

Вариант №26

Исходные данные:

- число скоростей привода: $Z = 15$;
- структурная формула привода: $Z = 3(2+3)$;
- вид структуры: БП;
- знаменатель ряда геометрической прогрессии: $\phi = 1,41$;
- тип станка: токарно-карусельный. Принимаем станок модели 1553.

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 БП, которую в общем виде записывается: $Z = Z^0(Z' + Z'')$,

где: Z^0 – основная структура привода;

Z' , Z'') – первая и вторая дополнительные структуры привода.

Все структуры (основная, первая и вторая дополнительная) состоят из одной группы передач каждая: $Z^0 = P^0_1$, $Z' = P'_1$, $Z'' = P''_1$.

Тогда с учетом групп передач формулу можно записать:

$$Z = Z^0(Z' + Z'') = P^0_1 (P'_1 + P''_1) = 3(2+3),$$

где: $P^0_1 = 3$ – основная группа передач;

$P'_1 = 2$, $P''_1 = 3$ – первая переборная группа первой и второй дополнительных структур соответственно.

Цифры 2 и 3 определяют количество передач в группе.

С учетом характеристик передач в группе структурная формула представляется как:

$$Z = P^0_{1x_0} (P'_{1x_1} + P''_{1x_1}) = 3_{x_0}(2_{x_1} + 3_{x_1}),$$

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

$x_1 = x_0 \cdot P^0_1 = 1 \cdot 3 = 3$ – характеристика первой переборной группы передач.

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

$$Z = P^0_{1x_0} (P'_{1x_1} + P''_{1x_1}) = 3_{x_0}(2_{x_1} + 3_{x_1}) = 3_1(2_3 + 3_3)$$

Проверяем условие применимости структурной формулы в приводе главного движения, которое записывается как: $R_{\Pi} = \phi^{K_{\max}} \leq 8$, где для $P''_1 = 3_3$ $K_{\max} = 2 \cdot x_1 = 2 \cdot 3 = 6$

Диапазон регулирования последней переборной группы передач ($P''_1 = 3_3$)

Равен $R_{\Pi} = \phi^{K_{\max}} = 1,41^6 = 7,9$ (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 $Z = 3_1(2_3+3_3)$ и структуры вида БШ общее количество вариантов привода определяется по формуле:

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

где: k – число групп передач;

m – количество групп с одинаковым числом передач.

В нашем случае $K^0 = K' = K'' = 1$, $m^0 = m' = m'' = 1$;

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

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

Структура вида БШ представляет собой сложенную структуру с двумя дополнительными структурами, соединенными параллельно. Соединение основной структуры Z^0 с шпинделем (выходным валом коробки скоростей) не происходит, а только через дополнительные структуры Z_1 и Z_2 (рис.1).

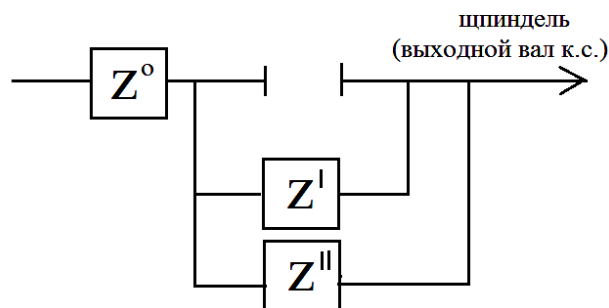


Рис. 1. Общий вид сложенной структуры вида БШ.

Структура привода вида БШ, разработанная с учетом структурной формулы $Z = 3_1(2_3+3_3)$ и однонаправленности вращения шпинделя при передаче движения по различным кинематическим цепям, представлена на рис.2.

Для обеспечения $z=15$ скоростей привода в соответствии со структурной формулой в приводе необходимо иметь 5 валов, два трехвенцовый два двухвенцовых блока зубчатых колес, при этом один из двухвенцовых блоков за счет постоянных зубчатых передач i_{Π}^I и i_{Π}^{II} обеспечивает распределение направлений движения по различным кинематическим цепям.

Таким образом, для получения 15 различных частот вращения в структуре привода необходимо реализовать 2 кинематические цепи: $Z = Z_1 + Z_2$,

$$\text{где: } Z_1 = P_1^0 \cdot i_{\Pi}^I \cdot P_1^I = 3_1 \cdot i_{\Pi}^I \cdot 2_3 = 6$$

$$Z_2 = P_1^0 \cdot i_{\Pi}^{II} \cdot P_1^{II} = 3_1 \cdot i_{\Pi}^{II} \cdot 3_3 = 9$$

$$\text{Или } Z = Z_1 + Z_2 = 6 + 9 = 15$$

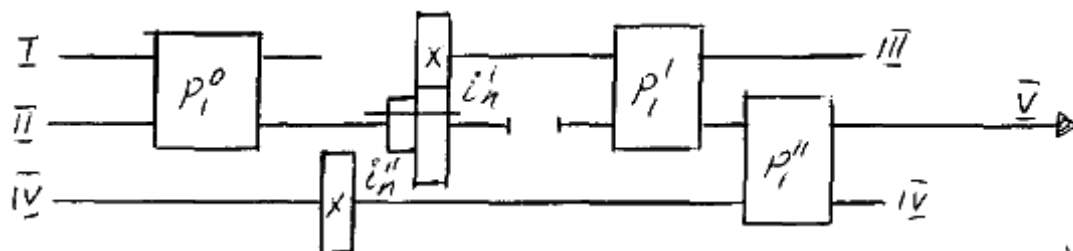


Рис. 2. Структура привода вида БШ с учетом формулы $Z = 3_1(2_3+3_3)$ и групп передач.

Структурная сетка для $Z = 3_1(2_3+3_3) = 15$ представлена на рис.3

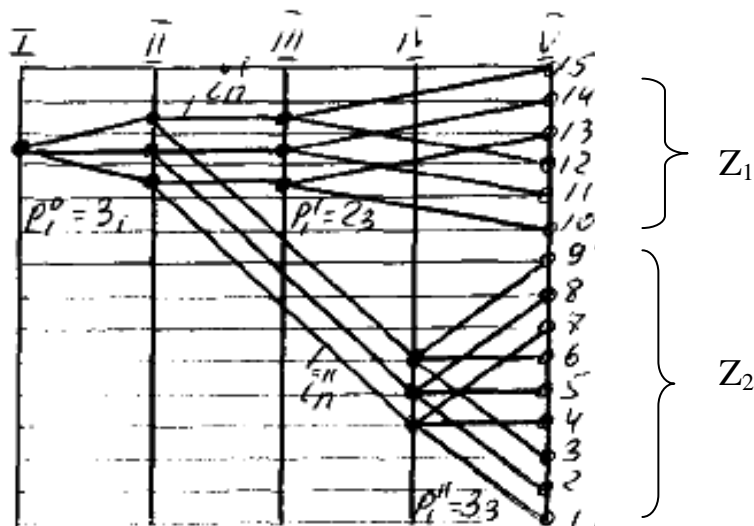


Рис.3. Структурная сетка привода.

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:

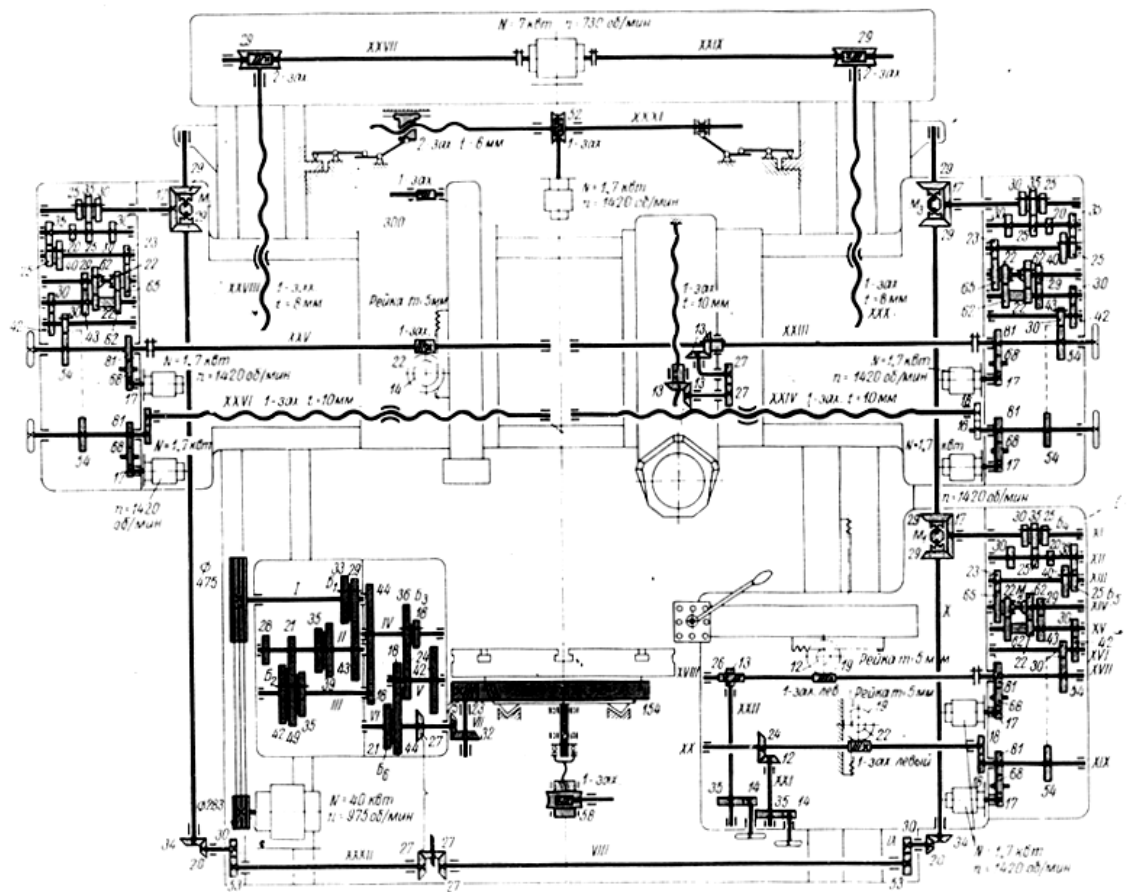
- тип электродвигателя 4А320S4У3;
- мощность $N = 40$ кВт;
- частота вращения при номинальной мощности $n_n = 960$ об/мин.

Принимая во внимание частоты вращения базового станка, а также $\varphi=1,41$ и $Z=15$ задаемся $n_1=n_{\min}=1,4$ об/мин. По Нормали станкостроения Н11-1 получаем промежуточные и n_{\max} частоты вращения шпинделя:

$n_1=1,4$ об/мин	$n_2=2,0$ об/мин	$n_3=2,8$ об/мин
$n_4=4,0$ об/мин	$n_5=5,6$ об/мин	$n_6=8,0$ об/мин
$n_7=11,2$ об/мин	$n_8=16,0$ об/мин	$n_9=22,4$ об/мин
$n_{10}=31,5$ об/ мин	$n_{11}=45$ об/ мин	$n_{12}=63$ об/ мин
$n_{13}=90$ об/ мин	$n_{14}=125$ об/ мин	$n_{15}=180$ об/ мин

Станок предназначен для обточки и расточки цилиндрических и фасонных поверхностей, подрезки торцов и сверления отверстий в массивных деталях класса дисков и втулок, высота которых не превышает 2 диаметров.

На выходном валу коробки скоростей расположено коническое зубчатое колесо, передающее движение на привод пода суппортов.



- вал I' с клиноременной передачей, обеспечивающие передачу движения от вала электродвигателя на I входной вал коробки скоростей;

При построении графика частот вращения шпинделя необходимо принять во внимание, что для $\phi = 1,41$ число допустимых интервалов может быть: понижающих – 4, повышающих – 2.

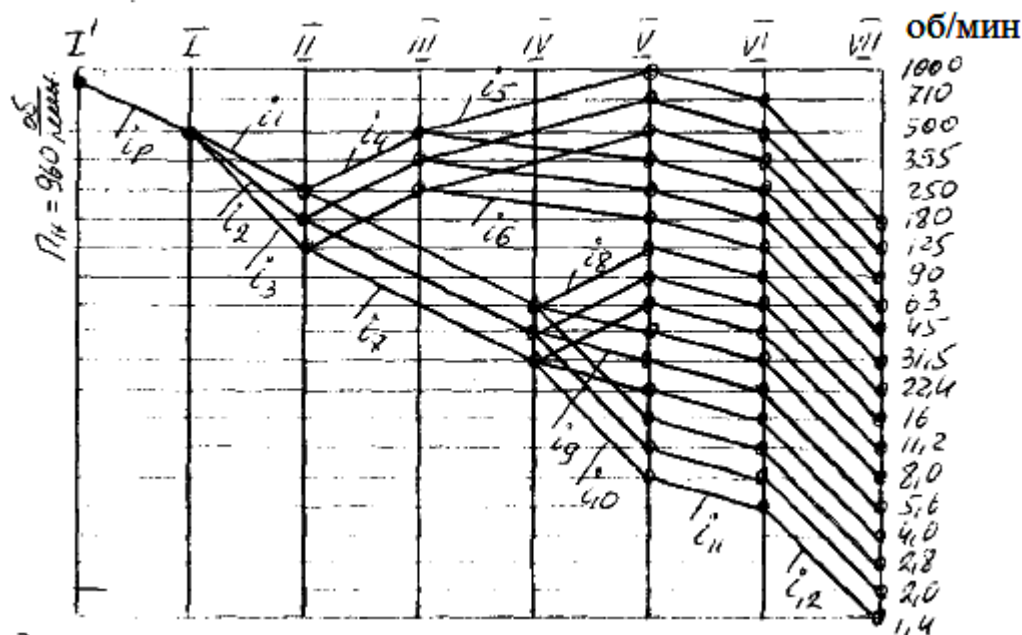


Рис. 5 – График частот вращения

По рис. 5 определяем передаточные отношения:

- ременной передачи $i_p = 500/960 = 0,52$. Учитывая, что $i_p = D_1/D_2 = 0,52$ и принимая по базовому станку $D_2 = 475\text{мм}$, получаем $D_1 = D_2 \cdot i_p = 475 \cdot 0,52 = 247\text{мм}$;

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

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

$$i_1 = \phi^{-2} = 1/1,41^2; \quad i_2 = \phi^{-3} = 1/1,41^3; \quad i_3 = \phi^{-4} = 1/1,41^4; \quad i_4 = \phi^2 = 1,41^2; \quad i_5 = \phi^2 = 1,41^2;$$

$$i_6 = \phi^{-1} = \frac{1}{1,41}; \quad i_7 = \phi^{-4} = 1/1,41^4; \quad i_8 = \phi^2 = 1,41^2; \quad i_9 = \phi^{-1} = 1/1,41; \quad i_{10} = \phi^{-4} = 1/1,41^4;$$

$$i_{11} = \phi^{-1} = 1/1,41; \quad i_{12} = \phi^{-4} = 1/1,41^4;$$

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 и валом I' , соединенным с входным валом коробки скоростей клиноременной ременной передачей D_1 - D_2 ;

- коробка скоростей представлена в соответствии с разработанной структурой привода;

- валы VI и VII – для понижения частот вращения планшайбы при применении конической и цилиндрической передач.

- на выходном валу V коробки скоростей применено косозубое зубчатое $z_{24} = 50$, передающее движение на коробку подач.

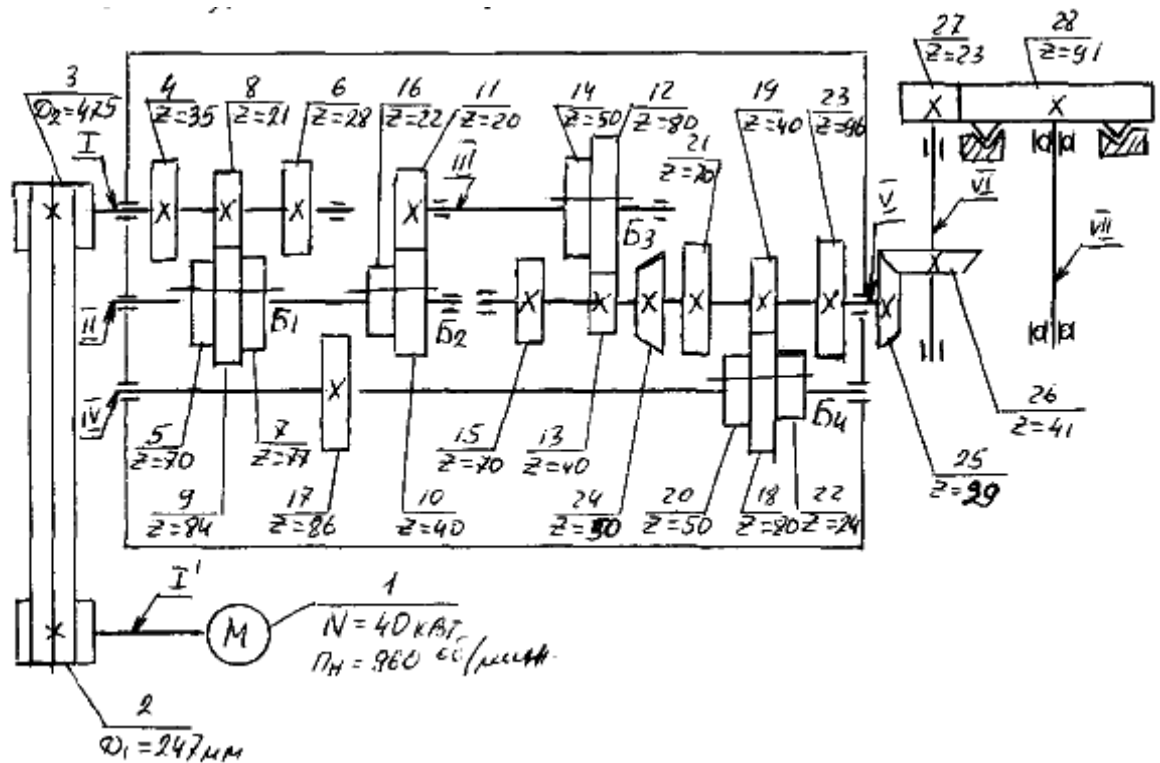


Рис. 6. Кинематическая схема привода главного движения

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 $P''_1 = 3_3$ (блок Б4) с передаточными отношениями:

$$i_8 = \frac{Z_{18}}{Z_{19}} = 1,41^2 \quad i_9 = \frac{Z_{20}}{Z_{21}} = \frac{1}{1,41} \quad i_{10} = \frac{Z_{22}}{Z_{23}} = \frac{1}{1,41^4}$$

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

$$i_8 = \frac{f_8}{q_8} \approx \frac{2}{1} \quad i_9 = \frac{f_9}{q_9} \approx \frac{5}{7} \quad i_{10} = \frac{f_{10}}{q_{10}} \approx \frac{1}{4}$$

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

$$f_8 + q_8 = 2 + 1 = 3$$

$$f_9 + q_9 = 5 + 7 = 12$$

$$f_{10} + q_{10} = 1 + 4 = 5$$

Таким образом $K = 60$

Определим E_{\min} для зубчатой передачи с i_{10} :

$$E_{\min} = \frac{17(f_{10} + q_{10})}{K \cdot f_{10}} = \frac{17(1 + 4)}{60 \cdot 1} = 1,4$$

Принимаем $E_{\min} = 2$

Сумма чисел зубьев сопряженных колес: $2Z_0 = K \cdot E_{\min} = 60 \cdot 2 = 120$

По Нормали Н21-5 задавшись модулем зубчатых колес $m = 5 \text{ мм}$ получаем $2Z_0 = 120$, при этом межосевое расстояние между валами составляет

$$A_{IV-V}=365\text{мм.}$$

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\begin{aligned} Z_{18} &= 2Z_0 \frac{f_8}{f_8 + q_8} = 120 \frac{2}{2+1} = 80 & Z_{19} &= 2Z_0 \frac{f_8}{f_8 + q_8} = 120 \frac{1}{2+1} = 40 \\ Z_{20} &= 2Z_0 \frac{f_9}{f_9 + q_9} = 120 \frac{5}{5+7} = 50 & Z_{21} &= 2Z_0 \frac{q_9}{f_9 + q_9} = 120 \frac{7}{5+7} = 70 \\ Z_{22} &= 2Z_0 \frac{f_{10}}{f_{10} + q_{10}} = 120 \frac{1}{1+4} = 24 & Z_{23} &= 2Z_0 \frac{q_{10}}{f_{10} + q_{10}} = 120 \frac{4}{1+4} = 96 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Проверка: } Z_{18} + Z_{19} &= Z_{20} + Z_{21} = Z_{22} + Z_{23} = 2Z_0 \\ 80 + 40 &= 50 + 70 = 24 + 96 = 120 \end{aligned}$$

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

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

Расчет чисел зубьев зубчатой передачи между II и IV валами:

Передача движения между валами обеспечивается постоянной зубчатой передачей $i_7 = z_{16}/z_{17} = 1/1,41^4$. Для обеспечения минимальных радиальных размеров коробки скоростей принимаем $z_{16} = 20$.

Тогда $z_{17} = 1,41^4 \cdot z_{16} = 1,41^4 \cdot 20 = 79$. Сумма зубьев сопряженных колес равна $2Z_0 = z_{16} + z_{17} = 20 + 79 = 99$. По Н21-5 при $m = 5\text{мм}$ принимаем $2Z_0 = 108$ ($A_{II-IV} = 270\text{мм}$).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{aligned} Z_{16} + Z_{17} &= 108 \\ \frac{Z_{16}}{Z_{17}} &= 1/1,41^4 \end{aligned} \right\} \quad \begin{aligned} Z_{17} &= 1,41^4 Z_{16}; \quad Z_{16} + 1,41^4 Z_{16} = 108; \quad Z_{16} = 22; \quad Z_{17} = 108 - 22 = 86 \end{aligned}$$

Расчет чисел зубьев колес между III и V валами:

В передаче движения между валами участвуют блок зубчатых колес B_3 , имеющие: $i_5 = z_{12}/z_{13} = 1,41^2$ и $i_6 = z_{14}/z_{15} = 1/1,41$. Приняв во внимание, что для i_5 наименьшее зубчатое колесо расположено на V валу, который может иметь значительные размеры, принимаем $z_{13} = 40$. Тогда $z_{12} = 1,41^2 \cdot z_{13} = 1,41^2 \cdot 40 = 80$. Сумма зубьев сопряженных колес равна $2Z_0 = z_{12} + z_{13} = 80 + 40 = 120$. По Н21-5 при $m = 6\text{мм}$ принимаем $2Z_0 = 120$ ($A_{III-IV} = 360\text{мм}$).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{aligned} Z_{12} + Z_{13} &= 120 \\ \frac{Z_{12}}{Z_{13}} &= 1,41^2 \end{aligned} \right\} \quad \begin{aligned} Z_{12} &= 1,41^2 Z_{13}; \quad Z_{13} + 1,41^2 Z_{13} = 120; \quad Z_{13} = 40; \quad Z_{12} = 120 - 40 = 80 \end{aligned}$$

$$\left\{ \begin{aligned} Z_{14} + Z_{15} &= 120 \\ \frac{Z_{14}}{Z_{15}} &= 1/1,41 \end{aligned} \right\} \quad \begin{aligned} Z_{15} &= 1,41 Z_{14}; \quad Z_{14} + 1,41 Z_{14} = 120; \quad Z_{14} = 50; \quad Z_{15} = 120 - 50 = 70 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Проверка: } Z_{12} + Z_{13} &= Z_{14} + Z_{15} = 2Z_0 \\ 80 + 40 &= 50 + 70 = 120 \end{aligned}$$

Расчет чисел зубьев колес между II и III валами:

Передача движения между валами обеспечивается постоянной зубчатой передачей $i_4 = z_{10}/z_{11} = 1,41^2$. Приняв для i_4 , что $z_{11} = 20$, как наименьшее из колес в данной передаче, получаем $z_{10} = 1,41^2 \cdot z_{11} = 1,41^2 \cdot 20 = 40$. Сумма зубьев сопряженных колес равна $2Z_0 = Z_{10} + Z_{11} = 40 + 20 = 60$. По Н21-5 при $m = 5$ мм принимаем $2Z_0 = 60$ ($A_{II-III} = 150$ мм).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{10} + Z_{11} = 60 \\ \frac{Z_{10}}{Z_{11}} = 1,41^2 \end{array} \right\} \quad Z_{10} = 1,41^2 Z_{11}; \quad Z_{11} + 1,41^2 Z_{11} = 60; \quad Z_{11} = 20; \quad Z_{10} = 60 - 20 = 40$$

Расчет чисел зубьев колес между I и II валами:

В передаче движения между валами участвуют тройной блок зубчатых колес B_1 , имеющие: $i_1 = z_4/z_5 = 1/1,41^2$, $i_2 = z_6/z_7 = 1/1,41^3$ и $i_3 = z_8/z_9 = 1/1,41^4$. Приняв для i_3 , что $z_8 = 20$, получаем $z_9 = 1,41^4 \cdot z_8 = 1,41^4 \cdot 20 = 79$. Сумма зубьев сопряженных колес равна $2Z_0 = Z_8 + Z_9 = 20 + 79 = 99$. По Н21-5 при $m = 4$ мм принимаем $2Z_0 = 105$ ($A_{I-II} = 210$ мм).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_4 + Z_5 = 105 \\ \frac{Z_4}{Z_5} = 1/1,41^2 \end{array} \right\} \quad Z_5 = 1,41^2 Z_4; \quad Z_4 + 1,41^2 Z_4 = 105; \quad Z_4 = 35; \quad Z_5 = 105 - 35 = 70$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_6 + Z_7 = 105 \\ \frac{Z_6}{Z_7} = \frac{1}{1,41^3} \end{array} \right\} \quad Z_7 = 1,41^3 Z_6; \quad Z_6 + 1,41^3 Z_6 = 105; \quad Z_6 = 28; \quad Z_7 = 105 - 28 = 77$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_8 + Z_9 = 105 \\ \frac{Z_8}{Z_9} = \frac{1}{1,41^4} \end{array} \right\} \quad Z_9 = 1,41^4 Z_8; \quad Z_8 + 1,41^4 Z_8 = 105; \quad Z_8 = 21; \quad Z_9 = 105 - 21 = 84$$

$$\begin{aligned} \text{Проверка: } Z_4 + Z_5 &= Z_6 + Z_7 = Z_8 + Z_9 = 2Z_0 \\ 35 + 70 &= 28 + 77 = 21 + 84 = 105 \end{aligned}$$

Для определения кинематической точности привода главного движения кинематических цепей, в состав которых входит наиболее нагруженная группа передач $P_1'' = 3_3$ (т.е. для кинематической цепи Z_2) необходимо составить уравнения кинематического баланса, определить действительные значения частот вращения шпинделя ($n_{1д} \dots n_{9д}$), вычислить величину погрешности по формуле:

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

$$[\Delta n] = \pm 10(\varphi - 1) = \pm 10(1,41 - 1) = \pm 4,1\%.$$

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

$$i_p = \frac{247}{475}; \quad i_1 = \frac{35}{70} = 0,5; \quad i_2 = 23; \quad i_3 = \frac{21}{84} = 0,25; \quad i_7 = \frac{22}{86} = 0,256; \quad i_8 = \frac{80}{40} = 2; \quad i_9 = \frac{50}{70} = 0,714;$$

Числа зубьев понижающих передач к шпинделю (от вала V к валу VII) приняты следующим образом с учетом базового станка: $i_{11} = \frac{z_{25}}{z_{26}} = \frac{1}{1,41}$. Приняв

$$Z_{25} = 29, \text{ получаем } z_{26} = 1,41 \cdot z_{25} = 1,41 \cdot 29 = 41 \text{ (} m = 8 \text{ мм)}. \text{ Таким образом } i_{11} = \frac{z_{25}}{z_{26}} = \frac{29}{41}.$$

Для передачи $i_{12} = \frac{z_{27}}{z_{28}} = \frac{1}{1,41^4}$. по базовому станку принимаем $z_{27}=23$. Тогда

$$z_{28}=1,41^4 \cdot z_{27}=1,41^4 \cdot 23=91 \text{ (m=8мм)}. \text{ Таким образом } i_{12} = \frac{z_{27}}{z_{28}} = \frac{23}{91}.$$

$n_1 = 960 \frac{247}{475} 0,95 \frac{21}{84} \frac{22}{86} \frac{24}{96} \frac{29}{41} \frac{23}{91} = 1,39 \text{об/мин}$	$\Delta n_1 = \frac{1,39 - 1,4}{1,4} 100 = 0,7\%$
$n_2 = 960 \frac{247}{475} 0,95 \frac{28}{77} \frac{22}{86} \frac{24}{96} \frac{29}{41} \frac{23}{91} = 2,03 \text{об/мин}$	$\Delta n_2 = \frac{2,03 - 2,0}{2,0} 100 = 1,5\%$
$n_3 = 960 \frac{247}{475} 0,95 \frac{35}{70} \frac{22}{86} \frac{24}{96} \frac{29}{41} \frac{23}{91} = 2,79 \text{об/мин}$	$\Delta n_3 = \frac{2,79 - 2,8}{2,8} 100 = 0,4\%$
$n_4 = 960 \frac{247}{475} 0,95 \frac{21}{84} \frac{22}{86} \frac{50}{70} \frac{29}{41} \frac{23}{91} = 3,99 \text{об/мин}$	$\Delta n_4 = \frac{3,99 - 4,0}{4,0} 100 = 0,7\%$
$n_5 = 960 \frac{247}{475} 0,95 \frac{21}{84} \frac{22}{86} \frac{50}{70} \frac{29}{41} \frac{23}{91} = 5,81 \text{об/мин}$	$\Delta n_5 = \frac{5,81 - 5,6}{5,6} 100 = 3,7\%$
$n_6 = 960 \frac{247}{475} 0,95 \frac{28}{77} \frac{22}{86} \frac{50}{70} \frac{29}{41} \frac{23}{91} = 7,99 \text{об/мин}$	$\Delta n_6 = \frac{7,99 - 8,0}{8,0} 100 = 0,3\%$
$n_7 = 960 \frac{247}{475} 0,95 \frac{35}{70} \frac{22}{86} \frac{50}{70} \frac{29}{41} \frac{23}{91} = 11,19 \text{об/мин}$	$\Delta n_7 = \frac{11,19 - 11,2}{11,2} 100 = 0,7\%$
$n_8 = 960 \frac{247}{475} 0,95 \frac{28}{77} \frac{22}{86} \frac{80}{40} \frac{29}{41} \frac{23}{91} = 16,27 \text{об/мин}$	$\Delta n_8 = \frac{16,27 - 16,0}{16,0} 100 = 1,7\%$
$n_9 = 960 \frac{247}{475} 0,95 \frac{35}{70} \frac{22}{86} \frac{80}{40} \frac{29}{41} \frac{23}{91} = 22,37 \text{об/мин}$	$\Delta n_9 = \frac{22,37 - 22,4}{22,4} 100 = 0,2\%$

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:

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

где: $\eta_p=0,98$ – КПД ременной передачи.

$$N_I = 40 \cdot 0,98 = 39,2 \text{ кВт}$$

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

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

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

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

$$N_{II} = 0,95 \cdot N_I = 0,95 \cdot 39,2 = 37,2 \text{ кВт}$$

$$N_{III} = 0,95 \cdot N_{II} = 0,95 \cdot 37,2 = 35,3$$

$$N_{IV} = 0,95 \cdot N_{III} = 0,95 \cdot 35,3 = 33,6 \text{ кВт}$$

$$N_V = 0,95 \cdot N_{IV} = 0,95 \cdot 33,6 = 31,9 \text{ кВт}$$

$$N_{VI} = 0,95 \cdot N_V = 0,95 \cdot 31,9 = 30,3 \text{ кВт}$$

$$N_{VII} = 0,95 \cdot N_{VI} = 0,95 \cdot 30,3 = 28,8 \text{ кВт}$$

Максимальные крутящие моменты на валах привода определяются по формулам:

$$\text{ - на I валу коробки скоростей: } M_I = \frac{M_{\text{дв.}}}{i_p} \eta_p, \text{ нм};$$

где: $M_{\text{дв.}} = \frac{N_{\text{дв.}} \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_n} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 960} = 398 \text{ нм}$ – крутящий момент на валу электродвигателя.

$$M_I = \frac{398}{0,52} 0,98 = 650 \text{ нм}$$

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

$$M_{II} = \frac{M_I}{i_3} 0,95 = 650 \cdot 1,41^4 \cdot 0,95 = 2440 \text{ нм} \quad M_{III} = \frac{M_{II}}{i_4} 0,95 = \frac{2440}{1,41^2} \cdot 0,95 = 1166 \text{ нм}$$

$$M_{IV} = \frac{M_{II}}{i_7} 0,95 = 2440 \cdot 1,41^4 \cdot 0,95 = 9162 \text{ нм} \quad M_V = \frac{M_{IV}}{i_{10}} 0,95 = 9162 \cdot 1,41^4 \cdot 0,95 = 34402 \text{ нм}$$

$$M_{VI} = \frac{M_V}{i_{11}} 0,95 = 34402 \cdot 1,41 \cdot 0,95 = 46081 \text{ нм}$$

$$M_{VII} = \frac{M_{VI}}{i_{12}} 0,95 = 46081 \cdot 1,41^4 \cdot 0,95 = 173032 \text{ нм}$$

Предварительное определение диаметров валов:

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

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

Принимаем $[\tau] = 20 \text{ МПа}$. Учитывая постоянную данной формулы

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

$$d_{I'} = \sqrt[3]{398 \cdot 250} = 46,3 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{I'} = 50 \text{ мм}$

$$d_I = \sqrt[3]{650 \cdot 250} = 54,5 \text{ мм}$$

Принимаем $d_I = 55 \text{ мм}$

$$d_{II} = \sqrt[3]{2440 \cdot 250} = 84,8 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{II} = 85 \text{ мм}$

$$d_{III} = \sqrt[3]{1166 \cdot 250} = 66,3 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{III} = 70 \text{ мм}$

$$d_{IV} = \sqrt[3]{9162 \cdot 250} = 131,8 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{IV} = 135 \text{ мм}$

$$d_V = \sqrt[3]{34402 \cdot 250} = 214,8 \text{ мм}$$

Принимаем $d_V = 215 \text{ мм}$

$$d_{VI} = \sqrt[3]{46081 \cdot 250} = 225,8 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{VI} = 230 \text{ мм}$

$$d_{VII} = \sqrt[3]{173032 \cdot 250} = 351,1 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{VII} = 355 \text{ мм}$

Для V и IV валов наиболее нагруженной группы передач с учетом базового станка выбираем подшипники качения:

- для V вала – шарикоподшипник радиально-упорный однорядный со скосом на одном из колец 66443 по ГОСТ831-75: внутренний диаметр $d=215 \text{ мм}$, наружный диаметр $D=380 \text{ мм}$, ширина $B=65 \text{ мм}$;

- для IV вала - шарикоподшипник радиальный однорядный 427 по ГОСТ 8338-75: внутренний диаметр $d=135 \text{ мм}$, наружный диаметр $D=280 \text{ мм}$, ширина $B=58 \text{ мм}$;

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_{18}/Z_{19}	6	80/40	480/240	492/252	465/225	50/56
Z_{20}/Z_{21}	6	50/70	300/420	312/432	285/405	50/56
Z_{22}/Z_{23}	6	24/96	144/576	156/588	129/561	50/56

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_{14}/z_{15}	z_{16}/z_{17}	Z_{24}	z_{25}/z_{26}	z_{27}/z_{28}
m, мм	4			6			5	6	8	10
Z	35/70	28/77	21/84	40/20	80/40	50/70	22/86	50	29/41	23/91
d, мм	$\frac{140}{280}$	$\frac{112}{308}$	$\frac{84}{386}$	$\frac{240}{120}$	$\frac{480}{240}$	$\frac{300}{420}$	$\frac{110}{430}$	300	$\frac{232}{328}$	$\frac{230}{910}$

Расчет межосевых расстояний:

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

A_{I-I} - принимается конструктивно;

$$A_{I-II} = \frac{105 \cdot 4}{2} = 210 \text{ мм}$$

$$A_{II-III} = \frac{60 \cdot 5}{2} = 150 \text{ мм}$$

$$A_{III-IV} = \frac{120 \cdot 6}{2} = 360 \text{ мм}$$

$$A_{II-IV} = \frac{108 \cdot 5}{2} = 270 \text{ мм}$$

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

$$A_{IV-V} = \left(\frac{1}{i_{10}} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{340000}{[\sigma_K] \cdot 1/i_{10}} \right)^2 \cdot \frac{1}{\psi_a} \cdot \frac{k \cdot N}{n} } \text{ см},$$

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.

$$A_{IV-V} = (1,41^4 + 1) \sqrt[3]{ \left(\frac{340000}{5880 \cdot 1,41^4} \right)^2 \cdot \frac{1}{0,12} \cdot \frac{1,5 \cdot 33,6}{8,0} } = 110,5 \text{ см} = 1105 \text{ мм}$$

Учитывая, что по условиям контактной прочности зубчатого колеса межосевое расстояние между валами IV-V наиболее нагруженной группы передач допускается до 1105 мм, принимаем ранее рассчитанное $A_{IV-V} = 360 \text{ мм}$.

8. Разработать эскизную компоновку коробки скоростей.

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

- толщина корпуса: $\delta = 0,025 \cdot A + 3 = 0,025 \cdot 360 + 3 = 12 \text{ мм}$;
- расстояние от торца зубчатого колеса до внутренней стенки корпуса:
 $a = (1,0 \dots 1,2) \delta = 1,2 \cdot 12 = 14,4 \text{ мм}$
- расстояние от наибольшего диаметра колеса до смежного вала:
 $c \geq 0,4 \delta = 0,4 \cdot 12 = 4,8 \text{ мм}$
- минимальное расстояние между торцами соседних зубчатых колес:
 $e = (0,4 \dots 0,6) \delta = 0,6 \cdot 12 = 7,2 \text{ мм}$
- расстояние от венца зубчатого колеса до днища корпуса:
 $b \geq 3 \delta = 3 \cdot 12 = 36 \text{ мм}$
- толщина крышки: $\delta_1 = (0,7 \dots 0,8) \delta = 0,8 \cdot 12 = 9,6 \text{ мм}$

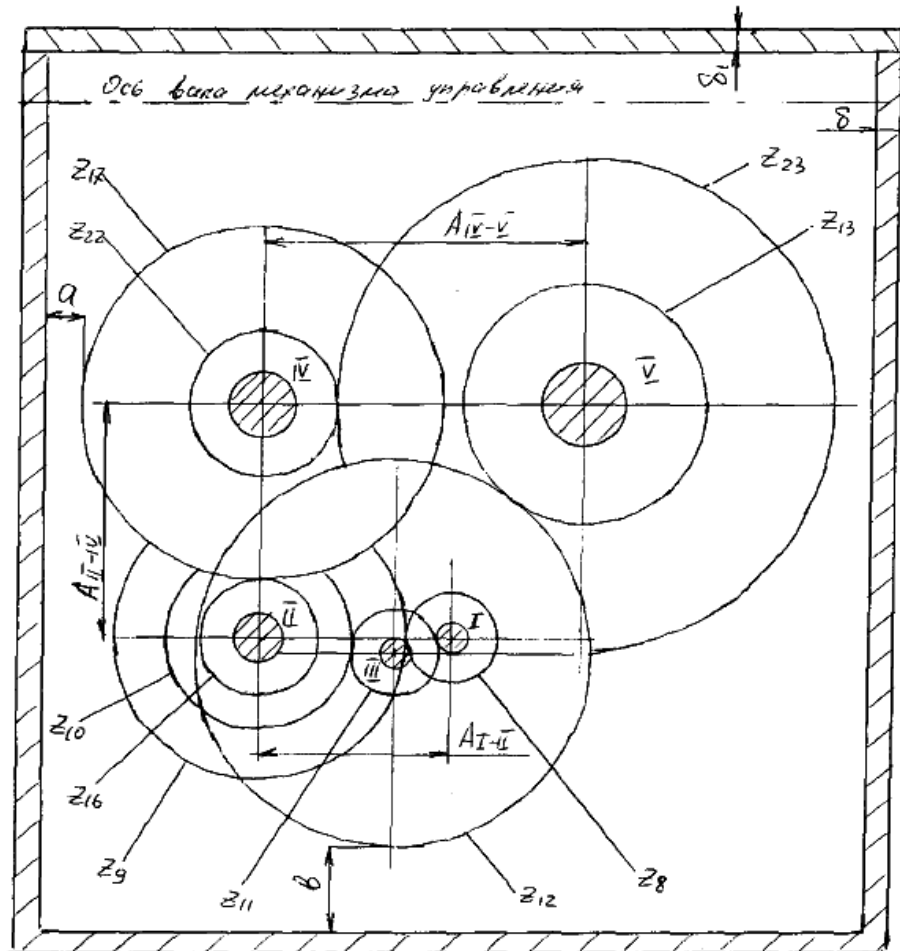


Рис.7. Эскизная компоновка свертки коробки скоростей.

9. Уточненный расчет наиболее нагруженного вала.

Наиболее нагруженным валов в последней переборной группе передач (наиболее нагруженной группе передач) коробки скоростей является V вал, передающий крутящий момент $M_{кр} = 34402$ нм зубчатой передачей $z_{22}/z_{23}=24/96$.

Далее этот момент распределяется на преодоление сил резания ($M_{кр.р}$) и привод подач ($M_{кр.п}$) через зубчатое колесо $z_{24}=50$. Принимаем $M_{кр.п} = 0,25 \cdot M_{кр} = 0,25 \cdot 34402 = 8600$ нм. Тогда $M_{кр.р} = M_{кр} - M_{кр.п} = 34402 - 8600 = 25802$ нм.

Схема нагружения V 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:

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

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

Определяем силы, действующие в зубчатых зацеплениях:

$$\text{в передаче } \frac{z_{22}}{z_{23}} : F_t = \frac{2M_{кр}}{D_{21}} = \frac{2 \cdot 34402}{0,576} = 119451 \text{ н}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 119451 \cdot 0,364 = 43480 \text{ н.}$$

$$\text{- в передаче } \frac{z_{25}}{z_{26}} : F_t^{\parallel} = \frac{2M_{\kappa.p}}{D_{21}} = \frac{2 \cdot 25802}{0,576} = 222431 \text{ Н}$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 222431 \cdot 0,364 = 80964 \text{ Н.}$$

$$\text{- в передаче с } z_{24} \text{ на коробку подач: } F_t^{\parallel} = \frac{2M_{\kappa.п}}{D_{23}} = \frac{2 \cdot 8600}{0,300} = 57333 \text{ Н}$$

$$F_r^{\parallel} = F_t^{\parallel} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 57333 \cdot 0,364 = 20869 \text{ Н;}$$

Определяем реакции в опорах:

- горизонтальная плоскость:

$$\sum M_A = 0 \quad -F_t^{\parallel} \cdot 0,545 + F_r \cdot 0,898 - R_B^{\Gamma} \cdot 0,978 + F_t^{\parallel} \cdot 1,128 = 0$$

$$R_B^{\Gamma} = \frac{-F_t^{\parallel} \cdot 0,545 + F_r \cdot 0,898 + F_t^{\parallel} \cdot 1,128}{0,978} = \frac{-57333 \cdot 0,545 + 43480 \cdot 0,898 + 222431 \cdot 1,128}{0,978} = 264520 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0 \quad R_A^{\Gamma} \cdot 0,978 + F_t^{\parallel} \cdot 0,433 - F_r \cdot 0,08 + F_t^{\parallel} \cdot 0,15 = 0$$

$$R_A^{\Gamma} = \frac{-F_t^{\parallel} \cdot 0,433 + F_r \cdot 0,08 - F_t^{\parallel} \cdot 0,15}{0,978} = \frac{-57333 \cdot 0,433 + 43480 \cdot 0,08 - 222431 \cdot 0,15}{0,978} = -55941 \text{ Н}$$

- вертикальная плоскость:

$$\sum M_A = 0 \quad F_r^{\parallel} \cdot 0,545 - F_t \cdot 0,898 - R_B^B \cdot 0,978 - F_r^{\parallel} \cdot 1,128 = 0$$

$$R_B^B = \frac{F_r^{\parallel} \cdot 0,545 - F_t \cdot 0,898 - F_r^{\parallel} \cdot 1,128}{0,978} = \frac{20869 \cdot 0,545 - 119451 \cdot 0,46 - 80964 \cdot 1,128}{0,978} = -191432 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0 \quad R_A^B \cdot 0,978 - F_r^{\parallel} \cdot 0,433 + F_t \cdot 0,08 - F_r^{\parallel} \cdot 0,15 = 0$$

$$R_A^B = \frac{F_r^{\parallel} \cdot 0,433 - F_t \cdot 0,08 + F_r^{\parallel} \cdot 0,15}{0,978} = \frac{20869 \cdot 0,433 - 119451 \cdot 0,08 + 80964 \cdot 0,15}{0,978} = 11885 \text{ Н}$$

Полные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{(R_A^{\Gamma})^2 + (R_A^B)^2} = \sqrt{55941^2 + 11885^2} = 57183 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^{\Gamma})^2 + (R_B^B)^2} = \sqrt{264520^2 + 191432^2} = 326522 \text{ Н}$$

Изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости:

$$M_{\text{И}}^C = R_A^{\Gamma} \cdot 0,545 = -55941 \cdot 0,545 = -30487 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{И}}^D = R_A^{\Gamma} \cdot 0,898 + F_t^{\parallel} \cdot 0,353 = -55941 \cdot 0,898 + 57333 \cdot 0,353 = -29997 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{И}}^B = R_A^{\Gamma} \cdot 0,978 + F_t^{\parallel} \cdot 0,433 - F_r \cdot 0,08 = -55941 \cdot 0,978 + 57333 \cdot 0,433 - 43480 \cdot 0,08 = -33363 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{И}}^E = R_A^{\Gamma} \cdot 1,128 + F_t^{\parallel} \cdot 0,583 - F_r \cdot 0,223 + R_B^{\Gamma} \cdot 0,15 = -55941 \cdot 1,128 + 57333 \cdot 0,583 - 43480 \cdot 0,23 + 264520 \cdot 0,15 = 0 \text{ Нм}$$

- в вертикальной плоскости:

$$M_{\text{И}}^C = R_A^B \cdot 0,545 = 11885 \cdot 0,545 = 6477 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{И}}^D = R_A^B \cdot 0,898 - F_r^{\parallel} \cdot 0,353 = 11885 \cdot 0,898 - 20869 \cdot 0,353 = 3306 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{И}}^B = R_A^B \cdot 0,978 - F_r^{\parallel} \cdot 0,433 + F_t \cdot 0,08 = 11885 \cdot 0,978 - 20869 \cdot 0,433 + 119451 \cdot 0,08 = 12143 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{И}}^E = R_A^B \cdot 1,128 - F_r^{\parallel} \cdot 0,583 + F_t \cdot 0,23 + R_B^B \cdot 0,15 = 11885 \cdot 1,128 - 20869 \cdot 0,583 + 119451 \cdot 0,23 - 191432 \cdot 0,15 = 0 \text{ Нм}$$

Результирующие изгибающие моменты:

$$M_{\text{И}}^C = \sqrt{30487^2 + 6477^2} = 31167 \text{ Нм} \quad M_{\text{И}}^B = \sqrt{33363^2 + 12143^2} = 35504 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{И}}^D = \sqrt{29997^2 + 3306^2} = 30178 \text{ Нм}$$

Эквивалентные моменты:

$$M_{\text{ЭКВ}}^C = \sqrt{(M_{\text{И}}^C)^2 + M_{\text{кр.п}}^2} = \sqrt{31167^2 + 8600^2} = 32331 \text{ НМ}$$

$$M_{\text{ЭКВ}}^D = \sqrt{(M_{\text{И}}^D)^2 + M_{\text{кр.п}}^2} = \sqrt{30178^2 + 34402^2} = 45762 \text{ НМ}$$

$$M_{\text{ЭКВ}}^B = \sqrt{(M_{\text{И}}^B)^2 + M_{\text{кр.п}}^2} = \sqrt{35504^2 + 34402^2} = 49437 \text{ НМ}$$

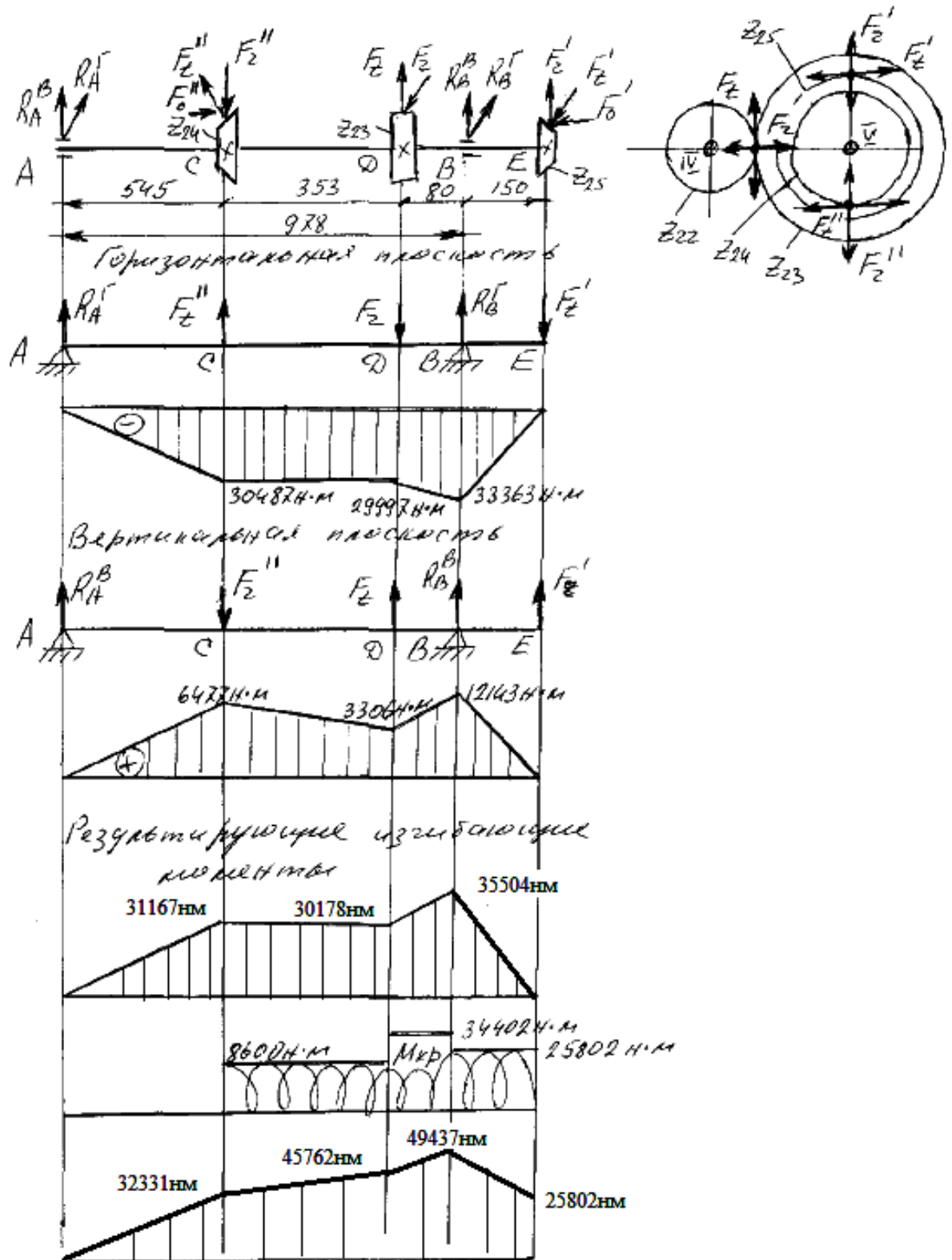


Рис.8. Схема нагружения V вала и эпюры моментов

Определяем диаметр V вала:

$d_v = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ}}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]_H}}$, где: $[\sigma_{-1}]_H = 5 \cdot 10^7 \frac{H}{M^2}$ - допускаемое напряжение материала вала на изгиб.

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{49437}{0,1 \cdot 5 \cdot 10^7}} = 0.214M = 214\text{мм}$$

Принимаем ранее рассчитанный диаметр V вала $d_v = 215 \text{ мм}$

10. Разработать компоновочную схему наиболее нагруженной группы передач.

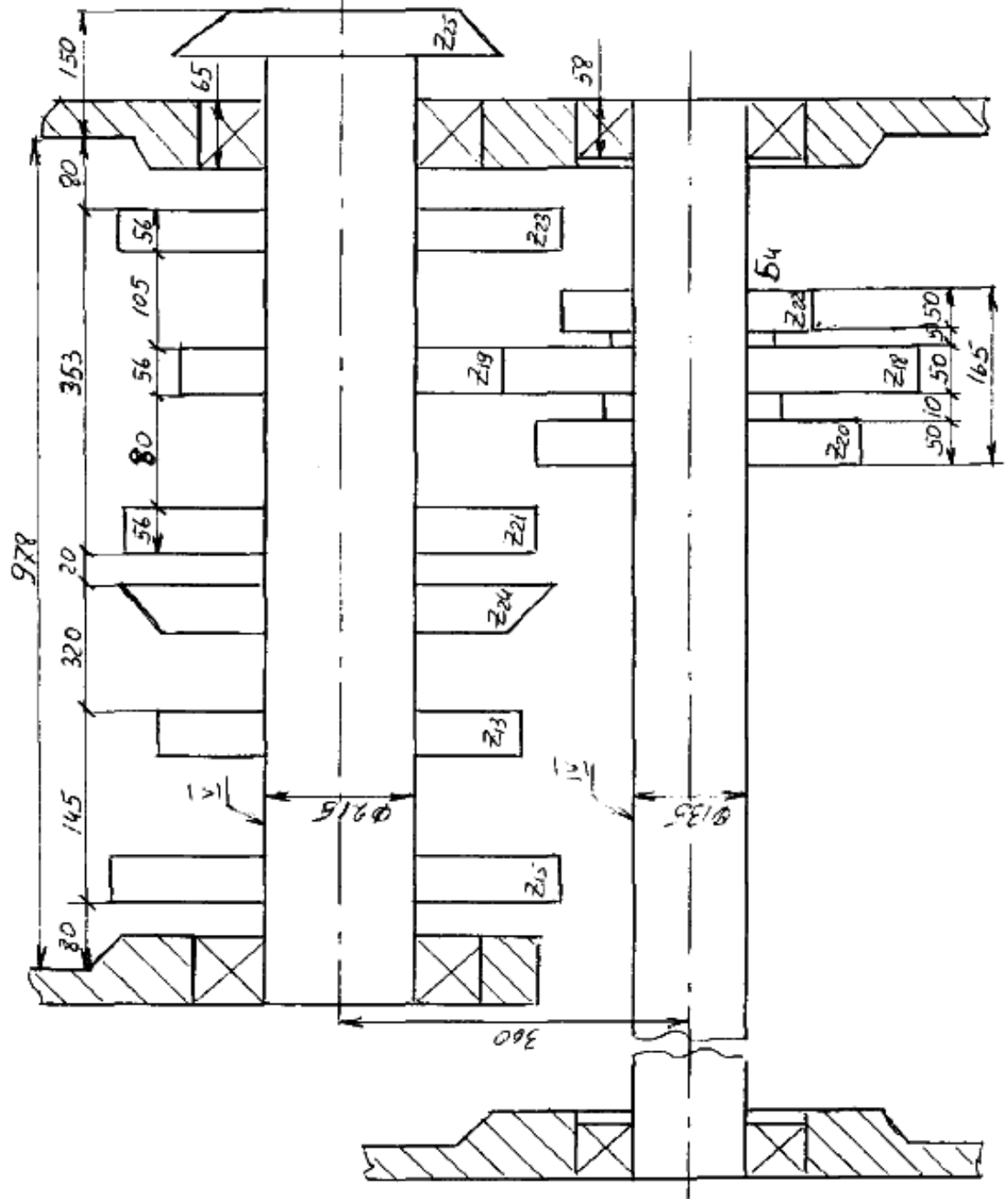


Рис.9.Компоновочная схема развертки наиболее нагруженной группы передач

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

Тройной блок B_4 , находящийся на IV валу перемещается от поворота рукоятки P (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 B .

Длина перемещения блока B_4 составляет $L=353\text{мм}$ (см.рис.9)

Определяем число оборотов вала A : $n_A = \frac{L}{\pi m z}$,

где m, z – модуль и число зубьев колес 2 и 3. Принимаем $m=2\text{мм}$, $z=20$.

$$\text{Тогда } n_A = \frac{353}{3,14 \cdot 2 \cdot 20} = 2,81 \text{ об}$$

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

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

$i_{3,с.} = \frac{R_2}{R_1}$, где R_1 и R_2 – соответственно радиусы зубчатого колеса 2 и сектора 1.

$R_1 = m z / 2 = 2 \cdot 20 / 2 = 20\text{мм}$. Принимаем $R_2 = 200\text{мм}$.

Тогда $n_P = \frac{n_A}{R_2 / R_1} = \frac{n_A \cdot R_1}{R_2} = \frac{2,81 \cdot 20}{200} = 0,281 \text{ об}$, что соответствует углу поворота рукоятки $\alpha = 0,185 \cdot 360^\circ = 10,2^\circ$.

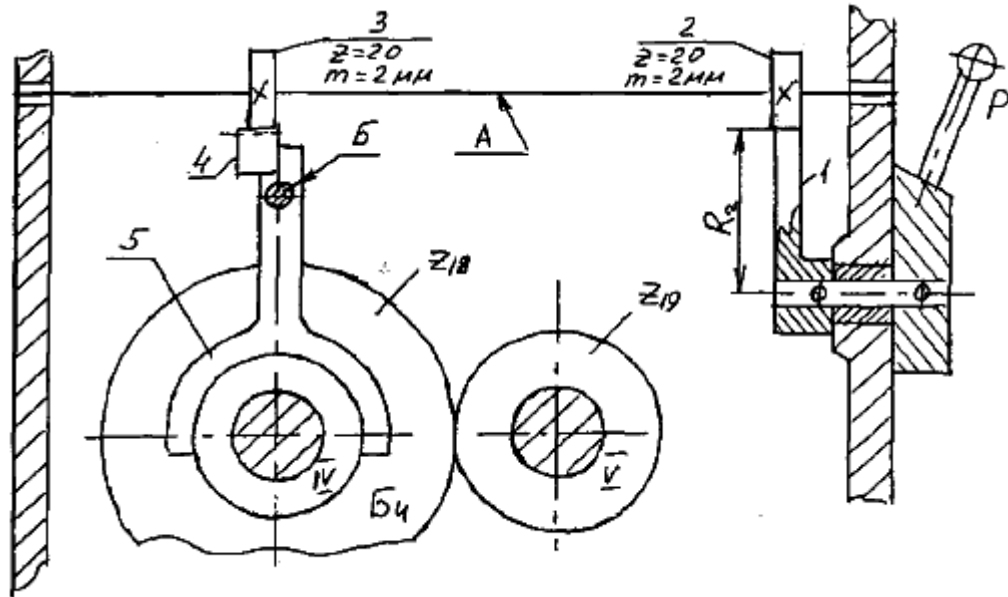


Рис.10 Схема механизма управления перемещением блока B_4

12. Начертить сборочный чертеж развертки наиболее нагруженной группы передач.

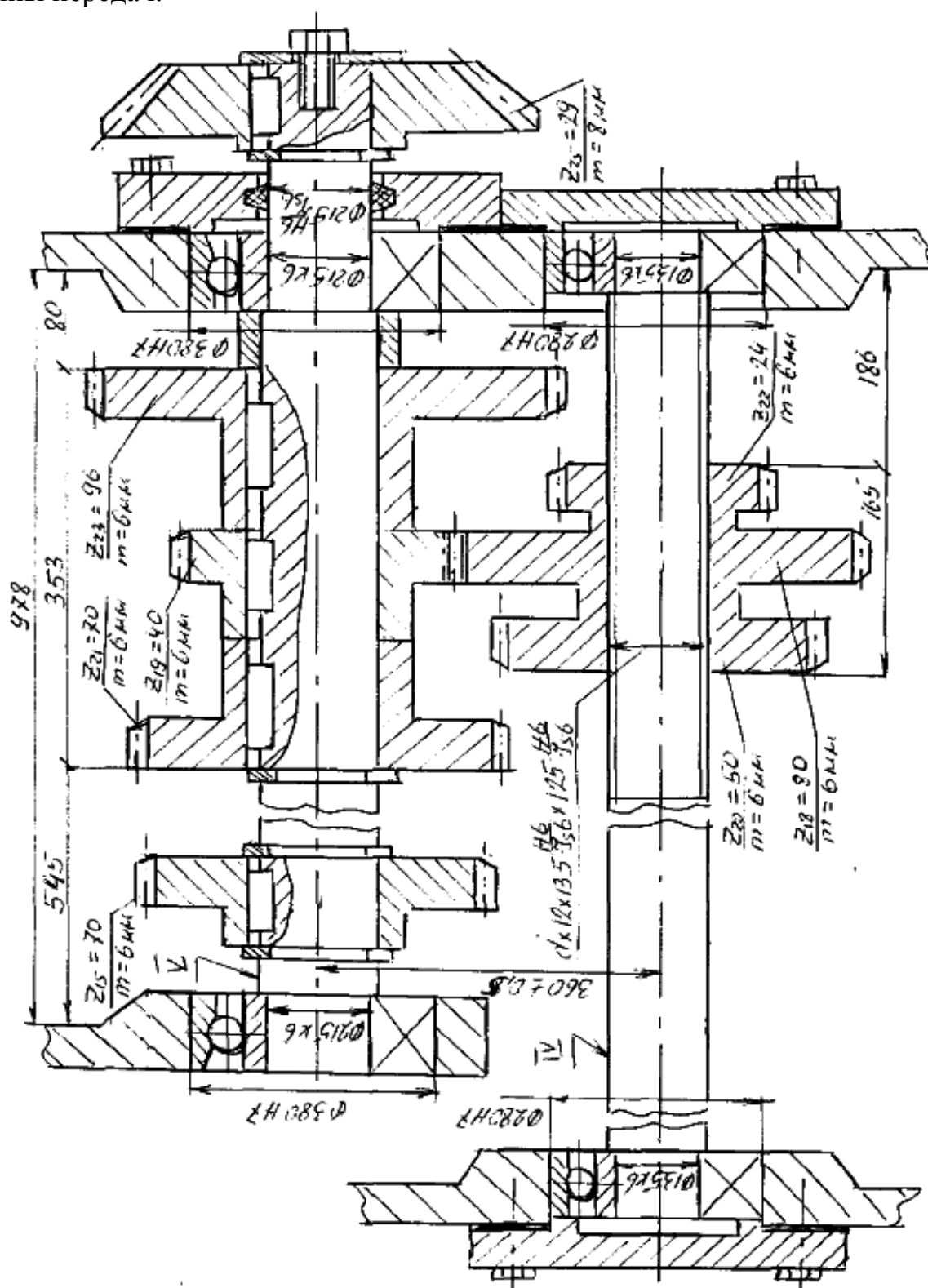


Рис. 11 Сборочный чертеж наиболее нагруженной группы передач

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).