

## Пример кинематического расчёта коробки скоростей.

Исходные данные:

$$Z_n = 12-16$$

$$n_1 = 20 \text{ об/мин}$$

$$n_{\max} = 1000 \text{ об/мин}$$

$$n_{\text{э л}} = 1000 \text{ об/мин}$$

### 2.1 Обоснование и выбор типа привода

Определяем диапазон регулирования  
привода

$$D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{1000}{20} = 50$$

Определяем знаменатель геометрической  
прогрессии

$$\text{при } z=12: 50^{1/12} = 1.42$$

$$z^{-\phi} D, \phi_{\text{с т}} = 1.41$$

$$\text{при } z=16: 50^{1/16} = 1.29$$

$$z^{-\phi} D, \phi_{\text{с т}} = 1.26$$

Уточним число ступеней регулирования с  
учетом полученных значений  $\phi$ :

$$Z = \frac{\lg D}{\lg 1.41} = \frac{\lg 50}{\lg 1.41} = 11.39$$

$$Z = \frac{\lg D}{\lg 1.26} = \frac{\lg 50}{\lg 1.26} = 16.98$$

Так как значение  $Z_2$  больше  $Z_{\max}=16$ , заданного в  
условии, то  $\phi=126$ , не подходит для дальнейших  
расчетов.

Таким образом, принимаем  $\phi=1.41, Z=12$ .

Рассчитаем ряд чисел оборотов:

$$n_{\min} = n_1 = 20 \text{ об/мин.}$$

Используя формулу:  $n_i = n_1 \cdot z^{i-1}$

$$n_i = n_1 \cdot z^{i-1}$$

$= \cdot \phi$ , получаем (см. табл.2.1)

Используя нормаль станкостроения НII-I, уточним ряд чисел оборотов. (см. табл.2.2)

Табл.2.1 Табл.2.2

№. п/п	n, об/мин
1	2
$n_1$	20
$n_2$	28,2
$n_3$	39,7
$n_4$	56
$n_5$	79
$n_6$	111,46
$n_7$	157,16
$n_8$	221,59
$n_9$	312,45
$n_{10}$	440,55
$n_{11}$	621,18
$n_{12}$	875,87

№. п/п	n, об/мин
1	2
$n_1$	22,4
$n_2$	31,5
$n_3$	45
$n_4$	63
$n_5$	90
$n_6$	125
$n_7$	180
$n_8$	250
$n_9$	355
$n_{10}$	500
$n_{11}$	710
$n_{12}$	1000

## 2.2. Разработка кинематической схемы привода

Лучшим вариантом структуры будет  $Z_n = 3 \times 2 \times 2$

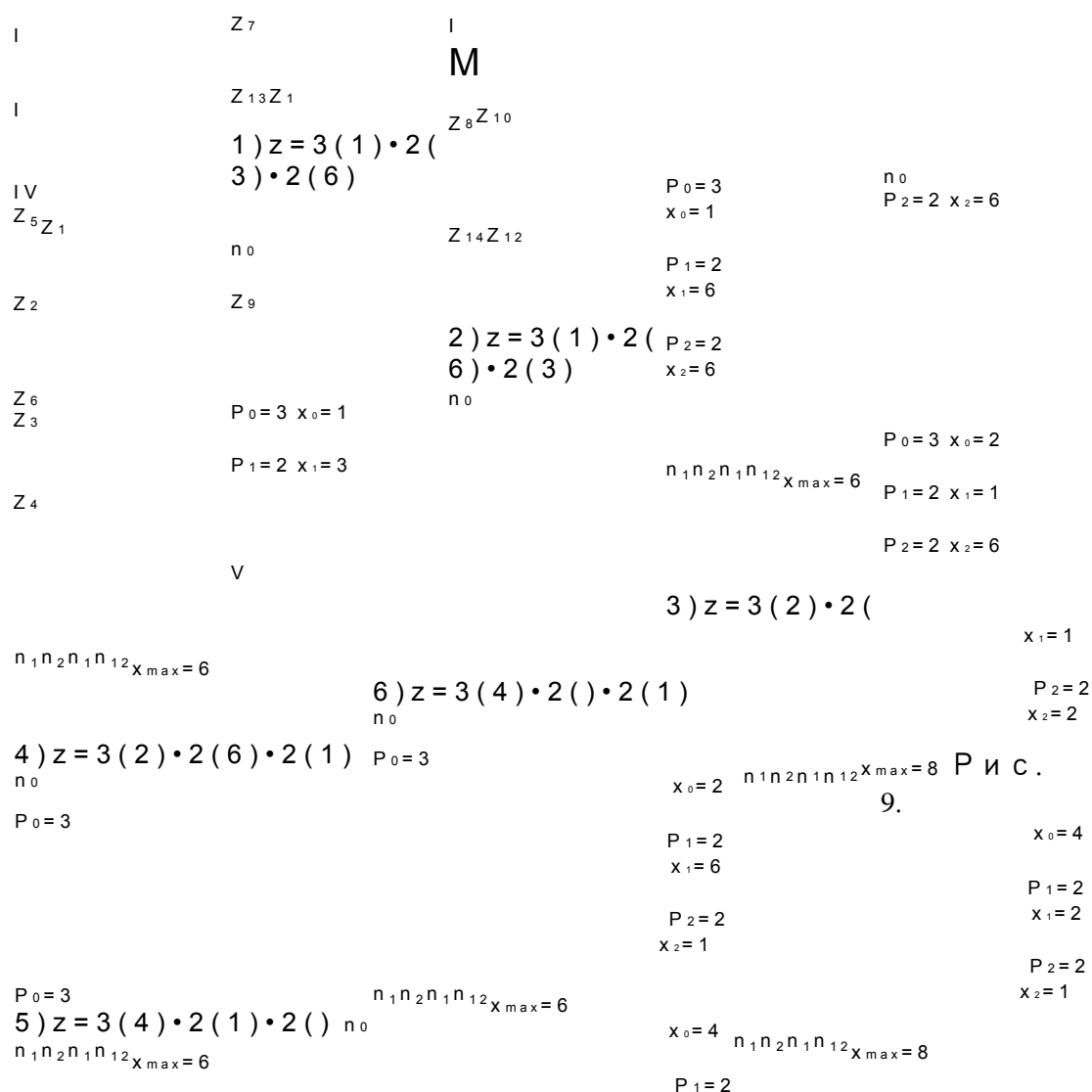
Для принятого варианта привода, обеспечивающего 12 ступеней чисел оборотов возможны следующие варианты структурной формулы:

$$Z_n = 3 \times 2 \times 2 \quad Z_n = 3 \times 2 \times 2$$

$$\begin{array}{l} 1) P_0 P_1 P_2 2) P_0 \quad 3(1) \times 2(3) \times 2(6) \quad 4) P_1 P_2 P_0 5) P_2 \quad 3(2) \times 2(6) \times 2(1) \\ P_2 P_1 3) P_1 P_0 P_2 \quad 3(1) \times 2(6) \times 2(3) \quad P_0 P_1 6) P_2 P_1 P_0 \quad 3(4) \times 2(1) \times 2(2) \\ \quad \quad \quad 3(2) \times 2(1) \times 2(6) \quad \quad \quad 3(4) \times 2(2) \times 2(1) \end{array}$$

Для всех вариантов структурных формул

п о с т р о и м с т р у к т у р н ы е с е т к и (с м. р и с.9).  
 $1) \cdot 2(6)$



И з в с е х в о з м о ж н ы х в а р и а н т о в с т р у к т у р ы  
 п р и в о д а н е о б х о д и м о в ы б р а т ь о п т и м а л ь н у ю  
 с т р у к т у р у, у д о в л е т в о р я ю щ у ю у с л о в и я м:

1. В о з м о ж н о с т ь к о н с т р у к т и в н о г о  
 и с п о л н е н и я п р и в о д а, п р и к о т о р о м  
 у с т а н о в л е н ы з н а ч е н и я п е р е д а т о ч н ы х

о т н о ш е н и й  $i_{\min} \geq 1, i_{\max} \leq 2$ .

2. У с л о в и е м и н и м а л ь н ы х г а б а р и т о в п р и в о д а,  
 к о т о р о е о б е с п е ч и в а е т с я, е с л и о с н о в н а я  
 г р у п п а с о д е р ж и т н а и м е н ь ш е е к о л и ч е с т в о  
 п е р е д а ч ( $P_1 > P_2 > P_3 > \dots$ ) и е с л и х а р а к т е р и с т и к и  
 п е р е б о р н ы х г р у п п б у д у т у в е л и ч и в а т ь с я п о  
 м е р е п р и б л и ж е н и я к ш п и н д е л ю ( $x_1 < x_2 < x_3 < \dots$ ).

Проанализируем структурные сетки по первому условию. Для этого необходимо определить максимальный диапазон регулирования в последней переборной группе для каждой структуры. Для заданного значения  $\phi=1,41$  максимальное расхождение лучей, исходящих из одной точки не должно превышать  $\lg \phi$  интервалов, т.е. должно  $\max \leq \lg \phi$

$$\max \left| \frac{f_i}{f_x} \right|$$

соблюдаться соотношение

$$\begin{matrix} \phi^6 = 8 \\ \phi = 1,41 \quad \phi^2 = 2 \quad \phi^8 = 16 \\ \phi^3 = 2,82 \quad \phi^4 = 4 \end{matrix} \quad R_{\phi^i} \quad \begin{matrix} \min \\ \max \end{matrix}$$

$$\begin{matrix} \max \\ \phi \\ 3 \\ 6 \end{matrix}$$

$i$

Для первой структуры:

$$\begin{matrix} R_n \\ \min \\ i \end{matrix} \quad \begin{matrix} \text{уры: } 8^6 \\ R_{n\max} = \phi = 8^6 \end{matrix} \quad \begin{matrix} \max \\ \text{уры: } 8^6 \\ R_{n\max} = \phi = 8^6 \end{matrix} \quad \begin{matrix} \text{Для} \\ \text{третьей} \\ \text{второй} \\ \text{структ} \end{matrix}$$

Для четвертой структуры:

Для пятой структуры:  $R_{n\max} = \phi^8 = 16$

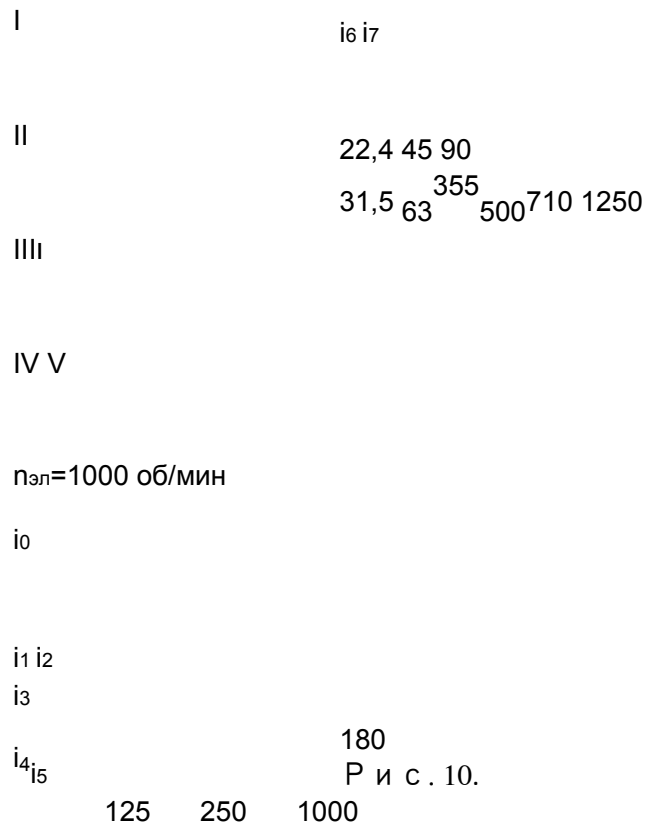
$$R_{n\max} = \phi^8 = 16$$

Для шестой структуры:  $16$

Следовательно, два варианта (5 и 6) не удовлетворяют 1-му условию и их следует

исключить из дальнейшего рассмотрения.

Второму условию удовлетворяет только первый вариант структурной сетки и следовательно 1-й вариант принимаем для построения графика чисел оборотов. Для выбранного варианта структуры построим график чисел оборотов (см. рис.10).



### 2.3. Расчет чисел зубьев в зубчатых передачах

1) На выбранном основном графике частот вращения обозначаются передаточные отношения ременных и зубчатых передач:  $i_1, i_2, i_3, i_4, i_5, i_6, i_7$ .

Основные уравнения

$$i = \frac{n}{z} \cdot 1$$

===

1) <sub>3</sub> ведомого вала III

$$i = \frac{n}{z} \cdot \Phi$$

ведущ ...  
его 2  
вала II

$$i = \frac{n}{z} \cdot 1$$

===

2) <sub>2</sub> ведом III

$$\begin{array}{c} \cdot \\ 2 \end{array} \quad \begin{array}{c} n \\ 3 \\ \text{ведущ}4 \\ \text{II} \end{array} \quad \begin{array}{c} z \\ z \\ z \end{array} \quad \Phi$$

3)  $\Phi^1$

$$\begin{array}{c} i \\ 3 \end{array} \quad \begin{array}{c} n \\ \text{ведом III} \end{array} \quad \begin{array}{c} z \\ z \\ z \end{array} \quad \begin{array}{c} \cdot \\ 5 \end{array}$$

$$\begin{array}{c} n \\ i \end{array} \quad \begin{array}{c} \cdot \\ \text{ведущ}6 \\ \text{II} \end{array} \quad \begin{array}{c} z \\ z \\ 1 \end{array}$$

$$\begin{array}{c} \cdot \\ 1 \end{array}$$

4)  ${}_3 \text{ведом IV}$

$$\begin{array}{c} \cdot \\ 4 \end{array} \quad \begin{array}{c} n \\ 7 \\ \text{ведущ}8 \\ \text{III} \end{array} \quad \begin{array}{c} z \\ z \\ z \end{array} \quad \Phi$$

$$\begin{array}{c} \cdot \\ n \end{array}$$

5)  $1 i$

$$\begin{array}{c} \cdot \\ 5 \end{array} \quad \begin{array}{c} n \\ \text{ведом IV} \end{array} \quad \begin{array}{c} z \\ z \\ z \end{array}$$

$$\begin{array}{c} i \\ \cdot \end{array} \quad \begin{array}{c} n \\ 9 \\ \text{ведущ} \\ \text{III} \end{array} \quad \begin{array}{c} z \\ z \\ 10 \end{array} \quad \begin{array}{c} \cdot \\ 1 \end{array}$$

$$\begin{array}{c} \cdot \\ 1 \end{array}$$

$$\begin{array}{c} \cdot \\ 6 \end{array} \quad \begin{array}{c} n \\ 11 \\ \text{ведущ}12 \\ \text{IV} \end{array} \quad \begin{array}{c} z \\ z \\ z \end{array} \quad \Phi$$

7)  $^2 i$

$$\begin{array}{c} \cdot \\ 7 \end{array} \quad \begin{array}{c} n \\ \text{ведом V} \end{array} \quad \begin{array}{c} z \\ z \\ z \end{array}$$

$$\begin{array}{c} \cdot \\ n \\ 13 \\ z \end{array} \quad \begin{array}{c} \text{ведущ} \\ \text{IV} \\ 14 \end{array}$$

Дополнительные уравнения

$$z + z = z + z = z + z$$

8)  ${}_{123456}$

$$9) {}_{78910} z + z = z + z$$

$$10) {}_{11121314} z + z = z + z$$

Исходя из условия постоянства межосевого расстояния сумма зубьев каждой пары зубчатых колес, соединяющих два вала, должна быть одинакова для всех передач

данной группы (см. дополнительные уравнения 9, 10, 11), а их минимальная сумма должна быть  $\sum_{\min} z \geq 40...70$ , а максимальная сумма  $\sum_{\max} z \leq 100...120$

2) Диаметры шкивовременных передач можно определять непосредственно по передаточным отношениям из графика чисел оборотов.

$$710 \quad 712 \cdot 142$$

$$i = .$$

$$_0 =$$

**Передача I-II (ремень), 200**

$$1000$$

$$1002 \cdot$$

Т.о., диаметры шкивов:  $d_1 = 142$  мм;  $d_2 = 200$  мм

При этом минимальный диаметр шкива должен быть не менее 80...100 мм, а максимальный – не более 300 мм.

3) Определение чисел зубьев в групповых передачах между двумя валами следует начинать с выбора чисел зубьев той шестерни в группе, которая передает самую низкую частоту вращения. Исходя из условий надежной работы и компактности передач обычно, для средних по размерам станков, число минимальное число зубьев шестерни принимают  $z_{\omega} = 18...20$ .

Число зубьев колеса, сопрягаемого с шестерней:

$$\frac{z}{z_{\omega}}$$

$$_k = i$$

где  $i$  — минимальное передаточное отношение в рассматриваемой групповой передаче.

Далее определяется суммарное число зубьев:

$$\sum_{z z z} = z_{\omega} + z_k$$

Естественно, что эта сумма будет неизменной и для других сопрягаемых колес в рассматриваемой групповой передаче, т.к. осевое расстояние между валами неизменно.

Числа зубьев шестерен **других передач в**

**группе** вычисляют по формуле:  $= \sum$

$$z_{ш} = \frac{z_{ш}}{z_{ч}} \cdot \frac{z_{ш}}{z_{ч}}$$

где  $z_{ч}$  и  $z_{ш}$  - соответственно числитель и знаменатель передаточного отношения искомой зубчатой передачи.

Числа зубьев сопрягаемых с ними колес:

$$z = \sum_{k=ш} z_k$$

Определим числа зубьев и передаточные отношения для нашей коробки скоростей. **Передача II-III** (тройной блок):

$$i_1 = \frac{250}{710}$$

Принимаем согласно рекомендациям  $z_{ш1} = 18$ , тогда

$$z_{ш} = 18$$

$z_{ш}$	18
$z_{ч}$	51,12
$z_{ш}$	51

$$\sum z = z_{ш1} + z_{ч2} = 18 + 51 = 69$$

Записываем передаточное отношение чисел зубьев в виде:

$$i_1 = \frac{z_{ш1}}{z_{ч2}} = \frac{18}{51} = \frac{2}{7}$$

Вычисляем: 23

$$z_{ш} = \frac{z_{ш}}{z_{ч}} = \frac{18}{51} = \frac{2}{7}$$



$$z_{k4} = \sum z_{ш3} - z_{ш3} = 69 - 23 = 46$$

Записываем передаточное отношение чисел зубьев в виде:

$$i_3 = \frac{z_{ш4}}{z_{ш3}} = \frac{46}{23} = 2$$

Вычисляем 28,5 29

$$z_{ш5} = \frac{z_{ш4}}{i_3} = \frac{46}{2} = 23$$

$$z_{k6} = \sum z_{ш5} - z_{ш5} = 69 - 29 = 40$$

Записываем передаточное отношение чисел зубьев в виде:

$$i_4 = \frac{z_{ш6}}{z_{ш5}} = \frac{40}{29} \approx 1,38$$

Т.о., для первой групповой передачи получаем:

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = z_5 + z_6 = 18 + 51 = 43 + 46 = 29 + 40 \leq \sum Z_{max} = 120$$

**Передача III-IV (двойной блок)**

$$i_4 = \frac{z_{ш7}}{z_{ш6}} = \frac{20}{56} \approx 0,36$$

Принимаем согласно рекомендациям  $z_{ш7}=20$ , тогда

$$z_{ш8} = \frac{z_{ш7}}{i_4} = \frac{20}{0,36} \approx 56$$

$$\sum z_{ш7} + z_{ш8} = 20 + 56 = 76$$

Записываем передаточное отношение чисел зубьев в виде:

$$i = \frac{z_8}{z_7} = \frac{250}{250} = 1$$

Вычисляем

$$z_{ш9} = z_{ш8} + z_{ш7} = 250 + 250 = 500$$

$$z_{к10} = z_{к9} - z_{ш9} = 76 - 38 = 38$$

Записываем передаточное отношение чисел зубьев в виде:

$$i = \frac{z_{ш10}}{z_{к10}} = \frac{500}{38} \approx 13,16$$

Т.о., для второй групповой передачи получаем:

$$z_7 + z_8 = z_9 + z_{10} = 20 + 56 = 38 + 38 = 76 \leq \sum_{\max} Z = 120$$

**Передача IV-V (двойной блок)**

$$i_6 = \frac{z_4}{z_2} = \frac{9}{2} = 4,5$$

Принимаем согласно рекомендациям  $z_{ш11} = 20$ , тогда

$$z_{ш11} = 20$$

κ	6	90	80
i	22,4	80,3	

$$\sum z = z_{ш11} + z_{к12} = 20 + 80 = 100$$

Записываем передаточное отношение чисел зубьев в виде:

$$80^{20}$$

$$z_i = \frac{z_{ш11}}{z_{к12}} = \frac{20}{80} = \frac{1}{4}$$

Числ 100 180 ·

$$180_{i7} =$$

$$90$$

$$= \sum$$

$$z$$

$$z_{12}$$

Вычисляем 66,6 67

$$z_{ш}$$

Числ ..

$$13^{13} =$$

$$180 90$$

л +

$$=$$

$$+$$

Зна

$$z_{к14} = \sum z_{ш13} = 100 - 67 = 33$$

Записываем передаточное отношение чисел зубьев в виде:

$$33^{67}$$

$$i.$$

$$\frac{7}{13} =$$

$$z_{14}$$

Т.о., для третьей групповой передачи получаем:

$$z_{11} + z_{12} = z_{13} + z_{14} = 20 + 80 = 67 + 33 = 100 \leq \sum Z_{\max} = 120.$$

#### 2.4. Проверка правильности кинематических расчетов

Точность кинематических расчетов должна обеспечивать отклонение расчетных чисел оборотов шпинделя от их нормализованных значений в пределах

допуска, равного:  $\Delta_{\max} = \pm 0,1 \cdot (-1)^n \phi^n$ . Поэтому завершающим этапом кинематического расчета является проверка соответствия расчетных чисел оборотов шпинделя их

нормализованным значениям. При этом для всех ступеней вращения шпинделя с помощью графика чисел оборотов составим уравнения кинематического баланса и затем определим отклонение расчетного числа оборотов от нормализованного по формуле [1, с.90]:

$$\frac{n}{n_r}$$

—

н р.

$$\Delta = ,$$

$$\frac{n}{n_r} \cdot 100\%$$

н

где  $n_n$  и  $n_p$  — соответственно нормализованное и расчетное число оборотов.

Уравнения кинематического баланса и результаты проверочного расчета приведены в табл. 2.3.

Табл. 2.3.

Уравнения кинематического баланса	Число оборотов в мин.		$\Delta n, \%$
	Нормал и- зованн ое	Расче тное	
1	2	3	4
$n_1 = 1000 \cdot \frac{142}{18} \cdot \frac{20}{20} \cdot \frac{22}{200} \cdot \frac{51}{56} \cdot \frac{80}{80} =$	22,4	22,0	1,78
И т. д.			

Отклонения  $n_p$  не превышают допустимую величину  $\Delta_{\max} = \pm 0,1 \cdot (1,46 - 1) = \pm 4,6\%$  [1, с.91], что свидетельствует о правильности кинематических расчетов.