

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

БРЕСТСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра машиноведения

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к лабораторной работе

«Анализ типовых приводов главного движения со ступенчатым регулированием и разработка привода станка» по дисциплине «Конструирование и расчет станков» для студентов специальности Т.03.01 «Технология, оборудование и автоматизация машиностроения»

БРЕСТ 1999

УДК 621.7/9

Методические указания к лабораторной работе «Анализ типовых приводов главного движения со ступенчатым регулированием и разработка привода станка» по дисциплине «Конструирование и расчет станков» для студентов специальности Т.03.01 «Технология, оборудование и автоматизация машиностроения» содержат руководство для выполнения лабораторной работы и могут быть использованы при выполнении курсового проекта по данной дисциплине.

Составил: С.В. Монтик, доцент, к.т.н.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

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 расчета привода главного движения со ступенчатым регулированием.

1. Особенности привода главного движения со ступенчатым регулированием

Главными приводами со ступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя оснащают автоматизированные редко переналаживаемые станки, работающие в массовом производстве, и неавтоматизированные станки с ручным управлением. Такие приводы просты, компактны, имеют высокий КПД, долговечны. Однако они не пригодны для станков с ЧПУ, так как не всегда обеспечивают требуемую частоту вращения шпинделя (регулирование частоты ступенчатое) и не позволяют оптимальное регулирование скорости резания в процессе выполнения цикла обработки.

Частоты вращения шпинделя $n_1=n_{\min}, n_2, n_3, \dots, n_z = n_{\max}$ образуют, отрезок геометрического ряда со знаменателем φ . Число ступеней частот - z.

Основные зависимости геометрического ряда: члены ряда

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

диапазон регулирования привода

$$R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{n_1 \varphi^{z-1}}{n_1} = \varphi^{z-1}; \quad (2)$$

число ступеней частоты вращения шпинделя

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

знаменатель геометрического ряда

$$\varphi = \sqrt[z-1]{R} \quad (4)$$

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 $z = p_a p_b \dots p_k p_l$.

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

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

и структурная формула привода

$$z = p_a(x_1=1)p_b(x_2=p_a)\dots p_i(x_i=p_a p_b \dots p_k) \quad (5)$$

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

В поле между соседними горизонтальными линиями с помощью лучей изображают соответствующую передачу. Привод с последовательно включенными групповыми передачами изображается в виде веерообразной сетки.

2. Последовательность кинематического расчета привода

2.1. Исходные данные

1. Тип станка
2. Компоновка станка и привода главного движения
3. Предельные значения частоты вращения шпинделя n_{\min} , n_{\max} , частота вращения электродвигателя n ,
4. Число ступеней частоты вращения шпинделя Z
5. Особенности структуры (множительная, сложенная, с перебором, со сменными зубчатыми колесами, с двухскоростным электродвигателем, с перебором, с перекрытием или выпадением частот вращения).
6. Способ переключения передач - блоками или электромагнитными муфтами.
7. Мощность электродвигателя или крутящий момент на шпинделе(мощность резания).

8. Варианты заданий представлены в Приложении А.

2.2. Кинематический расчет привода

1. Используя зависимости (2) и (4) определяют диапазон регулирования R и значение знаменателя геометрического ряда ϕ частот вращения шпинделя, которое округляют до ближайшего стандартного, рекомендуемого для станков данного типа.

2. По формуле (1) определяют частоты вращения шпинделя, округляя их до стандартных. Значения стандартных частот вращения см. табл.1 Приложения. Если крайние значения частот вращения существенно отличаются от исходных n_{\min} и n_{\max} , возможны коррекция Z , замена структуры более подходящей и т.д.

3. Из ряда возможных вариантов привода выбирают наиболее рациональный и записывают его структурную формулу (аналогично (5)). Масса зубчатых колес и валов тем меньше, чем больше зубчатых колес вращается с высокой скоростью. Поэтому располагают группы передач так, чтобы первой была основная группа и характеристики групп увеличивались от первого вала коробки скоростей к последнему. Основная группа должна обеспечивать наибольшее число передач.

4. В соответствии с принятой структурной формулой строят структурную сетку привода. При построении структурной сетки учитывают только валы групповых передач. Построение ведется в полулогарифмических координатах: N валов – $\lg n$, при этом число интервалов $\lg \phi$ по 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 $R_{\text{гр. max}} = \phi^{k_{\text{max}}} \leq 8$, где k_{max} – максимальное количество интервалов между крайними лучами, изображающими передачи данной группы. Значения k_{max} для стандартных значений ϕ представлены в таблице 2 Приложения. Анализируя структурные сетки, исключают из дальнейшего рассмотрения варианты с групповыми передачами, имеющими диапазон регулирования выше допустимого.

5. Синтезируют кинематическую схему привода. При этом исходят из его структурной сетки, учитывают частоту вращения электродвигателя, вводят одиночные передачи, необходимые для получения частот вращения шпинделя и обеспечения конструктивной компоновки привода.

6. Строят график частот вращения, исходя из кинематической схемы и структурной сетки. График отражает частоты вращения всех валов привода, включая валы одиночных передач. Построение ведется в полулогарифмических координатах: N валов привода – $\lg n$.

Первоначально строят цепь редукции, обеспечивающую снижение 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

$$y_3 = \frac{\lg(n_3/n_{\min})}{\lg \varphi} \quad (6)$$

Из графика частот вращения находят передаточные отношения передач в виде

$$i = \varphi^{z \cdot m} \quad (7)$$

где, m - число интервалов по оси $\lg n$, перекрываемое лучом.

Луч с наклоном вправо изображает повышающую передачу, для нее.

$$i = \varphi^m \quad (8)$$

Луч с наклоном влево - понижающую передачу:

$$i = \varphi^{-m} \quad (9)$$

Вертикальный луч - передачу с $i = 1$.

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

$$i_{\min} = \varphi^{-m} \geq \frac{1}{4}, i_{\max} = \varphi^m \leq 2 \quad (10)$$

Исходя из этих ограничений существуют допустимые значения показателей m (см. табл.3 Приложения) для стандартных значений φ , т.е. лучи, изображающие передачи, должны перекрывать число интервалов не больше допустимых значений соответственно для повышающих и понижающих передач. Желательно, чтобы для цепи редукции выполнялось условие

$$i_{p_o \min} \geq i_{p_b \min} \geq i_{p_c \min} \geq \dots \geq i_{p_l \min} \quad (11)$$

и для каждой групповой передачи соблюдалось соотношение

$$i_{\max} i_{\min} = 1 \quad (12)$$

7. По графику частот вращения и зависимостям (8), (9) для каждой передачи находят передаточные отношения.

8. Определяют числа зубьев колес, используя таблицу 4 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.

9. Определяют фактические передаточные отношения i_j^ϕ каждой передачи через отношение чисел зубьев Z_i ведущего колеса к числу зубьев Z_k ведомого колеса

$$i_j^\phi = \frac{Z_i}{Z_k} \quad (13)$$

Затем определяются общие передаточные отношения всей цепи i_z каждой ступени привода, через произведение передаточных отношений i_j^ϕ передач, обеспечивающих получение частоты вращения данной ступени

$$i_z = \prod i_j^\phi \quad (14)$$

Рассчитывают фактические частоты вращения шпинделя, соответствующие фактическим передаточным отношениям

$$n_i^\phi = n_3 i_z \quad (15)$$

Отклонение от стандартных значений частот

$$\delta = \frac{n_i^\phi - n_i^{cm}}{n_i^{cm}} \cdot 100\% \quad (16)$$

должно быть в пределах $\pm 10 \cdot (\varphi - 1)\%$. При необходимости корректирования числа зубьев зубчатых колес.

10. 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. Выше расчетной частоты шпинделю передается постоянная мощность, ниже - постоянный крутящий момент. Для токарных, револьверных, расточных, карусельных и консольно-фрезерных станков

$$n_p = n_{\min} \sqrt[3]{R} \quad (17)$$

для сверлильных

$$n_p = n_{\min} \sqrt[4]{R} \quad (18)$$

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.

11. Определяют крутящие моменты на валах по расчетной цепи. Крутящий момент на валу электродвигателя при номинальной мощности N_3 , кВт, находится

$$T_3 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot N_3 / n_3, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (19)$$

Крутящий момент на любом валу может быть выражен

$$T_k = T_j \eta_{jk} / i \quad (20)$$

T_j - крутящий момент на предыдущем валу;

i - передаточное отношение между валами k и j ;

η_{jk} - КПД цепи между этими валами.

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

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

$$T_p = 9,55 \cdot 10^3 \cdot N_3 \eta_v / n_p \quad (21)$$

η_v - КПД привода.

3. Пример кинематического расчета привода

3.1. Исходные данные:

Токарный станок, частоты вращения шпинделя $n_{\min} = 125 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\max} = 710 \text{ мин}^{-1}$, частота вращения электродвигателя $n_3 = 1415 \text{ мин}$ и мощность $N = 1,5 \text{ кВт}$, компоновка привода - по схеме N 1 (рисунок 4,а), переключение скоростей осуществляется блоками, число скоростей $Z = 6$.

3.2. Выполнение кинематического расчета

1. Определяем диапазон регулирования и значение знаменателя геометрического ряда

$$R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{710}{125} = 5,68$$

$$\varphi = \sqrt[6]{R} = \sqrt[6]{5,68} = 1,415$$

Принимаем стандартное значение $\varphi = 1,41$

2. Определяем частоты вращения шпинделя, округляя их до стандартных

$$n_1 = 125 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_2 = 180 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_3 = 250 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_4 = 355 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_5 = 500 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_6 = 710 \text{ мин}^{-1}$$

9. Составляем структурную формулу привода

$$Z=6=3 \cdot 2 \cdot 3$$

4. Строим структурную сетку привода (см.рисунок 1)

Диапазон регулирования последней переборной группы не превышает допускаемые пределы

$$R_{ep} = \varphi^{x(p-1)}$$

$$R_{ep} = 1,41^{3(2-1)} = 1,41^3 < 8$$

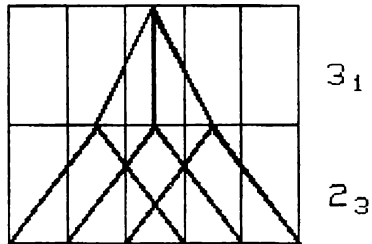


Рисунок 1

5.Учитывая компоновку привода (см. рисунок 4,а), синтезируем кинематическую схему привода (рисунок 2). Переключение осуществляется блоками.

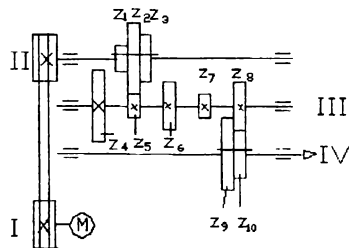


Рисунок 2

6. Исходя из кинематической схемы и структурной сетки, строим график частот вращения (рисунок 3). Первоначально строим цепь редукции соединяющую n_3 с n_{\min} . Для этого определяем число интервалов $\lg \varphi$, соответствующих частоте вращения электродвигателя

$$y_3 = \frac{\lg(n_3 / n_{\min})}{\lg \varphi}$$

$$y_3 = \frac{\lg(\frac{1415}{125})}{\lg 1.41} = 7,06$$

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

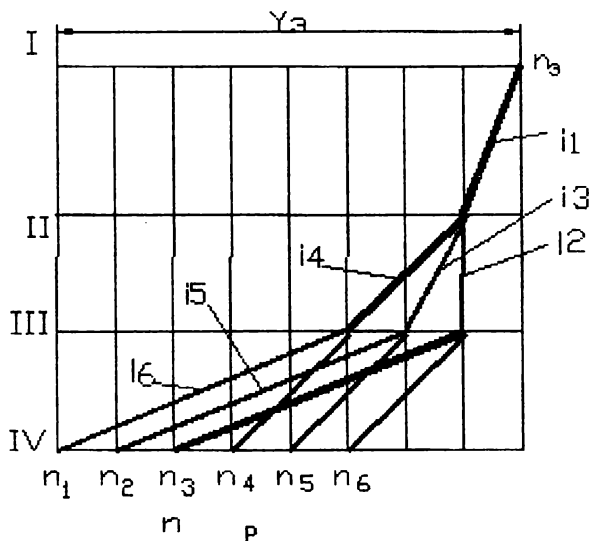


Рисунок 3

7. Определяем передаточные отношения для каждой передачи:

$$\text{ременная передача } i_1 = \frac{n_7}{n_3} = \frac{1000}{1415} = 0.707$$

$$i_2 = 1$$

$$i_3 = \frac{1}{\varphi} = 0,709$$

$$i_4 = \frac{1}{\varphi^2} = 0,503$$

$$i_5 = \frac{1}{\varphi^4} = 0,253$$

$$i_6 = \frac{1}{\varphi^1} = 0,709$$

8. Определяем числа зубьев колес и фактические передаточные отношения

Первая группа:

$$i_2 = 1$$

Для $i < 1$ определяем значение $i' = \frac{1}{i}$, т.к. в таблице приведены числа

зубьев для $i > 1$:

$$i'_3 = \frac{1}{i_3} = 1,41$$

$$i'_4 = \frac{1}{i_4} = 2$$

Выбираем суммарное число зубьев (таблица 4) $\sum z = 72$, т.к. для данного числа зубьев в таблице возможно обеспечить все требуемые передаточные отношения группы: 1; 1,41; 2. Затем определяем фактические передаточные отношения. Аналогично проводим расчет для второй групповой передачи. Результаты расчета сводим в таблицу 1.

Таблица 1- Результаты расчета чисел зубьев зубчатых колес и фактических передаточных отношений

Передаточное отношение		Числа зубьев	Фактическое передаточное отношение $i_{\phi} = \frac{Z_i}{Z_j}$
i	i'		
$i_2 = 1$	$i'_2 = 1$	$Z_1 = 36 \quad Z_4 = 36$	$i_{\phi 2} = Z_1 / Z_4 = 1$
$i_3 = 0,709$	$i'_3 = 1,41$	$Z_2 = 30 \quad Z_5 = 42$	$i_{\phi 3} = Z_2 / Z_5 = 0.714$

$i_4=0,503$	$i_4^I=2$	$Z_3=24 Z_6=48$	$i_{\phi 4}=0,500$
$i_5=0,253$	$i_5^I=3,95$	$Z_{10}=18 Z_8=72$	$i_{\phi 5}=0,250$
$i_6=0,709$	$i_6^I=1,41$	$Z_9=37 Z_7=53$	$i_{\phi 6}=0,698$

9. Определяем фактические частоты и их отклонения от стандартных значений частот

$$n_{1\phi} = n_3 i_{1\phi} i_{4\phi} i_{5\phi} = 1415 \cdot 0,707 \cdot 0,5 \cdot 0,25 = 125,05 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{2\phi} = n_3 i_{1\phi} i_{3\phi} i_{5\phi} = 1415 \cdot 0,707 \cdot 0,714 \cdot 0,25 = 178,60 \text{ мин}^{-1}$$

и т. д.

Отклонения от стандартных значений

$$\delta_1 = \frac{n_{1\phi} - n_{1cm}}{n_{1cm}} \cdot 100\% = \frac{125,05 - 125}{125} \cdot 100\% = 0,04\% < 10 \cdot (\varphi - 1)\% =$$

4,1%

Аналогично находим значения для других частот.

10. Определяем расчетную частоту вращения шпинделя и строим расчетную цепь

$$n_p = n_{min} \sqrt[3]{R} = 125 \cdot \sqrt[3]{5,68} = 223 \text{ мин}^{-1}$$

$$\text{По графику принимаем } n_p = 250 \text{ мин}^{-1}$$

11. Определяем крутящие моменты на валах по расчетной цепи

$$T_I = T_3 = 9550 \cdot \frac{N_3}{n_3} = 9550 \cdot 1,5 / 1415 = 10,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{II} = T_I \cdot \eta_{рем} / i_1 = 10,1 \cdot 0,97 / 0,707 = 13,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{III} = T_{II} \cdot \eta_{зуб.пер} / i_4 = 13,9 \cdot 0,99 / 0,5 = 27,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{IV} = T_p = 9550 \cdot \frac{N_3 \cdot \eta_v}{n_p} = 9550 \cdot 1,5 \cdot 0,95 / 250 = 54,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\eta_v = \eta_{рем} \cdot \eta_{зуб.пер}^2 = 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,95$$

4. Порядок выполнения работы

В соответствии с п. 2 для своего варианта выполнить кинематический расчет привода главного движения, рассчитать крутящие моменты, оформить отчет.

4. Содержание отчета

1. Исходные данные

2. Кинематический расчет
3. Структурная формула
4. Структурная сетка
5. Кинематическая схема с указанием чисел зубьев
6. График частот вращения с указанием расчетной цепи и передаточных отношений
7. Расчет крутящих моментов на валах

ПРИЛОЖЕНИЕ А

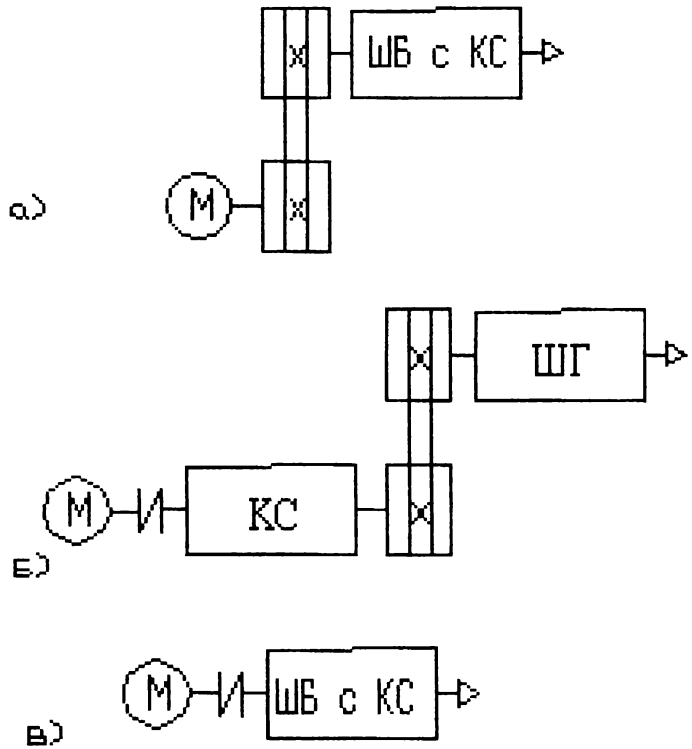


Рисунок 4 – Компоновка привода
ШБ - шпиндельная бабка
КС – коробка скоростей
ШГ – шпиндельная головка

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Таблица 1- Нормальные ряды чисел в станкостроении

Значения знаменателя ряда φ											
1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2	1.12	1,26	1,41	1,58	1,78	2
1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	10,0	10,0		10,0	10,0	10,0
1,12						11,2		11,2		11,2	11,2
1,25	1,25					12,5	12,5			12,5	12,5
1,40		1,40				14,0				14,0	14,0
1,60	1,60		1,60			16,0	16,0	16,0		16,0	16,0
1,80				1,80		18,0			18,0	18,0	18,0
2,00	2,00	2,00			2,00	20,0	20,0			20,0	20,0
2,24						22,4		22,4		22,4	22,4
2,50	2,50		2,50			25,0	25,0			25,0	25,0
2,80		2,80				28,0				28,0	28,0
3,15	3,15			3,15		31,5	31,5	31,5	31,5	31,5	31,5
3,55						35,5				35,5	35,5
4,00	4,00	4,00	4,00		4,00	40,0	40,0			40,0	40,0
4,50						45,0		45,0		45,0	45,0
5,00	5,00					50,0	50,0			50,0	50,0
5,60		5,60		5,60		56,0			56,0	56,0	56,0
6,30	6,30		6,30			63,0	63,0	63,0		63,0	63,0
7,10						71,0				71,0	71,0
8,00	8,00	8,00			8,00	80,0	80,0			80,0	80,0
9,00						90,0		90,0		90,0	90,0

Продолжение таблицы 1

Значения знаменателя ряда φ					
1.12	1.26	1.41	1.58	1.78	2
100	100		100	100	
112					
125	125	125			125
140					
160	160		160		
180		180		180	
200	200				
224					
250	250	250	250		250
280					
315	315			315	
355		355			
400	400		400		
450					
500	500	500			500
560				560	
630	630		630		
710		710			
800	800				
900					

Примечание - Ряды чисел менее единицы и более 900 получаются делением или умножением табличных данных на 1000.

Таблица 2- 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 3 – 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

18 Таблица 4 – Числа зубьев зубчатых колес передач

i	ΣZ																			
	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	22

Таблица 5 – Варианты заданий

№в ар	Частота вращения шпинделя, мин ⁻¹		Электродвигатель		Число ступеней Z	Компоновка привода, вариант схемы на рисунке 4	Особенности структуры	Переключение скоростей (Б-блоками, М – муфтами)
	n _{min}	n _{max}	Частота n _э , мин ⁻¹	Мощность N, кВт				
1	177	2840	1420	1,5	9	В	Одно колесо связанное	М
2	30	1500	1140	7	18	В	Одно колес связанное	Б
3	40	2000	1450	5,5	18	В	-	Б
4	71	1410	1460	2,8	16	А	Сменные колеса обеспечивают 4 скорости	Б
5	12,5	1600	1500/3000	10/5	23	В	Двухскоростной электродвигатель, одна частота перекрыта	Б
6	10	125	700	3	12	Б	В ШГ расположен перебор	М
7	31,5	800	1425	2,2	15	А	Сложенная структура: основная Z _о =3, дополнительная Z _д =4	Б
8	20	630	1390	0,75	12=3 ₂ 2 ₅ 2 ₆	А	4 частоты выпадают	Б
9	45	2000	960/1440	6,0/6,2	12	А	Двухскоростной электродвигатель	М
10	63	500	950	2,2	7	Б	2 частоты совпадают	М
11	100	800	1420	1,1	10	А	Сложенная структура: Z _о =2; дополнительная Z _д =4	Б
12	31,5	1400	1455	7,5	12	Б	-	М
13	40,0	224	950	4	16	В	Сменные колеса обеспечивают 8 скоростей	Б
14	25,0	1250	750/1500	10/5	18	Б	Двухскоростной электродвигатель	Б
15	31,5	1600	1460	11	18	Б	В ШГ расположен перебор	Б
16	25,0	1600	1445	5,5	10	В	2 частоты совпадают	М
17	22,4	1000	1420	1,1	12	А	-	Б
18	63	450	965	5,5	18	А	Сменные шкивы обеспечивают 9 скоростей	Б
19	10	630	1365	0,37	9	В	-	М
20	63,0	2800	5,5	5,5	12	В	-	Б

ЛИТЕРАТУРА

1. Кочергин А.И. Конструирование и расчет станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов.- Мн.: Выш. шк., 1991.-382 с.
2. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов . Под ред. В.Э. Пуша. - М: Машиностроение, 1985.-256 с.

Учебное издание

Составитель: **Монтик Сергей Владимирович**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к лабораторной работе

«Разработка привода главного движения со ступенчатым регулированием» по дисциплине «Конструирование и расчет станков» для студентов специальности Т.03.01 «Технология, оборудование и автоматизация машиностроения»

Ответственный за выпуск **Монтик С.В.**
Редактор **Строкач Т.В.**

Подписано к печати 2.09.98 г. Формат 60x84/16 Бумага писчая N 1. Усл. п.л. 1,4 . Уч. изд. л. 1,5. Заказ N 15. Тираж 100 экз. Бесплатно. Отпечатано на ротапринте Брестского политехнического института. 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.