

## Вариант №10

Исходные данные:

- число скоростей привода:  $Z = 12$ ;
- структурная формула привода:  $Z = 2(i_{II} + 2+3)$ ;
- вид структуры: БИ;
- знаменатель ряда геометрической прогрессии:  $\phi = 1,26$ ;
- тип станка: радиально-сверлильный. Принимаем станок модели 2В56.

### 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 БИ и в общем виде имеет вид:  $Z = Z^0(i_{II} + Z' + Z'')$ ,  
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:

$$Z = Z^0(i_{II} + Z' + Z'') = P^0_1 (i_{II} + P'_1 + P''_1) = 2(i_{II} + 2+3),$$

где:  $P^0_1 = 2$  – 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:

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

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

$x_1 = x_0 \cdot P^0_1 = 1 \cdot 2 = 2$  – характеристика первой переборной группы передач.

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

$$Z = P^0_{1x_0} (i_{II} + P'_{1x_1} + P''_{1x_1}) = 2_{x_0}(i_{II} + 2_{x_1} + 3_{x_1}) = 2_1(i_{II} + 2_2 + 3_2)$$

Проверяем условие применимости структурной формулы в приводе главного движения, которое записывается как:  $R_{II} = \phi^{K_{\max}} \leq 8$ , где  $K_{\max} = 2 \cdot x_1 = 2 \cdot 2 = 4$

Диапазон регулирования последней переборной группы передач ( $P'_1=2_2$ ) Равен  $R_{II} = \phi^{K_{\max}} = 1,26^4 = 2,5$  (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:

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

Для структурной формулы  $Z = 2_1(i_{\Pi} + 2_2 + 2_2)$  и структуры вида БІ 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  $K^0 = K' = K'' = 1$ ,  $m^0 = m' = m'' = 1$ ;

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 БІ представляет собой сложенную структуру с 3-мя дополнительными структурами, соединенными параллельно. Соединение основной структуры  $Z^0$  с шпинделем (выходным валом коробки скоростей) осуществляется посредством постоянной зубчатой передачи  $i_{\Pi}$  (рис.1).

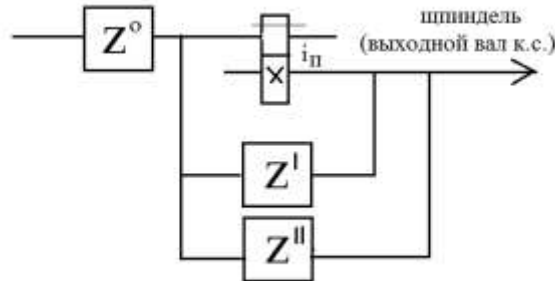


Рис. 1. Общий вид сложенной структуры вида БІ.

Структура привода вида БІ, разработанная с учетом структурной формулы  $Z = 2_1(i_{\Pi} + 2_2 + 3_2)$  и однонаправленности вращения шпинделя при передаче движения по различным кинематическим цепям, представлена на рис.2.

Для обеспечения  $z=12$  скоростей привода в соответствии со структурной формулой в приводе необходимо иметь 6 валов, два двухвальных блока зубчатых колес ( $P_1^0=2$ ,  $P_1^I=2$ ) и два трехвальных блока ( $P_1^{II}=3$  и блок, состоящий из постоянных зубчатых передач ( $i_{\Pi}$ ,  $i_{\Pi}^I$ ,  $i_{\Pi}^{II}$ ). для распределения движений по разным кинематическим цепям) Для обеспечения однонаправленности движения шпинделя по разным кинематическим цепям в основную структуру необходимо ввести дополнительно вал III с постоянной передачей ( $i_{\Pi 2}$ ). (паразитную шестерню)

Таким образом, для получения 12 различных частот вращения в структуре привода необходимо реализовать 3 кинематические цепи:  $Z = Z_1 + Z_2 + Z_3$ ,

$$\text{где: } Z_1 = P_1^0 \cdot i_{n1} \cdot i_{n2} = 2_1 \cdot i_{n1} \cdot i_{n2} = 2$$

$$Z_2 = P_1^0 \cdot i_{n'}^I \cdot P_1' = 2_1 \cdot i_{n'}^I \cdot 2_2 = 4$$

$$Z_3 = P_1^0 \cdot i_{n''}^I \cdot P_1'' = 2_1 \cdot i_{n''}^I \cdot 3_2 = 6$$

$$\text{Или } Z = Z_1 + Z_2 + Z_3 = 2 + 4 + 6 = 12$$

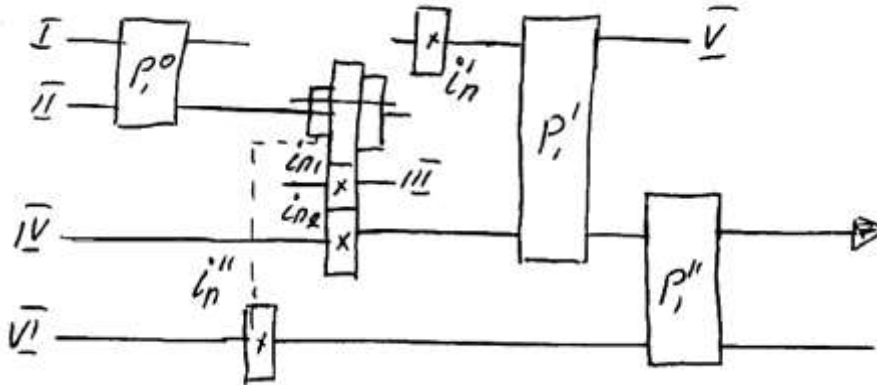


Рис. 2. Структура привода вида БИ с учетом формулы  $Z = 2_1(i_n + 2_2 + 3_2)$  и групп передач.

Структурная сетка для  $Z = 2_1(i_n + 2_2 + 3_2) = 12$  представлена на рис.3

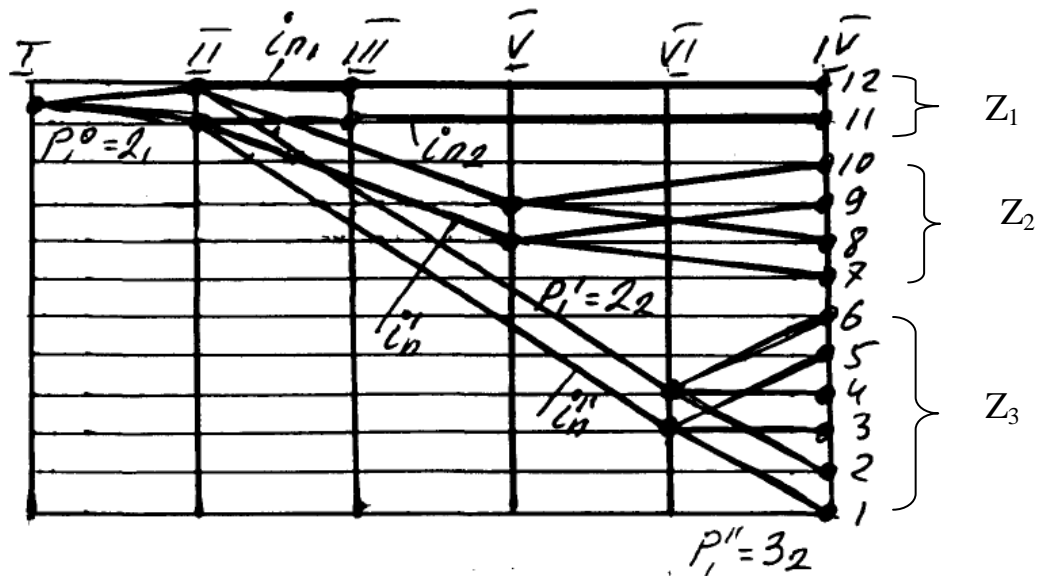


Рис.3. Структурная сетка привода.

3. Самостоятельно задавшись по ГОСТ параметрами электродвигателя, а также  $n_{\min}$  частоты вращения выходного вала коробки скоростей, определить с учетом  $\phi$  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 4A25S4УЗ;
- мощность  $N = 5$  кВт;
- частота вращения при номинальной мощности  $n_n = 1460$  об/мин.

Принимая во внимание частоты вращения базового станка, а также  $\phi=1,26$  и  $Z=12$  задаемся  $n_1=n_{\min}=125$  об/мин. По Нормали станкостроения Н11-1 получаем промежуточные и  $n_{\max}$  частоты вращения шпинделя:

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

#### Анализ кинематической схемы привода главного движения станка модели 2В56 (рис.4).

Шпиндель станка VII приводится в движение электродвигателем  $N=5,5$  кВт через полужесткую муфту, цилиндрические колеса 31/49 и коробку скоростей. В коробке расположены тройной подвижный блок шестерен  $B_1$ , сменные колеса А-В и два двойных подвижных блока шестерен  $B_2$  и  $B_3$ . Коробка скоростей дает 10 различных скоростей вращения шпинделя. Две скорости вращения совпадают.

Обычно к станку прилагаются два сменных колеса с числом зубьев  $A=40$  и  $B=33$ , которые можно менять местами.

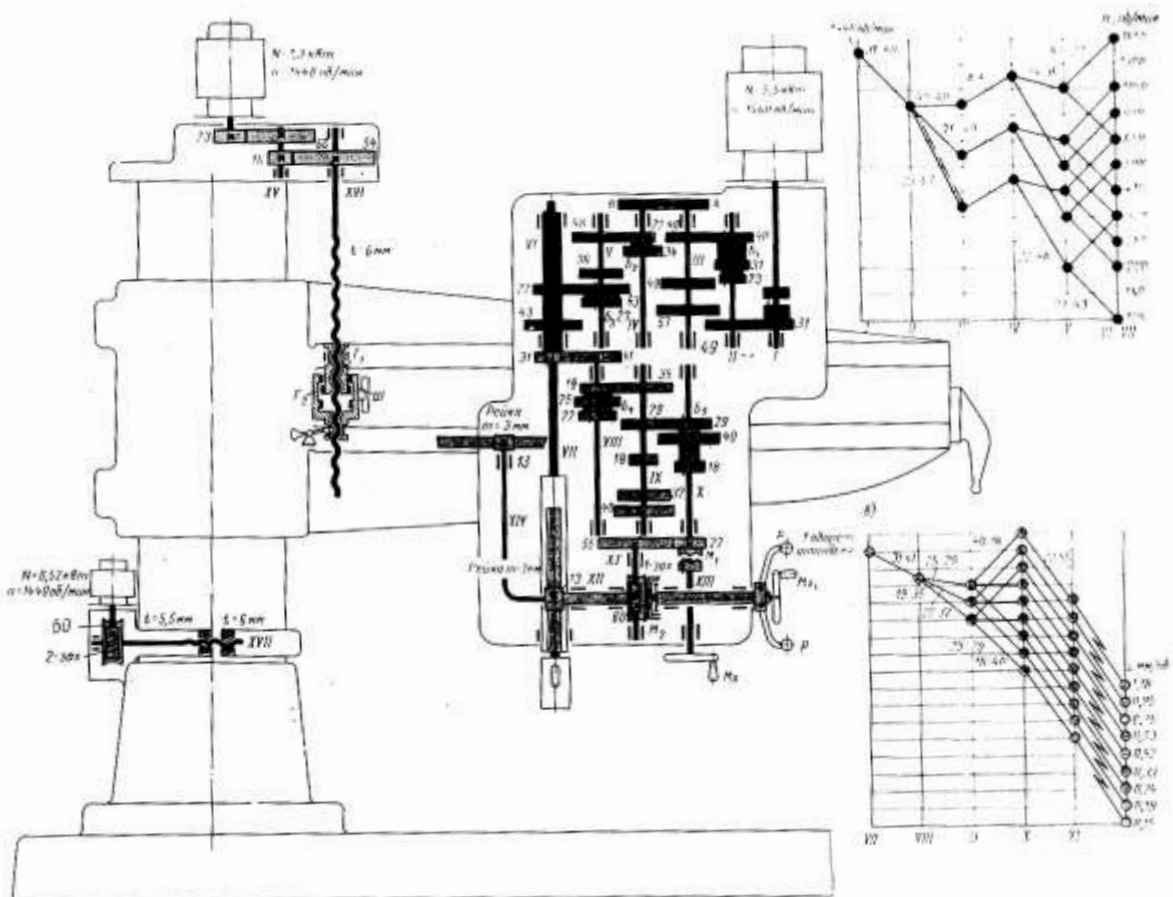


Рис. 4 – Кинематическая схема станка мод. 2В56

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

- электродвигатель фланцевого крепления;

- выходной вал коробки скоростей (VI) – полый;
- внутри полого VI вала по шлицам перемещается в осевом направлении вал VII – шпиндель (диаметр 18мм);
- дополнительно вал III с паразитной зубчатой передачей;
- компоновка валов коробки скоростей – вертикальная.
- 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  $\varphi = 1.26$  число допустимых интервалов может быть: понижающих - 6, повышающих - 3.

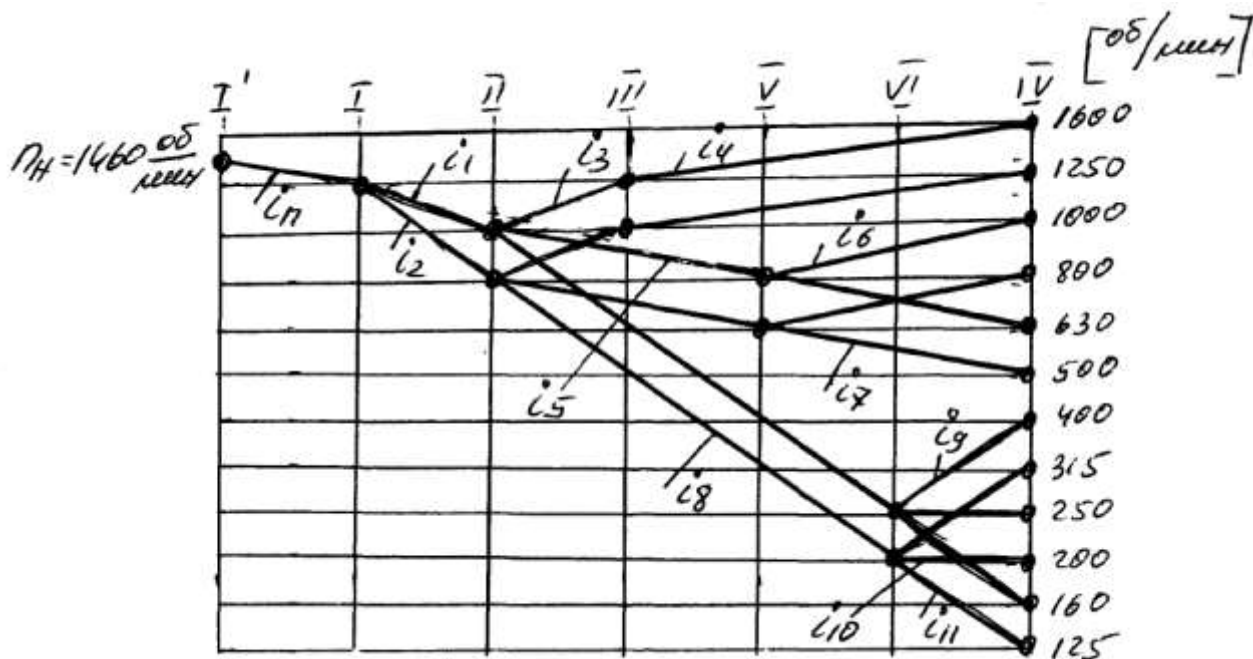


Рис. 5 – График частот вращения:

По рис. 5 определяем передаточные отношения:

- постоянной зубчатой передачи между I' и I валами:  $i_{11} = 1250/1460 = 0,86$ .
- остальных зубчатых передач по формуле  $i = \varphi^{\pm m}$ ,

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

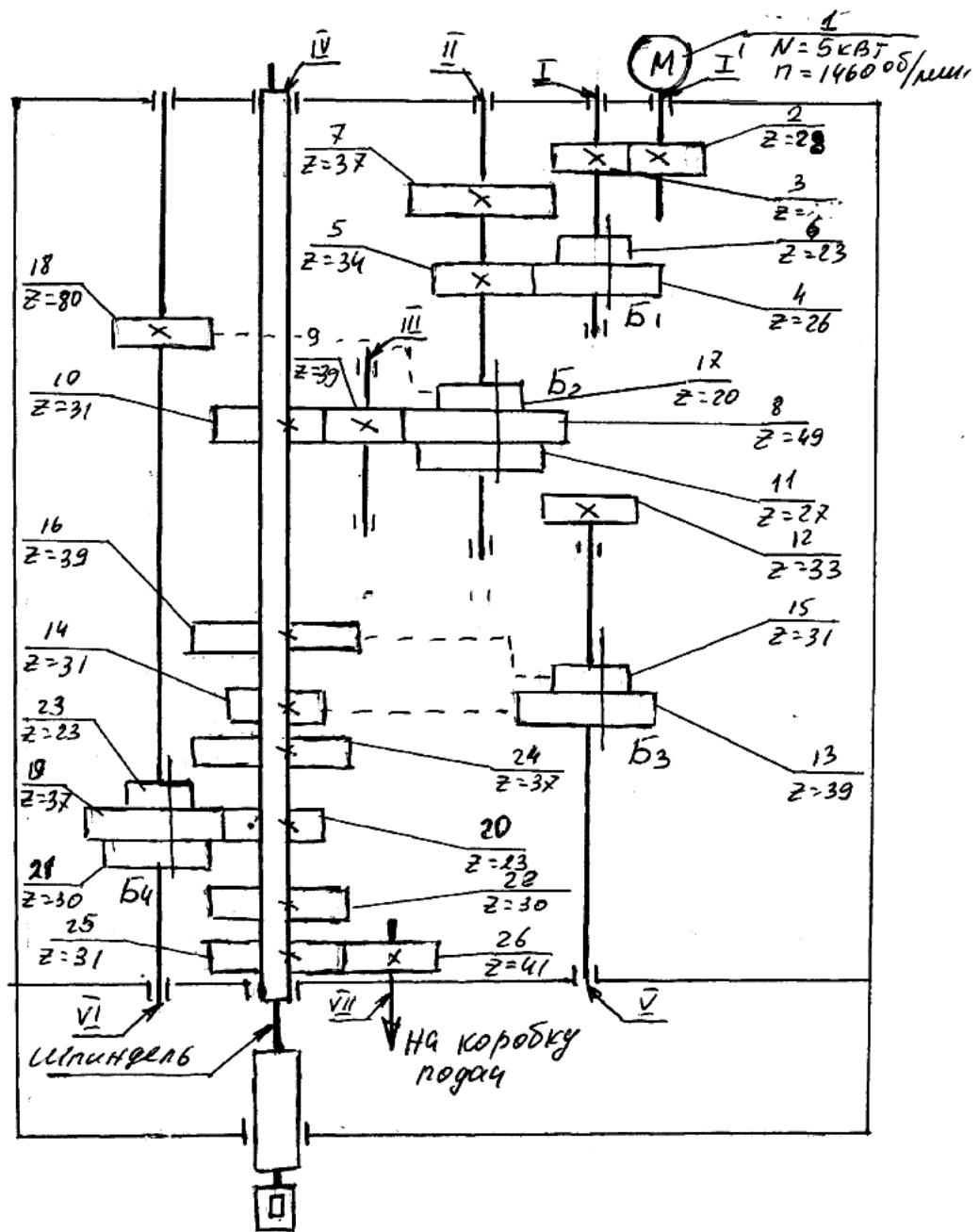
$$\begin{aligned}
 i_1 &= \varphi^{-1} = 1/1,26; & i_2 &= \varphi^{-2} = 1/1,26^2; & i_3 &= \varphi^1 = 1,26; & i_4 &= \varphi^1 = 1,26; & i_5 &= \varphi^{-1} = 1/1,26; \\
 i_6 &= \varphi^1 = 1,26; & i_7 &= \varphi^{-1} = 1/1,26; & i_8 &= \varphi^{-6} = 1/1,26^6; & i_9 &= \varphi^2 = 1,26^2; & i_{10} &= \varphi^0 = 1; \\
 i_{11} &= \varphi^{-2} = 1/1,26^2;
 \end{aligned}$$

#### 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 фланцевого урпления с аналогичными базовому станку техническими характеристиками и валом I', соединенным с входным валом коробки скоростей постоянной зубчатой передачей;
- введены дополнительно вал III с паразитной передачей

- Z<sub>25</sub>-Z<sub>26</sub>.



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

6

$$i_9 = \frac{Z_{19}}{Z_{20}} = 1,26^2 \quad i_{10} = \frac{Z_{21}}{Z_{22}} = 1 \quad i_{11} = \frac{Z_{23}}{Z_{24}} = 1/1,26^2$$

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

$$i_9 = \frac{f_9}{q_9} = 1,26^2 \approx \frac{11}{7} \quad i_{10} = \frac{f_{10}}{q_{10}} = 1 = \frac{1}{1} \quad i_{11} = \frac{f_{11}}{q_{11}} = 1,26^2 \approx \frac{7}{11}$$

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

$$f_9 + q_9 = 11 + 7 = 18$$

$$f_{10} + q_{10} = 1 + 1 = 2$$

$$f_{11} + q_{11} = 7 + 11 = 18$$

Таким образом  $K = 18$

Определим  $E_{\min}$  для зубчатой передачи с  $i_{11}$ :

$$E_{\min} = \frac{17(f_{11} + q_{11})}{K \cdot f_{11}} = \frac{17(7 + 11)}{18 \cdot 7} = 2,4$$

Принимаем  $E_{\min} = 3$

Сумма чисел зубьев сопряженных колес:  $2Z_0 = K \cdot E_{\min} = 18 \cdot 3 = 54$

По Нормали Н21-5 задавшись модулем зубчатых колес  $m=4$ мм получаем  $2Z_0=60$ , при этом межосевое расстояние между валами составляет  $A_{VI-IV}=120$ мм.

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$Z_{19} = 2Z_0 \frac{f_9}{f_9 + q_9} = 60 \frac{11}{11 + 7} = 37 \quad Z_{20} = 2Z_0 \frac{q_9}{f_9 + q_9} = 60 \frac{7}{11 + 7} = 23$$

$$Z_{21} = 2Z_0 \frac{f_{10}}{f_{10} + q_{10}} = 60 \frac{1}{1 + 1} = 30 \quad Z_{22} = 2Z_0 \frac{q_{10}}{f_{10} + q_{10}} = 60 \frac{1}{1 + 1} = 30$$

$$Z_{23} = 2Z_0 \frac{f_{11}}{f_{11} + q_{11}} = 60 \frac{7}{7 + 11} = 23 \quad Z_{24} = 2Z_0 \frac{q_{11}}{f_{11} + q_{11}} = 60 \frac{11}{7 + 11} = 37$$

$$\text{Проверка: } Z_{19} + Z_{20} = Z_{21} + Z_{22} = Z_{23} + Z_{24} = 2Z_0 \\ 37 + 23 = 30 + 30 = 23 + 37 = 60$$

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 IV и V валами:

В передаче движения между валами участвуют блок зубчатых колес  $B_3$ , имеющие:  $i_6 = z_{13}/z_{14} = 1,26$  и  $i_7 = z_{15}/z_{16} = 1/1,26$ . Принимая во внимание, что колесо  $z_{14}$  расположено на валу IV, который может иметь большие размеры, принимаем  $z_{14}=30$ . Тогда получаем  $z_{13} = 1,26 \cdot z_{14} = 1,26 \cdot 30 = 38$ . Сумма зубьев сопряженных колес равна  $2Z_0 = Z_{13} + Z_{14} = 38 + 30 = 68$ . По Н21-5 при  $m=3$ мм принимаем  $2Z_0 = 70$  ( $A_{V-IV}=105$ мм).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{13} + Z_{14} = 70 \\ \frac{Z_{13}}{Z_{14}} = 1,26 \end{array} \right\} \quad Z_{13}=1,26 Z_{14}; \quad Z_{14}+1,26 Z_{14}=70; \quad Z_{14}=31; \quad Z_{13}=70-31=39$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{15} + Z_{16} = 70 \\ \frac{Z_{15}}{Z_{16}} = \frac{1}{1,26} \end{array} \right\} \quad Z_{16}=1,26 Z_{15}; \quad Z_{15}+1,26 Z_{15}=70; \quad Z_{15}=31; \quad Z_{16}=70-31=39$$

Проверка:  $Z_{13}+Z_{14}=Z_{15}+Z_{16}=2Z_0$   
 $39+31=31+39=70$

#### Расчет чисел зубьев колес между III и IV валами:

Передача движения между валами обеспечивается постоянной зубчатой передачей  $i_4=z_9/z_{10}=1,26$ . Принимая во внимание, что колесо  $z_{10}$  расположено на валу IV, который может иметь большие размеры, принимаем  $z_{10}=30$ . Тогда получаем  $z_9=1,26 \cdot z_{10}=1,26 \cdot 30=38$ . Сумма зубьев сопряженных колес равна  $2Z_0=Z_9+Z_{10}=38+30=68$ . По Н21-5 при  $m=3$ мм принимаем  $2Z_0=70$  ( $A_{III-IV}=105$ мм).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_9 + Z_{10} = 70 \\ \frac{Z_9}{Z_{10}} = 1,26 \end{array} \right\} \quad Z_9=1,26 Z_{10}; \quad Z_{10}+1,26 Z_{10}=70; \quad Z_{10}=31; \quad Z_9=70-31=39$$

#### Расчет чисел зубьев колес между II и III валами:

Передача движения между валами обеспечивается постоянной зубчатой передачей  $i_3=z_8/z_9=1,26$ . Приняв во внимание, что  $z_9=39$ , получаем  $Z_8=1,26 z_9=1,26 \cdot 39=49$ . Учитывая, что колесо  $z_9$  имеет  $m=3$ мм (для блока  $B_2$  в состав которого он входит), для него также принимаем  $m=3$ мм.

#### Расчет чисел зубьев колес между II и V валами:

Передача движения между валами обеспечивается постоянной зубчатой передачей с  $i_5=z_{11}/z_{12}=1/1,26$ . Для получения наименьших радиальных размеров коробки скоростей принимаем  $z_{11}=25$ . Тогда  $z_{12}=1,26 \cdot z_{11}=1,26 \cdot 25=32$ . Сумма зубьев сопряженных колес равна  $2Z_0=Z_{11}+Z_{12}=25+32=57$ . По Н21-5 при  $m=3$ мм принимаем  $2Z_0=60$  ( $A_{II-V}=90$ мм).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{11} + Z_{12} = 60 \\ \frac{Z_{11}}{Z_{12}} = 1/1,26 \end{array} \right\} \quad Z_{12}=1,26 Z_{11}; \quad Z_{11}+1,26 Z_{11}=60; \quad Z_{11}=27; \quad Z_{12}=60-27=33$$

#### Расчет чисел зубьев колес между II и IV валами:

Передача движения между валами обеспечивается постоянной зубчатой передачей с  $i_8=z_{17}/z_{18}=1/1,26^6$ , при этом колесо  $z_{17}$  входит в состав тройного блока  $B_2$  и имеет самое наименьшее передаточное отношение. Поэтому принимаем  $z_{17}=20$ . Тогда  $z_{18}=1,26^6 \cdot z_{17}=1,26^6 \cdot 20=80$ . Сумма зубьев сопряженных колес равна  $2Z_0=Z_{17}+Z_{18}=20+80=100$ . По Н21-5 при  $m=3$ мм принимаем  $2Z_0=100$  ( $A_{II-IV}=150$ мм). Таким образом, окончательно имеем  $z_{17}=20$ ,  $z_{18}=80$ .



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

В передаче движения между валами участвуют блок зубчатых колес  $B_1$ , имеющие:  $i_1 = z_4/z_5 = 1/1,26$  и  $i_2 = z_6/z_7 = 1/1,26^2$ . С целью обеспечения минимальных радиальных размеров коробки скоростей принимаем для  $i_2$ , что  $z_6 = 20$ . Тогда  $z_7 = 1,26^2 \cdot z_6 = 1,26^2 \cdot 20 = 32$ . Сумма зубьев сопряженных колес равна  $2Z_0 = Z_6 + Z_7 = 20 + 32 = 52$ . По Н21-5 при  $m = 2,5$  мм принимаем  $2Z_0 = 60$  ( $A_{I-II} = 75$  мм).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_4 + Z_5 = 60 \\ \frac{Z_4}{Z_5} = 1/1,26 \end{array} \right\} \quad Z_5 = 1,26 Z_4; \quad Z_4 + 1,26 Z_4 = 60; \quad Z_4 = 26; \quad Z_5 = 60 - 26 = 34$$
$$\left\{ \begin{array}{l} Z_6 + Z_7 = 60 \\ \frac{Z_6}{Z_7} = 1/1,26^2 \end{array} \right\} \quad Z_7 = 1,26^2 Z_6; \quad Z_6 + 1,26^2 Z_6 = 60; \quad Z_6 = 23; \quad Z_7 = 60 - 23 = 37$$

Проверка:  $Z_4 + Z_5 = Z_6 + Z_7 = 2Z_0$   
 $26 + 34 = 23 + 37 = 60$

### Расчет чисел зубьев колес между I<sup>1</sup> и II валами:

В передаче движения между валами участвуют постоянная зубчатая передача с  $i_{II} = z_2/z_3 = 0,86$ . Принимаем что  $z_2 = 25$ . Тогда  $z_3 = z_2/0,86 = 25/0,86 = 29$ . Сумма зубьев сопряженных колес равна  $2Z_0 = Z_2 + Z_3 = 25 + 29 = 54$ . По Н21-5 при  $m = 2,5$  мм принимаем  $2Z_0 = 60$  ( $A_{I-I^1} = 75$  мм).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_2 + Z_3 = 60 \\ \frac{Z_2}{Z_3} = 0,86 \end{array} \right\} \quad Z_2 = 0,86 Z_3; \quad Z_3 + 0,86 Z_3 = 60; \quad Z_3 = 32; \quad Z_2 = 60 - 32 = 28$$

Для определения кинематической точности привода главного движения кинематических цепей, в состав которых входит наиболее нагруженная группа передач  $P_1^{/1}$  (т.е. для кинематической цепи  $Z_3$ ) необходимо составить уравнения кинематического баланса, определить действительные значения частот вращения шпинделя ( $n_{1д} \dots n_{6д}$ ), вычислить величину погрешности по формуле:

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

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

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

$$i_{II} = \frac{28}{32}; \quad i_1 = \frac{26}{34}; \quad i_2 = \frac{23}{37}; \quad i_8 = \frac{20}{80}; \quad i_9 = \frac{37}{23}; \quad i_{10} = \frac{30}{30}, \quad i_{11} = \frac{23}{37};$$

$$n_1 = 1460 \frac{28}{32} \frac{23}{37} \frac{20}{80} \frac{23}{57} = 123,4 \text{ об/мин} \quad \Delta n_1 = \frac{12,4 - 125}{125} 100 = 1,3\%$$

$$n_2 = 1460 \frac{28}{32} \frac{26}{34} \frac{20}{80} \frac{23}{37} = 156,7 \text{ об/мин} \quad \Delta n_2 = \frac{156,7 - 160}{160} 100 = 2,0\%$$

$$\begin{aligned}
n_3 &= 1460 \frac{28}{32} \frac{23}{37} \frac{20}{80} \frac{30}{30} = 198,5 \text{ об/мин} & \Delta n_3 &= \frac{198,5 - 200}{200} 100 = 0,9\% \\
n_4 &= 1460 \frac{28}{32} \frac{26}{34} \frac{20}{80} \frac{30}{30} = 244,2 \text{ об/мин} & \Delta n_4 &= \frac{244,2 - 250}{250} 100 = 2,3\% \\
n_5 &= 1460 \frac{28}{32} \frac{23}{37} \frac{20}{80} \frac{37}{23} = 319,3 \text{ об/мин} & \Delta n_5 &= \frac{319,3 - 315}{315} 100 = 1,4\% \\
n_6 &= 1460 \frac{28}{32} \frac{26}{34} \frac{20}{80} \frac{37}{23} = 392,9 \text{ об/мин} & \Delta n_6 &= \frac{392,9 - 400}{400} 100 = 1,8\%
\end{aligned}$$

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:

$$\text{ - на I валу коробки скоростей: } N_i = N_{\text{эл.дв.}} \cdot \eta_n^2; [\text{кВт}]$$

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

$$N_I = 5,0 \cdot 0,99^2 = 4,75 \text{ кВт}$$

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

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

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

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

$$N_I = 0,95 \cdot N_I = 0,95 \cdot 4,75 = 4,51 \text{ кВт}$$

$$N_{II} = 0,95 \cdot N_I = 0,95 \cdot 4,51 = 4,29 \text{ кВт}$$

$$N_{III} = 0,95 \cdot N_{II} = 0,95 \cdot 4,29 = 4,08 \text{ кВт}$$

$$N_V = 0,95 \cdot N_{II} = 0,95 \cdot 4,29 = 4,08 \text{ кВт}$$

$$N_{VI} = 0,95 \cdot N_{II} = 0,95 \cdot 4,29 = 4,08 \text{ кВт}$$

$$N_{IV} = 0,95 \cdot N_{III} = 0,95 \cdot 4,08 = 3,87 \text{ кВт}$$

Максимальные крутящие моменты на валах привода определяются по формулам:

$$\text{ - на I валу коробки скоростей: } M_I = M_{\text{дв}} \eta_n^2, \text{ нм};$$

$$\text{ где: } M_{\text{дв.}} = \frac{N_{\text{дв.}} \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_n} = \frac{5 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 1460} = 32,7 \text{ нм} \quad \text{ - крутящий момент на валу электродвигателя.}$$

$$M_I = 32,7 \cdot 0,99^2 = 32,1 \text{ нм}$$

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

$$M_I = \frac{M_I}{i_n} 0,95 = \frac{32,1}{0,86} \cdot 0,95 = 35,5 \text{ нм}$$

$$M_{II} = \frac{M_I}{i_2} 0,95 = 35,5 \cdot 1,26^2 \cdot 0,95 = 48,4 \text{ нм}$$

$$M_{III} = \frac{M_{II}}{i_3} 0,95 = \frac{48,4}{1,26} \cdot 0,95 = 36,5 \text{ нм}$$

$$M_V = \frac{M_{II}}{i_5} 0,95 = 48,4 \cdot 1,26 \cdot 0,95 = 57,9 \text{ нм}$$

$$M_{VI} = \frac{M_{II}}{i_8} 0,95 = 48,4 \cdot 1,26^6 \cdot 0,95 = 183,9 \text{ нм}$$

$$M_{IV} = \frac{M_{VI}}{i_{11}} 0,95 = 183,9 \cdot 1,26^2 \cdot 0,95 = 277,4 \text{ нм}$$

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

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

$$d_{I'} = \sqrt[3]{32,1 \cdot 250} = 19 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{I'} = 20 \text{ мм}$

$$d_I = \sqrt[3]{35,5 \cdot 250} = 19,7 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_I = 20 \text{ мм}$

$$d_{II} = \sqrt[3]{48,4 \cdot 250} = 22 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{II} = 25 \text{ мм}$

$$d_{III} = \sqrt[3]{36,5 \cdot 250} = 21 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{III} = 25 \text{ мм}$

$$d_{IV} = \sqrt[3]{277,4 \cdot 250} = 41 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{IV} = 45 \text{ мм}$

$$d_V = \sqrt[3]{57,9 \cdot 250} = 26 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_V = 30 \text{ мм}$

$$d_{VI} = \sqrt[3]{183,9 \cdot 250} = 36 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{VI} = 40 \text{ мм}$

Для IV и VI валов наиболее нагруженной группы передач с учетом базового станка выбираем подшипники качения по ГОСТ 831-75:

- для IV вала – шарикоподшипник радиально-упорный однорядный со скосом на одном из колец 46096: внутренний диаметр  $d=45$  мм, наружный диаметр  $D=100$  мм, ширина  $B=25$  мм;

- для VI вала - шарикоподшипник радиально-упорный однорядный со скосом на одном из колец 46308: внутренний диаметр  $d=40$  мм, наружный диаметр  $D=90$  мм, ширина  $B=23$  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
$z_{19}/z_{20}$	4	37/23	148/92	156/100	138/82	14/18
$z_{21}/z_{22}$	4	30/30	120/120	128/128	110/110	14/18
$z_{23}/z_{24}$	4	23/37	92/148	100/156	82/138	14/18

Таблица 2

Делительные диаметры зубчатых колес привода

Параметры	$z_2/z_3$	$z_4/z_5$	$z_6/z_7$	$z_8/z_9$	$z_9/z_{10}$	$z_{11}/z_{12}$	$z_{13}/z_{14}$	$z_{15}/z_{16}$	$z_{17}/z_{18}$	$z_{25}/z_{26}$ -принято по базовому станку	
m, мм	2,5			3						3	
Z	28/32	26/34	23/37	49/39	39/31	27/33	39/31	31/39	20/80	31/41	
d, мм	70/80	65/85	57/92	147/117	117/93	81/99	117/93	93/117	60/240	93/123	

Расчет межосевых расстояний:

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

$$A_{I-I} = \frac{60 \cdot 2,5}{2} = 75 \text{ мм} \quad A_{I-II} = \frac{60 \cdot 2,5}{2} = 75 \text{ мм} \quad A_{II-III} = \frac{88 \cdot 3}{2} = 132 \text{ мм}$$

$$A_{III-IV} = \frac{70 \cdot 3}{2} = 105 \text{ мм} \quad A_{II-V} = \frac{60 \cdot 3}{2} = 90 \text{ мм} \quad A_{V-IV} = \frac{70 \cdot 3}{2} = 105$$

$$A_{II-VI} = \frac{100 \cdot 3}{2} = 150 \text{ мм} \quad A_{IV-VII} = \frac{72 \cdot 3}{2} = 108 \text{ мм}$$

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

$$A_{VI-IV} = \left( \frac{1}{i_{11}} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left( \frac{340000}{[\sigma_K] \cdot 1/i_{11}} \right)^2 \cdot \frac{1}{\psi_a} \cdot \frac{k \cdot N}{n} } \text{ см,}$$

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

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

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

$$A_{VI-IV} = (1,26^2 + 1) \sqrt{\left(\frac{340000}{5880 \cdot 1,26^2}\right)^2 \cdot \frac{1}{0,12} \cdot \frac{1,3 \cdot 3,87}{125}} = 19,7 \text{ см} = 197 \text{ мм}.$$

Учитывая, что по условиям контактной прочности зубчатого колеса межосевое расстояние между валами VI-IV наиболее нагруженной группы передач допускается до 197 мм, принимаем ранее рассчитанное  $A_{VI-IV}=420$  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:  $\delta = 0,025 \cdot A + 3 = 0,025 \cdot 120 + 3 = 6 \text{ мм}$  ;
- расстояние от торца зубчатого колеса до внутренней стенки корпуса:  
 $a = (1,0 \dots 1,2) \delta = 1,2 \cdot 6 = 7,2 \text{ мм}$
- расстояние от наибольшего диаметра колеса до смежного вала:  
 $c \geq 0,4 \delta = 0,4 \cdot 6 = 2,4 \text{ мм}$
- минимальное расстояние между торцами соседних зубчатых колес:  
 $e = (0,4 \dots 0,6) \delta = 0,6 \cdot 6 = 3,6 \text{ мм}$
- расстояние от венца зубчатого колеса до днища корпуса:  
 $b \geq 3 \delta = 3 \cdot 6 = 18 \text{ мм}$
- толщина крышки:  $\delta_1 = (0,7 \dots 0,8) \delta = 0,8 \cdot 6 = 4,8 \text{ мм}$

Предварительный анализ компоновки свертки коробки скоростей показывает, что зубчатое колесо  $z_{18}$ , расположенное на VI валу и имеющее  $D_{28}=240$  мм не вписывается в межосевое расстояние  $A_{VI-IV}=120$  мм. Поэтому, учитывая допустимое значение  $A_{VI-IV}=197$  мм, принимаем по Н21-5  $A_{VI-IV}=150$  мм. Тогда при  $m=4$  мм сумма зубьев сопряженных колес  $2Z_0=75$ .

Произведем перерасчет чисел зубьев наиболее нагруженной группы передач и геометрические параметры зубчатых колес блока Б<sub>4</sub>:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{19} + Z_{20} = 75 \\ \frac{Z_{19}}{Z_{20}} = 1,26^2 \end{array} \right\} \quad Z_{19}=1,26^2 Z_{20}; \quad Z_{20} + 1,26^2 Z_{20} = 75; \quad Z_{20}=29; \quad Z_5=75-29=46$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{21} + Z_{22} = 75 \\ \frac{Z_{21}}{Z_{22}} = 1 \end{array} \right\} \quad Z_{21}=38, Z_{22}=37$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{23} + Z_{24} = 75 \\ \frac{Z_{23}}{Z_{24}} = 1,26^2 \end{array} \right\} \quad Z_{24}=1,26^2 Z_{23}; \quad Z_{23} + 1,26^2 Z_{23} = 60; \quad Z_{23}=29; \quad Z_{24}=75-29=46$$

Проверка:  $Z_{19}+Z_{20}=Z_{21}+Z_{22}=Z_{23}+Z_{24}=2Z_0$   
 $46+29=38+37=29+46=75$

Таблица 3

Перерасчет геометрических параметров 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
$Z_{19}/Z_{20}$	4	46/29	184/116	192/124	174/106	18/22
$Z_{21}/Z_{22}$	4	38/37	152/148	160/156	142/138	18/22
$Z_{23}/Z_{24}$	4	29/46	116/184	124/192	106/174	18/22

Проверка кинематической точности частот вращения  $n_3$  и  $n_4$ , т.к. в ней участвует передача  $z_{21}/z_{22}=38/37$ , которая не точно выражает  $i_{10}=1$ :

$$n_3 = 1460 \frac{28}{32} \frac{23}{37} \frac{20}{80} \frac{38}{37} = 197,1 \text{ об/мин} \quad \Delta n_3 = \frac{197,1 - 200}{200} 100 = 1,4\%$$

$$n_4 = 1460 \frac{28}{32} \frac{26}{34} \frac{20}{80} \frac{38}{37} = 243,6 \text{ об/мин} \quad \Delta n_4 = \frac{243,6 - 250}{250} 100 = 2,5\%$$

Кинематическая точность обеспечена.

Числа зубьев зубчатых колес блока  $B_4$  на кинематической схеме (рис.6) условно оставлены без изменения с целью представления методики выполненного расчета.

Эскизная компоновка свертки коробки скоростей представлена на рис. 7.

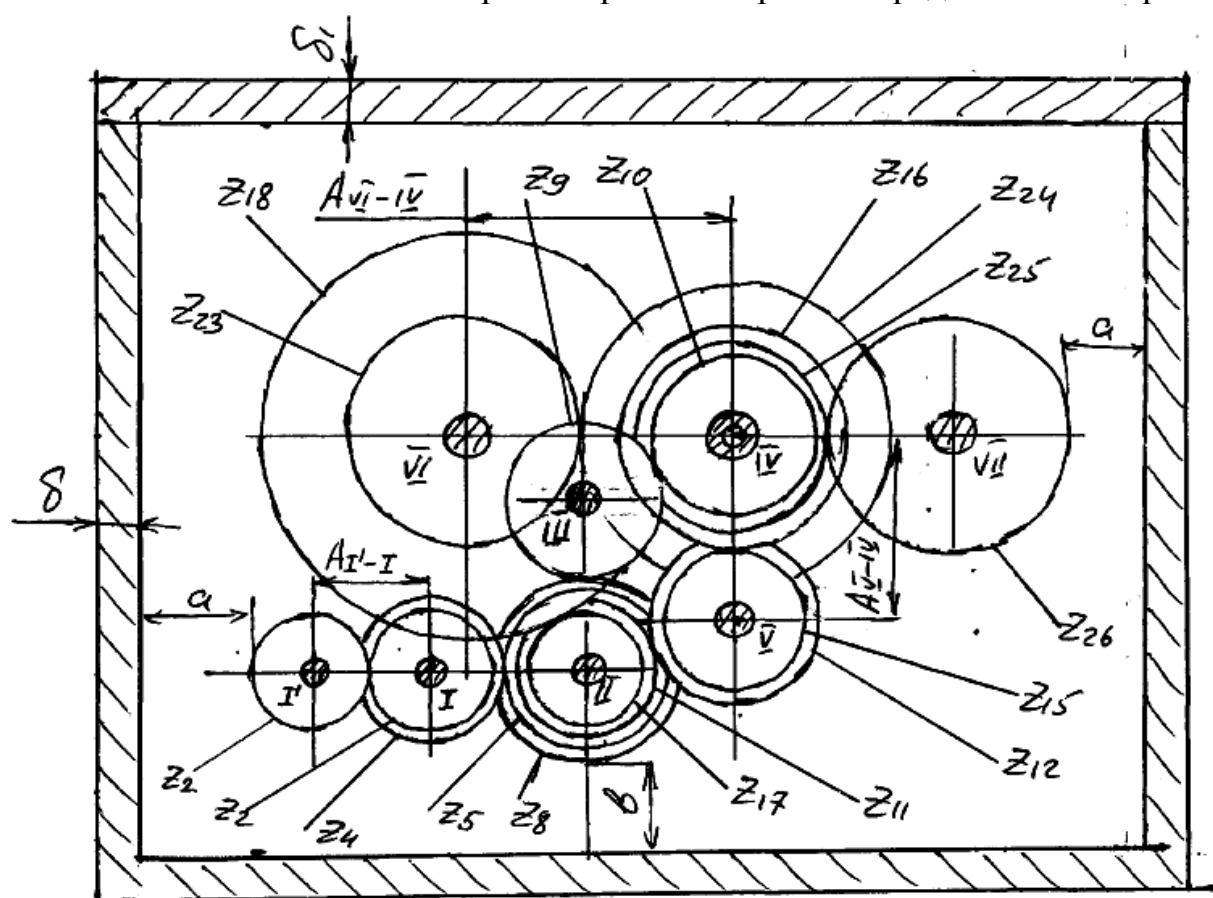


Рис.7. Эскизная компоновка свертки коробки скоростей.

## 9. Уточненный расчет наиболее нагруженного вала.

Наиболее нагруженным валов в последней переборной группе передач (наиболее нагруженной группе передач) коробки скоростей является IV вал, передающий крутящий момент  $M_{кр} = 277,4$  нм зубчатой передачей  $z_{23}/z_{24}=29/46$ .

Далее этот момент распределяется на преодоление сил резания ( $M_{кр.р}$ ) и привод подач ( $M_{кр.п}$ ) через зубчатую передачу  $z_{25}/z_{26}=31/41$  (вал VII).

Принимаем  $M_{кр.п} = 0,25 \cdot M_{кр} = 0,25 \cdot 277,4 = 69,4$  нм.

Тогда  $M_{кр.р} = M_{кр} - M_{кр.п} = 277,4 - 69,4 = 208$  нм.

Схема нагружения IV 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:

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

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

Определяем силы, действующие в зубчатых зацеплениях:

$$\text{- в передаче } \frac{z_{23}}{z_{24}}: F_t = \frac{2M_{кр}}{D_{24}} = \frac{2 \cdot 277,4}{0,184} = 3015 \text{ н}$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 3015 \cdot 0,364 = 1097 \text{ н};$$

$$\text{- в передаче } \frac{z_{25}}{z_{26}}: F_t^В = \frac{2M_{кр.п}}{D_{25}} = \frac{2 \cdot 69,4}{0,093} = 1492 \text{ н}$$

$$F_r^В = F_t^В \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1492 \cdot 0,364 = 543 \text{ н}.$$

Определяем реакции в опорах:

- горизонтальная плоскость:

$$\sum M_A = 0 \quad -F_r \cdot 0,275 - R_D^Г \cdot 0,5 - F_t^В \cdot 0,45 = 0$$

$$R_B^Г = -\frac{F_r \cdot 0,275 + F_t^В \cdot 0,45}{0,5} = -\frac{1097 \cdot 0,275 + 543 \cdot 0,45}{0,5} = -1092 \text{ н}$$

$$\sum M_D = 0 \quad R_A^Г \cdot 0,5 + F_r \cdot 0,225 + F_t^В \cdot 0,05 = 0$$

$$R_A^Г = -\frac{F_r \cdot 0,225 + F_t^В \cdot 0,05}{0,5} = -\frac{1097 \cdot 0,225 + 543 \cdot 0,05}{0,5} = -548 \text{ н}$$

- вертикальная плоскость:

$$\sum M_A = 0 \quad -F_t \cdot 0,275 - R_D^В \cdot 0,5 - F_t^В \cdot 0,45 = 0$$

$$R_D^В = -\frac{F_t \cdot 0,275 + F_t^В \cdot 0,45}{0,5} = -\frac{3015 \cdot 0,275 + 1492 \cdot 0,45}{0,5} = -3001 \text{ н}$$

$$\sum M_D = 0 \quad R_A^В \cdot 0,9 + F_t \cdot 0,225 - F_t^В \cdot 0,05 = 0$$

$$R_A^В = -\frac{F_t \cdot 0,225 + F_t^В \cdot 0,05}{0,5} = -\frac{3015 \cdot 0,225 + 1492 \cdot 0,05}{0,5} = -1505 \text{ н}$$

Полные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{(R_A^Г)^2 + (R_A^В)^2} = \sqrt{548^2 + 1505^2} = 1602 \text{ н}$$

$$R_D = \sqrt{(R_D^Г)^2 + (R_D^В)^2} = \sqrt{1092^2 + 3001^2} = 3194 \text{ н}$$

Изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости:

$$M_{И}^B = R_A^Г \cdot 0,275 = -548 \cdot 0,275 = -151 \text{ нм}$$

$$M_{И}^C = R_A^Г \cdot 0,45 + F_t \cdot 0,175 = -548 \cdot 0,45 + 1097 \cdot 0,175 = -55 \text{ нм}$$

$$M_{И}^D = R_A^Г \cdot 0,5 + F_t \cdot 0,225 + F_t^I \cdot 0,05 = -548 \cdot 0,5 + 1097 \cdot 0,225 + 543 \cdot 0,05 = 0$$

- в вертикальной плоскости:

$$M_{И}^B = R_A^В \cdot 0,275 = -1505 \cdot 0,275 = -414 \text{ нм}$$

$$M_{И}^C = R_A^В \cdot 0,45 + F_t \cdot 0,175 = -1505 \cdot 0,45 + 3015 \cdot 0,175 = -149 \text{ нм}$$

$$M_{И}^D = R_A^В \cdot 0,5 + F_t \cdot 0,225 + F_t^I \cdot 0,05 = -1505 \cdot 0,5 + 3015 \cdot 0,225 + 1492 \cdot 0,05 = 0$$

Резльтирующие изгибающие моменты:

$$M_{И}^B = \sqrt{151^2 + 414^2} = 434 \text{ нм}$$

$$M_{И}^C = \sqrt{55^2 + 149^2} = 159 \text{ нм}$$

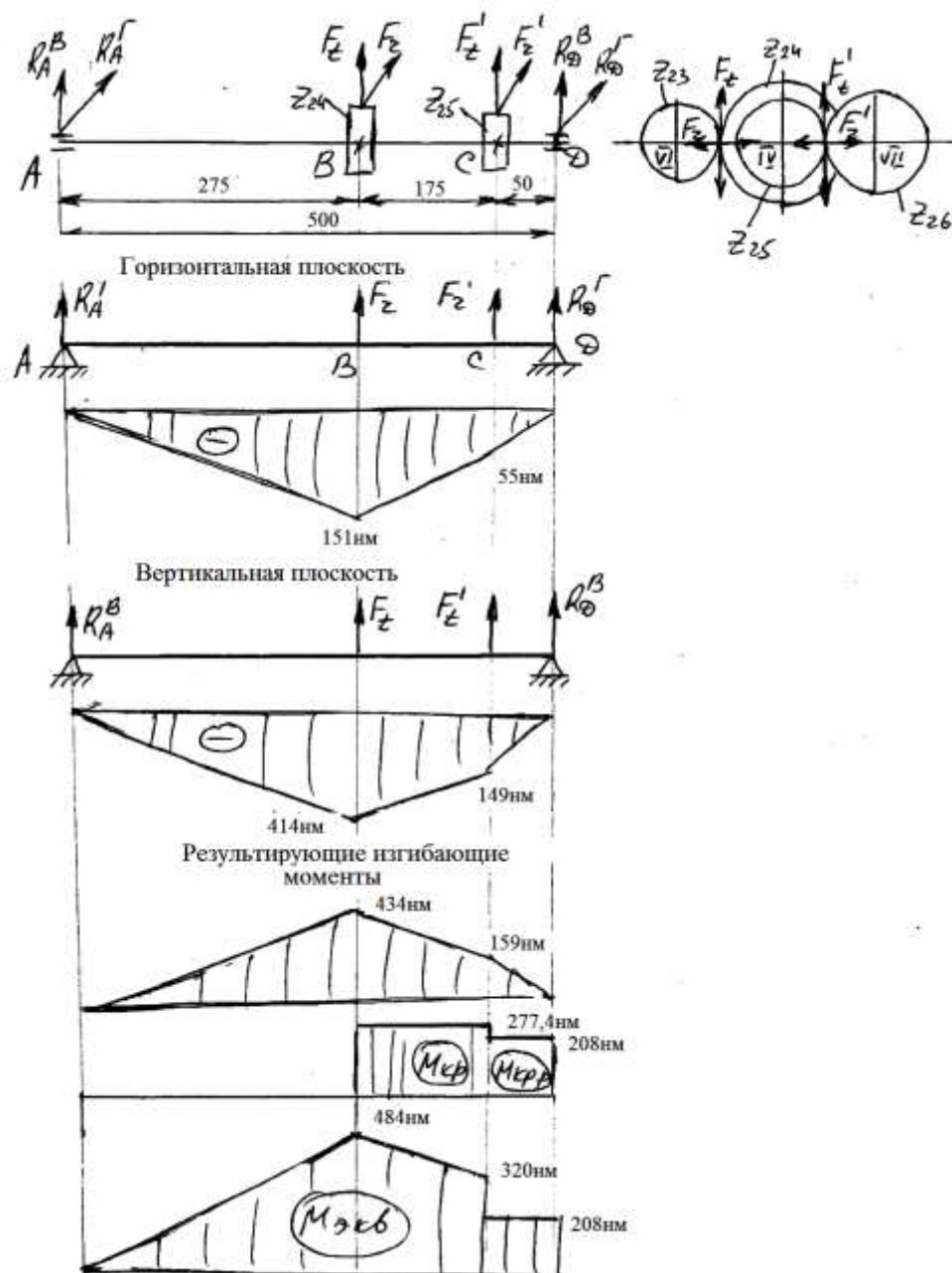


Рис.8. Схема нагружения IV вала и эпюры моментов



Эквивалентные моменты:

$$M_{\text{ЭКВ}}^B = \sqrt{(M_{\text{И}}^B)^2 + M_{\text{кр.}}^2} = \sqrt{434^2 + 277,4^2} = 484 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{ЭКВ}}^C = \sqrt{(M_{\text{И}}^C)^2 + M_{\text{кр.}}^2} = \sqrt{159^2 + 277,4^2} = 320 \text{ Нм}$$

Определяем диаметр IV вала:

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

$$d_{\text{IV}} = \sqrt[3]{\frac{484}{0,1 \cdot 5 \cdot 10^7}} = 0,043 \text{ м} = 43 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр IV вала  $d_{\text{IV}} = 45 \text{ мм}$

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

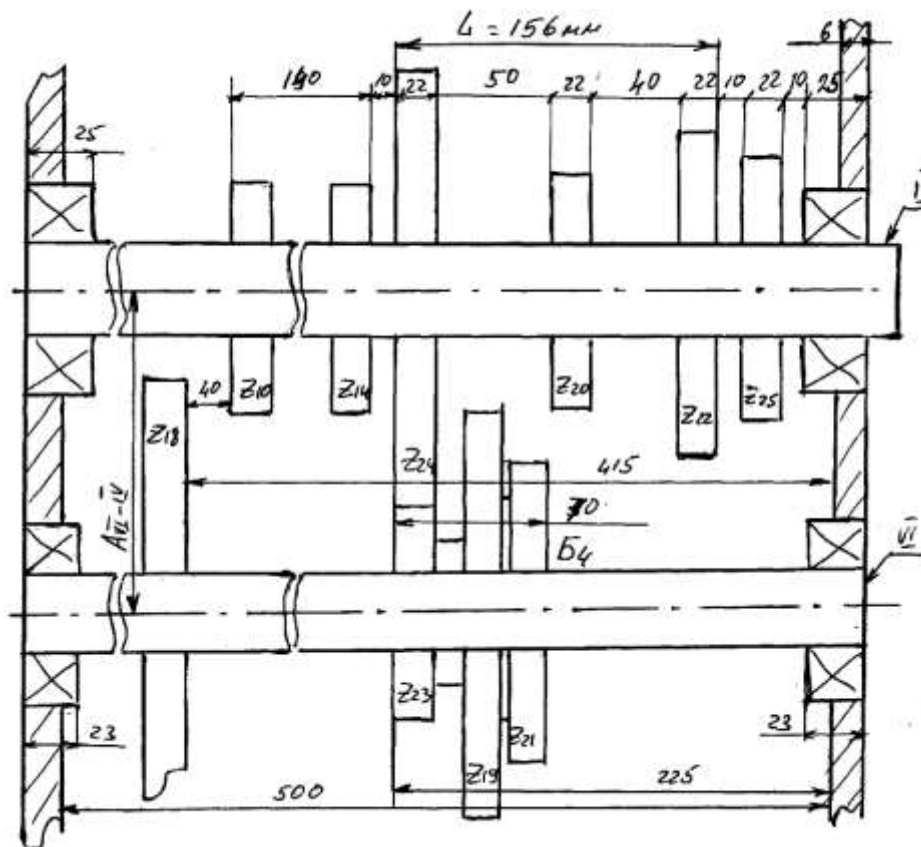


Рис.9.Компоновочная схема развертки наиболее нагруженной группы передач

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

Тройной блок  $B_4$ , находящийся на VI валу перемещается от поворота рукоятки Р (рис.10). Этот поворот передается через зубчатый сектор 1, колеса 2 и 3 и далее на вилку 5, на которой жестко закреплена рейка 4, перемещающаяся вдоль оси В. Зубчатые колеса 2 и 3 закреплены на оси А.

Длина перемещения блока  $B_4$  составляет  $L=156 \text{ мм}$  (см.рис.9),

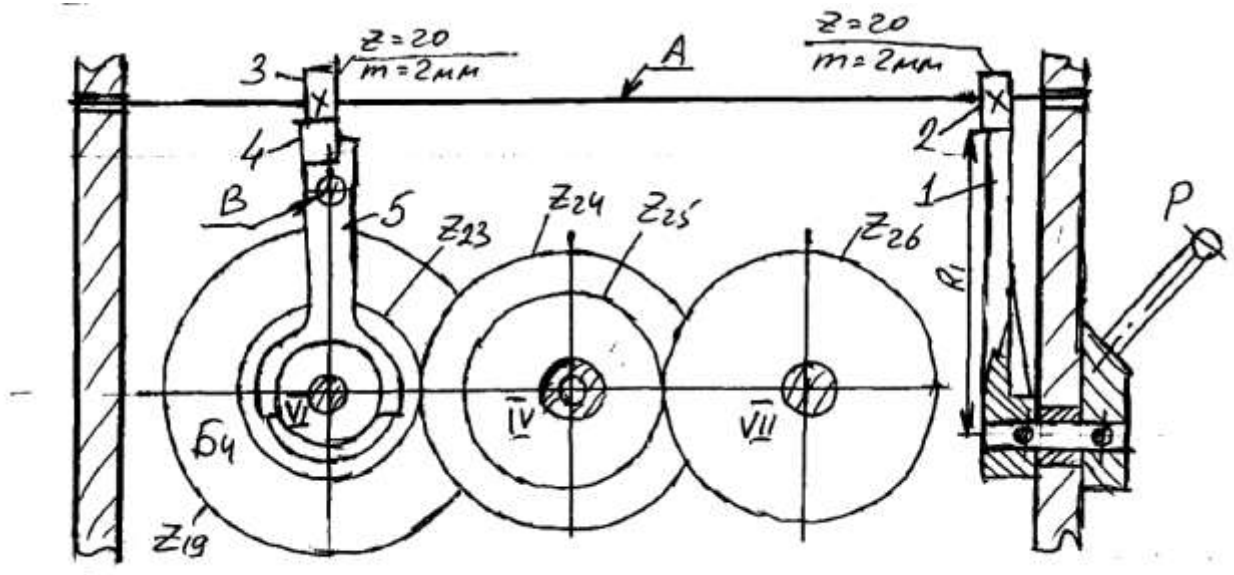


Рис.10 Схема механизма управления перемещением блока Б<sub>4</sub>

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

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

$$\text{Тогда } n_A = \frac{156}{3,14 \cdot 2 \cdot 20} = 1,24 \text{ об}$$

Число оборотов рукоятки Р 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  $R_2 = 250 \text{ мм}$ .

Тогда  $n_P = \frac{n_A}{R_2 / R_1} = \frac{n_A \cdot R_1}{R_2} = \frac{1,24 \cdot 20}{250} = 0,099 \text{ об}$ , что соответствует углу поворота рукоятки  $\alpha = 0,099 \cdot 360^\circ = 35,6^\circ$ .

19

## 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. Свирщевский 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).