

Вариант №14

Исходные данные:

- число скоростей привода: $Z = 14$;
- структурная формула привода: $Z = 2(1 + 3 \cdot 2)$;
- вид структуры: АП;
- знаменатель ряда геометрической прогрессии: $\phi = 1,26$;
- тип станка: широкоуниверсальный фрезерный. Принимаем станок модели 679.

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, 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 одной группы передач $Z^O = P^O_1$, а дополнительная – из двух групп $Z' = P'_1 \cdot P'_2$. Тогда с учетом групп передач структурную формулу можно представить в виде:

$$Z = P^O (1 + P'_1 \cdot P'_2) = 2(1 + 3 \cdot 2),$$

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

$P'_1 = 3$, $P'_2 = 2$ – первая и вторая переборные группы соответственно.

Цифры 2 и 3 определяют соответственно количество передач в группе.

С учетом характеристик передач в группе структурная формула представляется как:

$$Z = P^O_{x_0} (1 + P'_{1x_1} \cdot P'_{2x_2}) = 2_{x_0}(1 + 3_{x_1} \cdot 2_{x_2}),$$

где: $x_0 = 1$ – характеристика основной группы передач;

$x_1 = x_0 \cdot P^O = 1 \cdot 2 = 2$ – характеристика первой переборной группы передач;

$x_2 = x_1 \cdot P'_1 = 3 \cdot 2 = 6$ – характеристика второй (последней) переборной группы передач.

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

$$Z = P^O_{x_0} (1 + P'_{1x_1} \cdot P'_{2x_2}) = 2_{x_0}(1 + 3_{x_1} \cdot 2_{x_2}) = 2_1(1 + 3_2 \cdot 2_6)$$

Проверяем условие применимости структурной формулы в приводе главного движения, которое записывается как: $R_{\Pi i} = \phi^{K_{\max}} \leq 8$, где $K_{\max} = x_2 = 6$

Диапазон регулирования последней переборной группы передач ($P'_2=2_6$)

Равен $R_{\Pi i} = \phi^{K_{\max}} = 1,26^6 = 4$ (Условие выполнено).

Определяем возможное количество вариантов привода:

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

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

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

Таким образом, общее количество вариантов привода рассчитывается по формуле:

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

Для структурной формулы $Z = 2_1(i_{\Pi} + 3_2 \cdot 2_6)$ 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 $K^0 = m^0 = 1$; $K' = 2$, $m' = 1$

Таким образом: $V = 4 \frac{(1!)^2}{1!} \frac{(2!)^2}{1!} = 16$

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).

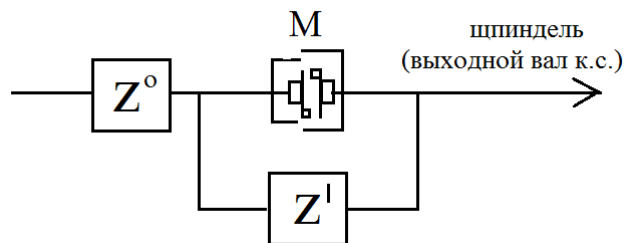


Рис. 1. Общий вид сложенной структуры вида АП.

Структура привода вида АП, разработанная с учетом структурной формулы $Z = 2_1(1 + 3_2 \cdot 2_6)$ и однонаправленности вращения шпинделя при передаче движения по различным кинематическим цепям, представлена на рис.2.

Структура привода (рис.2) состоит из 4-х валов, 3-х блоков зубчатых колес ($P^0=2$, $P_1'=3$, $P_2'=2$), при этом подвижная полумуфта M , соединяющие валы II и III, входит в состав тройного блока, передающего движение с II вала на IV вал.

Таким образом, для получения 14 различных частот вращения в структуре привода необходимо реализовать 2 кинематические цепи: $Z = Z_1 + Z_2$,

где: $Z_1 = P^0 \cdot (M) = 2_1 \cdot (M) = 2$

$Z_2 = P^0 \cdot P_1' \cdot P_2' = 2_1 \cdot 3_2 \cdot 2_6 = 12$

Или $Z = Z_1 + Z_2 = 2 + 12 = 14$

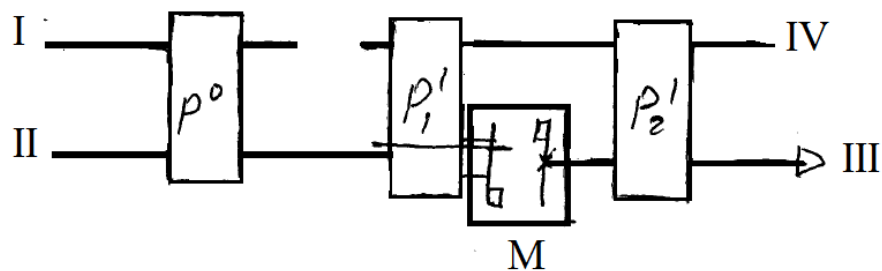


Рис. 2. Структура привода вида АП с учетом формулы $Z = 2_1(1 + 3_2 \cdot 2_6)$ и групп передач.

Структурная сетка для $Z = 2_1(1 + 3_2 \cdot 2_6) = 14$ представлена на рис.3

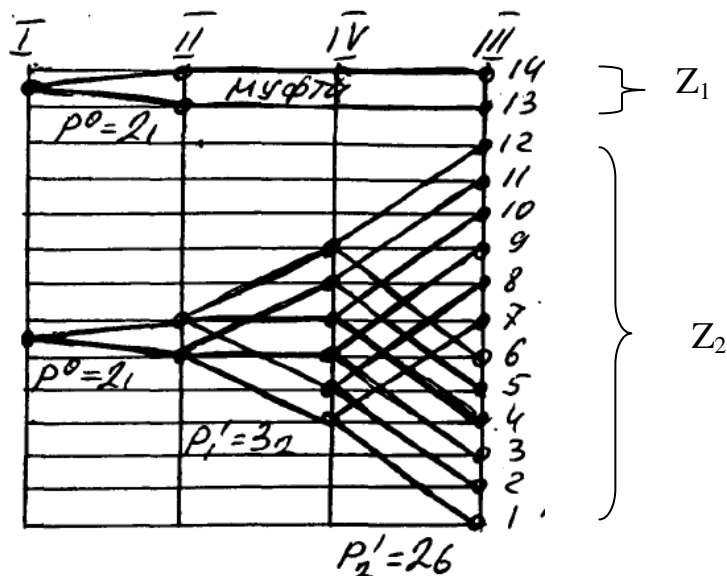


Рис.3. Структурная сетка привода.

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 18391-81 задаемся параметрами электродвигателя привода главного движения:

- тип электродвигателя 4A200S4Y3;
- мощность $N = 3$ кВт;
- частота вращения при номинальной мощности $n_n = 1460$ об/мин.

Принимая во внимание частоты вращения базового станка, а также $\varphi=1,26$ и $Z=14$ задаемся $n_1=n_{\min}=100$ об/мин. По Нормали станкостроения Н11-1 получаем промежуточные и n_{\max} частоты вращения шпинделя:

$n_1=100$ об/мин	$n_2=125$ об/мин	$n_3=160$ об/мин
$n_4=200$ об/мин	$n_5=250$ об/мин	$n_6=315$ об/мин
$n_7=400$ об/мин	$n_8=500$ об/мин	$n_9=630$ об/мин
$n_{10}=800$ об/ мин	$n_{11}=1000$ об/ мин	$n_{12}=1250$ об/ мин
$n_{13}=1600$ об/ мин	$n_{14}=2000$ об/ мин	

Анализ кинематической схемы привода главного движения станка модели 679 (рис.4).

От электродвигателя $N=2,8\text{ кВт}$ через клиноременную передачу 85-170 приводится в движение вал I коробки скоростей, на котором находятся два подвижных блока шестерен B_1 и B_2 , обеспечивающих валу II при различных включениях четыре скорости вращения.

При положении блоков B_1 и B_2 указанном на схеме, движение от вала I передается валу II шестернями 18-39. При смещении блока B_2 вправо вал II приводится в движение через шестерни 22-35. При нейтральном положении блока B_1 валу II сообщаются еще две скорости вращения блоком B_2 . От вала II вращение сообщается валу III через двойной подвижный блок шестерен B_3 , который удваивает количество скоростей вала II.

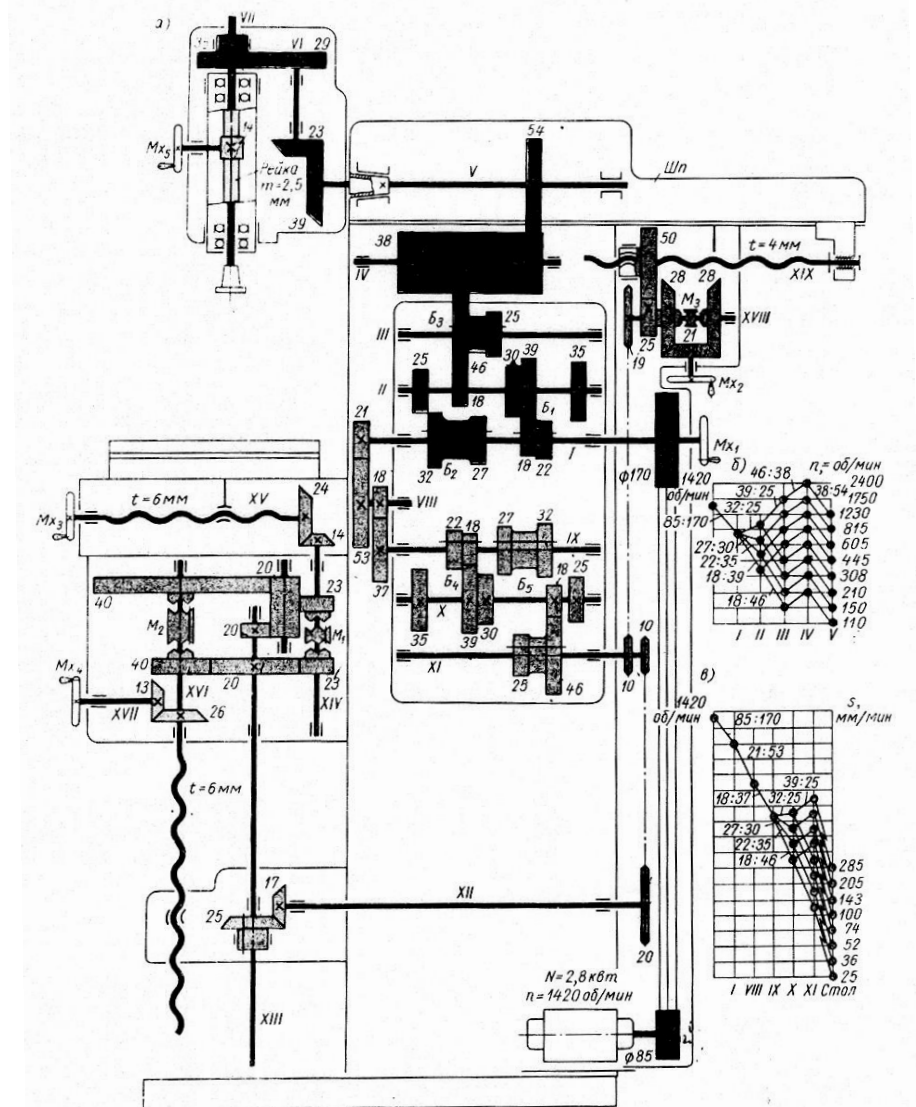


Рис. 4 – Кинематическая схема станка мод. 679

Левый венец блока B_3 находится в постоянном зацеплении с широкой шестерней 38, сидящей на валу IV свободно. Эта шестерня выполнена широкой потому, что она должна находится в постоянном зацеплении с зубчатым колесом 54, жестко закрепленным на шпинделе V при поперечном

перемещении шпиндельной бабки. Всего, таким образом, горизонтальному шпинделю может быть сообщено восемь различных скоростей вращения.

При установке поворотной головки вал конической шестерни 39 соединяется с горизонтальным шпинделем V. Движение вертикальному шпинделю VII в этом случае передается через коническую передачу 39-23, вал VI и пару шестерен 29-35.

Дальнейшие расчеты выполним для привода главного движения горизонтального шпинделя.

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' и клиноременная передача для передачи движения на I вал коробки скоростей;
- вал V и передача на широкую шестерню;
- зубчатую передачу и вал VI для сообщения движения с широкой шестерни на шпиндель.

При построении графика частот вращения шпинделя необходимо принять во внимание, что для $\phi = 1,26$ число допустимых интервалов может быть: понижающих – 6, повышающих – 3.

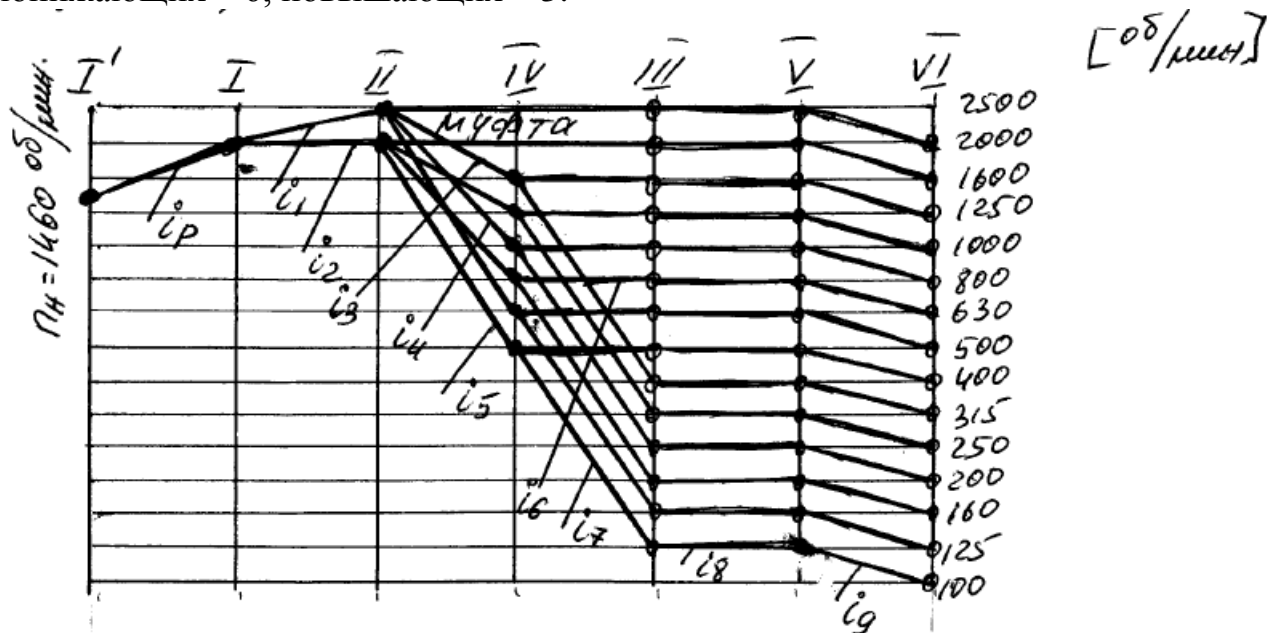


Рис. 5 – График частот вращения

По рис. 5 определяем передаточные отношения:

- для клиноременной передачи между I-I валами: $i_p = 2000/1460 = 1,37$.
Учитывая, что $i_p = D_1/D_2$ и приняв по базовому станку $D_2 = 170$ мм, получаем $D_1 = D \cdot i_p = 170 \cdot 1,37 = 233$ мм.

- остальных зубчатых передач по формуле $i = \phi^{\pm m}$,

где: m – число повышений (+) или понижений (-) луча на графика частот вращения.

$$i_1 = \phi^1 = 1,26; \quad i_2 = \phi^0 = 1; \quad i_3 = \phi^{-2} = 1/1,26^2; \quad i_4 = \phi^{-4} = \frac{1}{1,26^4}; \quad i_5 = \phi^{-6} = 1/1,26^6;$$

$$i_6 = \phi^0 = 1; \quad i_7 = \phi^{-6} = 1/1,26^6; \quad i_8 = \phi^0 = 1; \quad i_9 = \phi^{-1} = \frac{1}{1,26};$$

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) применены:

- электродвигатель с аналогичными базовому станку техническими характеристиками
- клиноременная передача, передающая движение от вала электродвигателя на I входной вал коробки скоростей;
- зубчатая муфта М с тройным блоком зубчатых колес;
- широкая шестерня z_{19} и вал V;
- горизонтальный шпиндель VI, соединенный с широкой шестерней зубчатым колесом z_{20} .

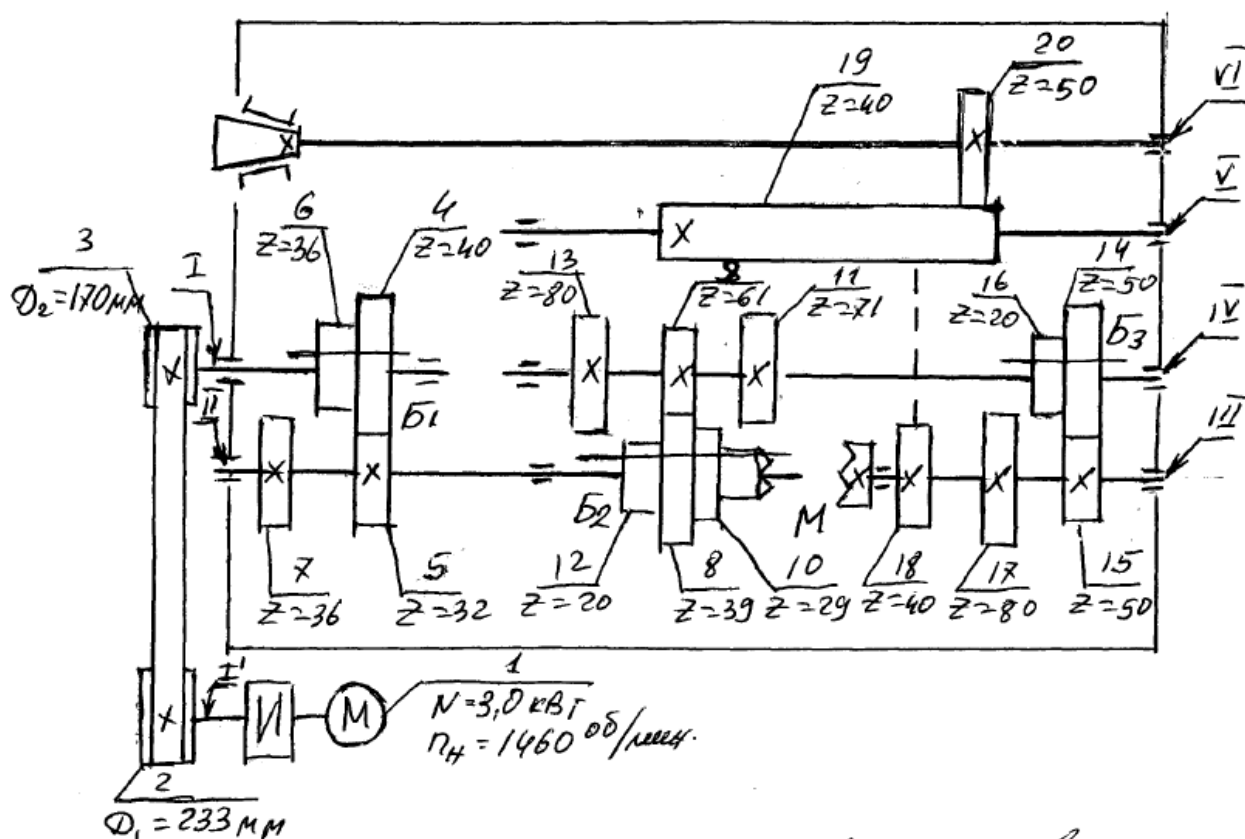


Рис. 6. Кинематическая схема привода главного движения

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 $P'_2 = 2_6$ (блок Б3), которая имеет передаточные отношения:

$$i_6 = \frac{z_{14}}{z_{15}} = 1 \quad i_7 = \frac{z_{16}}{z_{17}} = \frac{1}{1,26^6}$$

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 $i_x = \frac{f_x}{q_x}$:

$$i_6 = \frac{f_6}{q_6} \approx \frac{1}{1} \quad i_7 = \frac{f_7}{q_7} \approx \frac{1}{4}$$

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

$$f_6 + q_6 = 1 + 1 = 2$$

$$f_7 + q_7 = 1 + 4 = 5$$

Таким образом $K = 10$

Определим E_{\min} для зубчатой передачи с i_7 :

$$E_{\min} = \frac{17(f_7 + q_7)}{K \cdot f_7} = \frac{17(1 + 4)}{10 \cdot 1} = 8,5 \quad \text{Принимаем } E_{\min} = 9$$

Сумма чисел зубьев сопряженных колес: $2Z_0 = K \cdot E_{\min} = 10 \cdot 9 = 90$

По Нормали Н21-5 задавшись модулем зубчатых колес $m=3\text{мм}$ получаем $2Z_0=100$, при этом межосевое расстояние между валами составляет $A_{IV-III}=150\text{мм}$.

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$Z_{14} = 2Z_0 \frac{f_6}{f_6 + q_6} = 100 \frac{1}{1+1} = 50 \quad Z_{15} = 2Z_0 \frac{q_6}{f_6 + q_6} = 100 \frac{1}{1+1} = 50$$

$$Z_{16} = 2Z_0 \frac{f_7}{f_7 + q_7} = 100 \frac{1}{1+4} = 20 \quad Z_{17} = 2Z_0 \frac{q_7}{f_7 + q_7} = 100 \frac{4}{1+4} = 80$$

$$\text{Проверка: } Z_{14} + Z_{15} = Z_{16} + Z_{17} = 2Z_0 \\ 50 + 50 = 20 + 80 = 100$$

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 зубчатой передачи между II и IV валами:

В передаче движения участвует тройной блок Б₂, зубчатая передача которого имеет следующие передаточные отношения:

$$i_3 = \frac{Z_8}{Z_9} = 1/1,26^2; i_4 = \frac{Z_{10}}{Z_{11}} = \frac{1}{1,26^4}; i_5 = \frac{Z_{12}}{Z_{13}} = \frac{1}{1,26^6};$$

С целью обеспечения соосности II и III валов, принимаем $A_{IV-III}=A_{II-III}=150\text{мм}$ и при $m=3\text{мм}$ по Н21-5 получаем $2Z_0=100$.

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_8 + Z_9 = 100 \\ \frac{Z_8}{Z_9} = 1/1,26^2 \end{array} \right\} \quad Z_9 = 1,26^2 Z_8; \quad Z_8 + 1,26^2 Z_8 = 100; \quad Z_8 = 39; \quad Z_9 = 100 - 39 = 61$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{10} + Z_{11} = 100 \\ \frac{Z_{10}}{Z_{11}} = \frac{1}{1,26^4} \end{array} \right\} \quad Z_{11} = 1,26^4 Z_{10}; \quad Z_{10} + 1,26^4 Z_{10} = 100; \quad Z_{10} = 29; \quad Z_{11} = 100 - 29 = 71$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{12} + Z_{13} = 100 \\ \frac{Z_{12}}{Z_{13}} = \frac{1}{1,26^6} \end{array} \right\} \quad Z_{13} = 1,26^6 Z_{12}; \quad Z_{12} + 1,26^6 Z_{12} = 100; \quad Z_{12} = 20; \quad Z_{11} = 100 - 20 = 80$$

Проверка: $Z_8 + Z_9 = Z_{10} + Z_{11} = Z_{12} + Z_{13} = 2Z_0$
 $39 + 61 = 29 + 71 = 20 + 80 = 100$

Расчет чисел зубьев колес между I и II валами:

Зубчатые колеса блока Б₁ имеют передаточные отношения: $i_1 = z_4/z_5 = 1,26$; $i_2 = z_6/z_7 = 1$. Для передачи z_4-z_5 принимаем $z_5 = 30$. Тогда $z_4 = 1,26 \cdot z_5 = 1,26 \cdot 30 = 38$, а $2Z_0 = Z_4 + Z_5 = 30 + 38 = 68$. По Н21-5 при $m = 2,5$ мм принимаем $2Z_0 = 72$ ($A_{I-II} = 90$ мм).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_4 + Z_5 = 72 \\ \frac{Z_4}{Z_5} = 1,26 \end{array} \right\} \quad Z_4 = 1,26 Z_5; \quad Z_5 + 1,26 Z_5 = 72; \quad Z_5 = 32; \quad Z_4 = 72 - 32 = 40$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_6 + Z_7 = 72 \\ \frac{Z_6}{Z_7} = 1 \end{array} \right\} \quad Z_6 = Z_7 = 72/2 = 36$$

Проверка: $Z_4 + Z_5 = Z_6 + Z_7 = 2Z_0$
 $40 + 32 = 36 + 36 = 72$

Расчет чисел зубьев колес между III и V валами:

Для постоянной передачи $i_8 = z_{18}/z_{19} = 1$ принимаем по базовому станку $z_{19} = 38$ (число зубьев широкой шестерни). Тогда $z_{18} = 38$, а $2Z_0 = Z_{18} + Z_{19} = 38 + 38 = 76$. По Н21-5 при $m = 3$ мм принимаем $2Z_0 = 80$ ($A_{III-V} = 120$ мм).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{18} + Z_{19} = 80 \\ \frac{Z_{18}}{Z_{19}} = 1 \end{array} \right\} \quad Z_{18} = Z_{19} = 80/2 = 40$$

Расчет чисел зубьев колес между V и VI валами:

Постоянная зубчатая передача имеет $i_9 = z_{19}/z_{20} = 1/1,26$. С учетом того, что $Z_{19} = 40$, получаем $Z_{20} = 1,26 \cdot z_{19} = 1,26 \cdot 40 = 50$. Сумма чисел зубьев сопряженных колес $2Z_0 = Z_{19} + Z_{20} = 40 + 50 = 90$. По Н21-5 при $m = 3$ мм принимаем $2Z_0 = 90$. Таким образом, окончательно имеем $Z_{19} = 40$, $Z_{20} = 50$ ($A_{V-VI} = 135$ мм).

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 ($n_{1д} \dots n_{12д}$), вычислить величину погрешности по формуле:

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

$$[\Delta n] = \pm 10(\varphi - 1) = \pm 10(1,26 - 1) = \pm 2,6\% .$$

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

$$i_p = \frac{233}{170}; i_1 = \frac{40}{32}; i_2 = \frac{36}{36}; i_3 = \frac{39}{61}; i_4 = \frac{29}{77}; i_5 = \frac{20}{80}; i_6 = \frac{50}{50}; i_7 = \frac{20}{80}; i_8 = \frac{40}{40}; i_9 = \frac{40}{50};$$

$$\begin{aligned} n_1 &= 1460 \frac{233}{170} \cdot 0,98 \frac{36}{36} \frac{20}{80} \frac{20}{80} \frac{40}{40} \frac{40}{50} = 98,2 \text{об/мин} & \Delta n_1 &= \frac{98,2 - 100}{100} 100 = 1,8\% \\ n_2 &= 1460 \frac{233}{170} \cdot 0,98 \frac{40}{32} \frac{20}{80} \frac{20}{80} \frac{40}{40} \frac{40}{50} = 123 \text{об/мин} & \Delta n_2 &= \frac{123 - 125}{125} 100 = 1,6\% \\ n_3 &= 1460 \frac{233}{170} \cdot 0,98 \frac{36}{36} \frac{29}{71} \frac{20}{80} \frac{40}{40} \frac{40}{50} = 160,2 \text{об/мин} & \Delta n_3 &= \frac{160,2 - 160}{160} 100 = 0,1\% \\ n_4 &= 1460 \frac{233}{170} \cdot 0,98 \frac{40}{32} \frac{29}{71} \frac{20}{80} \frac{40}{40} \frac{40}{50} = 200,2 \text{об/мин} & \Delta n_4 &= \frac{200,2 - 200}{200} 100 = 0,1\% \\ n_5 &= 1460 \frac{233}{170} \cdot 0,98 \frac{36}{36} \frac{39}{61} \frac{20}{80} \frac{40}{40} \frac{40}{50} = 250,8 \text{об/мин} & \Delta n_5 &= \frac{250,8 - 250}{250} 100 = 0,3\% \\ n_6 &= 1460 \frac{233}{170} \cdot 0,98 \frac{40}{32} \frac{39}{61} \frac{20}{80} \frac{40}{40} \frac{40}{50} = 313,4 \text{об/мин} & \Delta n_6 &= \frac{313,4 - 315}{315} 100 = 0,5\% \\ n_7 &= 1460 \frac{233}{170} \cdot 0,98 \frac{36}{36} \frac{20}{80} \frac{50}{50} \frac{40}{40} \frac{40}{50} = 392,2 \text{об/мин} & \Delta n_7 &= \frac{392,2 - 400}{400} 100 = 1,9\% \\ n_8 &= 1460 \frac{233}{170} \cdot 0,98 \frac{40}{32} \frac{20}{80} \frac{50}{50} \frac{40}{40} \frac{40}{50} = 490,3 \text{об/мин} & \Delta n_8 &= \frac{490,3 - 500}{500} 100 = 1,9\% \\ n_9 &= 1460 \frac{233}{170} \cdot 0,98 \frac{36}{36} \frac{29}{71} \frac{50}{50} \frac{40}{40} \frac{40}{50} = 640,8 \text{об/мин} & \Delta n_9 &= \frac{640,8 - 630}{630} 100 = 1,7\% \\ n_{10} &= 1460 \frac{233}{170} \cdot 0,98 \frac{40}{32} \frac{29}{71} \frac{50}{50} \frac{40}{40} \frac{40}{50} = 801 \text{об/мин} & \Delta n_{10} &= \frac{801 - 800}{800} 100 = 0,1\% \\ n_{11} &= 1460 \frac{233}{170} \cdot 0,98 \frac{36}{36} \frac{39}{61} \frac{50}{50} \frac{40}{40} \frac{40}{50} = 1003 \text{об/мин} & \Delta n_{11} &= \frac{1003 - 1000}{1000} 100 = 0,3\% \\ n_{12} &= 1460 \frac{233}{170} \cdot 0,98 \frac{40}{32} \frac{39}{61} \frac{50}{50} \frac{40}{40} \frac{40}{50} = 1253 \text{об/мин} & \Delta n_{12} &= \frac{1253 - 1250}{1250} 100 = 0,2\% \end{aligned}$$

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 формулам

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

Где $\eta_p = 0,95$ – КПД ременной передачи

$$N_I = 3 \cdot 0,95 = 2,85 \text{ кВт}$$

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

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

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

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

$$N_{II} = 0,95 \cdot N_I = 0,95 \cdot 2,85 = 2,7 \text{ кВт}$$

$$N_{IV} = 0,95 \cdot N_{II} = 0,95 \cdot 2,7 = 2,57 \text{ кВт}$$

$$N_{III} = 0,95 \cdot N_{IV} = 0,95 \cdot 2,57 = 2,44 \text{ кВт}$$

$$N_V = 0,95 \cdot N_{III} = 0,95 \cdot 2,44 = 2,32 \text{ кВт}$$

$$N_{VI} = 0,95 \cdot N_V = 0,95 \cdot 2,32 = 2,2 \text{ кВт}$$

Максимальные крутящие моменты на валах привода определяются по формулам:

$$\text{ - на I валу: } M_I = M_{дв} \eta_p / i_p = M_{дв} \cdot 0,95 / 1,37_{нм} ;$$

$$\text{где: } M_{дв.} = \frac{N_{дв.} \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_n} = \frac{3 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 1460} = 20 \text{ нм} \quad \text{ - крутящий момент на валу электродвигателя.}$$

$$M_I = 20 \cdot 0,95 / 1,37 = 13,9_{нм}$$

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

$$M_{II} = \frac{M_I}{i_2} 0,95 = 13,9 \cdot 1 \cdot 0,95 = 13,2_{нм}$$

$$M_{III} = \frac{M_{IV}}{i_7} 0,95 = 50 \cdot 1,26^6 \cdot 0,95 = 190_{нм}$$

$$M_{IV} = \frac{M_{II}}{i_5} 0,95 = 13,2 \cdot 1,26^6 \cdot 0,95 = 50_{нм}$$

$$M_V = \frac{M_{III}}{i_8} 0,95 = 190 \cdot 1 \cdot 0,95 = 181_{нм}$$

$$M_{VI} = \frac{M_V}{i_9} 0,95 = 181 \cdot 1,26 \cdot 0,95 = 216_{нм}$$

Предварительное определение диаметров валов:

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

где: $[\tau] = 18 \dots 23 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение материала вала на кручение. Принимаем $[\tau] = 20 \text{ МПа}$. Учитывая постоянную данной формулы

$$\left(\frac{10^3}{0,2 \cdot [\tau]} = \frac{10^3}{0,2 \cdot 20} = 250 \right), \text{ окончательно получаем: } d_i = \sqrt[3]{M_i \cdot 250},$$

$$d_I = \sqrt[3]{13,9 \cdot 250} = 14 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_I = 15 \text{ мм}$$

$$d_{II} = \sqrt[3]{13,2 \cdot 250} = 14 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_{II} = 15 \text{ мм}$$

$$d_{III} = \sqrt[3]{190 \cdot 250} = 36 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_{III} = 40 \text{ мм}$$

$$d_{IV} = \sqrt[3]{50 \cdot 250} = 26 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_{IV} = 30 \text{ мм}$$

$$d_V = \sqrt[3]{181 \cdot 250} = 36 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_V = 40 \text{ мм}$$

$$d_{VI} = \sqrt[3]{216 \cdot 250} = 38 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_{VI} = 40 \text{ мм}$$

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

- для III вала – шарикоподшипник радиальный однорядный 308: внутренний диаметр $d=40 \text{ мм}$, наружный диаметр $D=90 \text{ мм}$, ширина $B=23 \text{ мм}$;

- для IV вала: шарикоподшипник радиальный однорядный 306: внутренний диаметр $d=30 \text{ мм}$, наружный диаметр $D=72 \text{ мм}$, ширина $B=19 \text{ мм}$;

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_{14}/z_{15}	3	50/50	150/150	156/156	142/142	18/22
z_{16}/z_{17}	3	20/80	60/240	66/246	52/232	18/22

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_{18}/z_{19}	z_{19}/z_{20}		
m, мм		2,5		3						
Z		40/32	36/36	39/61	29/71	20/80	40/40	40/50		
d, мм		$\frac{100}{80}$	$\frac{90}{90}$	$\frac{117}{183}$	$\frac{87}{213}$	$\frac{60}{240}$	$\frac{120}{120}$	$\frac{120}{150}$		

Расчет межосевых расстояний:

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

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

$$A_{II-IV} = \frac{100 \cdot 3}{2} = 150 \text{ мм}$$

$$A_{III-V} = \frac{80 \cdot 3}{2} = 120 \text{ мм}$$

$$A_{V-VI} = \frac{90 \cdot 3}{2} = 135 \text{ мм}$$

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

$$A_{IV-III} = \left(\frac{1}{i_7} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{340000}{[\sigma_K] \cdot 1/i_7} \right)^2 \cdot \frac{1}{\psi_a} \cdot \frac{k \cdot N}{n} }, [\text{см}],$$

$\psi_a=0,12\dots0,15$ – коэффициент ширины венца колеса;
 $k = 1,3\dots1,5$ – коэффициент нагрузки.

Учитывая, что по условиям контактной прочности зубатого колеса межосевое расстояние между валами IV-III наиболее нагруженной группы передач допускается до 175 мм, принимаем ранее рассчитанное $A_{IV-III}=150$ мм.

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

- [illegible]

12

9. Уточненный расчет наиболее нагруженного вала.

Наиболее нагруженным валов в последней переборной группе передач (наиболее нагруженной группе передач) коробки скоростей является III вал, передающий крутящий момент $M_{кр} = 190$ нм зубчатой передачей $z_{16}/z_{17}=20/80$.

Далее этот момент передается зубчатым колесом z_{18} на широкую шестерню и вал V.

Схема нагружения III вала и эпюры моментов, действующие на него, представлены на рис.8. Компонентные 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:

- $R_A^Г$, $F_t^Г$, F_r , $R_B^Г$ – силы и реакции, действующие в горизонтальной плоскости;

- $R_A^В$, $F_r^Г$, $F_t^Г$, $R_B^В$ – силы и реакции, действующие в вертикальной плоскости.

Определяем силы, действующие в зубчатых зацеплениях:

$$\text{- в передаче } \frac{z_{16}}{z_{17}}: F_t = \frac{2M_{кр. III}}{D_{17}} = \frac{2 \cdot 190}{0,24} = 1583 \text{ н}$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1583 \cdot 0,364 = 576 \text{ н};$$

$$\text{- в передаче } \frac{z_{18}}{z_{19}}: F_t^Г = \frac{2M_{кр. III}}{D_{18}} = \frac{2 \cdot 190}{0,12} = 3166 \text{ н}$$

$$F_r^Г = F_t^Г \cdot \operatorname{tg} \alpha = 3166 \cdot 0,364 = 1152 \text{ н}.$$

Определяем реакции в опорах:

- горизонтальная плоскость:

$$\sum M_A = 0 \quad -F_t^Г \cdot 0,03 - F_r \cdot 0,07 - R_B^Г \cdot 0,17 = 0$$

$$R_B^Г = -\frac{F_t^Г \cdot 0,03 + F_r \cdot 0,07}{0,17} = -\frac{3166 \cdot 0,03 + 576 \cdot 0,07}{0,17} = -599 \text{ н}$$

$$\sum M_B = 0 \quad R_A^Г \cdot 0,17 + F_t^Г \cdot 0,14 + F_r \cdot 0,1 = 0$$

$$R_A^Г = -\frac{F_t^Г \cdot 0,14 + F_r \cdot 0,1}{0,17} = -\frac{3166 \cdot 0,14 + 576 \cdot 0,1}{0,17} = -2663 \text{ н}$$

- вертикальная плоскость:

$$\sum M_A = 0 \quad -F_r^Г \cdot 0,03 - F_t \cdot 0,07 - R_B^В \cdot 0,17 = 0$$

$$R_B^В = -\frac{F_r^Г \cdot 0,03 + F_t \cdot 0,07}{0,17} = -\frac{1152 \cdot 0,03 + 1583 \cdot 0,07}{0,17} = -316 \text{ н}$$

$$\sum M_B = 0 \quad R_A^В \cdot 0,17 + F_r^Г \cdot 0,14 + F_t \cdot 0,1 = 0$$

$$R_A^В = -\frac{F_r^Г \cdot 0,14 + F_t \cdot 0,1}{0,17} = -\frac{1152 \cdot 0,14 + 1583 \cdot 0,1}{0,17} = -1105 \text{ н}$$

Полные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{(R_A^Г)^2 + (R_A^В)^2} = \sqrt{2663^2 + 1105^2} = 2883 \text{ н}$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^Г)^2 + (R_B^В)^2} = \sqrt{599^2 + 316^2} = 677 \text{ н}$$

Изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости:

$$M_{И}^C = R_A^Г \cdot 0,03 = -2663 \cdot 0,03 = -80 \text{ нм}$$

$$M_{И}^D = R_A^Г \cdot 0,07 + F_t^I \cdot 0,04 = -2663 \cdot 0,07 + 3166 \cdot 0,04 = -59 \text{ нм}$$

$$M_{И}^B = R_A^Г \cdot 0,17 + F_t^I \cdot 0,14 + F_r \cdot 0,1 = -2663 \cdot 0,17 + 3166 \cdot 0,14 + 576 \cdot 0,1 = 0 \text{ нм}$$

- в вертикальной плоскости:

$$M_{И}^C = R_A^В \cdot 0,03 = -1105 \cdot 0,03 = -33 \text{ нм}$$

$$M_{И}^D = R_A^В \cdot 0,07 + F_r^I \cdot 0,04 = -1105 \cdot 0,07 + 1152 \cdot 0,04 = -30 \text{ нм}$$

$$M_{И}^B = R_A^В \cdot 0,17 + F_r^I \cdot 0,14 + F_t \cdot 0,1 = -1105 \cdot 0,17 + 1152 \cdot 0,04 + 1583 \cdot 0,1 = 0 \text{ нм}$$

Результирующие изгибающие моменты:

$$M_{И}^C = \sqrt{80^2 + 33^2} = 86 \text{ нм}$$

$$M_{И}^D = \sqrt{59^2 + 30^2} = 66 \text{ нм}$$

Эквивалентные моменты:

$$M_{ЭКВ}^C = \sqrt{(M_{И}^C)^2 + M_{КК}^2} = \sqrt{86^2 + 190^2} = 206 \text{ нм}$$

$$M_{ЭКВ}^D = \sqrt{(M_{И}^D)^2 + M_{КР}^2} = \sqrt{66^2 + 190^2} = 201 \text{ нм}$$

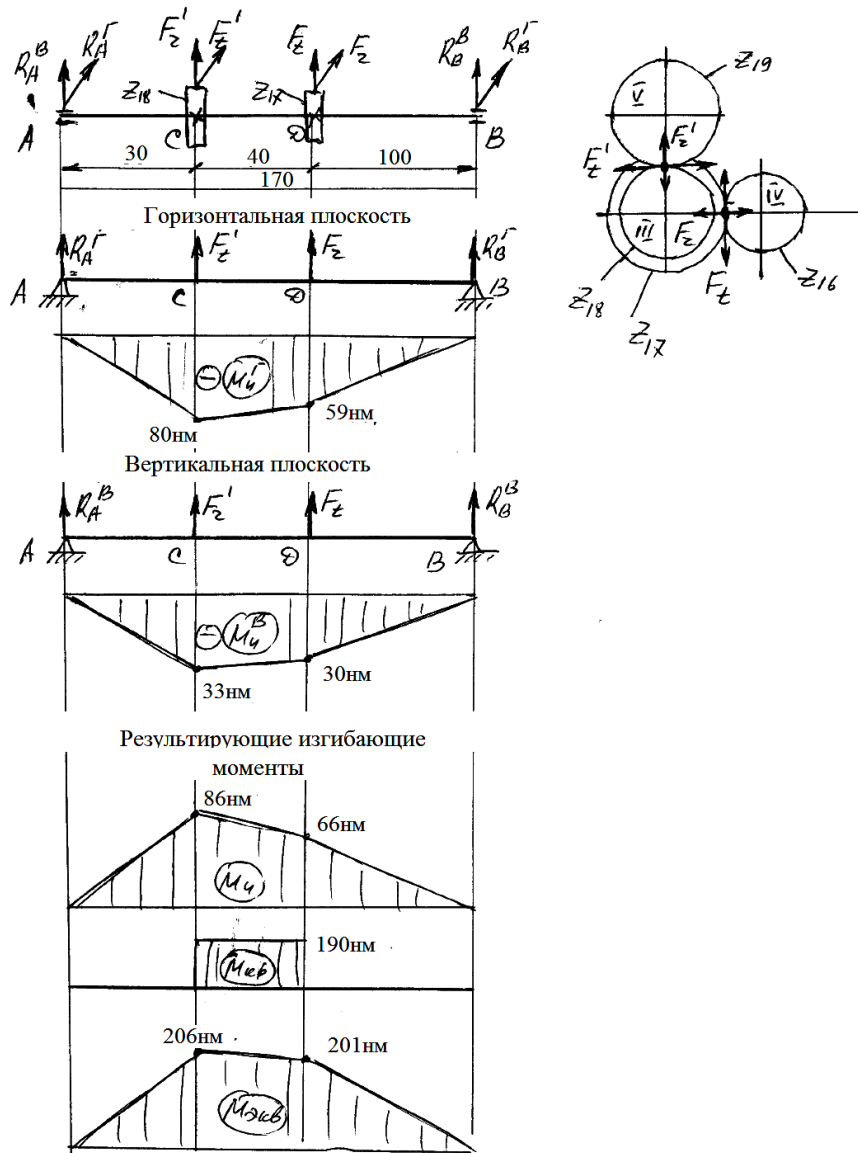


Рис.8. Схема нагружения III вала и эпюры моментов

Определяем диаметр III вала:

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

$$d_{III} = \sqrt[3]{\frac{206}{0,1 \cdot 5 \cdot 10^7}} = 0,034 \text{ м} = 34 \text{ мм}$$

Принимаем ранее рассчитанный диаметр III вала $d_{III} = 40 \text{ мм}$

10. Разработать компоновочную схему наиболее нагруженной группы передач.

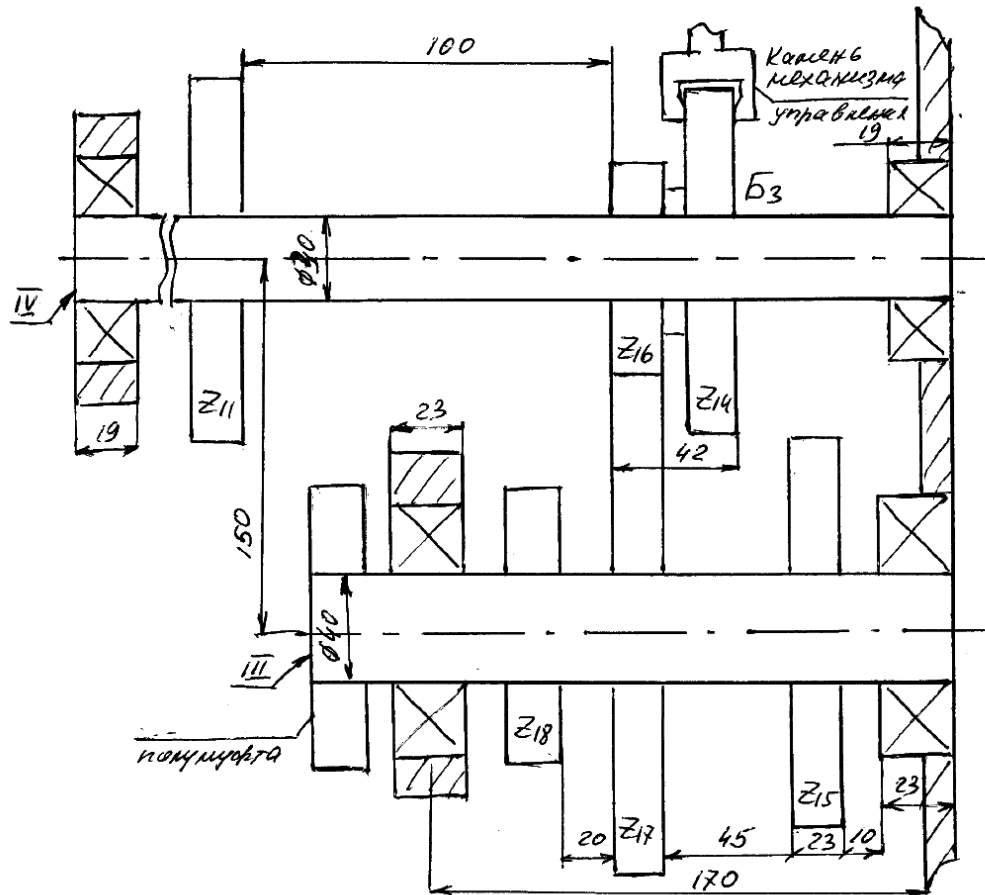


Рис.9. Компоновочная схема развертки наиболее нагруженной группы передач

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

Двойной блок Б₃, находящийся на IV валу перемещается от поворота рукоятки 4 (рис.10,а). закрепленной на оси 3. Камень 1 охватывающий зубчатое колесо z_{15} обеспечивает его перемещение. Т.к. рукоятка осуществляет непосредственное управление перемещением блока, то при заданной длине рычага 2 ($R=150\text{мм}$) определяем угол поворота из тригонометрических преобразований (см.рис.10.б).

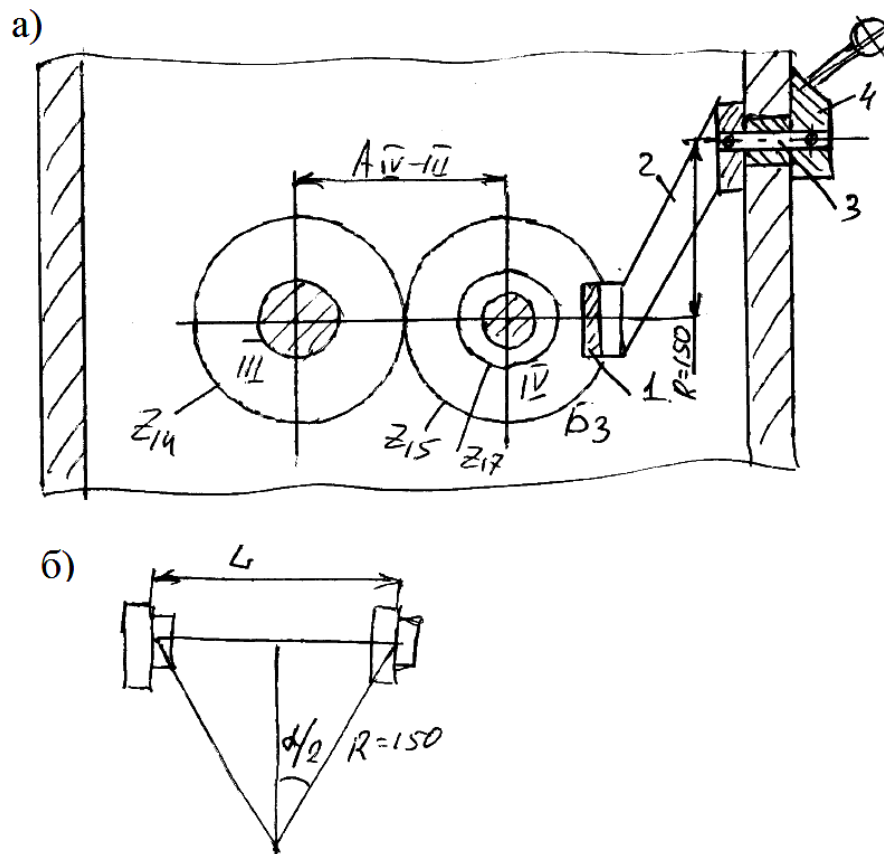


Рис.10 Схема механизма управления перемещением блока Б₃

Длина перемещения блока составляет $L=42+3+2\cdot 23=91$ (см.рис.9),
 Таким образом угол поворота рукоятки, определяемый по формуле:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{L}{2R} = \frac{91}{2 \cdot 150} = 0,303$$
 равен: $\alpha/2=17,6^0$, или полный угол поворота $\alpha=35,2^0$.

12. Начертить сборочный чертеж развертки наиболее нагруженной группы передач.

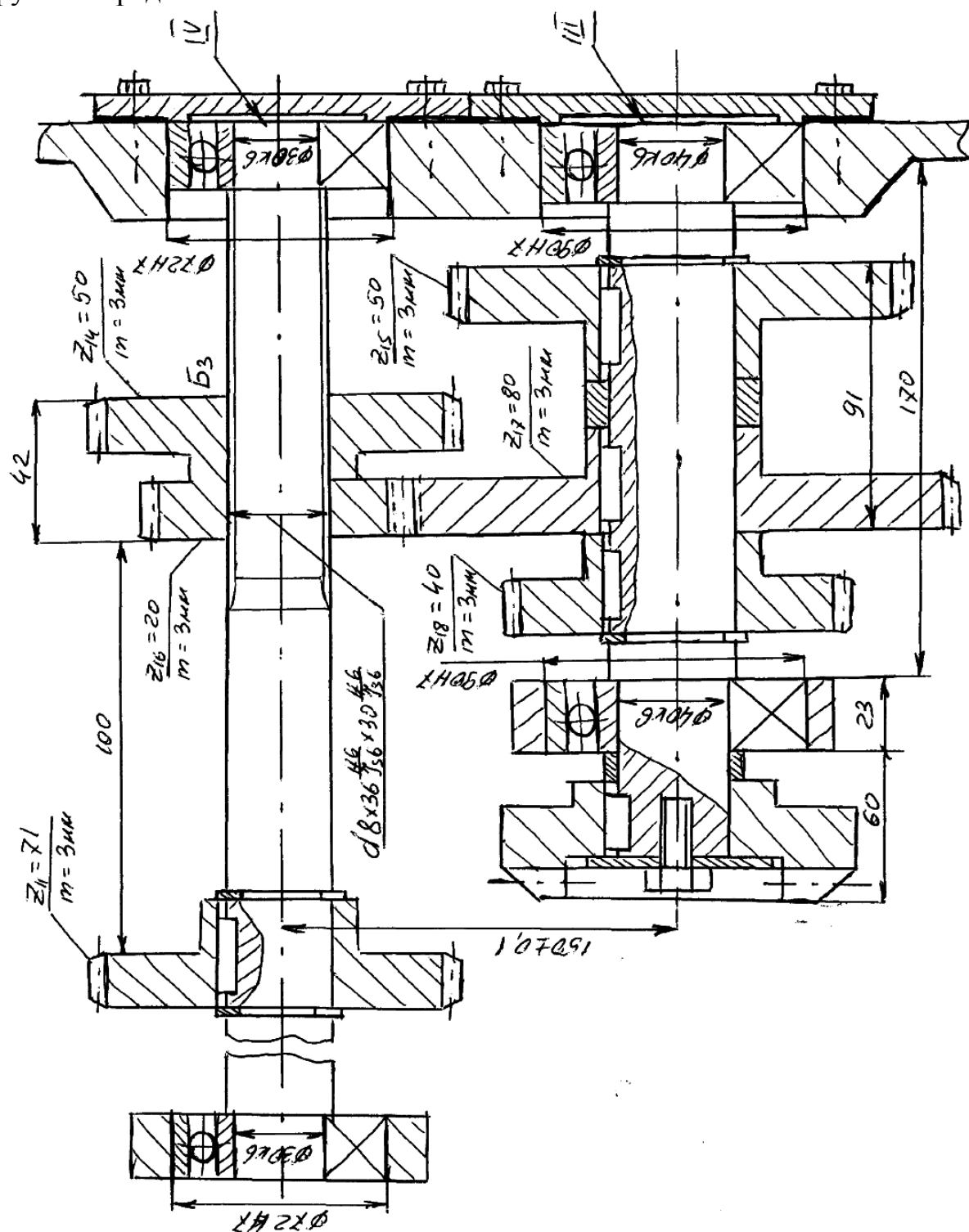


Рис. 11 – Сборочный чертеж наиболее нагруженной группы передач

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).