \cdot 6,4 = 3,8 \text{ мм}$
- расстояние от венца зубчатого колеса до днища корпуса:
 $b \geq 3\delta = 3 \cdot 6,4 = 19,2 \text{ мм}$
- толщина крышки: $\delta_1 = (0,7...0,8)\delta = 0,7 \cdot 6,4 = 5,1 \text{ мм}$

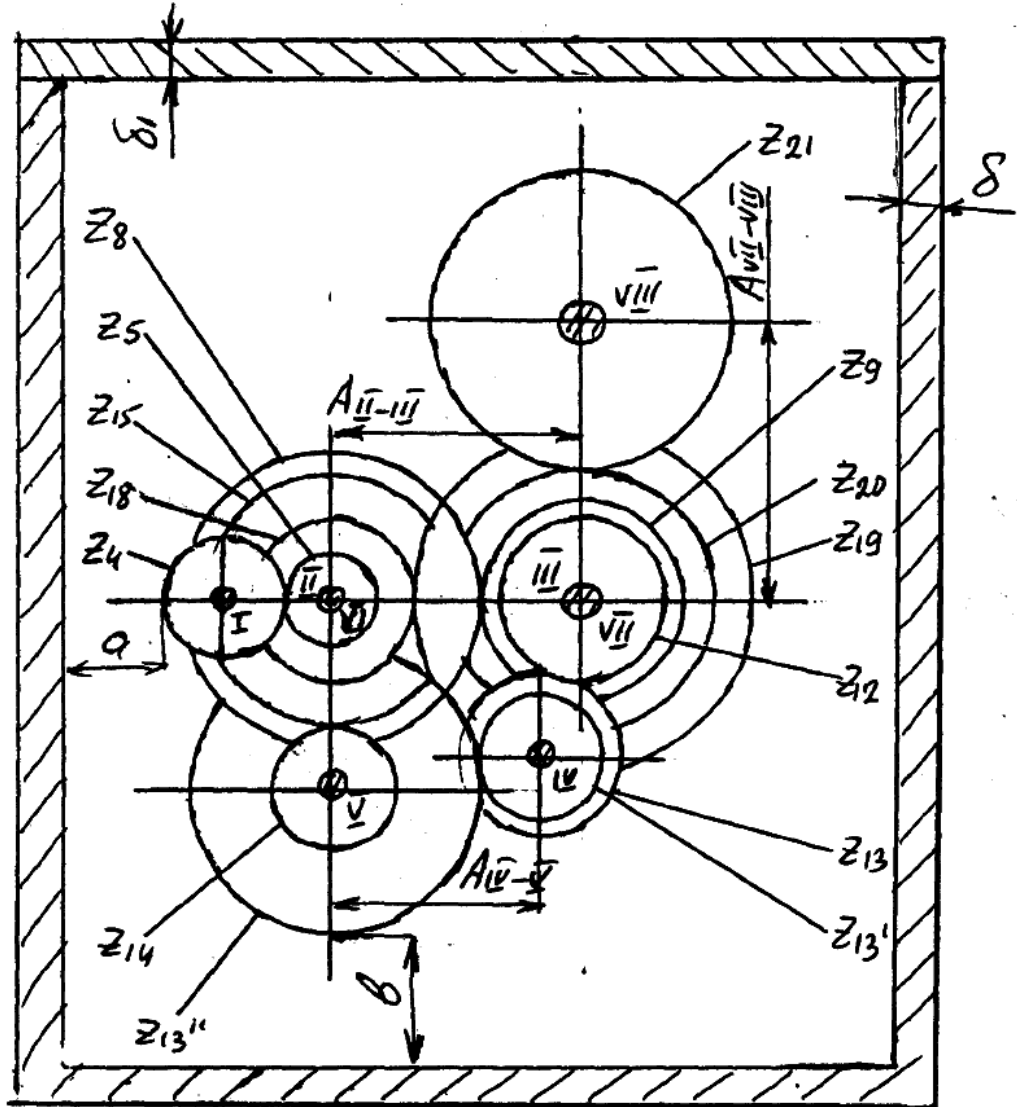


Рис.7. Эскизная компоновка шестерни коробки скоростей.

9. Уточненный расчет наиболее нагруженного вала.

Наиболее нагруженным валом в последней переборной группе передач (наиболее нагруженной группе передач) коробки скоростей является VII вал, передающий крутящий момент $M_{кр} = 911 \text{ нм}$ зубчатой передачей $z_{18}/z_{19}=18/72$.

Далее крутящий момент зубчатой передачей $z_{20}/z_{21}=29/46$ передается на вал VIII привода главного движения.

Схема нагружения VII вала и эпюры моментов, действующие на него, представлены на рис.8. Компоновочные размеры, осевое и радиальное размещение зубчатых колес на валах наиболее нагруженной группы передач, а также расстояние между опорами определены из рис.9.

Условные обозначения, принятые в расчете и на рис.8:

- R_A^{Γ} , F_r , F_t^{Γ} , R_B^{Γ} – силы и реакции, действующие в горизонтальной плоскости;
- R_A^B , F_r^{\perp} , F_t^{\perp} , R_B^B – силы и реакции, действующие в вертикальной плоскости.

Определяем силы, действующие в зубчатых зацеплениях:

$$\text{- в передаче } \frac{z_{18}}{z_{19}} : F_t^{\Gamma} = \frac{2M_{\text{кр.VII}}}{D_{19}} = \frac{2 \cdot 911}{0,216} = 8435 \text{ Н}$$

$$F_r = F_t^{\Gamma} \cdot \tan \alpha = 8435 \cdot 0,364 = 3070 \text{ Н};$$

$$\text{- в передаче } \frac{z_{20}}{z_{21}} : F_t^{\perp} = \frac{2M_{\text{кр.VIII}}}{D_{21}} = \frac{2 \cdot 1367}{0,184} = 14859 \text{ Н}$$

$$F_r^{\perp} = F_t^{\perp} \cdot \tan \alpha = 14859 \cdot 0,364 = 5408 \text{ Н}.$$

Определяем реакции в опорах:

- горизонтальная плоскость:

$$\sum M_A = 0 \quad -F_r \cdot 0,15 - R_B^{\Gamma} \cdot 0,43 - F_t^{\perp} \cdot 0,19 = 0$$

$$R_B^{\Gamma} = -\frac{F_r \cdot 0,15 + F_t^{\perp} \cdot 0,19}{0,24} = -\frac{3070 \cdot 0,15 + 14859 \cdot 0,19}{0,24} = -13680 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0 \quad R_A^{\Gamma} \cdot 0,24 + F_r \cdot 0,09 + F_t^{\perp} \cdot 0,05 = 0$$

$$R_A^{\Gamma} = -\frac{F_t^{\perp} \cdot 0,05 + F_r \cdot 0,09}{0,24} = -\frac{3070 \cdot 0,09 + 14859 \cdot 0,05}{0,24} = -4245 \text{ Н}$$

- вертикальная плоскость:

$$\sum M_A = 0 \quad -F_t^{\perp} \cdot 0,15 - R_B^B \cdot 0,24 - F_r^{\perp} \cdot 0,19 = 0$$

$$R_B^B = -\frac{F_t^{\perp} \cdot 0,15 + F_r^{\perp} \cdot 0,19}{0,24} = -\frac{8435 \cdot 0,15 + 5408 \cdot 0,19}{0,24} = -9552 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0 \quad R_A^B \cdot 0,24 + F_t^{\perp} \cdot 0,09 + F_r^{\perp} \cdot 0,05 = 0$$

$$R_A^B = -\frac{F_r^{\perp} \cdot 0,05 + F_t^{\perp} \cdot 0,09}{0,24} = -\frac{8435 \cdot 0,09 + 5408 \cdot 0,05}{0,24} = -4289 \text{ Н}$$

Полные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{(R_A^{\Gamma})^2 + (R_A^B)^2} = \sqrt{4245^2 + 4289^2} = 6034 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^{\Gamma})^2 + (R_B^B)^2} = \sqrt{13680^2 + 9552^2} = 15684 \text{ Н}$$

Изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости:

$$M_{\text{И}}^C = R_A^{\Gamma} \cdot 0,15 = -4245 \cdot 0,15 = -636 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{И}}^D = R_A^{\Gamma} \cdot 0,19 + F_r \cdot 0,04 = -4245 \cdot 0,19 + 3070 \cdot 0,04 = -683 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{И}}^B = R_A^{\Gamma} \cdot 0,24 + F_r \cdot 0,09 + F_t^{\perp} \cdot 0,05 = -4245 \cdot 0,24 + 3070 \cdot 0,09 + 14859 \cdot 0,05 = 0$$

вертикальной плоскости:

$$M_{\text{И}}^C = R_A^B \cdot 0,15 = -4289 \cdot 0,15 = -642 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{И}}^D = R_A^B \cdot 0,19 + F_t^{\perp} \cdot 0,04 = -4289 \cdot 0,19 + 8435 \cdot 0,04 = -477 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{И}}^B = R_A^B \cdot 0,24 + F_t^{\perp} \cdot 0,09 + F_r^{\perp} \cdot 0,05 = -4289 \cdot 0,24 + 8435 \cdot 0,09 + 5408 \cdot 0,05 = 0$$

Результирующие изгибающие моменты:

$$M_{\text{И}}^C = \sqrt{636^2 + 642^2} = 803 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{И}}^D = \sqrt{683^2 + 477^2} = 733 \text{ Нм}$$

Эквивалентные моменты:

$$M_{\text{ЭКВ}}^C = \sqrt{(M_{\text{И}}^C)^2 + M_{\text{кр}}^2} = \sqrt{803^2 + 911^2} = 1274 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{ЭКВ}}^D = \sqrt{(M_{\text{И}}^D)^2 + M_{\text{кр}}^2} = \sqrt{733^2 + 911^2} = 1113 \text{ Нм}$$

Определяем диаметр VII вала:

$d_{\text{VII}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ}}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]_{\text{И}}}}$, где: $[\sigma_{-1}]_{\text{И}} = 5 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ - допускаемое напряжение материала вала на изгиб.

$$d_{\text{VII}} = \sqrt[3]{\frac{1274}{0,1 \cdot 5 \cdot 10^7}} = 0,062 \text{ м} = 62 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр VII вала $d_{\text{VII}} = 65 \text{ мм}$

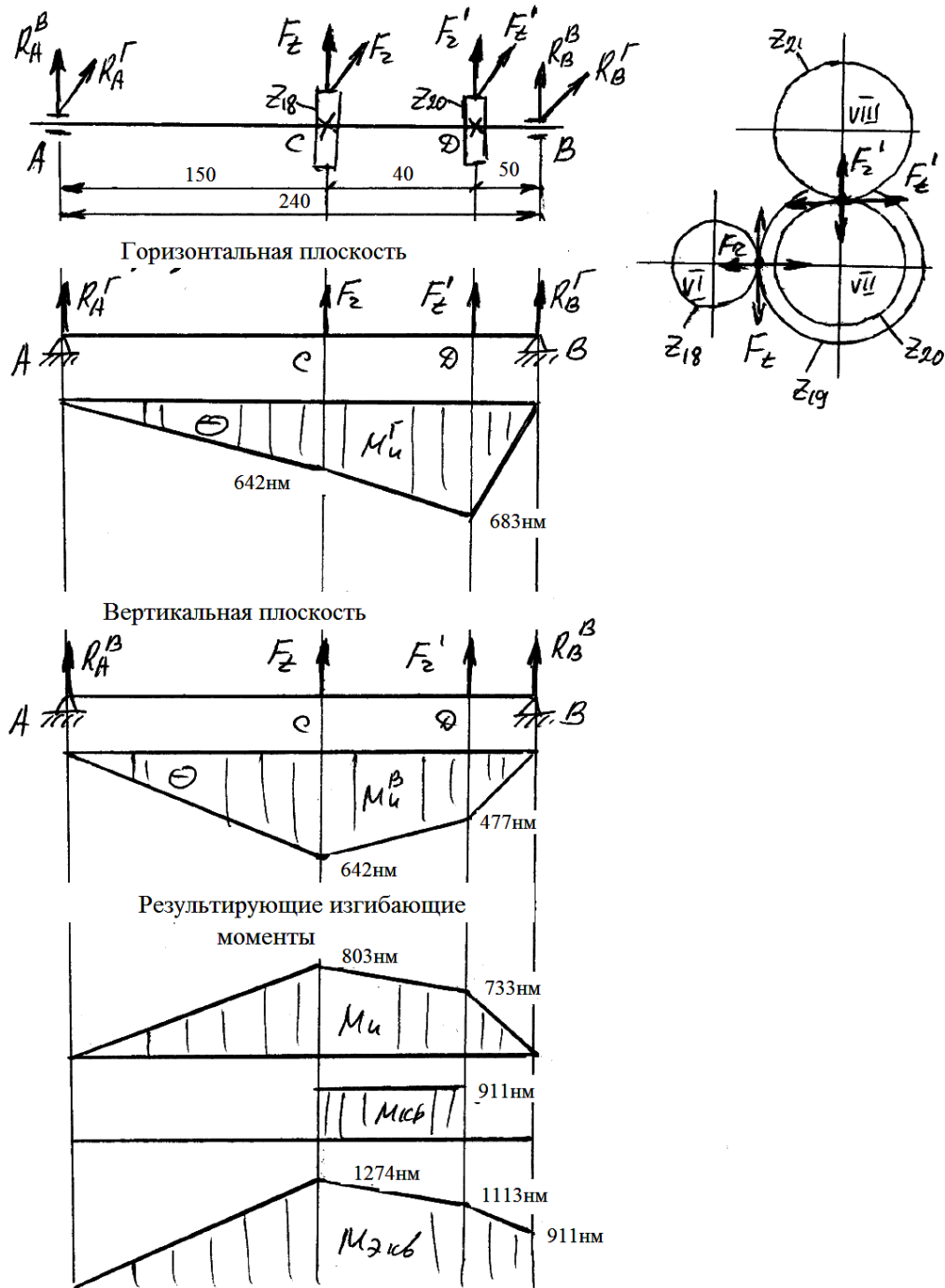


Рис.8. Схема нагружения VII вала и эпюры моментов

10. Разработать компоновочную схему наиболее нагруженной группы передач.

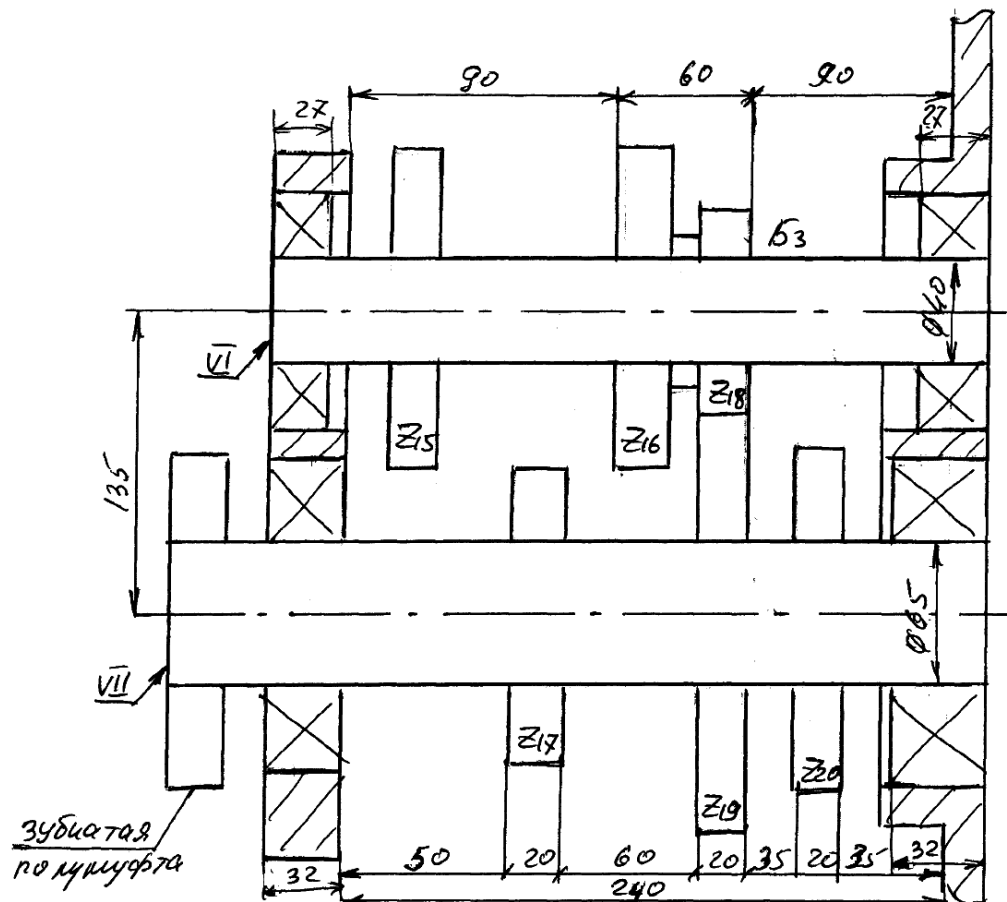


Рис.9.Компоновочная схема развертки наиболее нагруженной группы передач

11. Разработать механизм управления перемещением блока зубчатых колес наиболее нагруженной группы передач и рассчитать угол поворота рукоятки управления

Двойной блок Б₃, находящийся на VI валу перемещается от поворота рукоятки Р (рис.10). Этот поворот передается через зубчатый сектор 1, колеса 2 и 3 и далее на вилку 5, на которой жестко закреплена рейка 4, перемещающаяся вдоль оси А.

Длина перемещения блока Б₄ составляет $L = l + 2 \cdot 20$,
где $l = 60$ мм – длина блока (см.рис.9)

Тогда $L = 90 + 2 \cdot 20 = 100$ мм.

Определяем число оборотов промежуточного валика (оси А): $n_A = \frac{L}{\pi m z}$,

где m, z – модуль и число зубьев колес 2 и 3. Принимаем $m = 2$ мм, $z = 18$.

Тогда $n_A = \frac{100}{3,14 \cdot 2 \cdot 18} = 0,8806$

Число оборотов рукоятки Р составляет $n_P = \frac{n_A}{i_{3.с.}}$,

где $i_{3.с.}$ – передаточное отношение зубчато-секторной передачи.

12. Начертить сборочный чертеж развертки наиболее нагруженной группы передач.

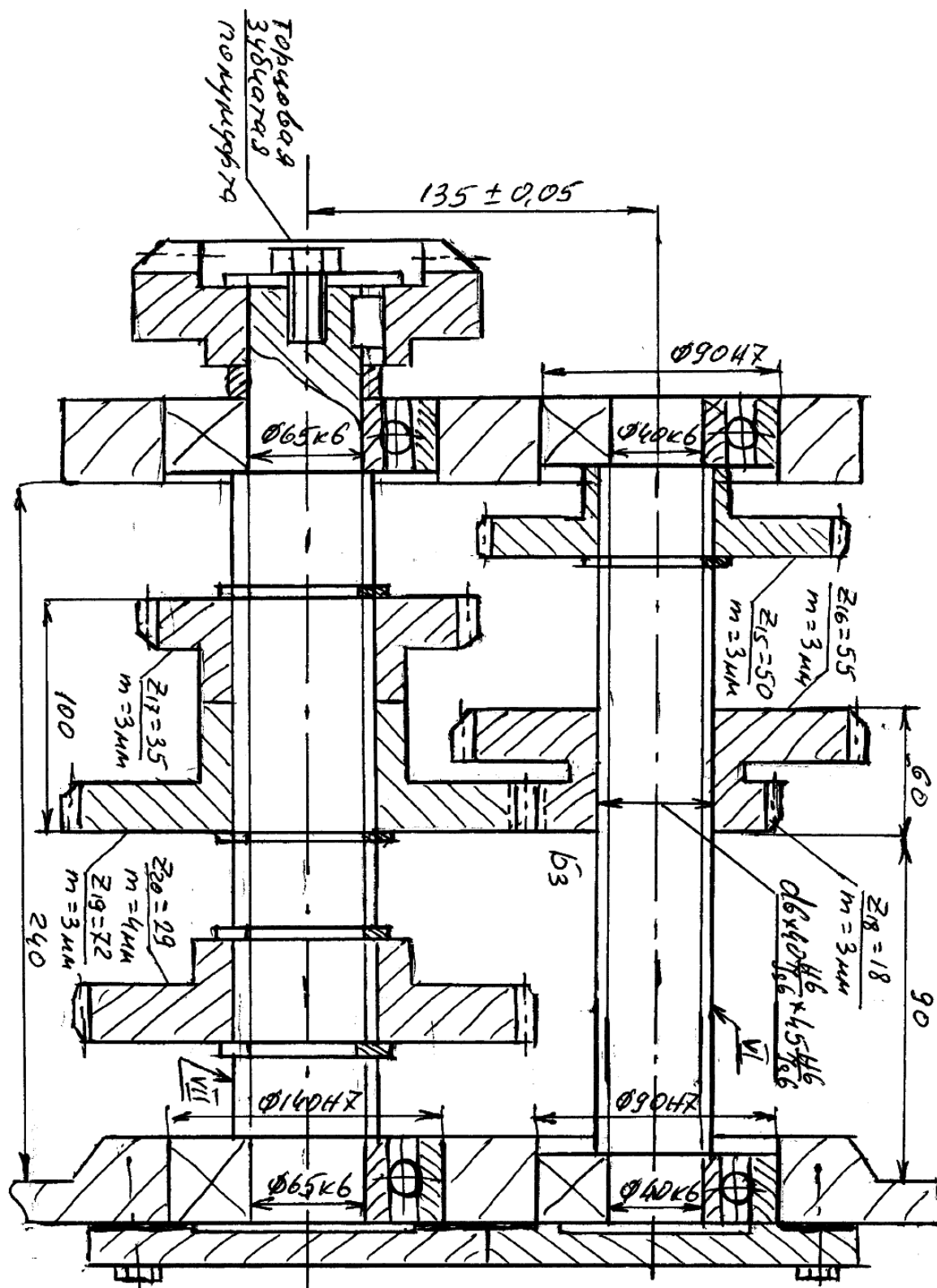


Рисунок 11- Сборочный чертеж наиболее нагруженной группы передач

ЛИТЕРАТУРА

1. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков. – 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1980. – 288с.
2. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1977.- 385с.
3. Проников А.С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. – М.: Высшая школа, 1967.- 450с.
4. Тепинкичиев В.К. Металлорежущие станки. – М.: Машиностроение, 1972.- 464с.
5. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов, Курсовое проектирование: Учеб. Пособие для вузов. – Мн.: Вышш. Шк, 1991.-282с.
6. Свирщевский Ю.И. Расчет и конструирование коробок скоростей и подач. – Мн. Вышш. Шк., 1976.-590с.
7. Лепший А.П., Михайлов М.И. Практическое пособие к лабораторным и практическим занятиям по теме: «Расчет кинематики и изучение конструкции привода главного движения универсальных станков» по курсу «Конструирование станков» для студентов спец. Т.03.01.00.-Гомель: ГГТУ, 1998.-37с. (№2322).