

Вариант №23

Исходные данные:

- число скоростей привода: $Z = 15$;
- структурная формула привода: $Z = 3(1 + 2 \cdot 2)$;
- вид структуры: АП;
- знаменатель ряда геометрической прогрессии: $\phi = 1,26$;
- тип станка: зубофрезерный. Принимаем станок модели 5Д36.

Порядок выполнения работы

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

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

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

где: Z^0 – основная структура привода;

Z' – дополнительная структура привода.

Основная структура состоит из одной группы передач $Z^0 = P^0_1$, а дополнительная – из двух групп $Z' = P'_1 \cdot P'_2$. Тогда с учетом групп передач структурную формулу можно представить в виде:

$$Z = P^0_1 (1 + P'_1 \cdot P'_2) = 3(1 + 2 \cdot 2),$$

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

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

Цифры 2 и 3 определяют соответственно количество передач в группе.

С учетом характеристик передач в группе структурная формула представляется как:

$$Z = P^0_{1x_0} (1 + P'_{1x_1} \cdot P'_{2x_2}) = 3_{x_0}(1 + 2_{x_1} \cdot 2_{x_2}),$$

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;

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

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

$$Z = P^0_{1x_0} (1 + P'_{1x_1} \cdot P'_{2x_2}) = 3_{x_0}(1 + 2_{x_1} \cdot 2_{x_2}) = 3_1(1 + 2_3 \cdot 2_6)$$

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

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

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

Определяем возможное количество вариантов привода:

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

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

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

Таким образом, общее количество вариантов привода рассчитывается по формуле:

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

Для структурной формулы $Z = 3_1(i_{\Pi} + 2_3 \cdot 2_6)$ и структуры вида АП общее количество вариантов привода определяется по формуле:

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

где: k – число групп передач;

m – количество групп с одинаковым числом передач.

В нашем случае $K^0 = m^0 = 1$; $K' = m' = 2$

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

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

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

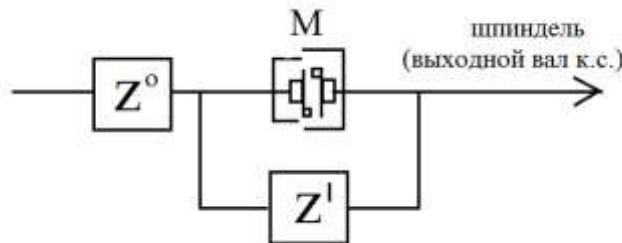


Рис. 1. Общий вид сложенной структуры вида АП.

Структура привода вида АП, разработанная с учетом структурной формулы $Z = 3_1(1 + 2_3 \cdot 2_6)$ и однонаправленности вращения шпинделя при передаче движения по различным кинематическим цепям, представлена на рис.2.

Структура привода (рис.2) состоит из 4-х валов, 2-х двухвенцовых блоков зубчатых колес ($P_1' = 2$, $P_2' = 2$) и одного трехвенцового блока $P_1^0 = 3$, причем передача $P_1' = 2$ имеет три положения, т.к. блок является также левой полумуфтой. Передача движения со II вала на III вал обеспечивается соединением полумуфт M .

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

$$\text{где: } Z_1 = P_1^0 \cdot (M) = 3_1 \cdot (M) = 3$$

$$Z_2 = P_1^0 \cdot P_1' \cdot P_2' = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6 = 12$$

$$\text{Или } Z = Z_1 + Z_2 = 3 + 12 = 15$$

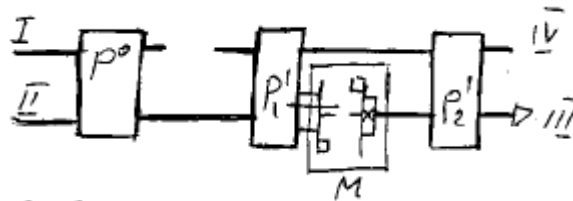


Рис. 2. Структура привода вида АП с учетом формулы $Z = 3_1(1 + 2_3 \cdot 2_6)$ и групп передач.

Структурная сетка для $Z = 3_1(1 + 2_3 \cdot 2_6) = 15$ представлена на рис.3

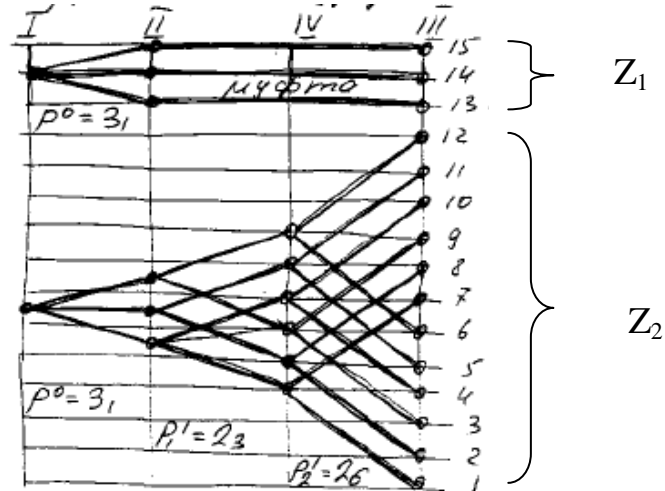


Рис.3. Структурная сетка привода.

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 4А160S4У3;
- мощность $N = 3$ кВт;
- частота вращения при номинальной мощности $n_n = 1460$ об/мин.

Принимая во внимание частоты вращения базового станка, а также $\phi=1,26$ и $Z=10$ задаемся $n_1=n_{\min}=16$ об/мин. По Нормали станкостроения Н11-1 получаем промежуточные и n_{\max} частоты вращения шпинделя:

$n_1=16$ об/мин	$n_2=20$ об/мин	$n_3=25$ об/мин	$n_4=31,5$ об/мин
$n_5=22,40$ об/мин	$n_6=50$ об/мин	$n_7=63$ об/мин.	$n_8=80$ об/мин.
$n_9=100$ об/мин.	$n_{11}=160$ об/мин.	$n_{12}=200$ об/мин.	$n_{13}=250$ об/мин.
$n_{14}=315$ об/мин.	$n_{15}=400$ об/мин.		

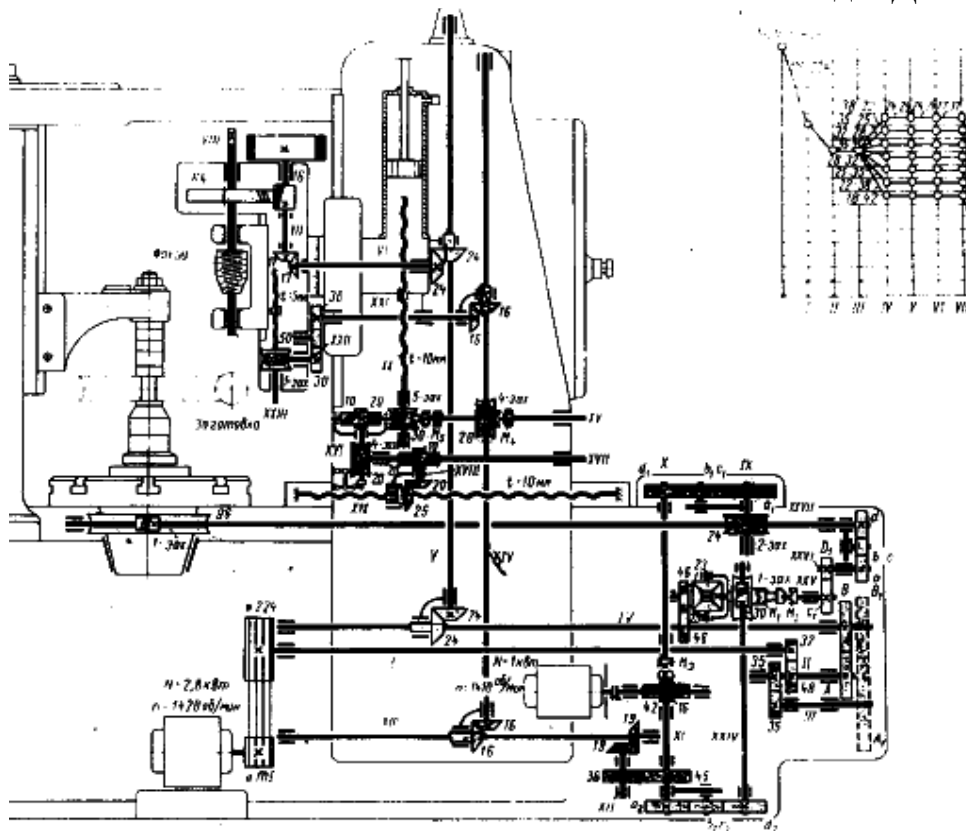
Учитывая, что частоты вращения вала электродвигателя $n_n=1450$ об/мин определяем последующие частоты вращения:

Анализ кинематической схемы привода главного движения станка модели 5Д32 (рис.4).

Вращение фрезе передается от электродвигателя $N=2,38$ кВт ($n=1420$ об/мин), клиноременной передачей 105/224, комплекта миечных зубчатых колес, а также постоянных передач 24/24, 24/24, 17/17 и 16/64. Общее

передаточное отношение постоянных передач равно $i=1/4$. В нашем случае, эти постоянные передачи оставим без изменения, а в разрабатываемом приводе дополнительно введем четыре вала (V, VI, VII и VIII).

Рис. 4 – Кинематическая схема станка мод. 5Д32



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

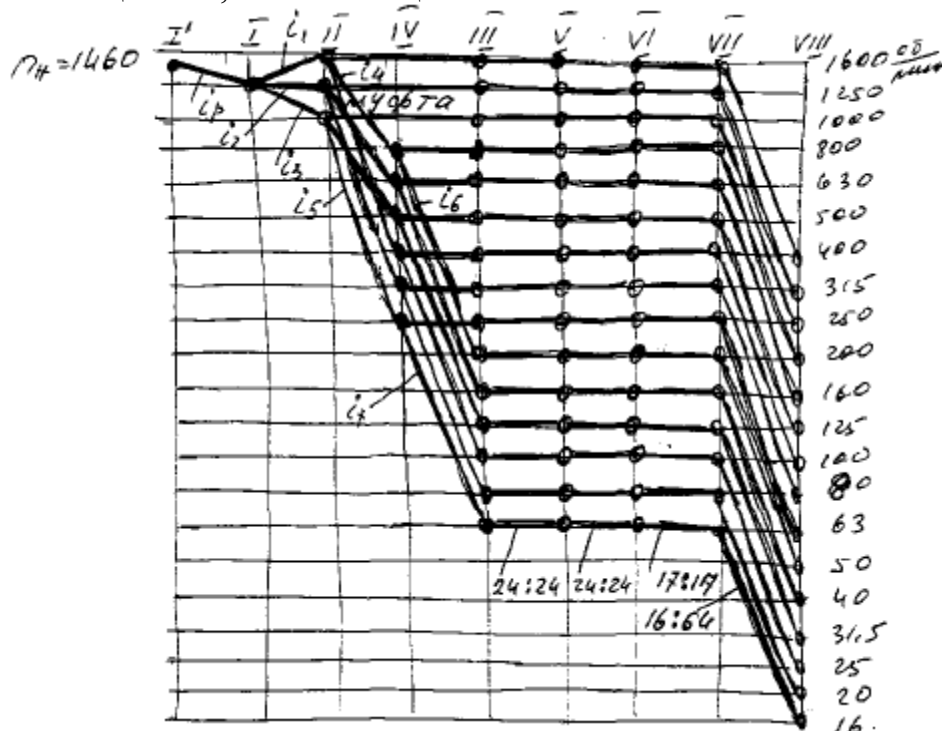


Рис. 5 – График частот вращения

5

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

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

$$i_6 = \frac{f_6}{q_6} = \frac{Z_{14}}{Z_{15}} \approx \frac{1}{1} \quad i_7 = \frac{f_7}{q_7} = \frac{Z_{16}}{Z_{17}} \approx \frac{1}{4}$$

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

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

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

Таким образом $K = 10$

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

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

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

По Нормали Н21-5 задавшись модулем зубчатых колес $m = 4$ мм получаем $2Z_0 = 90$, при этом межосевое расстояние между валами составляет $A_{III-IV} = 180$ мм.

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$Z_{14} = 2Z_0 \frac{f_6}{f_6 + q_6} = 90 \frac{1}{1 + 1} = 45 \quad Z_{15} = 2Z_0 \frac{q_6}{f_6 + q_6} = 90 \frac{1}{1 + 1} = 45$$

$$Z_{16} = 2Z_0 \frac{f_9}{f_9 + q_9} = 90 \frac{1}{1 + 4} = 18 \quad Z_{17} = 2Z_0 \frac{q_9}{f_9 + q_9} = 90 \frac{4}{1 + 4} = 72$$

$$\text{Проверка: } Z_{14} + Z_{15} = Z_{16} + Z_{17} = 2Z_0 \\ 45 + 45 = 18 + 72 = 90$$

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 II и IV валами:

Т.к. передача с вала II на вал III осуществляется муфтой, то межосевые расстояния $A_{II-IV} = A_{III-IV} = 180$ мм. При модуле $m = 3$ мм по Н21-5 имеем $2Z_0 = 120$.

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{10} + Z_{11} = 120 \\ \frac{Z_{10}}{Z_{11}} = i_4 = \frac{1}{1,26^3} \end{array} \right\} Z_{11} = 1,26^3 Z_{10}; Z_{10} + 2 Z_{10} = 120; Z_{10} = 40; Z_{11} = 120 - 40 = 80$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{12} + Z_{13} = 120 \\ \frac{Z_{12}}{Z_{13}} = i_5 = \frac{1}{1,26^6} \end{array} \right\} Z_{13} = 1,26^6 Z_{12}; Z_{12} + 4 Z_{12} = 120; Z_{12} = 24; Z_{13} = 120 - 24 = 96$$

$$\text{Проверка: } Z_{10} + Z_{11} = Z_{12} + Z_{13} = 2Z_0 \\ 40 + 80 = 24 + 96 = 120$$

Расчет чисел зубьев между I и II валами:

Передача движения между валами обеспечивается передачей $i_1 = z_4/z_5 = 1,26$. С целью обеспечения наименьших радиальных размеров коробки скоростей принимаем для i_1 , что $z_5 = 20$. Тогда $z_4 = 1,26 \cdot z_5 = 1,26 \cdot 20 = 25$, а $2Z_0 = Z_4 + Z_5 = 20 + 25 = 45$. По H21-5 при $m = 3$ мм принимаем $2Z_0 = 60$ ($A_{I-II} = 90$ мм).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_4 + Z_5 = 60 \\ \frac{Z_4}{Z_5} = 1,26 \end{array} \right\} \quad Z_4 = 1,26 Z_5; \quad Z_5 + 1,26 Z_5 = 60; \quad Z_5 = 26; \quad Z_4 = 60 - 26 = 34$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_6 + Z_7 = 60 \\ \frac{Z_6}{Z_7} = 1 \end{array} \right\} \quad Z_6 = Z_7 = 60/2 = 30$$

Проверка: $Z_4 + Z_5 = Z_6 + Z_7 = 2Z_0$
 $34 + 26 = 30 + 30 = 60$

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

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

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

$n_1 = 1460 \frac{196}{224} \frac{27}{33} \frac{24}{96} \frac{18}{72} \frac{24}{24} \frac{17}{17} \frac{16}{64} = 16,3 \text{ об/мин}$	$\Delta n_1 = \frac{16 - 16,3}{16} 100 = 1,8\%$
$n_2 = 1460 \frac{196}{224} \frac{30}{30} \frac{24}{96} \frac{18}{72} \frac{24}{24} \frac{17}{17} \frac{16}{64} = 19,8 \text{ об/мин}$	$\Delta n_2 = \frac{20 - 19,8}{20} 100 = 1\%$
$n_3 = 1460 \frac{196}{224} \frac{33}{27} \frac{24}{96} \frac{18}{72} \frac{24}{24} \frac{17}{17} \frac{16}{64} = 24,4 \text{ об/мин}$	$\Delta n_3 = \frac{25 - 24,4}{25} 100 = 2,4\%$
$n_4 = 1460 \frac{196}{224} \frac{27}{33} \frac{40}{80} \frac{18}{72} \frac{24}{24} \frac{17}{17} \frac{16}{64} = 31,6 \text{ об/мин}$	$\Delta n_4 = \frac{31,5 - 31,6}{31,5} 100 = 0,3\%$
$n_5 = 1460 \frac{196}{224} \frac{30}{303} \frac{40}{80} \frac{18}{72} \frac{24}{24} \frac{17}{17} \frac{16}{64} = 39,8 \text{ об/мин}$	$\Delta n_5 = \frac{40 - 39,8}{40} 100 = 0,5\%$
$n_6 = 1460 \frac{196}{224} \frac{33}{27} \frac{40}{80} \frac{18}{72} \frac{24}{24} \frac{17}{17} \frac{16}{64} = 48,8 \text{ об/мин}$	$\Delta n_6 = \frac{50 - 48,8}{50} 100 = 2,4\%$
$n_7 = 1460 \frac{196}{224} \frac{27}{33} \frac{24}{96} \frac{45}{45} \frac{24}{24} \frac{17}{17} \frac{16}{64} = 62,5 \text{ об/мин}$	$\Delta n_7 = \frac{63 - 62,5}{63} 100 = 0,8\%$
$n_8 = 1460 \frac{196}{224} \frac{30}{30} \frac{24}{96} \frac{45}{45} \frac{24}{24} \frac{17}{17} \frac{16}{64} = 79,6 \text{ об/мин}$	$\Delta n_8 = \frac{80 - 79,6}{80} 100 = 0,5\%$
$n_9 = 1460 \frac{196}{224} \frac{33}{27} \frac{24}{96} \frac{45}{45} \frac{24}{24} \frac{17}{17} \frac{16}{64} = 97,6 \text{ об/мин}$	$\Delta n_9 = \frac{100 - 97,6}{100} 100 = 2,4\%$
$n_{10} = 1460 \frac{196}{224} \frac{27}{33} \frac{40}{80} \frac{45}{45} \frac{24}{24} \frac{17}{17} \frac{16}{64} = 126,9 \text{ об/мин}$	$\Delta n_{10} = \frac{125 - 126,9}{125} 100 = 1,5\%$
$n_{11} = 1460 \frac{196}{224} \frac{30}{30} \frac{40}{80} \frac{45}{45} \frac{24}{24} \frac{17}{17} \frac{16}{64} = 159,7 \text{ об/мин}$	$\Delta n_{11} = \frac{160 - 159,7}{160} 100 = 0,3\%$
$n_{12} = 1460 \frac{196}{224} \frac{33}{27} \frac{40}{80} \frac{45}{45} \frac{24}{24} \frac{17}{17} \frac{16}{64} = 195,2 \text{ об/мин}$	$\Delta n_{12} = \frac{200 - 195,2}{200} 100 = 2,3\%$

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

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

Расчет мощности на валах привода главного движения производится по формуле:

- на I валу: $N_I = N_{дв} \cdot \eta_p$, [кВт], где $\eta_p = 0,85$ - КПД ременной передачи;

$$N_I = 3 \cdot 0,85 = 2,5 \text{ кВт};$$

- на последующих валах по формуле:

$$N_i = N_{i-1} \cdot \eta_3 \cdot \eta_n^2, \text{ кВт}$$

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

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

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

$$N_{II} = 0,95 \cdot N_I = 2,5 \cdot 0,95 = 2,4 \text{ кВт}$$

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

$$N_{III} = 0,95 \cdot N_{IV} = 0,95 \cdot 2,3 = 2,1 \text{ кВт}$$

Максимальные крутящие моменты на валах привода определяются по формулам:

- на I валу: $M_I = \frac{M_{дв}}{i_p} \eta_p \eta_n^2$, Нм;

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

$$M_I = \frac{20}{0,86} \cdot 0,83 = 19 \text{ Нм}$$

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

$$M_{II} = \frac{M_I}{i_3} \cdot 0,95 = 19 \cdot 1,26 \cdot 0,95 = 23 \text{ Нм}$$

$$M_{III} = \frac{M_{IV}}{i_7} \cdot 0,95 = 87 \cdot 1,26^6 \cdot 0,95 = 330 \text{ Нм}$$

$$M_{IV} = \frac{M_{II}}{i_5} \cdot 0,95 = 23 \cdot 1,26^6 \cdot 0,95 = 87 \text{ Нм}$$

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

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

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

$$\text{Принимаем } d_I = 20 \text{ мм}$$

$$d_{II} = \sqrt[3]{23 \cdot 250} = 17,4 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_{II} = 20 \text{ мм}$$

$$d_{III} = \sqrt[3]{330 \cdot 250} = 41,8 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_{III} = 45 \text{ мм}$$

$$d_{IV} = \sqrt[3]{87 \cdot 250} = 27,2 \text{ мм}$$

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

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

- для IV вала – шарикоподшипник радиальный однорядный 306: внутренний диаметр $d=30$ мм, наружный диаметр $D=72$ мм, ширина $B=19$ мм;
- для III вала: 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 _a , мм	d _f , мм	B, мм
Z_{14}/Z_{15}	4	45/45	180/180	188/188	170/170	27/30
Z_{16}/Z_{17}	4	18/72	72/288	80/296	62/278	27/30

Таблица 2

Делительные диаметры зубчатых колес привода

Параметры	z_4/z_5	z_6/z_7	z_8/z_9	z_{10}/z_{11}	z_{12}/z_{13}	z_{18} – принято по базовому станку
m, мм	3			3		4
Z	34/26	30/30	26/34	40/80	24/96	24
d, мм	$\frac{102}{78}$	$\frac{90}{90}$	$\frac{78}{102}$	$\frac{120}{240}$	$\frac{72}{288}$	96

Расчет межосевых расстояний:

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

$$A_{I-II} = \frac{60 \cdot 3}{2} = 90 \text{ мм}$$

$$A_{II-III} = \frac{120 \cdot 3}{2} = 180 \text{ мм}$$

A_{I-I} - принимается конструктивно.

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

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

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.

$$A_{III-IV} = (1,26^6 + 1) \sqrt[3]{ \left(\frac{340000}{5880 \cdot 1,26^6} \right)^2 \cdot \frac{1}{0,12} \cdot \frac{1,3 \cdot 2,1}{5,6} } = 21,0 \text{ см} = 210 \text{ мм}.$$

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

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 днища корпуса:

$$b \geq 3 \delta = 3 \cdot 7,5 = 22,5 \text{ мм}$$

- толщина крыши: $\delta_1 = (0,7 \dots 0,8) \delta = 0,7 \cdot 7,5 = 5,3 \text{ мм}$

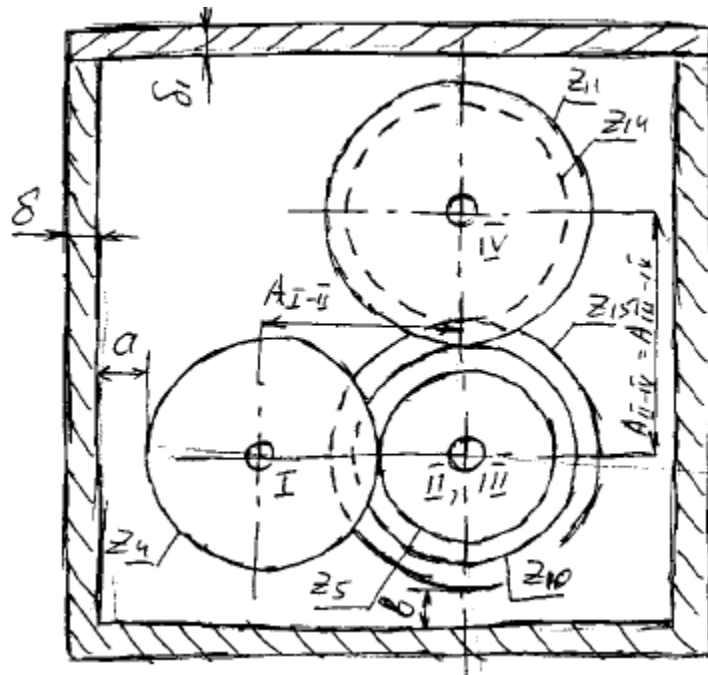


Рис.7. Эскизная компоновка шестерен коробки скоростей.

9. Уточненный расчет наиболее нагруженного вала.

Наиболее нагруженным валом в последней переборной группе передач (наиболее нагруженной группе передач) коробки скоростей является III вал, передающий крутящий момент $M_{кр} = 330$ нм зубчатой передачей $z_{16}/z_{17}=18/72$. При этом вал нагружен консольно конической зубчатой передачей.

Схема нагружения III 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:

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

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

Определяем силы, действующие в зубчатых зацеплениях:

$$- F_t = \frac{2M_{кр}}{D_{17}} = \frac{2 \cdot 330}{0,284} = 2324 \text{ н}$$

$$- F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 2324 \cdot 0,364 = 846 \text{ н}$$

Т.к. силы F_r^H, F_t^H в конической зубчатой передаче неизвестны, принимаем их равными $F_r = F_r^H, F_t = F_t^H$

Определяем реакции в опорах:

- горизонтальная плоскость:

$$\sum M_A = 0 \quad -F_t \cdot 0,06 - R_B^H \cdot 0,18 - F_t^H \cdot 0,24 = 0$$

$$R_B^H = -\frac{F_t \cdot 0,06 + F_t^H \cdot 0,24}{0,18} = -\frac{2324 \cdot 0,06 + 2324 \cdot 0,24}{0,18} = -3873 \text{ н}$$

$$\sum M_B = 0 \quad R_A^H \cdot 0,18 - F_t \cdot 0,06 + F_t^H \cdot 0,12 = 0$$

$$R_A^r = \frac{-F_t^l \cdot 0,06 - F_t \cdot 0,06}{0,18} = \frac{-2324 \cdot 0,12 + 2324 \cdot 0,06}{0,18} = -775 \text{ Н}$$

- вертикальная плоскость:

$$\sum M_A = 0 \quad F_r^l \cdot 0,24 + F_r \cdot 0,06 - R_B^B \cdot 0,18 = 0$$

$$R_B^B = \frac{F_r \cdot 0,06 + F_r^l \cdot 0,24}{0,18} = \frac{846 \cdot 0,06 + 846 \cdot 0,24}{0,18} = 1410 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0 \quad R_A^B \cdot 0,18 + F_r^l \cdot 0,060 - F_r \cdot 0,06 = 0$$

$$R_A^B = \frac{-F_r^l \cdot 0,06 + F_r \cdot 0,12}{0,18} = -\frac{846 \cdot 0,12 - 846 \cdot 0,06}{0,18} = 282 \text{ Н}$$

Полные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{(R_A^r)^2 + (R_A^B)^2} = \sqrt{775^2 + 282^2} = 825 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^r)^2 + (R_B^B)^2} = \sqrt{3873^2 + 1410^2} = 4122 \text{ Н}$$

Изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости:

$$M_{И}^C = R_A^r \cdot 0,06 = -775 \cdot 0,06 = -464 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^B = -R_A^r \cdot 0,18 + F_t \cdot 0,12 = -775 \cdot 0,18 + 2324 \cdot 0,12 = 140 \text{ Нм}$$

- в вертикальной плоскости:

$$M_{И}^C = R_A^B \cdot 0,06 = 282 \cdot 0,06 = 17 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^B = R_A^B \cdot 0,18 - F_r \cdot 0,12 = 282 \cdot 0,18 - 846 \cdot 0,12 = -50 \text{ Нм}$$

Результирующие изгибающие моменты:

$$M_{И}^C = \sqrt{465^2 + 17^2} = 466 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^B = \sqrt{140^2 + 50^2} = 148 \text{ Нм}$$

Эквивалентные моменты:

$$M_{ЭКВ}^C = \sqrt{(M_{И}^C)^2 + M_{КК}^2} = \sqrt{466^2 + 330^2} = 570 \text{ Нм}$$

$$M_{ЭКВ}^B = \sqrt{(M_{И}^B)^2 + M_{КР}^2} = \sqrt{148^2 + 330^2} = 362 \text{ Нм}$$

Определяем диаметр III вала:

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

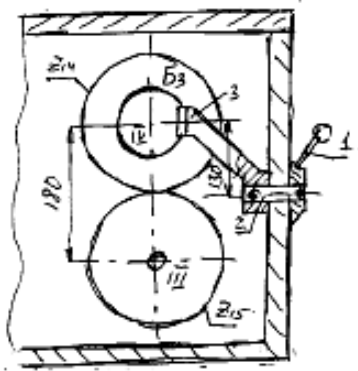
$$d_{III} = \sqrt[3]{\frac{570}{0,1 \cdot 5 \cdot 10^7}} = 0,043 \text{ м} = 43 \text{ мм}$$

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

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

Двойной блок B_3 , находящийся на IV валу перемещается от поворота рукоятки 1 (рис.10,а). закрепленной на оси 2. Т.к. рукоятка осуществляет непосредственное управление перемещением блока, то при заданной длине рычага 3 ($R=130\text{мм}$) определяем угол поворота из тригонометрических преобразований (см.рис.10.б).

а)



б)

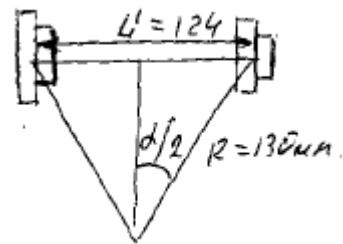


Рис.10 Схема механизма управления перемещением блока B_3

Длина перемещения блока составляет $L=l+2\cdot 30$,
где $l=64\text{мм}$ – длина блока (см.рис.9)

Тогда $L=65+2\cdot 30=125\text{мм}$.

Таким образом угол поворота рукоятки, определяемый по формуле:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{L}{2R} = \frac{125}{2 \cdot 130} = 0,47 \text{ равен: } \alpha/2=23^0, \text{ или полный угол поворота } \alpha=46^0.$$

12. Начертить сборочный чертеж развертки наиболее нагруженной группы

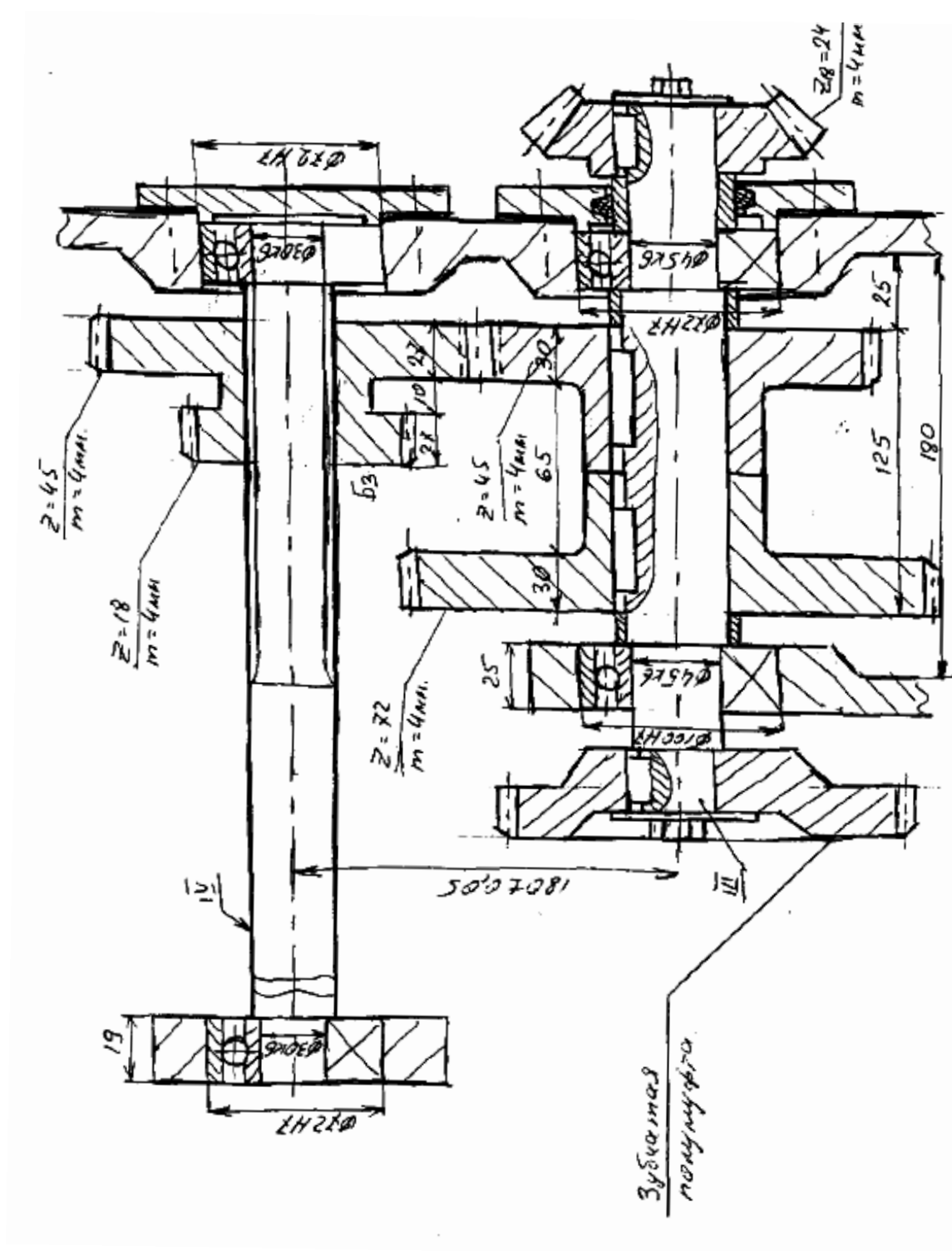


Рис.11 сборочный чертеж развертки наиболее нагруженной группы передач

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. 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).