

**Министерство Образования Московской Области  
БГОУ СПО МО  
Краснозаводский Химико-Механический Колледж**

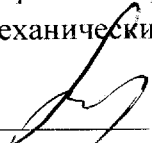
Рассмотрено и одобрено  
на заседании цикловой комиссии  
специальных механических дисциплин  
« 9 » марта 2012г.  
Председатель комиссии  
\_\_\_\_\_ В.Г.Селивёрстов

Утверждаю  
\_\_\_\_\_ С.В.Тринитатова  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 212 г.

**Методическая разработка**

**« Приводы станков. Ступенчатые приводы регулирования  
главного движения »**

Разработал преподаватель  
механических дисциплин

  
\_\_\_\_\_ А.А. Лаврентьев.

2012г.

## Приводы станков. Ступенчатые приводы регулирования главного движения.

### 1.1 Структура привода.

Привод главного движения предназначен для получения различных скоростей резанья при осуществлении процесса обработки детали на металлорежущих станках и создания необходимого крутящего момента при резании.

*Основной узел прибора- коробка скоростей.*

При ступенчатом регулировании обеспечивается получения ряда определённых частот вращений в заданном диапазоне, поэтому не всегда может быть установлено оптимальной скорости резания рассчитанная теоретически. В данной не ставится цель детального анализа способов регулирования скоростей, тем не менее, передачи со ступенчатым регулированием имеют определённые преимущества:

- 1) Компактны
- 2) Просты по конструкции
- 3) Имеют высокий КПД

Кинематические возможности приборов можно оценивать диапазоном регулирования:

$$D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}$$

Где:  $n_{\max}$ ,  $n_{\min}$ - соответственно максимальная и минимальная частота вращения шпинделя. Для станков общего назначения диапазоны регулирования главного движения находятся в пределах 10...200.

При ступенчатом регулировании в диапазоне  $n_{\max} \dots n_{\min}$  обеспечивается ряд скоростей  $n_1$ ;  $n_2$ ;  $n_3$ ; ...  $n_z$ .

Где;  $Z$ - количество частот вращения выходного вала коробки.

Вследствие определённых преимуществ целесообразно применять геометрический ряд частот вращений со знаменателем  $\varphi$  (фи).

Допустим, что имеем ряд частот вращений:

$$n_1; n_2; n_3; \dots n_z.$$

Следовательно:

$$n_1 = n_{\min}$$

$$n_2 = n_1 \cdot \varphi$$

$$n_3 = n_2 \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^2$$

$$n_4 = n_3 \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^3$$

$$n_z = n_{z-1} \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^{z-1} = n_{\max}$$

Отсюда:

$$\varphi^{z-1} \sqrt[n_{\min}]{} = \sqrt[n_{\max}]{} = \sqrt[z]{D}$$

Одним из преимуществ геометрического ряда чисел оборотов является то, что относительная потеря скорости  $A$  для любого интервала есть величина постоянная:

$$A = \frac{n_{i+1} - n_i}{n_{i+1}} = \left(1 - \frac{1}{\varphi}\right) \cdot 100\% = const$$

Кроме этого на основе геометрического ряда можно проектировать сложные коробки скоростей, состоящих элементарных двухваловых передач, так же построенных по геометрическому ряду.

Значение частот вращения шпинделя, чисел двойных ходов рабочих органов и подач, построенных по геометрическому ряду, а так же знаменатель геометрического ряда  $\phi$  стандартизированы, что значительно облегчает проектирование приводов.

Знаменатель геометрического ряда	Стандартные значения						
	$\phi$	1,06	1,12	1,26	1,4	1,58	(1,78)

Относительная погрешность действительных скоростей в сравнении со стандартными значениями не должна превышать значений  $\pm 10 (\phi - 1)\%$  т.е.

$$A = \frac{n_{i+1} - n_i}{n_{i+1}} = \left(1 - \frac{1}{\phi}\right) \cdot 100\% = const$$

## 1.2 Кинематический расчет коробок скоростей.

При проектировании коробок скоростей металлорежущих станков производят кинематический расчет чаще всего *графо-аналитическим методом*.

Исходные данные определяются на основании технического задания, на проектировании станка. Как таковыми могут быть:

Z- Количество ступеней чисел оборотов;

$n_{min}$ - Минимальная частота вращения (обр./мин);

$n_{max}$ - Максимальная частота вращения (обр/мин);

$\phi$ - Знаменатель геометрического ряда.

Передачи в коробках скоростей обычно проектируют в виде ряда двухваловых механизмов с переключаемыми сцепными муфтами и подвижными блоками из двух или трёх зубчатых колёс. Отсюда структурная формула для определения числа скоростей.

$$Z = 2^{E_1} \cdot 3^{E_2}$$

Где:  $E_1$ -Количество переключаемых муфт и двойных блоков.

$E_2$ -Количество переключаемых тройных блоков.

Исходя из этого можно получить следующие значения количества скоростей коробки:

$$Z = 2; 3; 4; 6; 8; 9; 12; 16; 18; 24; 27; 32 \dots$$

В общем виде количество скоростей равно произведению чисел передач в группах, где группа-это совокупность всех передач между двумя соседними валами.

$$Z = P_a \cdot P_b \cdot P_c \cdot \dots \cdot P_m$$

Где: m-количество групп передач;

$P_a \cdot P_b \cdot P_c$ - количество передач в соответствующих группах.

Для наиболее часто применяемых значений Z могут быть использованы различные конструктивные варианты:

$$Z = 4 = 2 \cdot 2$$

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

$$Z = 8 = 2 \cdot 2 \cdot 2 = 4 \cdot 2 = 2 \cdot 4$$

$$Z = 9 = 3 \cdot 3$$

$$Z = 12 = 2 \cdot 3 \cdot 2 = 2 \cdot 2 \cdot 3 = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 4 \cdot 3 = 3 \cdot 4$$

$$Z = 16 = 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 = 4 \cdot 2 \cdot 2 = 2 \cdot 2 \cdot 4 = 2 \cdot 4 \cdot 2$$

$$Z = 18 = 2 \cdot 3 \cdot 3 = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 3 \cdot 2 \cdot 3$$

В общем случае число конструктивных вариантов одной и той же равно числу перестановок  $m$  групп:

$$k = \frac{m!}{q!}$$

Где:  $q$ - число групп с одинаковым количеством передач.

**Пример:**  $Z=6=2 \cdot 3=3 \cdot 2$

Количество групп  $m=2$ , в группах количество передач равное, т.е.  $q=1$

**Следовательно:**  $k = \frac{m!}{q!} = \frac{2!}{1!} = \frac{1 \cdot 2}{1} = 2$

Как было сказано числа оборотов выходного вала (шпинделя), коробки скоростей составляют геометрическую прогрессию. Если последний вал коробки скоростей должен иметь геометрический ряд скоростей со знаменателем  $\varphi$ , то числа оборотов промежуточных валов должны составлять геометрические ряды скоростей со знаменателем  $\varphi^x$ , где:  $x$  - целое число.

Для графического изображения частот вращения шпинделя используют логарифмическую шкалу чисел. Допустим, имеем геометрический ряд частот вращений:

$$n_1$$

$$n_2 = n_1 \cdot \varphi$$

$$n_3 = n_1 \cdot \varphi^2$$

$$n_4 = n_1 \cdot \varphi^3$$

$$n_z = n_1 \cdot \varphi^{z-1}$$

**Прологарифмировав эти уравнения, получим:**

$$\lg n_1$$

$$\lg n_2 = \lg n_1 + \lg \varphi$$

$$\lg n_3 = \lg n_1 + 2 \lg \varphi$$

$$\lg n_4 = \lg n_1 + 3 \lg \varphi$$

$$\lg n_z = \lg n_1 + (z-1) \cdot \lg \varphi$$

**Отсюда следует:**

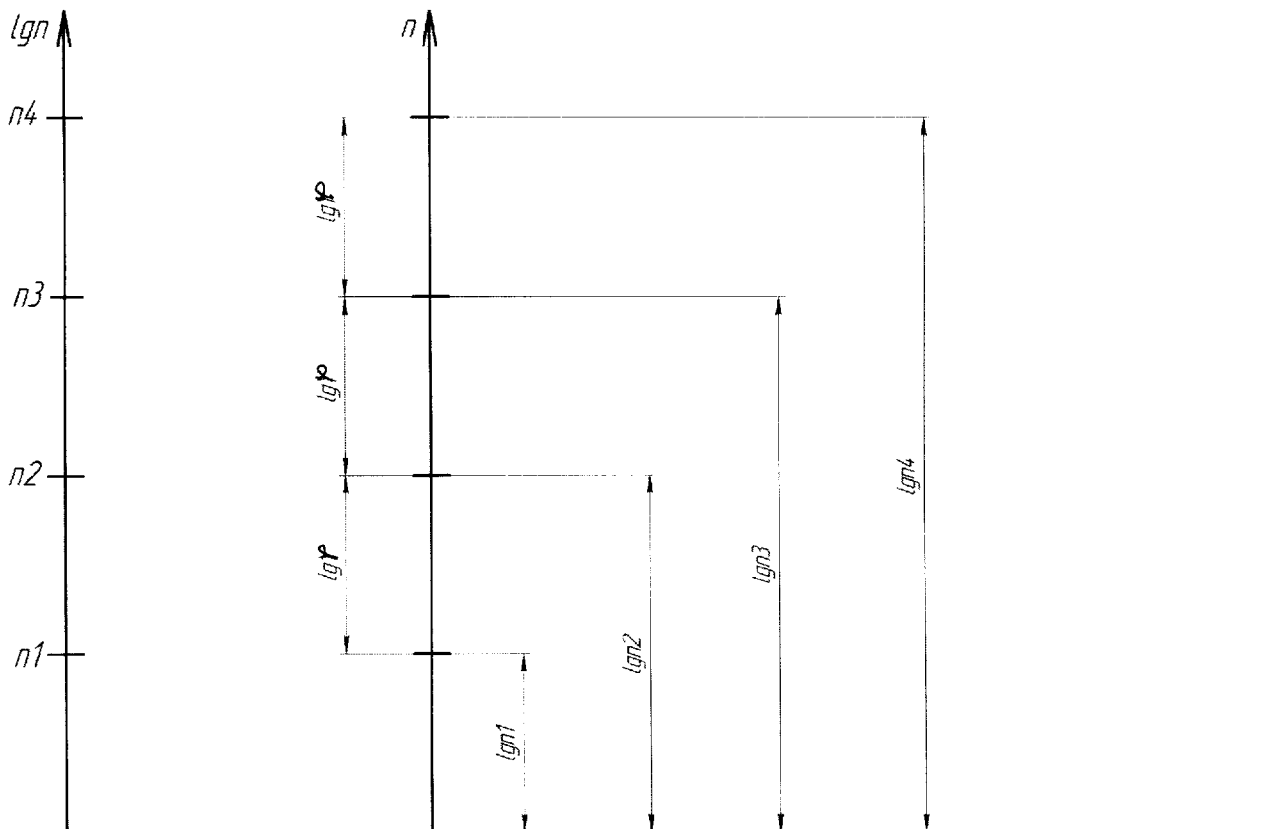
$$\lg n_2 - \lg n_1 = \lg \varphi$$

$$\lg n_3 - \lg n_2 = \lg \varphi$$

$$\lg n_4 - \lg n_3 = \lg \varphi$$

$$\lg n_z - \lg n_{z-1} = \lg \varphi$$

Таким образом если на прямой откладывать последовательно значения логарифмов частот вращений, то интервалы между ними будут постоянны и равны  $\lg \varphi$ .



На логарифмической шкале с равными интервалами будут располагаться частоты вращения геометрического ряда.

Для графического изображения кинематических связей в коробках скоростей строят структурные сетки. Для построения структурной сетки проводят ряд вертикальных прямых, равных числу валов коробки <sup>или</sup> одинаковой (произвольной величины) расстоянием между ними. Перпендикулярно этим прямым проводят столько горизонтальных прямых, сколько скоростей должен иметь последний вал (шпиндель).

Если откладывать на прямой соответствующие выходному валу, последовательно значения логарифмов частот вращения  $n_1, n_2, n_3 \dots n_z$ , то интервалы между ними будут постоянно равны. <sup>Ед. φ.</sup>

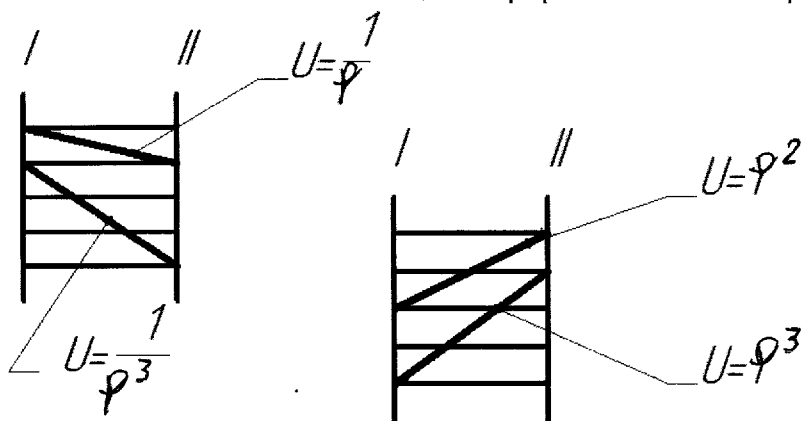
Точки пересечения прямых соединяют лучами (линиями). Которые характеризуют передаточное отношение между соответствующими валами. Все кинематические соотношения в структурной сетке выражаются через степени знаменателя φ. Для замедляющих передач передаточные отношения между валами будут:

$$U = \frac{1}{\varphi^x}$$

Для ускоряющих передач:

$$U = \varphi^x$$

Где: x- положительное число показывающее на графике количество перекрытых лучом интервалов.



### 1.3 Построение структурных сеток.

Построение структурных сеток для изображения кинематических связей рассмотрим для одного из структурных вариантов в двенадцати-скоростной коробки скоростей

$$Z = 12 = 2 \cdot 3 \cdot 2$$

#### 1.2.1 Кинематические (структурные) варианты конструкции $Z = 12 = 2 \cdot 3 \cdot 2$

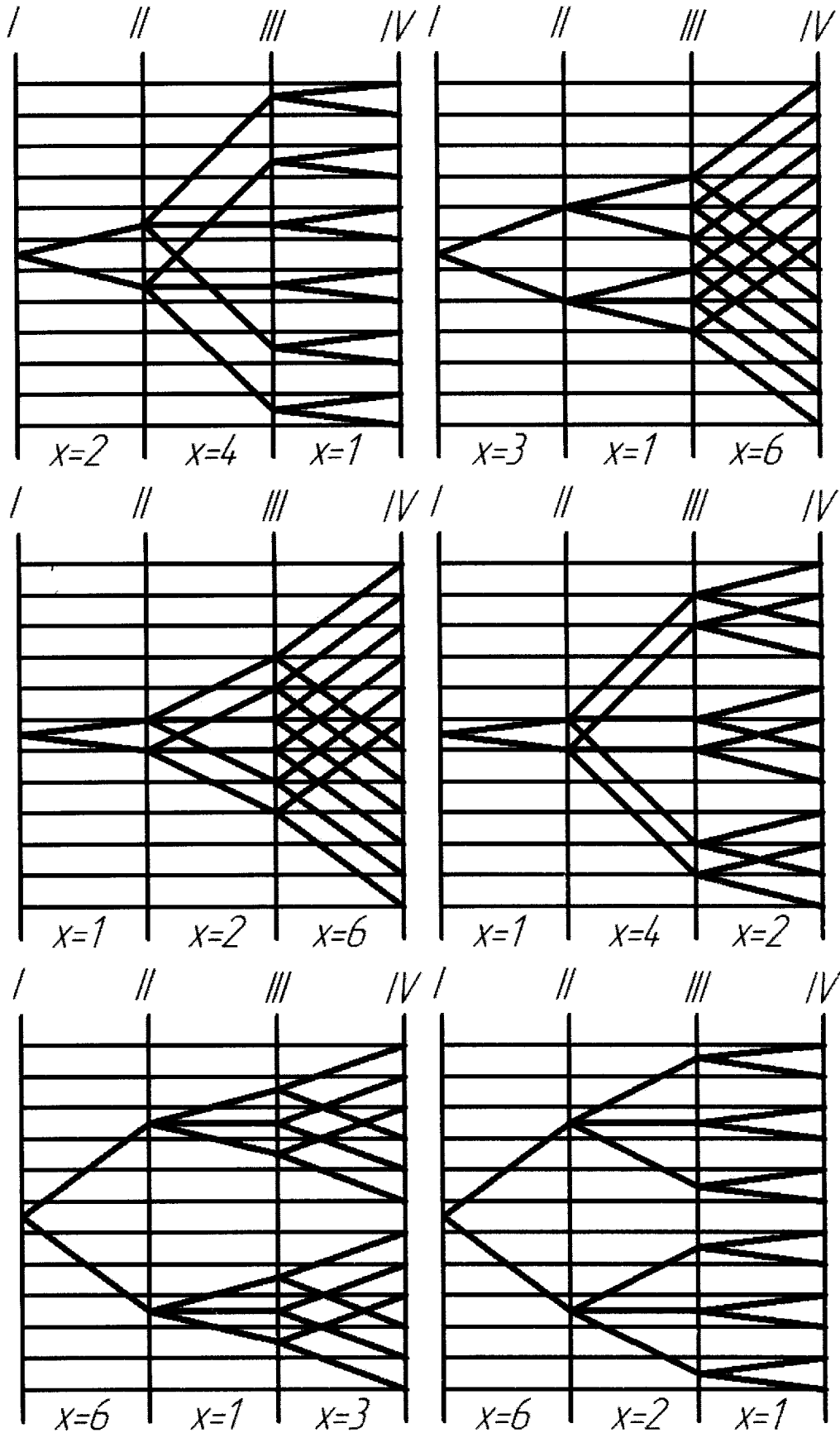


Рис. 1

### Рисунок 1: Структурные сетки.

Линии (лучи), соединяющие точки между валами (I, II, III, IV), обозначающие передаточные отношения  $U$  кинематических пар.

Для каждой группы передач отводится пространство между соседними валами называемое поле графиков. В пределах поля графика параллельные лучи изображают одну и ту же передачу. Количество интервалов в секторе между соседними линиями (лучами), изображающими передачи данной группы, обозначает характеристику группы –  $X$ .

Таким образом, для каждого конструктивного варианта коробки ( $Z = 12 = 2 \cdot 3 \cdot 2 = 2 \cdot 2 \cdot 3 = 3 \cdot 2 \cdot 2$ ) существуют кинематические (структурные) варианты, определяемые характеристиками групп-  $X$ .

На структурных сетках, на структурных сетках лучи располагаются симметрично, а точки лучей не связанных с конкретными значениями частот вращений. Лучи структурных сеток так же не отражают конкретных значений передаточных отношений между валами.

Структурная сетка наглядно показывает возможное количество групп передач, количество передач в каждой группе, расположение групп передач, число ступеней скоростей вращений всех валов.

Чтобы иметь полное представление о величине частот вращений и величине передаточных отношений по выбранной структурной сетки необходимо построить график чисел оборотов.

Из все возможных конструктивных и структурных (кинематических) вариантов наиболее выгодным признается тот, который обеспечивает:

- наибольшую простоту;
- наименьшее количество передач и групп;
- наименьшие радиальные размеры.

**При выборе варианта целесообразно использовать следующие рекомендации:**

- при структурном регулировании для подавляющего большинства станков хорошие эксплуатационные условия обеспечиваются при  $\varphi=1,26$  и  $\varphi=1,41$ ;
- в небольших станках с малыми диаметрами колес применяют большие значения  $\varphi$  ( $\varphi=1,58; \varphi=1,78$ ) а в крупных станках меньше ( $\varphi=1,12; \varphi=1,06$ );

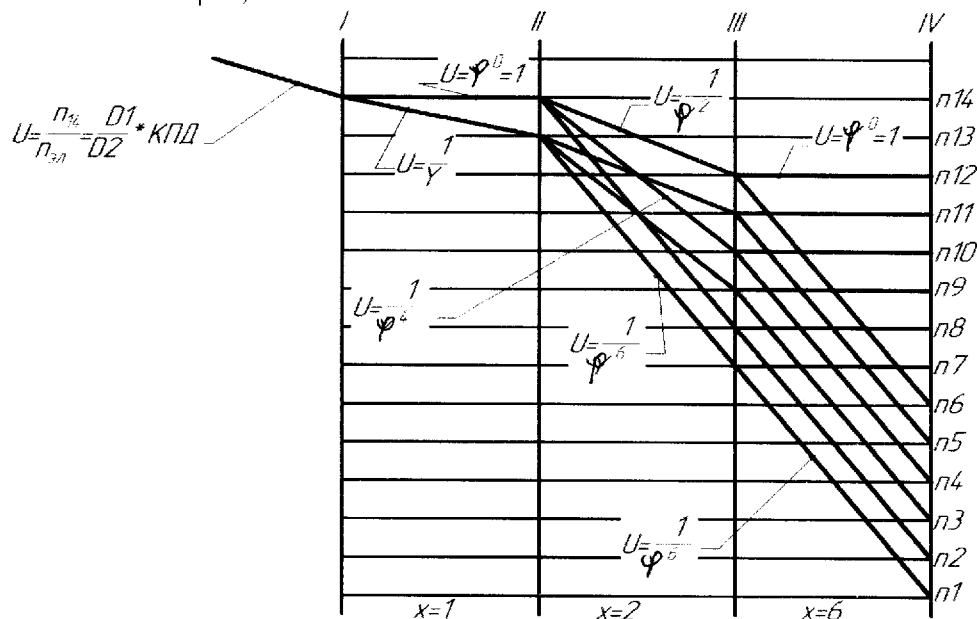
- следует избегать больших передаточных отношений  $\frac{1}{4} \leq u \leq 2$

- надо стремиться к тому, чтобы все промежуточные валы по возможности более быстроходными с максимальной редукцией на последней паре валов, при этом передачи заданной мощности от электродвигателя к шпинделю крутящие моменты на валах и окружные силы на зубчатых колесах будут меньше а, следовательно, меньше будут изгибающие усилия и нагрузки на опоры.

Учитывая рекомендации, конструкция коробки будет более компактной легкой и работоспособной. В большинстве этим требованиям удовлетворяет веерообразная структура (вариант 2 структурных сеток).

#### 1.2.2 Построение графика чисел оборотов и расчет чисел зубьев зубчатых колес коробки скоростей.

При расчете за исходные данные применяют геометрический ряд частот вращений ( $n_1; n_2; n_3; \dots n_z$ ) со знаменателем  $\varphi=1,26$ .



При определении чисел зубьев зубчатых колес необходимо не только получить данное передаточное отношение  $U = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_2}{z_1}$ , но и обеспечить постоянную сумму зубьев пределах конкретной группы

передач  $\sum Z = const = Z_1 + Z_2$

Решая систему уравнений;

$$\begin{cases} Z_1 + Z_2 = \sum Z \\ \frac{Z_1}{Z_2} = U \end{cases}$$

Получим:  $Z_1 = \frac{U \sum Z}{U+1}$  и  $Z_2 = \frac{\sum Z}{U+1}$

Задавая  $\sum Z$  и зная необходимые значения  $U$ , можно определить числа зубьев зубчатых колес. Однако передаточные числа являются как правило дробными и поэтому  $Z_1$  и  $Z_2$  также получаются дробными.

При их округлении до целых получим отклонение от заданных значений  $U$  которые могут выйти за допустимые пределы. Кроме того минимальное число зубьев силовых зубчатых колес коробок скоростей должно быть не меньше  $Z=14 \dots 16$ .

Для определения чисел зубьев зубчатых колес коробки скоростей можно использовать таблицу выбора чисел зубьев передачи при заданном передаточном отношении. (1, 102, табл. 6).

Также можно использовать прием для облегчения расчета чисел зубьев который рассмотрим в данном случае. Расчет производится в последовательности от источника движения к шпинделю. (См. рис.1)

#### а) Расчет ременной передачи

От электродвигателя движение сообщается валу I который вращается со скоростью  $n_d$  обр/мин.

$$U = \frac{n_{14}}{n_{\text{ш}}^e} = \frac{D_1}{D_2} \cdot \eta$$

Где:  $D_1, D_2$  – соответственно диаметры шкивов

$\eta$  - коэффициент учитывающий проскальзывание ремня.

#### б) Расчет чисел зубьев зубчатых колес в соответствующих группах передач.

I группа (две передачи)

$$U_1 = \varphi^0 = 1$$

$$U_2 = \frac{1}{\varphi}$$

Значение передаточных отношений необходимо преобразовать в простую арифметическую дробь с наибольшей точностью т.е.

$$U_1 = \varphi^0 = 1 = \frac{1}{1}$$

$$U_2 = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,26} \approx \frac{4}{5}$$

Минимальная теоретическая сумма зубьев двух колес для первой передачи,

$$U_1 = \frac{1}{1}$$

$$\sum z = 2$$



Для второй передачи  $U_2=4/5$ ,  $\sum z=9$

Действительную сумму зубьев необходимо принять краткой числу 2 и числу 9. При этом должно быть выполнено условие, что число зубьев колес можно принимать не менее  $Z=14\dots 16$

В данной группе за сумму зубьев можно принять  $\sum z=36$

Тогда для первой передачи:  $U_1 = \varphi^0 = 1 = \frac{1}{1} = \frac{18}{18}$  т.е.  $Z_1=18, Z_2=18$ ,

Для второй передачи:  $U_2 = \frac{1}{\varphi} \approx \frac{4}{5} = \frac{16}{20}$  т.е.  $Z_1=16, Z_2=20$ .

**II группа (три передачи)**

$$U_1 = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,26^2} \approx \frac{7}{11} \quad \sum z = 18$$

$$U_2 = \frac{1}{\varphi^4} \approx \frac{1}{1,26^4} = \frac{3}{7} \quad \sum z = 10$$

$$U_3 = \frac{1}{\varphi^6} \approx \frac{1}{1,26^6} = \frac{1}{4} \quad \sum z = 5$$

Принимаем действительную сумму зубьев в передачах данной группы

$$\sum z = 90$$

Тогда для первой передачи:

$$U_1 = \frac{1}{\varphi^2} \approx \frac{7}{11} = \frac{35}{55} \quad Z_1 = 35 \quad Z_2 = 55$$

Для второй передачи:

$$U_2 = \frac{1}{\varphi^4} \approx \frac{3}{7} = \frac{27}{63} \quad Z_1 = 27 \quad Z_2 = 63$$

Для третьей передачи:

$$U_3 = \frac{1}{\varphi^6} \approx \frac{1}{4} = \frac{18}{72} \quad Z_1 = 18 \quad Z_2 = 72$$

**III группа**

Действительную сумму зубьев пределах можно принять  $\sum z=80$

Тогда для первой передачи  $Z_1=40, Z_2=40$ ,

Для второй передачи  $Z_1=16, Z_2=64$ ,

### 1.2.3 кинематическая схема коробки скоростей.

На основании произведенных расчетов строится кинематическая схема коробки скоростей. На схеме необходимо показать соответствующие обозначения.

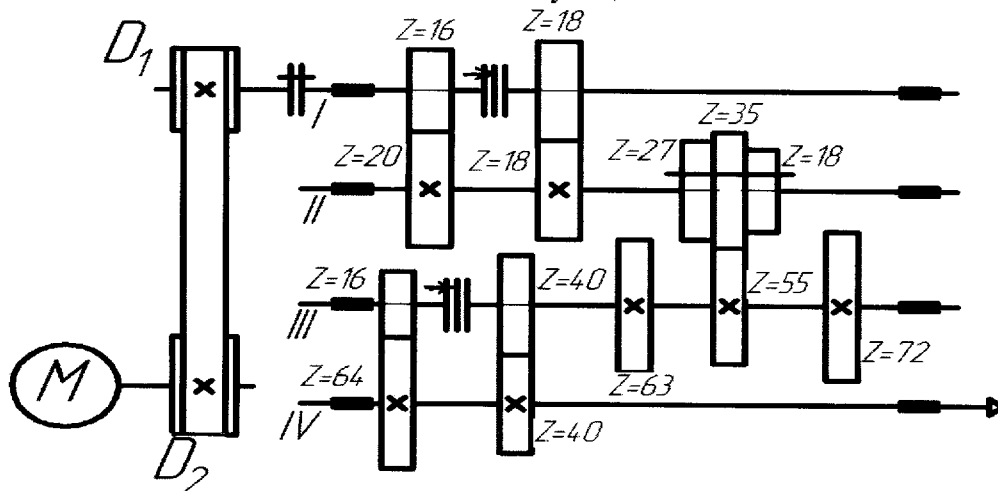


Рис3. Кинематическая схема коробки скоростей

### 1.2.4 Расчет действительных частот вращений шпинделя.

Для определения действительных частот вращений ( $n_1, \dots, n_{12}$ ) выходного вала коробки скоростей (шпинделя) необходимо для каждой ступени решить уравнение кинематической цепи.

$$n_i = n_y \cdot \frac{D_1}{D_2} \cdot \eta \cdot U_{II} \cdot U_{III} \cdot U_{III} \quad \frac{i \acute{a}}{i \grave{e} i}$$

Где:  $U_{II}$ ;  $U_{III}$ ;  $U_{III}$  – соответственно передаточное отношение конкретной ступени частот вращений в I<sup>й</sup>, II<sup>й</sup> и III<sup>й</sup> группе.

Для сравнения действительных частот вращений со стандартными значениями определяется относительной погрешностью  $\Delta n$

$$\Delta n = \pm \frac{n_{\text{н\ddot{o}}} - n_{\text{д}}}{n_{\text{н\ddot{o}}}} \cdot 100\%$$

Допустимая относительная погрешность

$$[\Delta n] \leq \pm 10 \cdot (\varphi - 1)\%.$$

## **Литература**

- 1) А.С. Проников «Металлорежущие станки и автоматы», Машиностроение 1990г.
- 2) Р.И. Гжиров «Программирование обработки на станках с ЧПУ», Машиностроение, 1991г.
- 3) С.А. Голоортеев «Металлорежущие станки», Высшая школа, 1991г.