

## Вариант №21

Исходные данные:

- число скоростей привода:  $Z = 14$ ;
- структурная формула привода:  $Z = 2(1 + 2+2\cdot 2)$ ;
- вид структуры: ВП;
- знаменатель ряда геометрической прогрессии:  $\phi = 1,41$ ;
- тип станка: внутришлифовальный. Принимаем станок модели 3А252.

### 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 ВП, которую в общем виде имеет вид:

$$Z = Z^0(1 + Z' + Z' \cdot Z''),$$

где:  $Z^0$  – основная структура привода;

$Z'$  и  $Z''$  – первая и вторая дополнительные структуры привода.

Основная, первая и вторая дополнительные структуры состоят из одной группы передач  $Z^0 = P^0_1$ ;  $Z' = P^1_1$ ;  $Z'' = P^2_1$ . Тогда с учетом групп передач структурную формулу можно представить в виде:

$$Z = P^0(1 + P^1_1 + P^1_1 \cdot P^2_1) = 2(1 + 2 + 2 \cdot 2),$$

где:  $P^0 = 2$  – основная группа передач;

$P^1_1 = 2$  и  $P^2_1 = 2$  – первая группа первой и второй дополнительных структур соответственно.

Цифры 2 определяют соответственно количество передач в группе.

С учетом характеристик передач в группе структурная формула представляется как:

$$Z = P^0_{x_0}(1 + P^1_{1x_1} + P^1_{1x_1} \cdot P^2_{1x_2}) = 2_{x_0}(1 + 2_{x_1} + 2_{x_1} \cdot 2_{x_2}),$$

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

$x_1 = x_0 \cdot P^1_1 = 1 \cdot 2 = 2$  – характеристика первой переборной группы передач;

$x_2 = x_1 \cdot P^1_1 = 2 \cdot 2 = 4$  – характеристика второй переборной группы передач

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

$$Z = P^0_{x_0}(1 + P^1_{1x_1} + P^1_{1x_1} \cdot P^2_{1x_2}) = 2_{x_0}(1 + 2_{x_1} + 2_{x_1} \cdot 2_{x_2}) = 2_1(1 + 2_2 + 2_2 \cdot 2_4),$$

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

где  $K_{\max} = x_2 = 4$

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

Равен  $R_{\Pi} = \phi^{K_{\max}} = 1,41^4 = 4$  (Условие выполнено).

Определяем возможное количество вариантов привода:

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

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

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

Таким образом, общее количество вариантов привода рассчитывается по формуле:

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

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

$$B = 12 \frac{(K^0!)^2}{m^0!} \frac{(K'!)^2}{m'^!} \frac{(K''!)^2}{m''!};$$

где:  $k$  – число групп передач;

$m$  – количество групп с одинаковым числом передач.

В нашем случае  $K^0 = K^I = 1; K^{II} = 1 \quad m^0 = m^I = m^{II} = 1$

Таким образом:  $B = 12 \frac{(1!)^2}{1!} \frac{(1!)^2}{1!} \frac{(1!)^2}{1!} = 12$

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

Структура вида ВП представляет собой сложенную структуру, состоящую из основной структуры  $Z^0$  и двух дополнительных структур  $Z^I$  и  $Z^{II}$ . Особенность структуры ВП состоит в том, что основная структура  $Z^0$  соединяется с выходным валом коробки скоростей (шпинделем) посредством муфты  $M$  (рис.1). Структура  $Z^I$  может передавать движение от основной структуры на шпиндель самостоятельно, либо участвовать в совместной кинематической цепи со структурой  $Z^{II}$ .

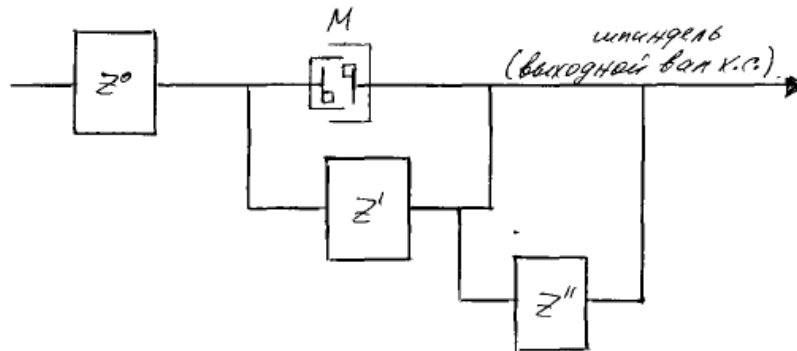


Рис. 1. Общий вид сложенной структуры вида ВП.

С учетом структурной формулы  $Z = 2_1 (1 + 2_2 + 2_2 \cdot 2_4)$ ,  $\phi = 1,41$ , вида структуры ВП и однонаправленности вращения шпинделя при передаче движения по различным кинематическим цепям, структура привода представлена на рис.2.

Структура привода (рис.2) состоит из 6-ти валов, муфты  $M$ , обеспечивающей соосное соединение II и VI валов, четырех двухвенцовых подвижных блоков зубчатых колес ( $P_1^0 = 2$ ,  $P_1^I = 2$  и  $P_1^{II} = 2$  и один двухвенцовый блок, состоящий из постоянных зубчатых передач  $i_{п}^I$ ,  $i_{п1}^{II}$  и передающий движения по разным кинематическим цепям). В структуре дополнительно применены также вал IV и передача  $i_{п2}^{II}$ , обеспечивающие

изменение направления вращения шпинделя при передаче движения по кинематической цепи  $Z_3$ .

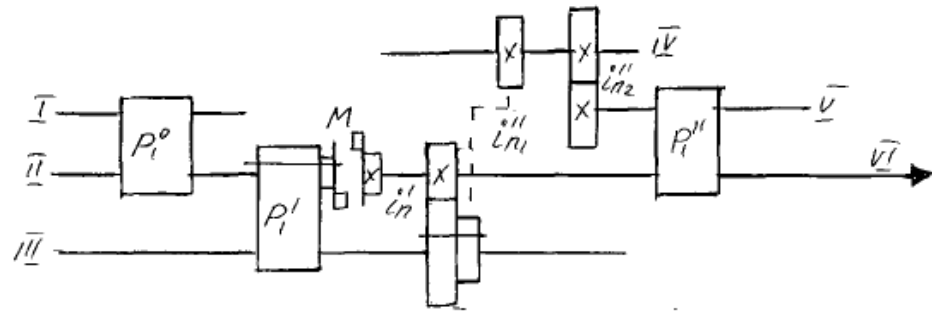


Рис. 2. Структура привода вида ВП с учетом формулы  $Z = 2_1 (1 + 2_2 + 2_2 \cdot 2_4)$  и групп передач.

Таким образом, для получения 14 различных частот вращения в структуре привода необходимо реализовать 3 кинематические цепи:

$$Z = Z_1 + Z_2 + Z_3,$$

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

$$Z_2 = P^0_1 \cdot P'_1 \cdot i_{\Pi} = 2_1 \cdot 2_2 \cdot i_{\Pi} = 4$$

$$Z_3 = P_1^0 \cdot P_1^I \cdot i_{n1}^{II} \cdot i_{n2}^I \cdot P_1^{II} = 2_1 \cdot 2_2 \cdot i_{n1}^{II} \cdot i_{n2}^I \cdot 2_4 = 8$$

Или  $Z = Z_1 + Z_2 + Z_3 = 2 + 4 + 8 = 14$

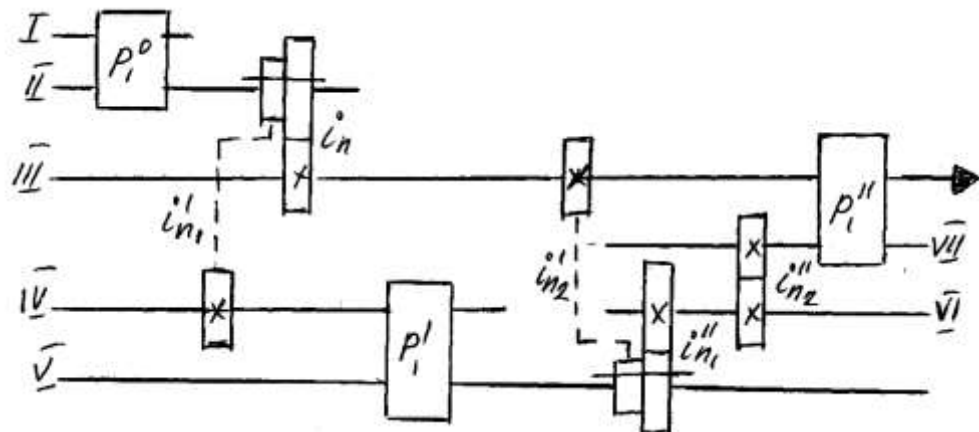


Рис. 2. Структура привода вида ВІ с учетом формулы  $Z = 2_1 (i_{II} + 2_2 + 2_2 \cdot 2_4)$  и групп передач.

Структурная сетка для  $Z = 2_1 (1 + 2_2 + 2_2 \cdot 2_4) = 14$  представлена на рис.3

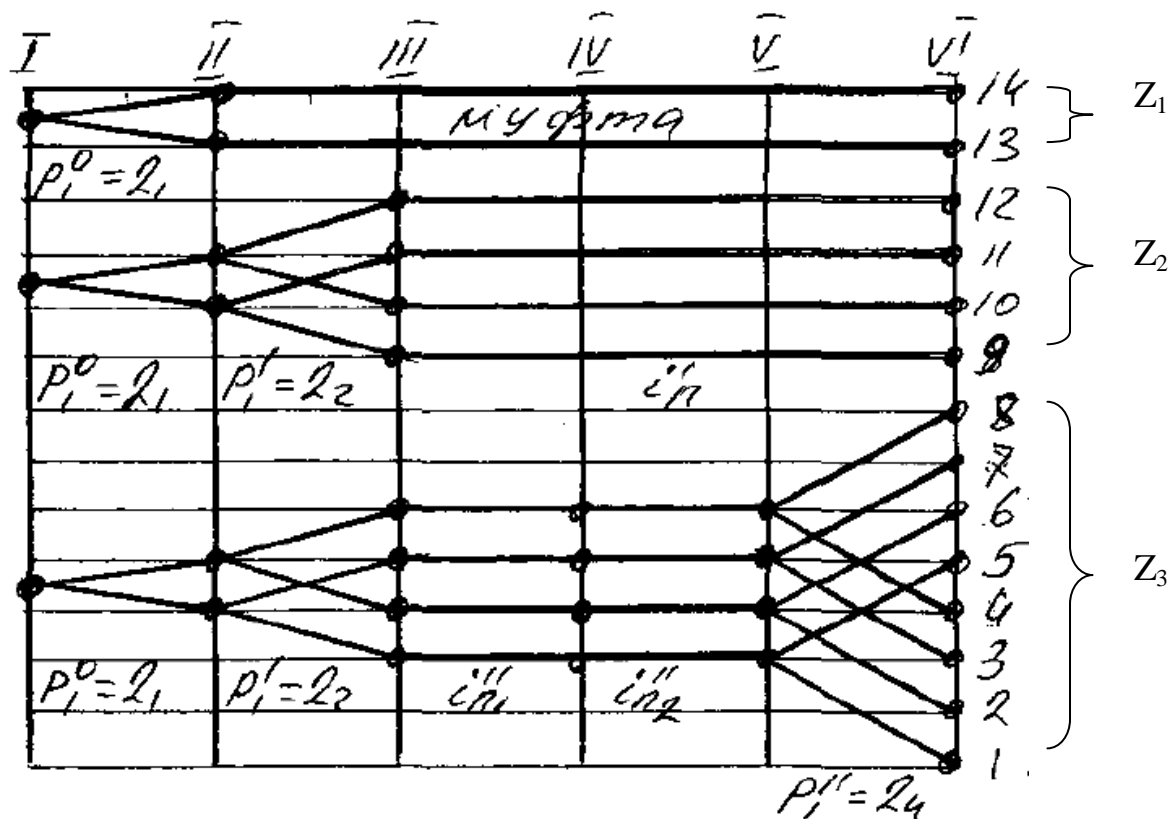


Рис.3. Структурная сетка привода.

3. Самостоятельно задавшись по ГОСТ параметрами электродвигателя, а также  $n_{\min}$  частоты вращения выходного вала коробки скоростей, определить с учетом  $\phi$  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  $N = 4,5$  кВт;
- частота вращения при номинальной мощности  $n_n = 2560$  об/мин.

Принимая во внимание частоты вращения базового станка, а также  $\phi=1,41$  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	$n_2=140$ об/мин	$n_3=200$ об/мин
$n_4=280$ об/мин	$n_5=400$ об/мин	$n_6=5600$ об/мин
$n_7=8000$ об/мин	$n_8=1120$ об/мин	$n_9=1600$ об/мин
$n_{10}=2240$ об/мин	$n_{11}=3150$ об/мин	$n_{12}=4500$ об/мин
$n_{13}=6300$ об/мин	$n_{14}=9000$ об/мин	

Анализ кинематической схемы привода главного движения станка модели 3A252 (рис.4).

Станок предназначен для высокопроизводительного шлифования цилиндрических и конических сквозных и глухих отверстий, а также для торцового шлифования в условиях серийного и массового производства.

Шлифовальный круг, закрепленный на шпинделе IV приводится в движение эл.двигателем  $N=4,5$  кВт через повышающую плоскоремennую передачу со сменными шкивами. К станку прилагаются сменные шкивы диаметром 65, 95, 120 и 225мм, что обеспечивает частоту вращения шлифовального круга  $n=3550...10000$  об/мин.

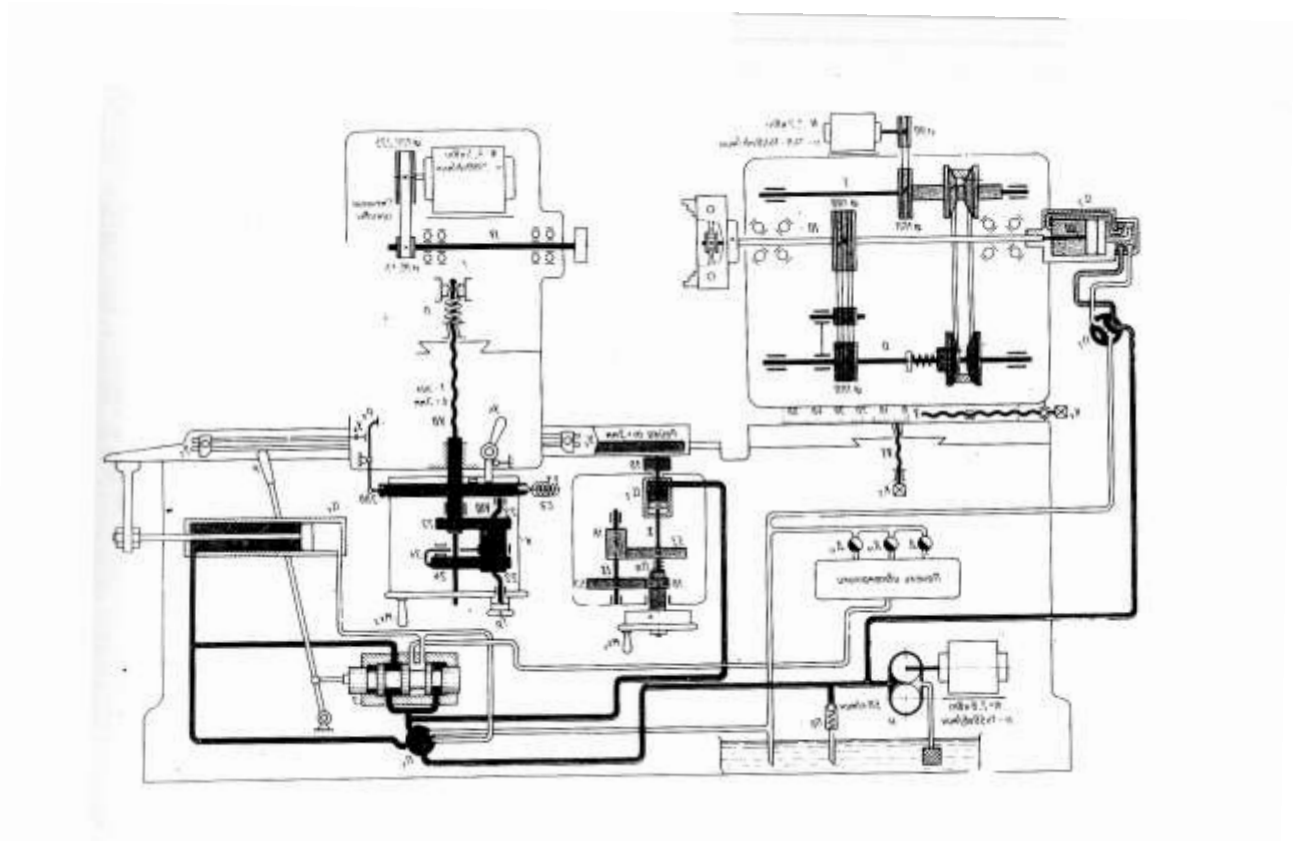


Рис. 4 – Кинематическая схема станка мод. 3A252

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

- дополнительно ввести: вал I и ременную передачу, передающую движение на I входной вал коробки скоростей и обеспечивающие нормализованный ряд частот вращения шпинделя; вал IV и зубчатую передачу, необходимые для изменения направления вращения шпинделя;

- учесть также, что для  $\phi = 1,41$  число допустимых интервалов может быть: понижающих – 4, повышающих – 2.

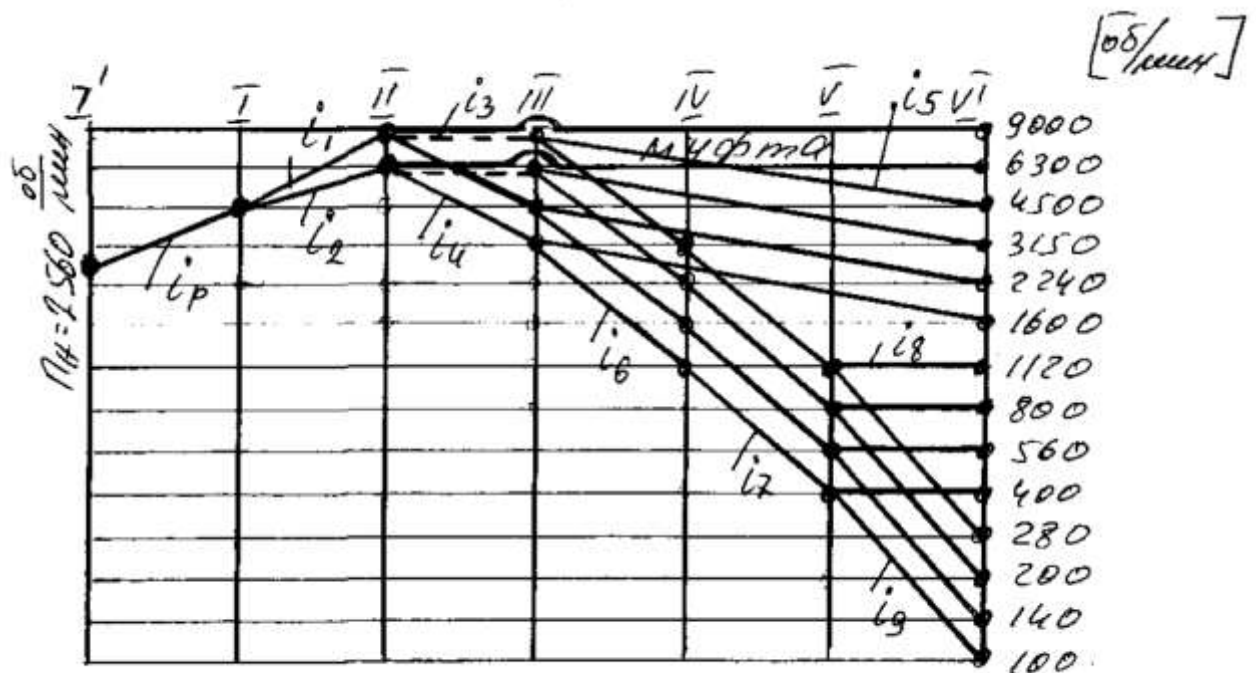


Рис. 5 – График частот вращения

По рис. 5 определяем передаточные отношения:

- ременной передачи:  $i_p = D_1/D_2 = 4500/2560 = 1,76$ . Приняв по базовому станку  $D_1 = 225 \text{ мм}$ , получаем  $D_2 = D_1/i_p = 225/1,76 = 127 \text{ мм}$ ;

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

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

$$i_1 = \varphi^2 = 1,41^2; \quad i_2 = \varphi = 1,41; \quad i_3 = \varphi^0 = 1; \quad i_4 = \varphi^{-2} = 1/1,41^2; \quad i_5 = \varphi^{-2} = 1/1,41^2; \\ i_6 = \varphi^{-3} = 1/1,41^3; \quad i_7 = \varphi^{-3} = 1/1,41^3; \quad i_8 = \varphi^0 = 1; \quad i_9 = \varphi^{-4} = 1/1,41^4;$$

#### 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 I коробки скоростей ременной передачей;
- реализованы высокие скорости частот вращения шпинделя;
- дополнительно введен IV вал и передача  $z_{16}/z_{17}$ , изменяющие направления частот вращения шпинделя;
- применено равномерное нагружение шпинделя от действующих нагрузок в зубчатых передачах.

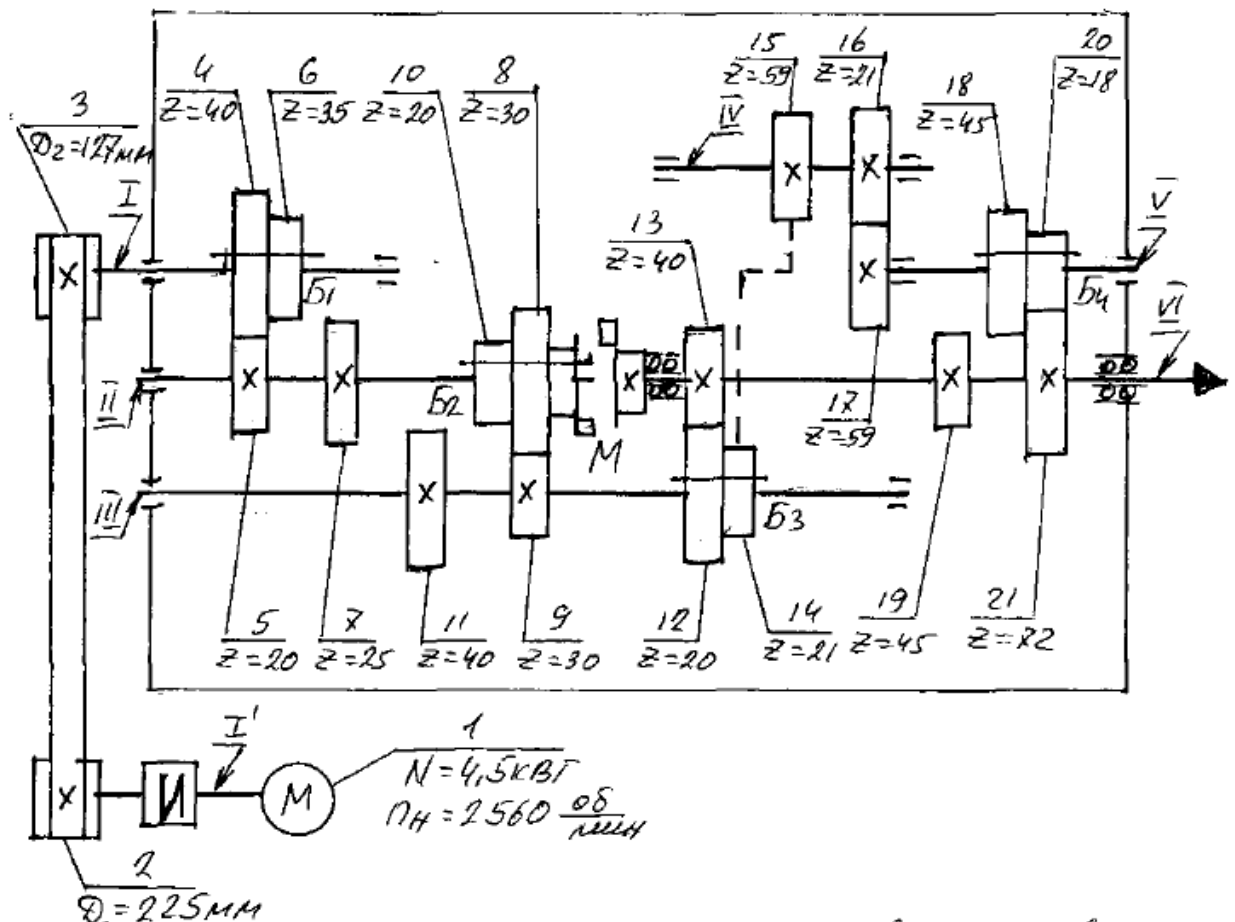


Рис. 6. Кинематическая схема привода главного движения

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  $P_{11}^{\parallel} = 2_4$ , которая входит в кинематическую цепь  $Z_3$ .

Для данной группы передач с передаточными отношениями:

$$i_8 = \frac{Z_{18}}{Z_{19}} = 1; \quad i_9 = \frac{Z_{20}}{Z_{21}} = 1/1,41^4$$

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

$$i_8 = \frac{f_8}{q_8} = \frac{1}{1}; \quad i_9 = \frac{f_9}{q_9} \approx \frac{1}{4}$$

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

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

$$f_9 + q_9 = 1 + 4 = 5$$

Таким образом  $K = 10$

Определим  $E_{\min}$  для зубчатой передачи с  $i_9$ :

$$E_{\min} = \frac{17(f_9 + q_9)}{K \cdot f_9} = \frac{17(1 + 4)}{10 \cdot 1} = 8,5$$

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  $m=4\text{мм}$  получаем  $2Z_0=90$ , при этом межосевое расстояние между валами составляет  $A_{V-VI}=180\text{мм}$ .

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$Z_{18} = 2Z_0 \frac{f_8}{f_8 + q_8} = 90 \frac{1}{1+1} = 45$$

$$Z_{19} = 2Z_0 \frac{q_8}{f_8 + q_8} = 90 \frac{1}{1+1} = 45$$

$$Z_{20} = 2Z_0 \frac{f_9}{f_9 + q_9} = 90 \frac{1}{1+4} = 18$$

$$Z_{21} = 2Z_0 \frac{q_9}{f_9 + q_9} = 90 \frac{4}{1+4} = 72$$

Проверка:  $Z_{18} + Z_{19} = Z_{20} + Z_{21} = 2Z_0$   
 $45 + 45 = 18 + 72 = 90$

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 зубчатой передачи между VI и VII валами:

Передача движения между валами обеспечивается постоянной зубчатой передачей  $i_7 = z_{16}/z_{17} = 1/1,41^3$ . Для обеспечения минимальных радиальных размеров коробки скоростей принимаем  $z_{16}=20$ . Тогда  $z_{17}=1,41^3 z_{16}=1,41^3 \cdot 20=56$ . Сумма чисел зубьев сопряженных колес  $2Z_0 = Z_{16} + z_{17} = 20 + 56 = 76$ . По Н21-5 при  $m=3\text{мм}$  принимаем  $2Z_0 = 80$  ( $A_{IV-V}=120\text{мм}$ ).

Перерасчет чисел зубьев:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{16} + Z_{17} = 80 \\ \frac{Z_{16}}{Z_{17}} = 1/1,41^3 \end{array} \right\} \quad Z_{17} = 1,41^3 Z_{16}; \quad Z_{16} + 1,41^3 Z_{16} = 80; \quad Z_{16} = 21; \quad Z_{17} = 80 - 21 = 59$$

Расчет чисел зубьев зубчатой передачи между III и IV валами:

Передача движения между валами обеспечивается постоянной зубчатой передачей  $i_6 = z_{14}/z_{15} = 1/1,41^3$ . Приняв методику расчета, представленную выше, имеем с учетом Н21-5 при  $m=3\text{мм}$ , что  $2Z_0=80$  ( $A_{III-IV}=120\text{мм}$ ). Т.О. получаем  $z_{14}=21$ ,  $z_{15}=59$ .

Расчет чисел зубьев зубчатой передачи между III-VI:

Передача движения между валами обеспечивается постоянной зубчатой передачей  $i_5 = z_{12}/z_{13} = 1/1,41^2$ . Приняв  $z_{12}=18$ , получаем  $z_{13}=1,41^2 \cdot 18=36$ . Сумма чисел зубьев сопряженных колес  $2Z_0 = Z_{12} + z_{13} = 18 + 36 = 54$ . По Н21-5 при  $m=3\text{мм}$  принимаем  $2Z_0 = 60$  ( $A_{III-VI}=90\text{мм}$ ).

Перерасчет чисел зубьев:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{12} + Z_{13} = 60 \\ \frac{Z_{12}}{Z_{13}} = 1/1,41^2 \end{array} \right\} \quad Z_{13} = 1,41^2 Z_{12}; \quad Z_{12} + 1,41^2 Z_{12} = 60; \quad Z_{12} = 20; \quad Z_{13} = 60 - 20 = 40$$



### Расчет чисел зубьев зубчатой передачи между II - III валами:

Передача движений обеспечивается зубчатыми колесами двойного блока Б<sub>2</sub>, который имеет:  $i_3 = z_8/z_9 = 1$  и  $i_4 = z_{10}/z_{11} = 1/1,41^2$ . Учитывая, что для обеспечения работоспособности муфты М, необходимо выполнить соосность II и VI валов. Т.е.  $A_{III-VI} = A_{II-III} = 90\text{мм}$ . Тогда при  $m = 3\text{мм}$  по Н21-5 имеем  $2Z_0 = 60$ .

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_8 + Z_9 = 60 \\ \frac{Z_8}{Z_9} = 1 \end{array} \right\} \quad Z_8 = Z_9 = 30;$$

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

### Расчет чисел зубьев между I и II валами:

В передаче движения между валами участвуют блок зубчатых колес Б<sub>1</sub>, имеющие:  $i_1 = z_4/z_5 = 1,41^2$  и  $i_2 = z_6/z_7 = 1,41$ .

Приняв для  $i_1$ , что  $z_5 = 20$ , получаем  $z_4 = 1,41^2 \cdot z_5 = 1,41^2 \cdot 20 = 40$ .

Сумма чисел зубьев сопряженных колес  $2Z_0 = Z_4 + z_5 = 40 + 20 = 60$ . По Н21-5 при  $m = 2,5\text{мм}$  принимаем  $2Z_0 = 60$  ( $A_{I-II} = 75\text{мм}$ )

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_4 + Z_5 = 60 \\ \frac{Z_4}{Z_5} = 1,41^2 \end{array} \right\} \quad Z_4 = 1,41^2 Z_5; \quad Z_5 + 1,41^2 Z_5 = 60; \quad Z_5 = 20; \quad Z_4 = 60 - 20 = 40$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_6 + Z_7 = 60 \\ \frac{Z_6}{Z_7} = 1,41 \end{array} \right\} \quad Z_6 = 1,41 Z_7; \quad Z_7 + 1,41 Z_7 = 60; \quad Z_7 = 25; \quad Z_6 = 60 - 25 = 35$$

$$\begin{aligned} \text{Проверка: } Z_4 + Z_5 &= Z_6 + Z_7 = 2Z_0 \\ 40 + 20 &= 35 + 25 = 60 \end{aligned}$$

Для определения кинематической точности привода главного движения кинематических цепей, в состав которых входит наиболее нагруженная группа передач  $P_1^{\parallel} = 2_4$  (т.е. для кинематической цепи  $Z_3$ ) необходимо составить уравнения кинематического баланса, определить действительные значения частот вращения шпинделя ( $n_{1д} \dots n_{14д}$ ), вычислить величину погрешности по

формуле:  $\Delta n_i = \frac{n_{ид} - n_{ин}}{n_{ин}} \cdot 100\%$  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:

$$i_p = \frac{225}{127}; \quad i_1 = \frac{40}{20}; \quad i_2 = \frac{35}{25}; \quad i_3 = \frac{30}{30}; \quad i_4 = \frac{20}{40}; \quad i_6 = \frac{21}{59}; \quad i_7 = \frac{21}{59}; \quad i_8 = \frac{45}{45}; \quad i_9 = \frac{18}{72};$$

$$n_1 = 2560 \frac{225}{127} 0,9 \frac{35}{25} \frac{20}{40} \frac{21}{59} \frac{21}{59} \frac{18}{72} = 97,5 \text{об/мин} \quad \Delta n_1 = \frac{97,5 - 100}{100} 100 = 2,5\%$$

$$n_2 = 2560 \frac{225}{127} 0,9 \frac{40}{20} \frac{20}{40} \frac{21}{59} \frac{21}{59} \frac{18}{72} = 139,3 \text{об/мин} \quad \Delta n_2 = \frac{139,3 - 140}{140} 100 = 0,5\%$$

$$n_3 = 2560 \frac{225}{127} 0,9 \frac{35}{25} \frac{30}{30} \frac{21}{59} \frac{21}{59} \frac{18}{72} = 195,1 \text{об/мин} \quad \Delta n_3 = \frac{195,1 - 200}{200} 100 = 2,5\%$$

$$\begin{aligned}
n_4 &= 2560 \frac{225}{127} 0,9 \frac{40}{20} \frac{30}{30} \frac{21}{59} \frac{21}{59} \frac{18}{72} = 278,7 \text{об/мин} & \Delta n_4 &= \frac{278,7 - 280}{280} 100 = 0,5\% \\
n_5 &= 2560 \frac{225}{127} 0,9 \frac{35}{25} \frac{20}{40} \frac{21}{59} \frac{21}{59} \frac{45}{45} = 390 \text{об/мин} & \Delta n_5 &= \frac{390 - 400}{400} 100 = 2,5\% \\
n_6 &= 2560 \frac{225}{127} 0,9 \frac{40}{20} \frac{20}{40} \frac{21}{59} \frac{21}{59} \frac{45}{45} = 557 \text{об/мин} & \Delta n_6 &= \frac{557 - 560}{560} 100 = 0,5\% \\
n_7 &= 2560 \frac{225}{127} 0,9 \frac{35}{25} \frac{30}{30} \frac{21}{59} \frac{21}{59} \frac{45}{45} = 780 \text{об/мин} & \Delta n_7 &= \frac{780 - 800}{800} 100 = 2,5\%
\end{aligned}$$

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:

- для I вала:  $N_I = N_{дв} \cdot \eta_p$ , кВт,

Где  $\eta_p = 0,97$  - КПД ременной передачи.

$$N_I = 4,5 \cdot 0,97 = 4,36 \text{ кВт.}$$

- для зубчатых передач:  $N_i = N_{i-1} \cdot \eta_z \cdot \eta_n^2$ , [кВт]

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

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

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

$$N_{II} = 0,95 \cdot N_I = 0,95 \cdot 4,36 = 4,14 \text{ кВт}$$

$$N_{III} = 0,95 \cdot N_{II} = 0,95 \cdot 4,14 = 3,94$$

$$N_{IV} = 0,95 \cdot N_{III} = 0,95 \cdot 3,94 = 3,74 \text{ кВт}$$

$$N_V = 0,95 \cdot N_{IV} = 0,95 \cdot 3,74 = 3,56 \text{ кВт}$$

$$N_{VI} = 0,95 \cdot N_V = 0,95 \cdot 3,56 = 3,38 \text{ кВт}$$

Максимальные крутящие моменты на валах привода определяются по формулам:

- на I валу коробки скоростей:  $M_I = \frac{M_{дв.}}{i_p} 0,97$ , нм ;

$$\text{где: } M_{дв.} = \frac{N_{дв.} \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_n} = \frac{4,5 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 2560} = 16,8 \text{ нм} \quad - \quad \text{крутящий момент на валу}$$

электродвигателя.

$$M_I = \frac{16,8}{1,76} 0,97 = 9,3 \text{ нм}$$

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

$$M_{II} = \frac{M_I}{i_2} 0,95 = 9,3 \cdot 0,95 / 1,41 = 6,2 \text{ нм}$$

$$M_{III} = \frac{M_{II}}{i_4} 0,95 = 6,2 \cdot 1,41^2 \cdot 0,95 = 11,8 \text{ нм}$$

$$M_{IV} = \frac{M_{III}}{i_6} 0,95 = 11,8 \cdot 1,41^3 \cdot 0,95 = 31,4 \text{ нм}$$

$$M_V = \frac{M_{IV}}{i_8} 0,95 = 31,4 \cdot 1,41^3 \cdot 0,95 = 83,5 \text{ нм}$$

$$M_{VI} = \frac{M_V}{i_9} 0,95 = 83,5 \cdot 1,41^4 \cdot 0,95 = 314 \text{ нм}$$

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:  $d_i = \sqrt[3]{M_i \cdot 250}$ ,

$$d_{I'} = \sqrt[3]{16,8 \cdot 250} = 16,1 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{I'} = 20 \text{ мм}$

$$d_I = \sqrt[3]{9,3 \cdot 250} = 13,2 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_I = 15 \text{ мм}$

$$d_{II} = \sqrt[3]{6,2 \cdot 250} = 11,6 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{II} = 15 \text{ мм}$

$$d_{III} = \sqrt[3]{11,8 \cdot 250} = 14,3 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{III} = 15 \text{ мм}$

$$d_{IV'} = \sqrt[3]{31,4 \cdot 250} = 19,8 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{IV'} = 20 \text{ мм}$

$$d_V = \sqrt[3]{83,5 \cdot 250} = 27,5 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_V = 30 \text{ мм}$

$$d_{VI} = \sqrt[3]{314 \cdot 250} = 42,8 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{VI} = 45 \text{ мм}$

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

- для V вала : шарикоподшипник радиальный однорядный 306: внутренний диаметр  $d=30$ мм, наружный диаметр  $D=72$ мм, ширина  $B=19$ мм;

- для VI вала : сдвоенный шарикоподшипник радиальный однорядный 309: внутренний диаметр  $d=45$ мм, наружный диаметр  $D=100$ мм, ширина  $B=25$ 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 <sub>a</sub> , мм	d <sub>f</sub> , мм	B, мм
$Z_{18}/Z_{19}$	4	45/45	180/180	188/188	170/170	25/28
$Z_{20}/Z_{21}$	4	18/72	72/288	80/296	62/278	25/28

Таблица 2

## Делительные диаметры зубчатых колес привода

Параметры		$z_4/z_5$	$z_6/z_7$	$z_8/z_9$	$z_{10}/z_{11}$	$z_{12}/z_{13}$	$z_{14}/z_{15}$	$z_{16}/z_{17}$		
m, мм		2,5		3						
Z		40/20	35/25	30/30	20/40	20/40	21/59	21/59		
d, мм		$\frac{100}{50}$	$\frac{87,5}{62,5}$	$\frac{90}{90}$	$\frac{60}{120}$	$\frac{60}{120}$	$\frac{63}{177}$	$\frac{63}{177}$		

Расчет межосевых расстояний:

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

 $A_{I-I}$  = принимается конструктивно

$$A_{I-II} = \frac{60 \cdot 2,5}{2} = 75 \text{ мм} \quad A_{II-III} = \frac{60 \cdot 3,0}{2} = 90 \text{ мм}$$

$$A_{III-IV} = \frac{80 \cdot 3,0}{2} = 120 \text{ мм} \quad A_{III-VI} = \frac{60 \cdot 3}{2} = 90 \text{ мм} \quad A_{IV-V} = \frac{80 \cdot 3}{2} = 120 \text{ мм}$$

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

$$A_{V-VI} = \left( \frac{1}{i_9} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left( \frac{340000}{[\sigma_K] \cdot i_9} \right)^2 \cdot \frac{1}{\psi_a} \cdot \frac{K \cdot N}{n} }, [\text{см}],$$

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.

$$A_{V-VI} = (4 + 1) \sqrt[3]{ \left( \frac{340000}{5880 \cdot 4} \right)^2 \cdot \frac{1}{0,12} \cdot \frac{1,3 \cdot 3,38}{100} } = 21 \text{ см} = 210 \text{ мм}.$$

Учитывая, что по условиям контактной прочности зубчатого колеса межосевое расстояние между валами V-VI наиболее нагруженной группы передач допускается до 210 мм, принимаем ранее рассчитанное  $A_{V-VI} = 180 \text{ мм}$ .

**8. Разработать эскизную компоновку коробки скоростей.**

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

- толщина корпуса:  $\delta = 0,025 \cdot A + 3 = 0,025 \cdot 180 + 3 = 7,5 \text{ мм}$ ;

- расстояние от торца зубчатого колеса до внутренней стенки корпуса:

$$a = (1,0 \dots 1,2) \delta = 1,2 \cdot 7,5 = 9 \text{ мм}$$

- расстояние от наибольшего диаметра колеса до смежного вала:  
 $c \geq 0,4\delta = 0,4 \cdot 7,5 = 3 \text{ мм}$
- минимальное расстояние между торцами соседних зубчатых колес:  
 $e = (0,4 \dots 0,6)\delta = 0,6 \cdot 7,5 = 4,5 \text{ мм}$
- расстояние от венца зубчатого колеса до дна корпуса:  
 $b \geq 3\delta = 3 \cdot 7,5 = 22,5 \text{ мм}$
- толщина крышки:  $\delta_1 = (0,7 \dots 0,8)\delta = 0,8 \cdot 7,5 = 6,0 \text{ мм}$

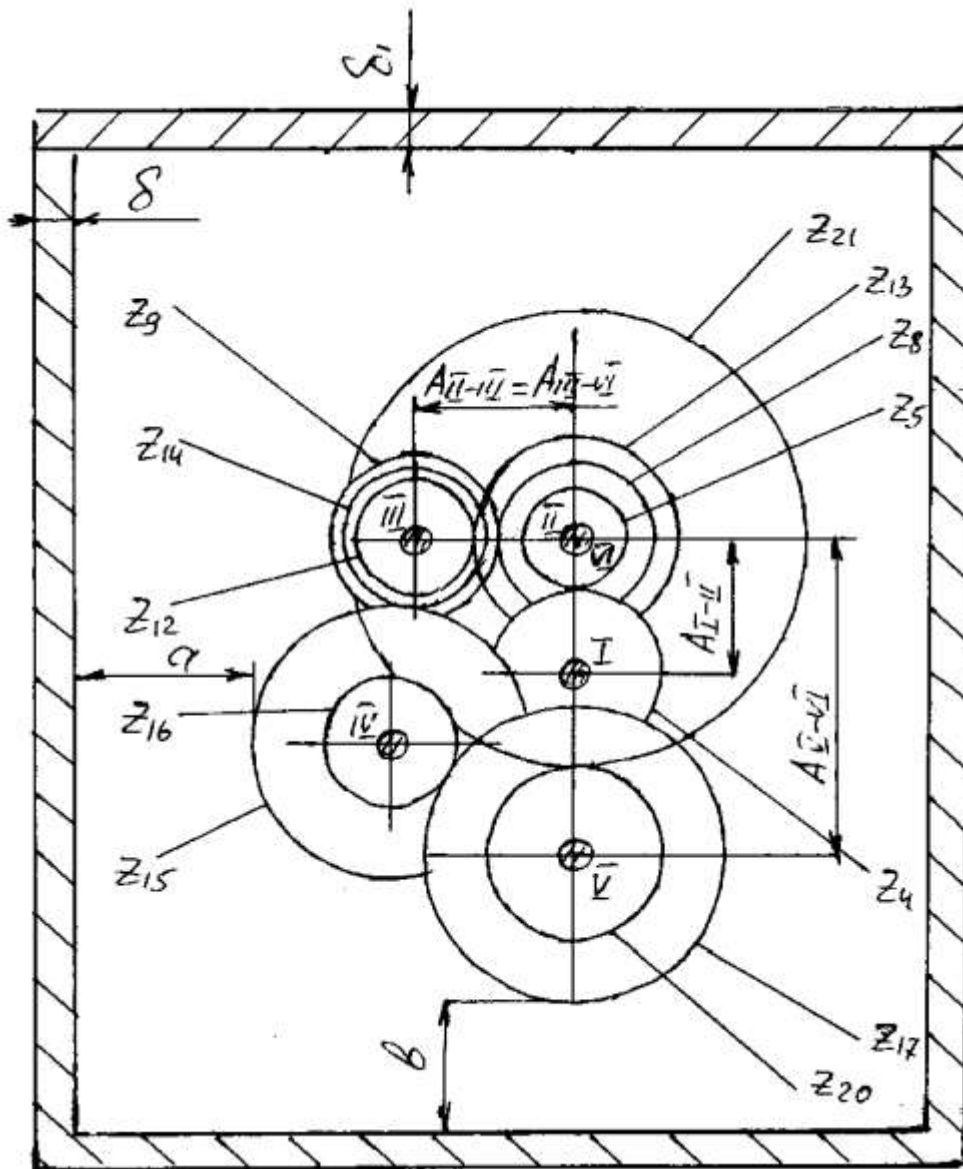


Рис.7. Эскизная компоновка свертки коробки скоростей.

### 9. Уточненный расчет наиболее нагруженного вала.

Наиболее нагруженным валов в последней переборной группе передач (наиболее нагруженной группе передач) коробки скоростей является VI вал, передающий крутящий момент  $M_{кр} = 314 \text{ нм}$  зубчатой передачей  $z_{20}/z_{21}=18/72$ .

Этот крутящий момент расходуется на преодоление сил резания. Принимаем  $P_z=1000\text{н}$ ,  $P_x=P_y=0,3 \cdot 1000=300\text{н}$ .

Схема нагружения VI 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:

-  $R_A^{\Gamma}$ ,  $F_t$ ,  $F_r$ ,  $R_B^{\Gamma}$ ,  $P_y$  – силы и реакции, действующие в горизонтальной плоскости;

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

Определяем силы, действующие в зубчатом зацеплении:

$$F_t = \frac{2M_{кр}}{D_{21}} = \frac{2 \cdot 314}{0,288} = 2180 \text{ Н}$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2180 \cdot 0,364 = 794 \text{ Н};$$

Определяем реакции в опорах:

- горизонтальная плоскость:

$$\sum M_A = 0 \quad -F_t \cdot 0,355 - R_B^{\Gamma} \cdot 0,44 + P_y \cdot 0,15 = 0$$

$$R_B^{\Gamma} = \frac{-F_t \cdot 0,355 + P_y \cdot 0,59}{0,44} = \frac{-2180 \cdot 0,355 + 300 \cdot 0,59}{0,44} = -1357 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0 \quad R_A^{\Gamma} \cdot 0,44 + F_t \cdot 0,085 + P_y \cdot 0,15 = 0$$

$$R_A^{\Gamma} = -\frac{F_t \cdot 0,085 + P_y \cdot 0,15}{0,44} = -\frac{2180 \cdot 0,085 + 300 \cdot 0,15}{0,44} = -522 \text{ Н}$$

- вертикальная плоскость:

$$\sum M_A = 0 \quad -F_r \cdot 0,355 - R_B^B \cdot 0,44 + P_z \cdot 0,59 = 0$$

$$R_B^B = \frac{-F_r \cdot 0,355 + P_z \cdot 0,59}{0,44} = \frac{-794 \cdot 0,355 + 1000 \cdot 0,59}{0,44} = 700 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0 \quad R_A^B \cdot 0,44 + F_r \cdot 0,085 + P_z \cdot 0,15 = 0$$

$$R_A^B = \frac{-F_r \cdot 0,085 - P_z \cdot 0,15}{0,44} = \frac{-794 \cdot 0,085 - 1000 \cdot 0,15}{0,44} = -493 \text{ Н}$$

Полные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{(R_A^{\Gamma})^2 + (R_A^B)^2} = \sqrt{522^2 + 493^2} = 718 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^{\Gamma})^2 + (R_B^B)^2} = \sqrt{1357^2 + 700^2} = 1527 \text{ Н}$$

Изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости:

$$M_{И}^C = R_A^{\Gamma} \cdot 0,355 = -522 \cdot 0,355 = -185 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^B = R_A^{\Gamma} \cdot 0,44 + F_t \cdot 0,085 = -522 \cdot 0,44 + 2180 \cdot 0,085 = -44 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^D = R_A^{\Gamma} \cdot 0,59 + F_t \cdot 0,235 + R_B^{\Gamma} \cdot 0,15 = -522 \cdot 0,59 + 2180 \cdot 0,235 - 1357 \cdot 0,15 = 0 \text{ Нм}$$

- в вертикальной плоскости:

$$M_{И}^C = R_A^B \cdot 0,355 = -493 \cdot 0,355 = -175 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^B = R_A^B \cdot 0,44 + F_r \cdot 0,085 = -493 \cdot 0,44 + 794 \cdot 0,085 = -150 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^D = R_A^B \cdot 0,59 + F_r \cdot 0,235 + R_B^B \cdot 0,15 = -493 \cdot 0,59 + 794 \cdot 0,235 + 700 \cdot 0,15 = 0$$

Результирующие изгибающие моменты:

$$M_{И}^C = \sqrt{185^2 + 175^2} = 254 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{и}}^{\text{В}} = \sqrt{44^2 + 150^2} = 156 \text{ нм}$$

Эквивалентные моменты:

$$M_{\text{экв}}^{\text{С}} = \sqrt{(M_{\text{и}}^{\text{С}})^2 + M_{\text{кр}}^2} = \sqrt{254^2 + 314^2} = 403 \text{ нм}$$

$$M_{\text{экв}}^{\text{В}} = \sqrt{(M_{\text{и}}^{\text{В}})^2 + M_{\text{кр}}^2} = \sqrt{156^2 + 314^2} = 350 \text{ нм}$$

Определяем диаметр III вала:

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

$$d_{\text{VI}} = \sqrt[3]{\frac{403}{0,1 \cdot 5 \cdot 10^7}} = 0,043 \text{ м} = 43 \text{ мм}$$

Принимаем ранее рассчитанный диаметр VI вала  $d_{\text{VI}} = 45 \text{ мм}$

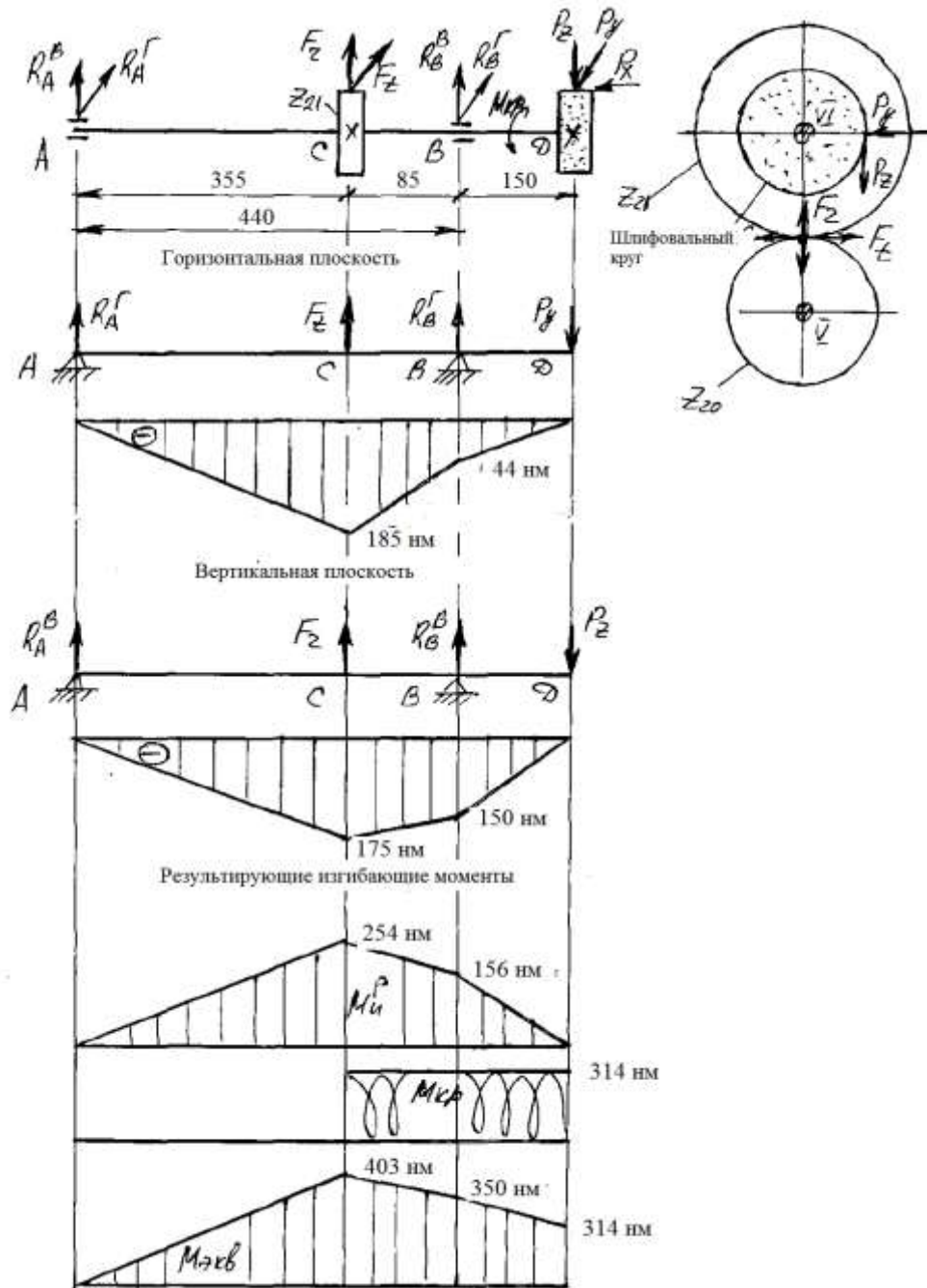


Рис.8. Схема нагружения VI вала и эпюры моментов

**10. Разработать компоновочную схему наиболее нагруженной группы передач.**

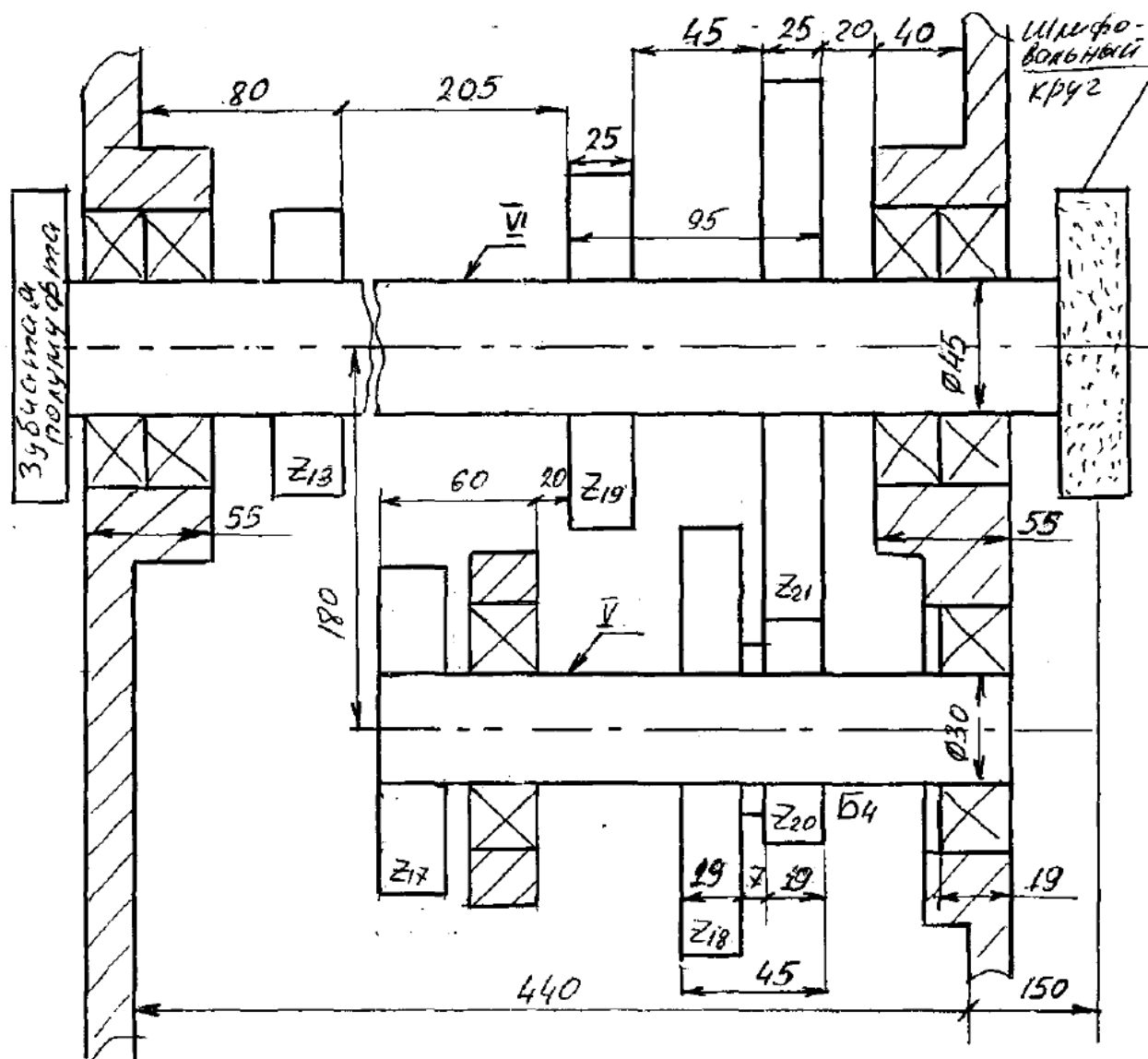


Рис.9.Компоновочная схема развертки наиболее нагруженной группы передач

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

Двойной блок Б<sub>4</sub>, находящийся на V валу перемещается от поворота рукоятки 1 (рис.10,а). закрепленной на оси 2. Перемещение блока обеспечивается рычагом 3

Т.к. рукоятка осуществляет непосредственное управление перемещением блока, то при заданной длине рычага 3 ( $R=150\text{мм}$ ) определяем угол поворота из тригонометрических преобразований (см.рис.10.б).

Длина перемещения блока составляет  $L=1+2\cdot 25$ , где  $l=45\text{мм}$  – длина блока (см.рис.9)

Тогда  $L=45+2\cdot 25=95\text{мм}$ .

Таким образом угол поворота рукоятки, определяемый по формуле:



$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{L}{2R} = \frac{95}{2 \cdot 150} = 0,3166 \text{ равен: } \alpha/2 = 18,46^0, \text{ или полный угол поворота } \alpha = 36^055'.$$

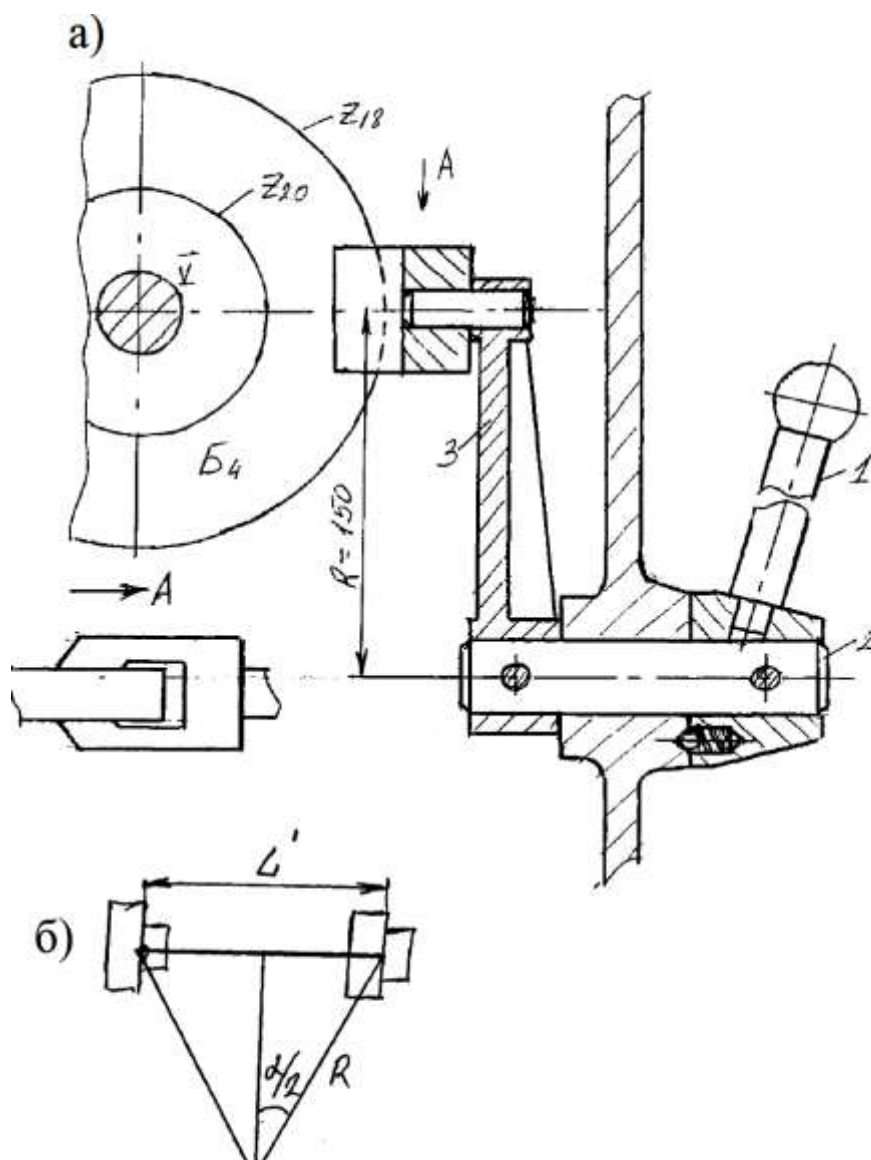


Рис.10 Схема механизма управления перемещением блока Б<sub>5</sub>

12. Начертить сборочный чертеж развертки наиболее нагруженной группы передач.

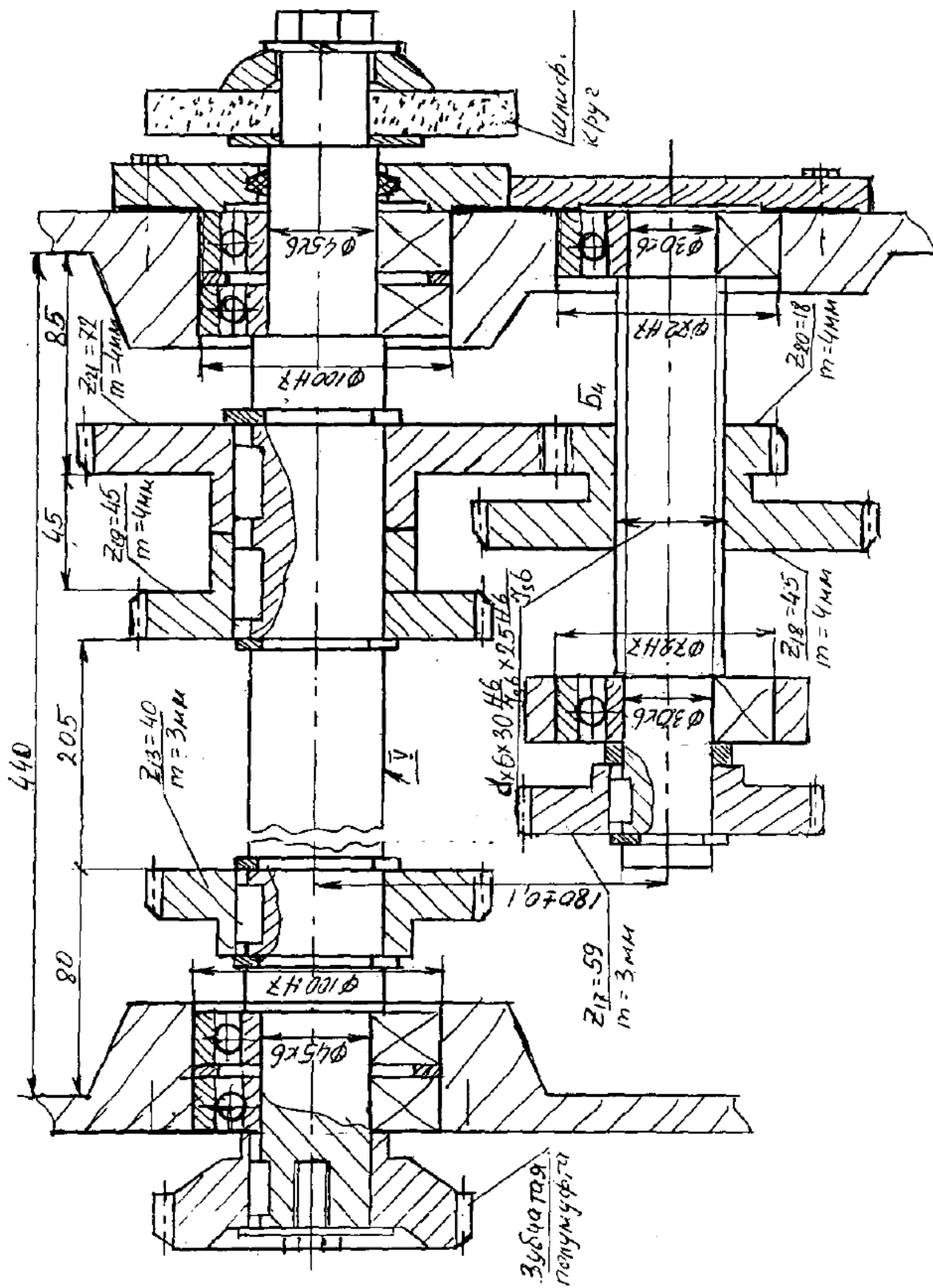


Рис. 11 Сборочный чертеж наиболее нагруженной группы передач

## 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.: Выш. Шк, 1991.-282с.
6. Свирцевский Ю.И. Расчет и конструирование коробок скоростей и подач. – Мн. Выш. 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).