

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
КАФЕДРА МАШИНОВЕДЕНИЯ

Методические указания

к лабораторной работе

**«Анализ типовых приводов главного движения
со ступенчатым регулированием»**

**по дисциплине «Конструирование и расчёт станков»
для студентов специальностей 1-36 01 03 «Технологическое
оборудование машиностроительного производства»,
1-36 01 01 «Технология машиностроения»**

Брест 2015

УДК 621.7/9

В методических указаниях содержится руководство по выполнению лабораторной работы «Анализ типовых приводов главного движения со ступенчатым регулированием» по дисциплине «Конструирование и расчёт станков». Изложен теоретический материал по графо-аналитическому методу расчета привода. Определён порядок выполнения лабораторной работы, приведены варианты заданий, контрольные вопросы. В приложении даны необходимые справочные таблицы и примеры решений. Для студентов специальностей 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства», 1-36 01 01 «Технология машиностроения»

Составили: В.П. Горбунов, к.т.н., доцент
В.Ф. Григорьев, к.т.н., доцент
Ю.А. Дакало, ст. преподаватель

Лабораторная работа

Тема: «Анализ типовых приводов главного движения со ступенчатым регулированием и разработка привода станка»

Цель работы:

1. Изучить структуры типовых приводов главного движения.
2. Получить практические навыки кинематического расчёта привода главного движения со ступенчатым регулированием.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

1 Особенности привода главного движения со ступенчатым регулированием

Главными приводами со ступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя оснащают как неавтоматизированные станки с ручным управлением, используемые в единичном и серийном производствах, так и редко перенастраиваемые автоматизированные станки, работающие в массовом производстве. Такие приводы просты, компактны, имеют высокий КПД, долговечны. Недостатком их является невозможность точной установки оптимальной скорости резания, а также ее изменения без остановки резания в процессе выполнения переменного цикла обработки.

Частоты вращения шпинделя $n_1 = n_{min}$, $n_2, n_3, \dots, n_z = n_{max}$ образуют геометрический ряд со знаменателем φ , где Z – число ступеней частот.

Основные зависимости геометрического ряда:

- члены ряда

$$n_1, n_2 = n_1 \cdot \varphi, \dots, n_z = n_1 \cdot \varphi^{z-1}; \quad (1)$$

- диапазон регулирования привода

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{n_1 \cdot \varphi^{Z-1}}{n_1} = \varphi^{Z-1}; \quad (2)$$

- число ступеней частоты вращения шпинделя

$$z = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi} + 1; \quad (3)$$

- знаменатель геометрического ряда

$$\varphi = \sqrt[z]{R_n}; \quad (4)$$

Многогрупповая структура включает l последовательно соединенных групповых передач a, b, c, \dots, k, l с соответствующими числами передач $p_a, p_b, p_c, \dots, p_k, p_l$. Общее число ступеней скорости шпинделя $Z = p_a \cdot p_b \cdot \dots \cdot p_k \cdot p_l$.

В привод входит основная группа, с помощью которой получают ряд частот вращения со знаменателем φ . На структурной сетке привода она изображается лучами, расходящимися на один интервал, т.е. характеристика основной группы равна единице.

Первая переборная группа имеет характеристику, равную числу передач основной группы. Характеристика второй переборной группы равна произведению чисел передач основной и первой переборной групп. Аналогично определяются характеристики других групп.

Последовательность расположения передач (основной и переборных) теоретически может быть любой, она определяет конструкцию привода. Пусть для определенно-

сти основной является группа a ; первой переборной, следующей за основной, служит b ; второй переборной, расположенной за первой, – c и т.д. Тогда характеристики групп:

$$x_1 = 1; x_2 = p_a; x_3 = p_a \cdot p_b; \dots; x_i = p_a \cdot p_b$$

и структурная формула привода

$$Z = p_a (x_1) \cdot p_b (x_2) \dots \cdot p_i (x_i). \quad (5)$$

Выполняя кинематический расчет, привод изображают в виде структурной сетки. Число горизонтальных линий в ней на единицу больше числа групп передач привода, число вертикальных равно числу ступеней передач z .

В поле между соседними горизонтальными линиями с помощью лучей изображают соответствующую группу передач. Привод с последовательно включенными групповыми передачами изображается симметричной веерообразной сеткой.

2 Кинематический расчёт главных приводов со ступенчатым регулированием

Выбор структурной формулы

Из ряда возможных вариантов привода выбирают наиболее рациональный и записывают его структурную формулу. Масса высокоскоростных зубчатых колес и валов меньше, чем низкоскоростных. Поэтому группы передач располагают так, чтобы первой была основная группа, а характеристики групп увеличивались от первого вала коробки скоростей к последнему. Основная группа должна обеспечивать наибольшее число передач.

Построение структурной сетки

Структурная сетка строится в соответствии с принятой структурной формулой привода. При построении структурной сетки учитываются только валы групповых передач. Построение ведется в полулогарифмических координатах: N валов – $\lg n$, при этом число интервалов $\lg \varphi$ оси $\lg n$ равно $Z - 1$. Любые соседние лучи, изображающие передачи, расходятся на X интервалов. Лучи для каждой группы проводят симметрично. Необходимо учитывать, что диапазон регулирования групповой передачи имеет максимально допустимые значения:

$$R_{гр,max} = \varphi^{K_{max}} \leq 8, \quad (6)$$

где K_{max} – максимальное количество интервалов между крайними лучами, изображающими передачи данной группы.

Значения K_{max} для стандартных значений φ представлены в таблице 2П приложения. Анализируя структурные сетки, исключают из дальнейшего рассмотрения варианты с групповыми передачами, имеющими диапазон регулирования выше допустимого.

Разработка кинематической схемы

При разработке кинематической схемы привода исходят из его структурной сетки, учитывают частоту вращения электродвигателя и вводят одиночные передачи, необходимые для получения частот вращения шпинделя и обеспечения конструктивной компоновки привода.

Построение графика частот вращения и определение передаточных отношений

График частот вращения строится на основе разработанной кинематической схемы и структурной сетки. График отражает частоты вращения всех валов привода, включая валы одиночных передач. Первоначально строят цепь редукции, обеспечивающую сни-

жение частоты вращения электродвигателя n_3 до $n_1 = n_{\min}$ на шпинделе. Для дальнейшего построения используют структурную сетку. Число интервалов, изображающих частоту вращения электродвигателя, равно

$$y_3 = \frac{\lg\left(\frac{n_3}{n_{\min}}\right)}{\lg\varphi}. \quad (7)$$

Для обеспечения приемлемых радиальных размеров коробок скоростей вводят ограничения на передаточные отношения передач:

$$i_{\min} = \varphi^{-m} \geq \frac{1}{4}; \quad i_{\max} = \varphi^m \leq 2. \quad (8)$$

Исходя из этого, существуют допустимые значения показателей m (приложение, таблица 3П) для стандартных значений φ , т.е. лучи, изображающие передачи, могут перекрывать число интервалов не больше допустимых значений соответственно для повышающих и понижающих передач. Желательно, чтобы для цели редукции выполнялось условие

$$i_{p\max} \geq i_{pb\min} \geq i_{p\min} \geq \dots \geq i_{p\min}. \quad (9)$$

Из графика частот вращения передаточные отношения передач находят по формуле:

$$i = \varphi^{\pm m}, \quad (10)$$

где m – число интервалов по оси n , перекрываемое лучом (знак «+» соответствует повышающей передаче, знак «-» – понижающей).

Определение чисел зубьев зубчатых колёс

Числа зубьев колес определяются с помощью таблицы 4П приложения исходя из принятой суммы чисел зубьев $\sum z$ ведущего и ведомого колес каждой группы передач и в зависимости от передаточного отношения каждой передачи i (при $i < 1$ необходимо использовать $i' = 1/i$). В таблице приведены числа зубьев меньшего колеса передачи. Рекомендуется принимать минимальное число зубьев $Z_{\min} = 18 \dots 20$, а суммарное число зубьев $\sum z \leq 100 \dots 120$. Для сменных зубчатых колес привода установлены следующие значения $\sum z$: 72; 90; 120. При использовании тройного блока для свободного его переключения необходимо, чтобы числа зубьев его колес отличались как минимум на 4 зуба.

Определение отклонений частот от стандартных значений

Отклонения частот вращения от стандартных значений определяются по формуле:

$$\delta = \frac{|n_i^{\phi} - n_i^{\sigma}|}{n_i^{\sigma}} \cdot 100\%, \quad (11)$$

где n_i^{ϕ} – фактическая частота вращения, мин^{-1} ;

n_i^{σ} – стандартное значение частоты вращения, мин^{-1} .

Допустимое отклонение фактических частот вращения от стандартных значений определяется по формуле:

$$[\delta] = 10 \cdot (\varphi - 1)\%. \quad (12)$$

При необходимости производится корректирование числа зубьев зубчатых колес.

Определение крутящих моментов на валах привода

Для расчёта крутящих моментов определяют расчетную частоту вращения шпинделя и строят расчетную цепь. В универсальных станках полная мощность приводного двигателя обычно не может быть полностью использована при малых частотах вращения шпинделя. Поэтому, чтобы не завышать размеры и массу деталей привода, расчет привода ведут при расчетной частоте вращения шпинделя n_p . Выше расчетной частоты шпинделю передается постоянная мощность, ниже – постоянный крутящий момент. Для токарных, револьверных, расточных, карусельных и консольно-фрезерных станков

$$n_p = n_{\min} \cdot \sqrt[3]{R_n}, \quad (13)$$

для сверлильных

$$n_p = n_{\min} \cdot \sqrt[4]{R_n}. \quad (14)$$

За расчетную цепь коробки скоростей принимают условную цепь, составленную из двух участков: участка минимальных передаточных отношений от двигателя до предпоследнего вала и последней передачи при расчетной частоте вращения.

Крутящий момент на валу электродвигателя при номинальной мощности N_3 , кВт, находится по формуле:

$$T_3 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot N_3 / n_p, \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (15)$$

Крутящий момент на любом валу может быть выражен по формуле:

$$T_k = T_j \cdot \eta / i, \quad (16)$$

где T_j – крутящий момент на предыдущем валу;

i – передаточное отношение между валами k и j ;

η – КПД цепи между этими валами.

КПД ременной передачи 0,97...0,99; цилиндрической прямозубой передачи 0,99...0,995, косозубой – 0,98...0,99.

Крутящий момент на шпинделе, соответствующий n_p , принимается в качестве наибольшего расчетного и равен:

$$T_p = 9,55 \cdot 10^3 \cdot N_3 \cdot \eta_v / n_p, \quad (17)$$

где η_v – общий КПД привода;

$$\eta_v = \prod_{i=1}^n \eta_i, \quad (18)$$

где η_i – КПД i -го звена цепи; n – количество звеньев цепи.

3 Пример кинематического расчёта привода

Исходные данные: токарный станок, минимальная частота вращения шпинделя $n_{\min} = 45 \text{ мин}^{-1}$, максимальная частота вращения шпинделя $n_{\max} = 2000 \text{ мин}^{-1}$, частота вращения электродвигателя $n_3 = 1435 \text{ мин}^{-1}$, мощность электродвигателя $N_3 = 3 \text{ кВт}$, компоновка привода – схема А (приложение, рисунок 1П), переключение частот осуществляется блоками зубчатых колес, число скоростей $Z = 12$.

1. По формуле (2) определим диапазон регулирования привода R_n :

$$R_n = \frac{2000}{45} = 44,4.$$

По формуле (4) определим знаменатель геометрического ряда φ :

$$\varphi = \sqrt[12]{44,4} = 1,412.$$

Принимаем стандартное значение $\varphi = 1,41$.

2. Определим частоты вращения шпинделя, округляя их до стандартных значений (приложение, таблица 1П):

$n_1 = 45 \text{ мин}^{-1}$;	$n_2 = 63 \text{ мин}^{-1}$;	$n_3 = 90 \text{ мин}^{-1}$;	$n_4 = 125 \text{ мин}^{-1}$;
$n_5 = 180 \text{ мин}^{-1}$;	$n_6 = 250 \text{ мин}^{-1}$;	$n_7 = 355 \text{ мин}^{-1}$;	$n_8 = 500 \text{ мин}^{-1}$;
$n_9 = 710 \text{ мин}^{-1}$;	$n_{10} = 1000 \text{ мин}^{-1}$;	$n_{11} = 1400 \text{ мин}^{-1}$;	$n_{12} = 2000 \text{ мин}^{-1}$.

3. Составляем структурную формулу привода:

$$Z = 12 = 3_1 \times 2_3 \times 2_6.$$

4. В соответствии с принятой структурной формулой строим структурную сетку (рис. 1).

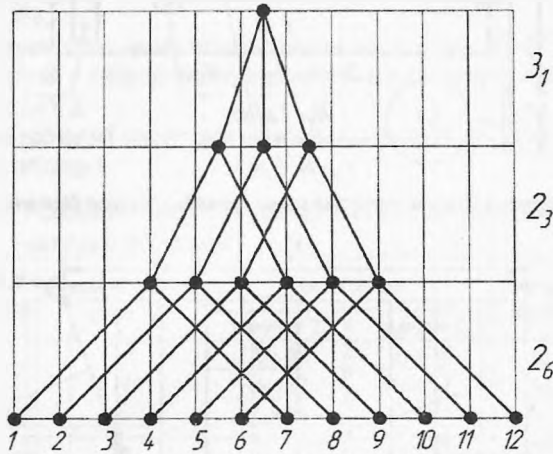


Рисунок 1 – Структурная сетка

Проверяем диапазон регулирования последней переборной группы по условию (6):

$$R_{гр.мах} = 1,41^6 = 7,86 < 8 \text{ – условие выполняется.}$$

5. В соответствии с принятой структурной формулой, учитывая компоновку привода, разрабатываем кинематическую схему (рисунок 2).

6. Исходя из кинематической схемы и структурной сетки, строим график частот вращения шпинделя (рисунок 3).

Первоначально строим цепь редукции, соединяющую n_3 с n_{min} . Для этого по формуле (7) определяем число интервалов $lg \varphi$, соответствующих частоте вращения электродвигателя:

$$y_s = \frac{\lg \left(\frac{1435}{45} \right)}{\lg 1,41} = 10,1.$$

Для дальнейшего построения используем структурную сетку. Передаточные отношения последней переборной группы находятся в допустимых пределах.

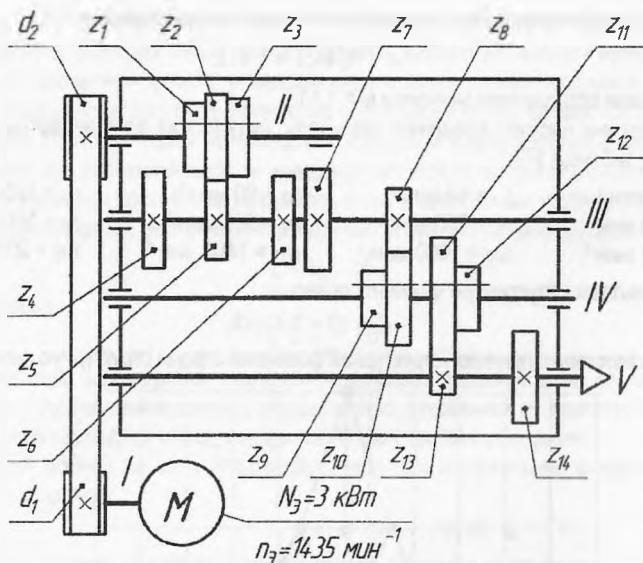


Рисунок 2 – Кинематическая схема привода главного движения

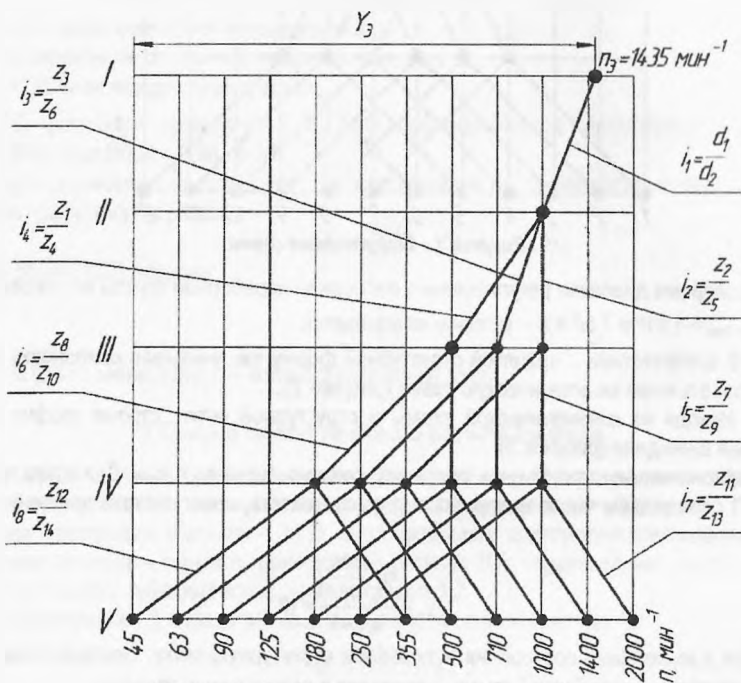


Рисунок 3 – График частот вращения шпинделя

7. Пользуясь графиком частот вращения, по формуле (10) для каждой передачи определим передаточные отношения:

$$\begin{aligned} \text{ременная передача } i_1 &= n_{10}/n_3 = 1000/1435 = 0,697; \\ i_2 &= \varphi^0 = 1,41^0 = 1,0; & i_3 &= \varphi^{-1} = 1,41^{-1} = 0,709; & i_4 &= \varphi^{-2} = 1,41^{-2} = 0,503; \\ i_5 &= \varphi^0 = 1,41^0 = 1,0; & i_6 &= \varphi^{-3} = 1,41^{-3} = 0,357; \\ i_7 &= \varphi^2 = 1,41^2 = 1,988; & i_8 &= \varphi^{-4} = 1,41^{-4} = 0,253. \end{aligned}$$

8. Определим числа зубьев колес и фактические передаточные отношения.

Первая группа:

$$i_2 = 1,0.$$

Для передаточных отношений $i < 1$ определяем значение $i' = 1/i$, так как в таблице приведены числа зубьев для $i > 1$:

$$i_3' = 1/i_3 = 1,41;$$

$$i_4' = 1/i_4 = 1,988.$$

Выбираем суммарное число зубьев (приложение, таблица 4П) $\Sigma Z = 72$, так как для данного числа зубьев в таблице можно обеспечить все требуемые передаточные отношения группы: 1; 1,41; 2.

Аналогично проводим расчёт для остальных групповых передач. Результаты расчётов заносим в таблицу 1.

Таблица 1 – Результаты расчёта чисел зубьев зубчатых колёс и фактических передаточных отношений

Передаточное отношение		Суммарное число зубьев ΣZ	Числа зубьев		Фактическое передаточное отношение $i_{\varphi} = Z_i/Z_j$
i	i'		ведущее Z_i	ведомое Z_j	
$i_2 = 1$	-	72	$Z_2 = 36$	$Z_5 = 36$	$i_{\varphi 2} = 36/36 = 1,0$
$i_3 = 0,709$	$i_3' = 1,41$		$Z_3 = 30$	$Z_6 = 42$	$i_{\varphi 3} = 30/42 = 0,714$
$i_4 = 0,503$	$i_4' = 1,988$		$Z_1 = 24$	$Z_4 = 48$	$i_{\varphi 4} = 24/48 = 0,5$
$i_5 = 1$	-	72	$Z_7 = 36$	$Z_9 = 36$	$i_{\varphi 5} = 36/36 = 1,0$
$i_6 = 0,357$	$i_6' = 2,801$		$Z_8 = 19$	$Z_{10} = 53$	$i_{\varphi 6} = 19/53 = 0,358$
$i_7 = 1,988$	-	90	$Z_{11} = 60$	$Z_{13} = 30$	$i_{\varphi 7} = 60/30 = 2,0$
$i_8 = 0,253$	$i_8' = 3,953$		$Z_{12} = 18$	$Z_{14} = 72$	$i_{\varphi 8} = 18/72 = 0,25$

Принимаем конструктивно диаметр ведущего шкива ременной передачи $d_1 = 140$ мм (приложение, таблица 1П, ряд $\varphi = 1,12$). Тогда диаметр ведомого шкива:

$$d_2 = d_1/i_1 = 140/0,697 = 200,9 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $d_2 = 200$ мм (приложение, табл. 1П, ряд $\varphi = 1,12$).

Тогда фактическое передаточное отношение ременной передачи:

$$i_{1\varphi} = 140/200 = 0,7.$$

9. Рассчитаем фактические частоты вращения шпинделя, соответствующие фактическим передаточным отношениям:

$$n_{1\varphi} = n_3 \cdot i_{1\varphi} \cdot i_{4\varphi} \cdot i_{6\varphi} \cdot i_{8\varphi} = 1435 \cdot \frac{140}{200} \cdot \frac{24}{48} \cdot \frac{19}{53} \cdot \frac{18}{72} = 45,01 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{2\varphi} = n_3 \cdot i_{1\varphi} \cdot i_{3\varphi} \cdot i_{5\varphi} \cdot i_{7\varphi} = 1435 \cdot \frac{140}{200} \cdot \frac{30}{42} \cdot \frac{19}{53} \cdot \frac{18}{72} = 64,30 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{3\phi} = n_3 \cdot i_{1\phi} \cdot i_{2\phi} \cdot i_{6\phi} \cdot i_{8\phi} = 1435 \cdot \frac{140}{200} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{19}{53} \cdot \frac{18}{72} = 90,03 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{4\phi} = n_3 \cdot i_{1\phi} \cdot i_{4\phi} \cdot i_{5\phi} \cdot i_{8\phi} = 1435 \cdot \frac{140}{200} \cdot \frac{24}{48} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{18}{72} = 125,6 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{5\phi} = n_3 \cdot i_{1\phi} \cdot i_{3\phi} \cdot i_{6\phi} \cdot i_{8\phi} = 1435 \cdot \frac{140}{200} \cdot \frac{30}{42} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{18}{72} = 179,4 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{6\phi} = n_3 \cdot i_{1\phi} \cdot i_{2\phi} \cdot i_{5\phi} \cdot i_{8\phi} = 1435 \cdot \frac{140}{200} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{18}{72} = 251,1 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{7\phi} = n_3 \cdot i_{1\phi} \cdot i_{4\phi} \cdot i_{6\phi} \cdot i_{7\phi} = 1435 \cdot \frac{140}{200} \cdot \frac{24}{48} \cdot \frac{19}{53} \cdot \frac{60}{30} = 360,1 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{8\phi} = n_3 \cdot i_{1\phi} \cdot i_{3\phi} \cdot i_{6\phi} \cdot i_{7\phi} = 1435 \cdot \frac{140}{200} \cdot \frac{30}{42} \cdot \frac{19}{53} \cdot \frac{60}{30} = 514,4 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{9\phi} = n_3 \cdot i_{1\phi} \cdot i_{2\phi} \cdot i_{6\phi} \cdot i_{7\phi} = 1435 \cdot \frac{140}{200} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{19}{53} \cdot \frac{60}{30} = 720,2 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{10\phi} = n_3 \cdot i_{1\phi} \cdot i_{4\phi} \cdot i_{5\phi} \cdot i_{7\phi} = 1435 \cdot \frac{140}{200} \cdot \frac{24}{48} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{60}{30} = 1004,5 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{11\phi} = n_3 \cdot i_{1\phi} \cdot i_{3\phi} \cdot i_{5\phi} \cdot i_{7\phi} = 1435 \cdot \frac{140}{200} \cdot \frac{30}{42} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{60}{30} = 1435 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{12\phi} = n_3 \cdot i_{1\phi} \cdot i_{2\phi} \cdot i_{5\phi} \cdot i_{7\phi} = 1435 \cdot \frac{140}{200} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{60}{30} = 2009 \text{ мин}^{-1}.$$

4.10. Определим по формуле (11) отклонения частот вращения шпинделя от стандартных значений:

$$\delta_1 = \frac{|n_1^\phi - n_1^{ст}|}{n_1^{ст}} \cdot 100\% = \frac{|45,01 - 45|}{45} \cdot 100\% = 0,02\%;$$

$$\delta_2 = \frac{|n_2^\phi - n_2^{ст}|}{n_2^{ст}} \cdot 100\% = \frac{|64,3 - 63|}{63} \cdot 100\% = 2,06\%;$$

$$\delta_3 = \frac{|n_3^\phi - n_3^{ст}|}{n_3^{ст}} \cdot 100\% = \frac{|90,03 - 90|}{90} \cdot 100\% = 0,03\%;$$

$$\delta_4 = \frac{|n_4^\phi - n_4^{ст}|}{n_4^{ст}} \cdot 100\% = \frac{|125,6 - 125|}{125} \cdot 100\% = 0,48\%;$$

$$\delta_5 = \frac{|n_5^\phi - n_5^{ст}|}{n_5^{ст}} \cdot 100\% = \frac{|179,4 - 180|}{180} \cdot 100\% = 0,33\%;$$

$$\delta_6 = \frac{|n_6^\phi - n_6^{ст}|}{n_6^{ст}} \cdot 100\% = \frac{|251,1 - 250|}{250} \cdot 100\% = 0,44\%;$$

$$\delta_7 = \frac{|n_7^\phi - n_7^{ст}|}{n_7^{ст}} \cdot 100\% = \frac{|360,1 - 355|}{355} \cdot 100\% = 1,44\%;$$

$$\delta_8 = \frac{|n_8^\phi - n_8^{ст}|}{n_8^{ст}} \cdot 100\% = \frac{|514,4 - 500|}{500} \cdot 100\% = 2,88\%;$$

$$\delta_9 = \frac{|n_9^\phi - n_9^{ст}|}{n_9^{ст}} \cdot 100\% = \frac{|720,2 - 710|}{710} \cdot 100\% = 1,44\%;$$

$$\delta_{10} = \frac{|n_{10}^\phi - n_{10}^{ст}|}{n_{10}^{ст}} \cdot 100\% = \frac{|1004,5 - 1000|}{1000} \cdot 100\% = 0,45\%;$$

$$\delta_{11} = \frac{|n_{11}^\phi - n_{11}^{ст}|}{n_{11}^{ст}} \cdot 100\% = \frac{|1435 - 1400|}{1400} \cdot 100\% = 2,5\%;$$

$$\delta_{12} = \frac{|n_{12}^\phi - n_{12}^{ст}|}{n_{12}^{ст}} \cdot 100\% = \frac{|2009 - 2000|}{2000} \cdot 100\% = 0,45\%.$$

Допустимое отклонение частот вращения определим по формуле (12):

$$[\delta] = 10 \cdot (1,41 - 1)\% = 4,1\%.$$

Отклонения всех частот вращения шпинделя от стандартных значений не превышают допустимого значения, числа зубьев колес выбраны корректно.

11. Определим по формуле (13) расчетную частоту вращения шпинделя и построим расчетную цепь:

$$n_p = 45 \cdot \sqrt[3]{44,4} = 159,3 \text{ мин}^{-1}.$$

По графику частот принимаем ближайшее стандартное значение $n_p = 180 \text{ мин}^{-1}$.

12. Определим крутящие моменты на валах по расчетной цепи.

Крутящий момент на валу электродвигателя определим по формуле (15):

$$T_I = T_a = 9,55 \cdot 10^3 \cdot 3/1435 = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящие моменты на промежуточных валах определим по формуле (16):

$$T_{II} = T_I \cdot \eta_{р.п} / i_1 = 20 \cdot 0,97 / 0,7 = 27,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{III} = T_{II} \cdot \eta_{з.п} / i_4 = 27,7 \cdot 0,99 / 0,5 = 54,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{IV} = T_{III} \cdot \eta_{з.п} / i_6 = 54,8 \cdot 0,99 / 0,358 = 151,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

КПД привода определим по формуле (18) как произведение КПД всех звеньев цепи:

$$\eta_v = \eta_{р.п} \cdot \eta_{з.п}^3 = 0,97 \cdot 0,99^3 = 0,941.$$

Крутящий момент на шпинделе, соответствующий n_p , определим по формуле (17):

$$T_V = T_p = 9,55 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 0,941 / 180 = 149,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить особенности главных приводов станков со ступенчатым регулированием.
2. Изучить особенности кинематического расчёта главных приводов со ступенчатым регулированием.
3. Записать исходные данные в соответствии с вариантом индивидуального задания (таблица 2).
4. Выполнить кинематический расчёт главного привода со ступенчатым регулированием в соответствии с заданием с использованием оптимальных вариантов структурной формулы и графика частот вращения в следующем порядке:
 - 4.1. Используя зависимости (2) и (4), определить диапазон регулирования R_n и значение знаменателя геометрического ряда ϕ частот вращения шпинделя; округлить значение ϕ до ближайшего стандартного, рекомендуемого для станков данного типа.
 - 4.2. По формуле (1) определить частоты вращения шпинделя, округляя их до стандартных значений (приложение, таблица 1П).
 - 4.3. Из ряда возможных вариантов привода, используя приведённые примеры (приложение, рисунки 2П-6П), выбрать наиболее рациональный и записать его структурную формулу.
 - 4.4. В соответствии с принятой структурной формулой построить структурную сетку привода.
 - 4.5. В соответствии с принятой структурной формулой и особенностями привода (смотри исходные данные) разработать кинематическую схему привода.
 - 4.6. Исходя из кинематической схемы и структурной сетки, построить график частот вращения шпинделя.
 - 4.7. По графику частот вращения и зависимости (10) для каждой передачи определить передаточные отношения.
 - 4.8. Определить числа зубьев колес, используя таблицу 4П приложения. Определить фактические передаточные отношения i_{ϕ} каждой передачи, результаты расчётов свести в таблицу.
 - 4.9. Рассчитать фактические частоты вращения шпинделя, соответствующие фактическим передаточным отношениям.
 - 4.10. Определить по формуле (11) отклонения частот вращения шпинделя от стандартных значений, сравнить с допустимым значением.
 - 4.11. Определить расчетную частоту вращения шпинделя и построить расчетную цепь.
 - 4.12. Определить по формулам (15)-(17) крутящие моменты на валах по расчетной цепи.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЁТА

1. Тема и цель выполняемой работы.
2. Исходные данные в соответствии с вариантом индивидуального задания.
3. Кинематический расчёт привода.
4. Вывод.

Таблица 2 – Варианты индивидуальных заданий

Вариант	Частота вращения шпинделя, мин ⁻¹		Электродвигатель		Число ступеней Z	Компоновка привода ¹	Особенности структуры	Переключение скоростей ²
	n _{min}	n _{max}	Частота пз, мин ⁻¹	Мощность Nз, кВт				
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	25	4000	2880	5,5	23	Б	В ШГ расположен перебор, 1 частота перекрыта	Б
2	80	450	700	3	16	А	Сменные колёса обеспечивают 4 скорости	Б
3	16	1600	700/1430	1,5/4	21	Б	Двухскоростной электродвигатель, 3 частоты перекрыты	М
4	50	2500	1455	7,5	18	Б	В ШГ расположен перебор	Б
5	31,5	800	955	3	15	А	Сложная структура: основная Z ₀ = 3, дополнительная Z _д = 4	Б
6	80	560	720	4	18	А	Сменные шкивы обеспечивают 9 скоростей	Б
7	40	1250	920	1,1	16	В	-	М
8	22,4	2000	1415	1,5	14	В	2 частоты перекрыты	Б
9	20	3550	2840	3	12	А	4 частоты выпадают Z = 3 ₂ х2 ₅ х2 ₆	Б
10	45	2000	970/1435	3,2/4,5	12	Б	Двухскоростной электродвигатель	Б
11	20	800	1460	11	17	В	1 частота перекрыта	М
12	11,2	2000	1425	2,2	16	Б	В ШГ расположен перебор	М
13	31,5	1600	1425	2,2	18	А	Одно колесо связанное	Б
14	45	250	950	4	16	В	Сменные колёса обеспечивают 8 скоростей	М
15	25	1600	1420	1,1	10	А	Сложная структура: основная Z ₀ = 2, дополнительная Z _д = 4	Б
16	25	3150	1440/2870	4,2/5,3	22	Б	В ШГ расположен перебор, двухскоростной электродвигатель, 2 частоты перекрыты	М
17	16	800	730	7,5	18	В	-	М
18	31,5	2800	970/1435	3,2/4,5	14	А	Двухскоростной электродвигатель, 2 частоты перекрыты	М
19	8	2800	1455	7,5	18	В	Сложная структура: основная Z ₀ = 6, дополнительная Z _д = 2	Б
20	180	1250	935	1,5	18	А	Сменные колёса обеспечивают 6 скоростей	Б
21	31,5	2500	1460	11	20	Б	В ШГ расположен перебор, 4 частоты перекрыты	М
22	90	500	720	4	16	В	Сменные колёса обеспечивают 8 скоростей	М
23	25	2500	1425/2850	3/3,75	21	В	Двухскоростной электродвигатель, 3 частоты перекрыты	Б
24	8	2000	950	4	17	Б	В ШГ расположен перебор, 1 частота перекрыта	М
25	25	800	700	1,5	16	В	Сложная структура: основная Z ₀ = 4, дополнительная Z _д = 3	Б
26	20	630	700	1,5	16	А	Сменные шкивы обеспечивают 4 скорости	М
27	31,5	1000	720	4	16	А	-	Б
28	22,4	2000	965	5,5	14	А	2 частоты перекрыты	М
29	45	2000	1425	2,2	12	В	4 частоты выпадают Z = 3 ₂ х2 ₅ х2 ₆	М
30	35,5	1400	970/1435	3,2/4,5	12	А	Двухскоростной электродвигатель	М

Примечания: 1. Вариант схемы на рисунке 1П приложения.

2. Б – блоками, М – электромагнитными муфтами.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Порядок кинематического расчета главных приводов ступенчатого регулирования.
2. Структуры коробок скоростей, их структурные формулы.
3. Виды групповых передач, их характеристики и ограничения диапазонов регулирования.
4. Структурные сетки, их информация и оптимизация.
5. Передаточные отношения групповых передач, их ограничения.
6. Методика построения и оптимизации графика частот вращения.
7. Методика расчета передаточных отношений передач главного привода по графику частот.
8. Методика расчета и подбора чисел зубьев зубчатых передач.
9. Принципы оптимизации кинематики и весогабаритных характеристик привода.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кочергин, А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие для вузов – Мн.: Выш. шк., 1991. – 382 с.: ил.
2. Металлорежущие станки: учеб. пособие для вузов / Н.С. Колев, Л.В. Красниченко, Н.С. Никулин [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 500 с., ил.
3. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник. – В 3-х т. – Т I: Проектирование станков / А.С. Проников, О.И. Аверьянов, Ю.С. Аполлонов [и др.]; под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994. – 444 с.: ил.

Схема А

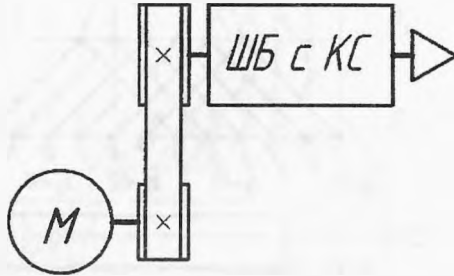


Схема Б

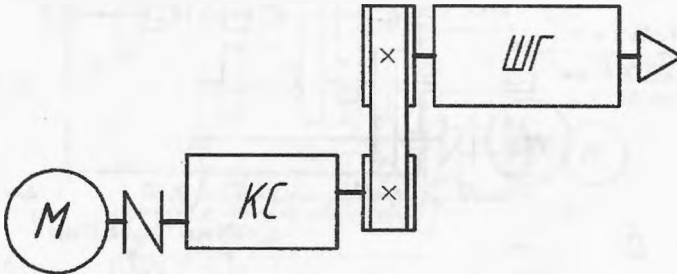


Схема В

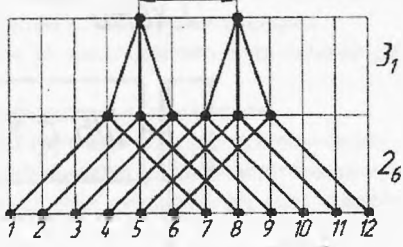


ШБ – шпиндельная бабка; КС – коробка скоростей; ШГ – шпиндельная головка
Рисунок 1П – Компоновка привода

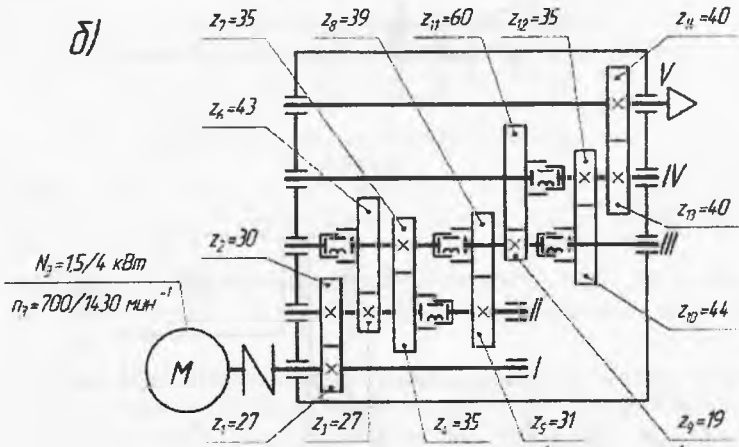
a)

$$Z = 12 = 2_{33} \times 3_1 \times 2_6$$

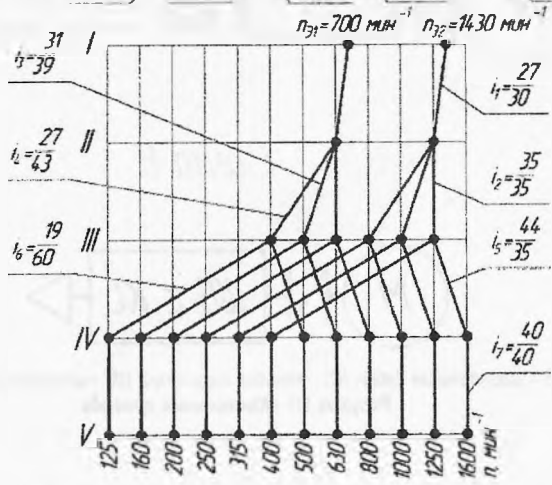
$$x_3 = 3$$



б)

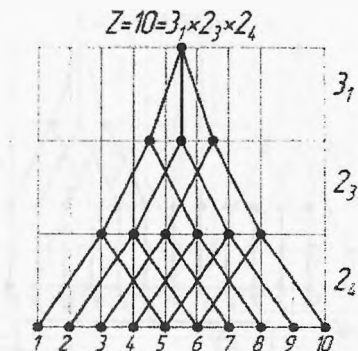


в)

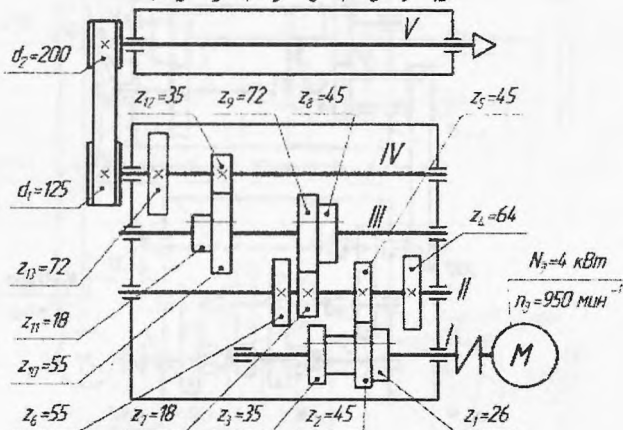


а – структурная сетка; б – кинематическая схема; в – график частот вращения
 Рисунок 2П – Привод с двухскоростным электродвигателем (схема В, переключение муфтами)

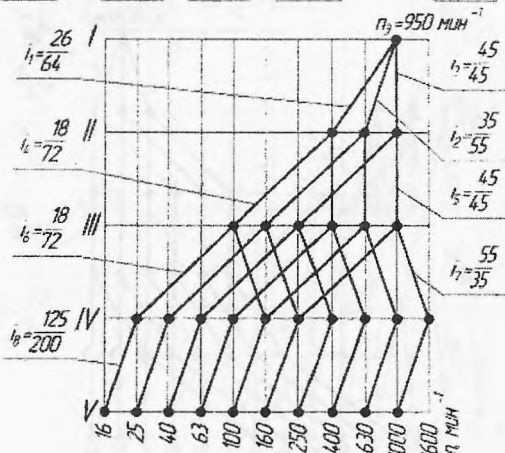
a)



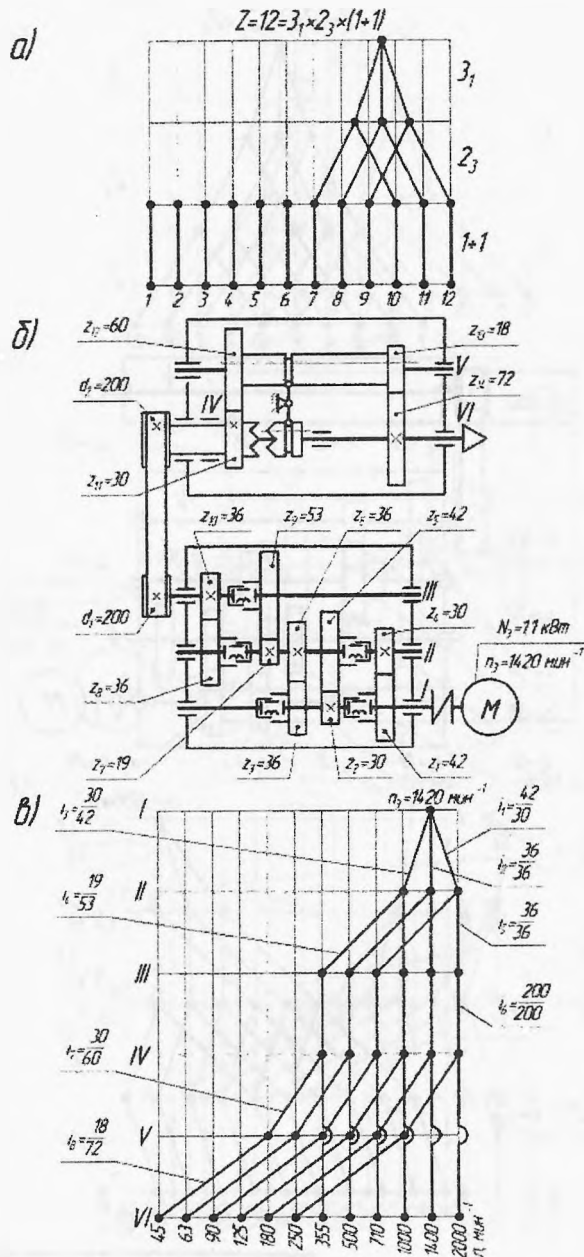
б)



в)



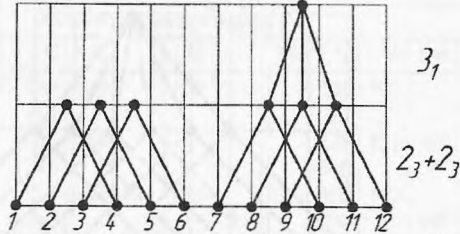
а – структурная сетка; б – кинематическая схема; в – график частот вращения.
Рисунок 3П – Привод с наложением частот (схема Б, переключение блоками)



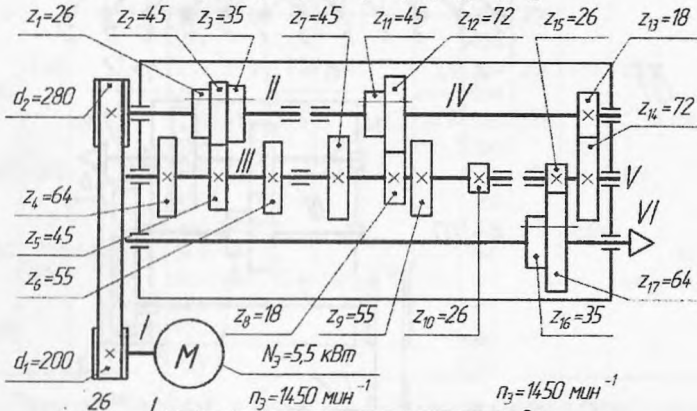
а – структурная сетка; б – кинематическая схема; в – график частот вращения
Рисунок 4П – Привод с перебором (схема Б, переключение муфт)

a)

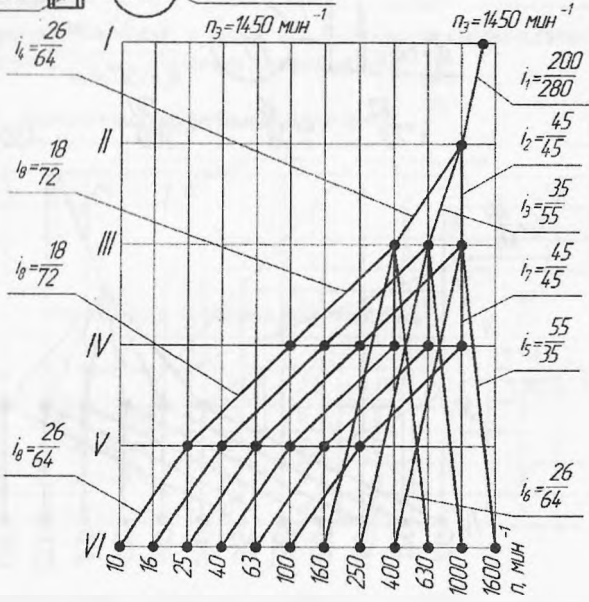
$$Z = 12 = 3_1 \times (2_3 + 2_3)$$



б)

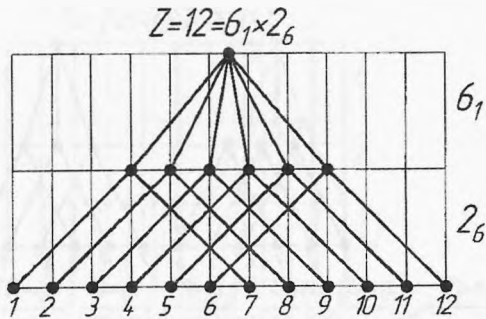


в)

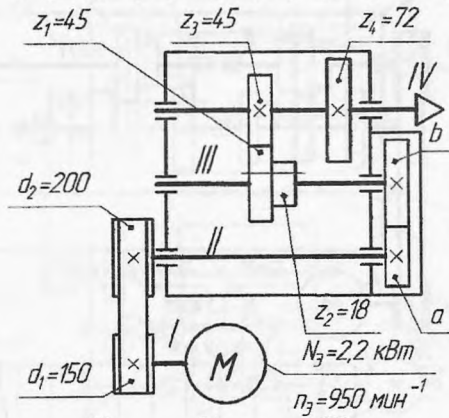


а – структурная сетка; б – кинематическая схема; в – график частот вращения
 Рисунок 5П – Привод со сложной структурой (схема А, переключение блоками)

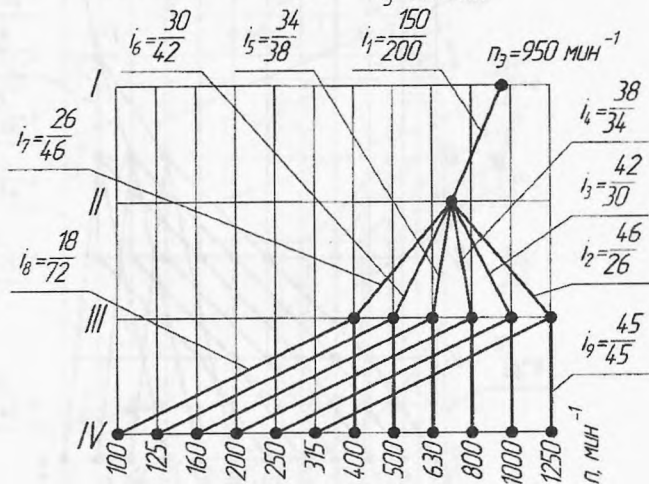
a)



б)



в)



а – структурная сетка; б – кинематическая схема; в – график частот вращения
 Рисунок 6П – Привод со сменными зубчатыми колёсами
 (схема А, переключение блоками и сменными колёсами)

Таблица 1П – Нормальные ряды чисел

Значения знаменателя ряда ϕ																	
1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2,0	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2,0	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2,0
1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	10,0	10,0		10,0	10,0		100	100		100	100	
1,12						11,2		11,2				112					
1,25	1,25					12,5	12,5					125	125	125			125
1,40		1,40				14,0						140					
1,60	1,60		1,60			16,0	16,0	16,0	16,0		16,0	160	160		160		
1,80				1,80		18,0				18,0		180		180		180	
2,00	2,00	2,00			2,00	20,0	20,0					200	200				
2,24						22,4		22,4				224					
2,50	2,50		2,50			25,0	25,0		25,0			250	250	250	250		250
2,80		2,80				28,0						280					
3,15	3,15			3,15		31,5	31,5	31,5		31,5	31,5	315	315			315	
3,55						35,5						355		355			
4,00	4,00	4,00	4,00		4,00	40,0	40,0		40,0			400	400		400		
4,50						45,0		45,0				450					
5,00	5,00					50,0	50,0					500	500	500			500
5,60		5,60		5,60		56,0				56,0		560				560	
6,30	6,30		6,30			63,0	63,0	63,0	63,0		63,0	630	6,30		630		
7,10						71,0						710		710			
8,00	8,00	8,00			8,00	80,0	80,0					800	800				
9,00						90,0		90,0				900					

Примечание: Ряды чисел менее 1 и более 900 получаются соответственно делением или умножением табличных данных на 1000.

Таблица 2П – Максимально допустимые значения K_{\max}

Коробка передач	K_{\max} при ϕ						
	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2
Скоростей	36	18	9	6	4	3	3
Подач	45	23	11	7	5	4	3

Таблица 3П – Максимально допустимые значения m_{\max}

Коробка передач	Вид передачи	m_{\max} при ϕ						
		1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2
Скоростей	Повышающие	12	6	3	2	1	1	1
	Понижающие	24	12	6	4	3	2	2
Подач	Повышающие	18	9	4	3	2	1	1
	Понижающие	27	14	7	4	3	3	2

Таблица 4П – Числа зубьев зубчатых колес передач

\sum i	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69
1,00	25		26		27		28		29		30		31		32		33		34	
1,12		24		25		26		27		28			29		30		31		32	
1,26	22		23		24		25		26			27		28		29	29		30	
1,41		21		22		23		24		25			26		27		28	28		
1,58			20		21			22		23	23		24			25		26		
1,78	18			19			20		21			22			23			24		25
2,00					18			19			20			21			22			23
2,24									18			19	19			20				21
\sum i	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89
1,00	35		36		37		38		39		40		41		42		43		44	
1,12	33		34		35		36	36	37	37	38	38		39		40		41		42
1,26	31		32		33	33		34		35		36	36	37	37		38		39	
1,41	29		30	30		31		32		33	33		34		35	35		36		37
1,58	27		28	28		29		30	30		31		32	32		33	33		34	
1,78	25		26		27			28		29	29		30	30		31				32
2,00			24			25			26			27			28		29	29		30
2,24		22	22		23	23		24	24			25			26	26		27	27	
2,51	20	20		21	21			22	22		23	23			24	24		25	25	
2,82			19	19			20	20			21	21			22			23	23	
3,16						18				19	19			20	20			21	21	
\sum i	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109
1,00	45		46		47		48	49	49	50	50	51	51	52	52	53	54	54	54	55
1,12		43	43	44	44	45	45	46	46	47	47		48		49		50		51	51
1,26	40	40	41	41		42		43		44	44	45	45		46		47	47	48	48
1,41	37	38	38		39		40	40		41		42	42	43	43		44	44	45	45
1,58	35	35		36		37	37		38	38	39	39		40	40	41	41	41	42	42
1,78		33	33		34	34		35	35		36	36	37	37		38	38		39	39
2,00	30		31	31		32	32		33	33		34	34		35	35		36	36	
2,24	28	28		29	29			30	30		31	31		32	32		33	33	33	34
2,51		26	26		27	27			28	28		29	29			30	30		31	31
2,82		24	24			25	25			26	26		27	27	27		28	28	28	
3,16		22	22			23	23			24	24	24		25	25	25		26	26	26
3,55	20	20	20			21	21			22	22	22			23	23	23		24	24
3,98	18	18			19	19	19			20	20	20			21	21	21	21		22

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Составили:

Горбунов Виктор Петрович
Григорьев Владимир Фёдорович
Дакало Юрий Александрович

Методические указания

к лабораторной работе

**«Анализ типовых приводов главного движения
со ступенчатым регулированием»**

по дисциплине «Конструирование и расчёт станков»
для студентов специальностей 1-36 01 03 «Технологическое
оборудование машиностроительного производства»,
1-36 01 01 «Технология машиностроения»

Ответственный за выпуск: Дакало Ю.А.

Редактор: Боровикова Е.А.

Компьютерная верстка: Кармаш Е.Л.

Корректор: Никитчик Е.В.

Подписано к печати 25.11.15 г. Бумага «Снегурочка». Формат 60x84¹/₁₆.
Гарнитура Arial Narrow. Усл. печ. л. 1,4. Уч. изд. л. 1,5. Заказ №1216, Тираж 50 экз.
Отпечатано на ризографе учреждении образования «Брестский государственный
технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.