

Пример кинематического расчёта коробки скоростей.

Исходные данные:

$$Z_n = 12-16$$

$$n_1 = 20 \text{ об/мин}$$

$$n_{\max} = 1000 \text{ об/мин}$$

$$n_{\text{эл}} = 1000 \text{ об/мин}$$

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

при $z=12$: $50^{1/12} = 1.42$

$$z^{-\phi} D, \phi_{CT} = 1.41$$

при $z=16$: $50^{1/16} = 1.29$

$$z^{-\phi} D, \phi_{CT} = 1.26$$

Уточним число ступеней регулирования с учетом полученных значений ϕ :

Z	$\lg_1 D$	$\lg 50_1$	
			$= + + + + =$
Z	$\lg \phi_1$	$\lg 1.41$	1 11,39
	$\lg_1 D$	$\lg 50_1$	12,39
			$= + + + + =$
	$\lg \phi_1$	$\lg 1.26$	1 16,98
			17,98

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

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

= φ, 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:

$$\underline{Z_n = 3 \times 2 \times 2} \quad \underline{Z_n = 3 \times 2 \times 2}$$

- 1) P₀ P₁ P₂ 2) P₀ 3 (1) x 2 (3) x 2 (6) 4) P₁ P₂ P₀ 5) P₂ 3 (2) x 2 (6) x 2 (1)
 P₂ P₁ 3) P₁ P₀ P₂ 3 (1) x 2 (6) x 2 (3) P₀ P₁ 6) P₂ P₁ P₀ 3 (4) x 2 (1) x 2 (2)
 3 (2) x 2 (1) x 2 (6) 3 (4) x 2 (2) x 2 (1)

Для всех вариантов структурных формул

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 $\lg \phi$, т.е. должно $\max \leq \lg \phi$

$$\prod_{i=1}^n \left(\frac{R_i}{R_{i-1}} \right) = \phi$$

соблюдаться соотношение 8

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

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

i

Для первой структуры: 8

$$\begin{matrix} R_n & \max & = & \phi & = \\ i & \text{уры: } 8^6 & \text{уры: } 8^6 & & \\ \min & & & & \\ R_{n\max} = \phi & = & R_{n\max} = \phi & = & \\ 6 R_{n\max} = \phi & = & \text{Для } 1 & & \\ \text{Для} & \text{третье } \phi & & & \\ \text{второй} & \text{й} & 3 & & \\ \text{структ} & \text{структ} & & & \end{matrix}$$

Для четвертой структуры: 8

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

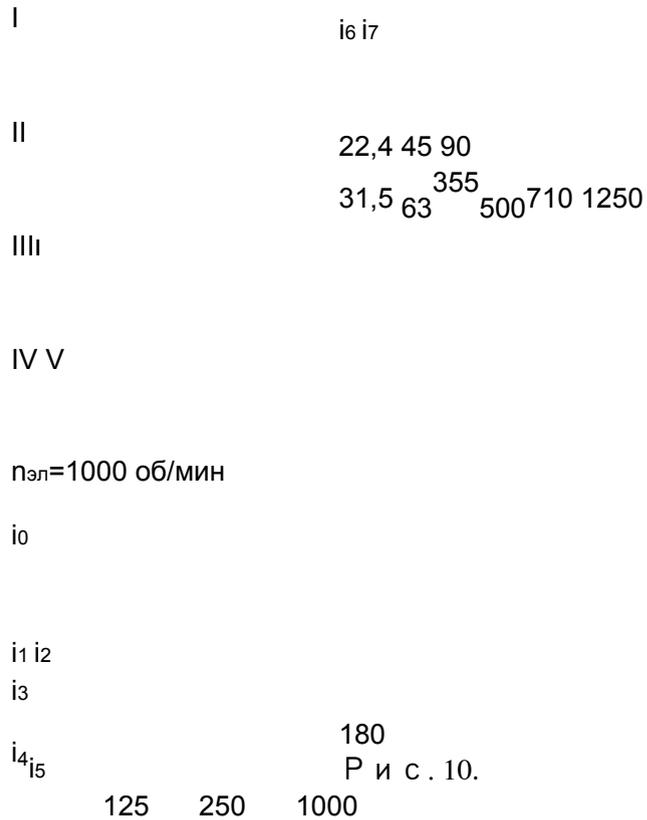
$${}^8 R_{n\max} = \phi = 8$$

Для шестой структуры: 16 8

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

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

===

1) ₃ ведомого вала III

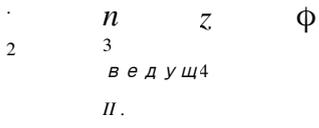
$$i = \frac{n}{z} = \Phi$$

ведущ ...
его 2
вала II

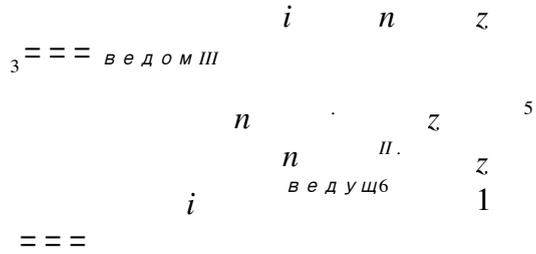
$$i = \frac{n}{z} = 1$$

===

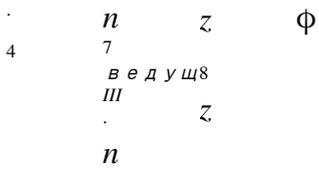
2) ₂ ведом III



3) Φ^1

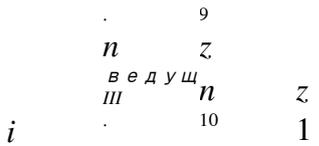


4) ${}_3 \text{ведом IV}$



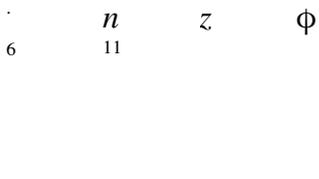
5) $1 i$

${}_5 \text{ведом IV}$



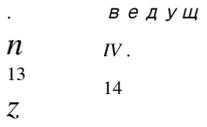
===

6) ${}_4 \text{ведом V}$



7) ${}^2 i$

${}_7 \text{ведом V}$



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 $z_w = 18...20$.

Число зубьев колеса, сопрягаемого с шестерней:

$$\frac{z}{z_w}$$

$$k = i$$

где i — минимальное передаточное отношение в рассматриваемой групповой передаче.

Далее определяется суммарное число зубьев:

$$\sum_{z z z} z_w + k$$

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**

группе вычисляют по формуле: $= \sum$

$$z_{ш} = \frac{z_{сл}}{i}$$

Ч и с л З н а м

где Ч и с л. и З н а м. - соответственно числитель и знаменатель передаточного отношения искомой зубчатой передачи.

Числа зубьев сопрягаемых с ними колес:

$$z = \sum_{к ш} z_{к ш}$$

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

$$z_{ш} = z_{сл} \cdot i_1 = 18 \cdot \frac{250}{710} = 6,34$$

$z_{ш}$	18	250	51,12
$z_{сл}$	51	710	51

$$\sum z = z_{ш1} + z_{к2} = 18 + 51 = 69$$

Записываем передаточное отношение чисел зубьев в виде:

$$i_1 = \frac{z_{сл1}}{z_{ш1}} = \frac{51}{18}$$

$$i_2 = \frac{355}{710} = \frac{z_{сл2}}{z_{ш2}} = \frac{355}{710}$$

Вычисляем:

$$z_{ш3} = \frac{z_{сл3}}{i_3} = \frac{355 \cdot 710}{355 \cdot 710} + \dots$$

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

Записываем передаточное отношение чисел зубьев в виде:

$$i_3 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{69}{500} = 0,138$$

Вычисляем $28,5 \cdot 29$

$$z_{ш} = 28,5 \cdot 29 = 826,5$$

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

Записываем передаточное отношение чисел зубьев в виде:

$$i_4 = \frac{z_5}{z_6} = \frac{40}{90} = 0,444$$

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)

$$i_4 = \frac{90}{250} = 0,36$$

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

$z_{ш7}$	20
$z_{ш8}$	56
i_4	0,36
$z_{к7}$	90
$z_{к8}$	250
i_4	55,5

$$\sum z_{ш7} + z_{к8} = 20 + 56 = 76$$

Записываем передаточное отношение чисел зубьев в виде:

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

Числитель: 250, Знаменатель: 250

Вычисляем 38

$$z_{к10} = \sum z_{ш9} - z_{ш9} = 76 - 38 = 38$$

Записываем передаточное отношение чисел зубьев в виде:

$$i = \frac{z_{ш9}}{z_{к10}} = \frac{38}{38} = 1$$

Т.о., для второй групповой передачи получаем:

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

Передача IV-V (двойной блок)

$$i_6 = \frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{20}{90} = 0,222$$

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

	$z_{ш11}$	20	
$z_{ш12}$	90	80	
i	22,4	80,3	

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

Записываем передаточное отношение чисел зубьев в виде:

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

Числ 100 180 ·

180 $i_7 =$ · z_{12}

90 = $\sum z$ ·

Вычисляем 66,667

$$z_{ш} = 100 - 33 = 67$$

Числ 180 90

л +

Зна = +

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

Записываем передаточное отношение чисел зубьев в виде:

$$i = \frac{z_{ш13}}{z_{к14}} = \frac{67}{33}$$

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]:

$$\Delta = \frac{n - n_r}{n} \cdot 100\%$$

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.		$\Delta n, \%$
	Нормализованное	Расчетное	
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.