

## КОМПЛЕКСНЫЙ СИНТЕЗ ЭКСЦЕНТРИКОВОГО ЭПИЦИКЛИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА

Неделькина Н.И., Ежак Я.Е.

Научные руководители: ст.преподаватель **Беляков Е.В.**

доцент **Груздев Д.Е.**

*Сибирский Федеральный Университет*

Для решения задач комплексного синтеза соосных планетарных передач наиболее распространенных схем имеется несколько методик, в том числе метод сомножителей, который позволяет получить большое количество вариантов чисел зубьев колес механизма, удовлетворяющего условию соосности и заданному передаточному отношению. На выбор оптимального варианта влияют различные требования, в том числе и условие сборки.

В работе рассматривается задача по определению геометрических параметров зубчатых колес эксцентрикового эпициклического механизма (ЭЭМ), формирующих качественные показатели зубчатого механизма, а также обеспечивающих выполнение основных условий работоспособности механизмов данного вида и подбору чисел зубьев колес, из которых он состоит. Подбор чисел зубьев должен осуществляться с учетом, как общих условий синтеза зубчатых механизмов, так и условий, учитывающих специфику структуры механизмов данного вида, т. е. на этапе синтеза необходимо обеспечить:

1. Числа зубьев  $z_1, z_2, z_3, \dots$  должны быть целыми;
2. Сочетание чисел зубьев колес должно обеспечивать заданное передаточное отношение  $U$  с допустимой точностью  $\pm \Delta U$ ;
3. Отсутствие подреза зубьев колес с внешними зубьями и заклинивания зубьев колес во внутреннем зацеплении. При отсутствии специальных требований предпочтительней использовать в передаче нулевые колеса (для колес с внешними зубьями  $z \geq z_{\min} = 17$ , для колес с внутренними зубьями  $z \geq z_{\min} = 85$  при  $h_a^* = 1$  и  $z \geq z_{\min} = 58$  при  $h_a^* = 0,8$ , где  $h_a^*$  – коэффициент высоты головки зуба по ГОСТу);

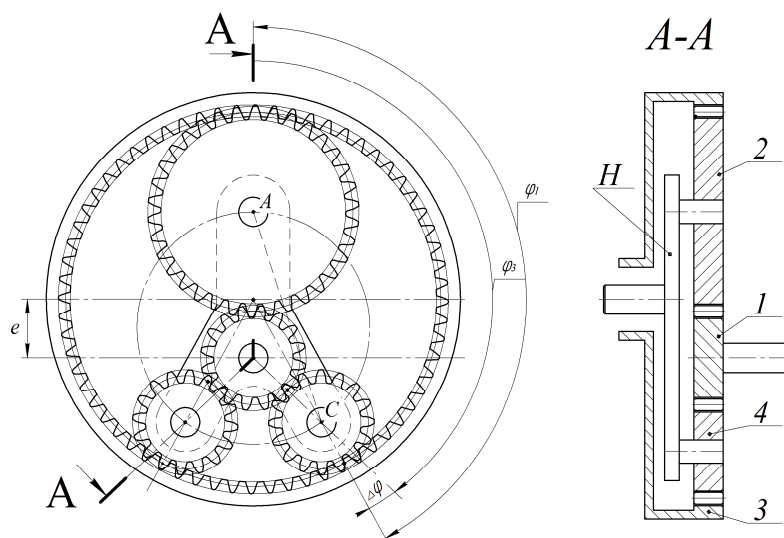


Рисунок 1 – Схема эксцентрикового эпициклического механизма (ЭЭМ)

4. Для обеспечения заданного движения точек выходного звена, должно обеспечиваться условие заданной несоосности ЭЭМ (рис. 1). Условие несоосности предполагает точное смещение осей вращения солнечного колеса 1 и водила  $H$  на величину эксцентриситета  $e$ .

– для максимального сателлита

$$z_1 + 2 \cdot z_2 - z_3 = \frac{2 \cdot e}{m} \quad (1)$$

– для промежуточного сателлита

$$z_3^2 - z_1^2 - 2 \cdot z_4 \cdot (z_3 + z_1)^2 - \frac{4 \cdot e^2}{m^2} + \frac{4 \cdot e}{m} \cdot (z_1 + z_4) \cdot \cos \varphi = 0 \quad (2)$$

5. Условие сборки ЭЭМ предполагает обеспечение собираемости нескольких сателлитов и центральных колес, которая должна осуществляться без натягов при равных окружных шагах между ними. Данное условие проверяется при числе сателлитов (потоков) больше двух. Для проверки условия сборки используется следующее выражение:

$$L = \frac{z_2}{2} + \frac{z_1 \cdot \varphi_1}{360} + \frac{z_1 \cdot U \cdot \varphi_3}{360} + \frac{z_4}{2} - \frac{z_4 \cdot \Delta \varphi}{360} - \text{целое} \quad (3)$$

6. Условие соседства сателлитов ЭЭМ. Условие соседства предполагает обеспечение отсутствия контакта сателлитов друг с другом. Проверка данного условия выполняется только при числе сателлитов (потоков) больше единицы. Если в схеме ЭЭМ (рис. 1) имеется несколько сателлитов, расположенных на некоторой окружности, то может возникнуть ситуация, когда вершины зубьев колес сателлитов будут задевать друг друга. Исключение подобного явления возможно при выполнении условия соседства:

$$AC > \frac{d_{g_{\max}}}{2} \quad (4)$$

$$AC = AO_3 \cdot \sin \frac{2 \cdot \pi}{n_w} > \frac{d_{g_{\max}}}{2}$$

Для определения целых значений чисел зубьев  $z_1$  и  $z_2$  из условия (1) несоосности максимального сателлита, выполнив соответствующие преобразования, получим следующее уравнение:

$$a \cdot z_1 + b \cdot z_2 + c = 0, \quad (5)$$

где  $a = (1 - u_{13}^H) \cdot k$ ,  $b = 2 \cdot k$ ,  $c = -\frac{2 \cdot e}{m} \cdot k$  и  $a, b, c$  – целые числа.

Полученное уравнение (5), представляет собой диофантово уравнение с двумя неизвестными  $z_1$  и  $z_2$ , решение которого в целых числах имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= z_1^0 - b_1 \cdot t \\ z_2 &= z_2^0 + a_1 \cdot t \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где коэффициенты  $a_1$  и  $b_1$  не имеют общих делителей кроме единицы;  $t = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$ , а  $z_1^0, z_2^0$  – целые решения уравнения (6). Число зубьев центрального колеса (короны) 3 определится по следующему выражению:

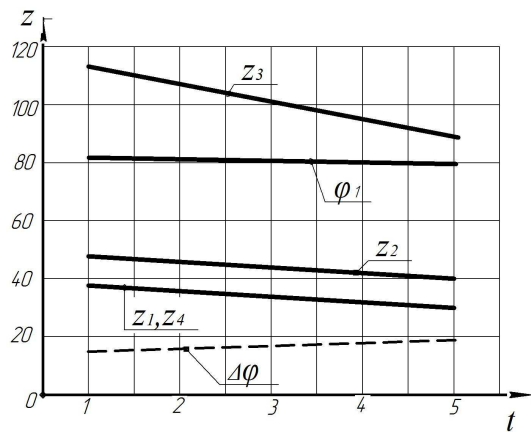
$$z_3 = u_{13}^H \cdot z_1 \quad (7)$$

Задаваясь исходными данными, последовательно решаем зависимости (2-7), получим сочетания чисел зубьев колес. Для анализа полученных зависимостей

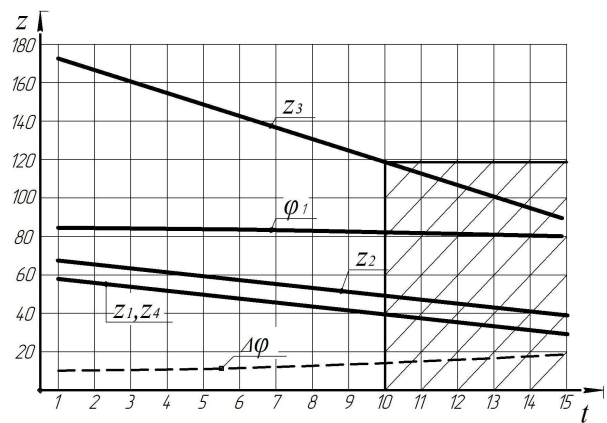
различных сочетаний чисел зубьев колес ЭЭМ от  $t$ , построим график функции  $f = z_i, \varphi_1, \Delta\varphi(t)$  при различных исходных данных:

Таблица 1

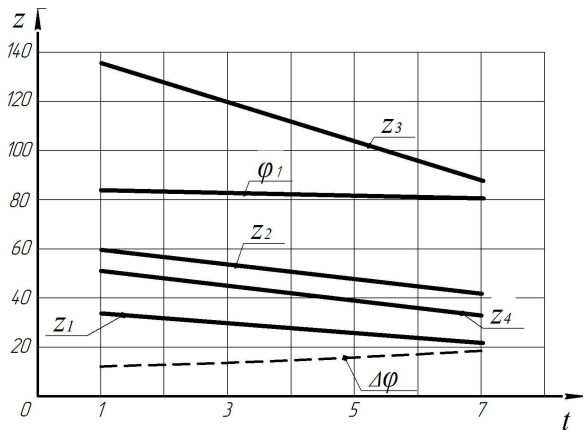
<b>Вариант 1: <math>e = 10 \text{ мм.}, m = 1 \text{ мм.}, U = 3 u = 2</math></b>									
$t$	1	2	3	4	5				
$z_1$	38	36	34	32	30				
$z_2$	48	46	44	42	40				
$z_3$	114	108	102	96	90				
$z_4$	38	36	34	32	30				
$\varphi_1$	82,439	82,016	81,543	81,01	80,41				
$\Delta\varphi$	15,121	15,967	16,913	17,428	19,188				
<b>Вариант 2: <math>e = 10 \text{ мм.}, m = 1 \text{ мм.}, U = 3 u = 3</math></b>									
$t$	1	2	4	6	9	11	12	13	15
$z_1$	58	56	52	48	42	38	36	34	30
$z_2$	68	66	62	58	52	48	46	44	40
$z_3$	174	168	156	144	126	114	108	102	90
$z_4$	58	56	52	48	42	38	36	34	30
$\varphi_1$	85,054	84,877	84,482	84,02	83,162	82,439	82,016	81,543	80,41
$\Delta\varphi$	9,891	10,245	11,035	11,958	13,674	15,121	15,967	16,913	19,188
<b>Вариант 3: <math>e = 18 \text{ мм.}, m = 2 \text{ мм.}, U = 4 u = 2</math></b>									
$t$	1	3	5	7					
$z_1$	34	30	26	22					
$z_2$	60	54	48	42					
$z_3$	136	120	104	88					
$z_4$	51	45	39	33					
$\varphi_1$	83,921	83,107	82,041	80,581					
$\Delta\varphi$	12,156	13,784	15,917	18,836					
<b>Вариант 4: <math>e = 18 \text{ мм.}, m = 2 \text{ мм.}, U = 4 u = 3</math></b>									
$t$	2	4	6	8	10	12	14	16	
$z_1$	50	46	42	38	34	30	26	22	
$z_2$	84	78	72	66	60	54	48	42	
$z_3$	200	184	168	152	136	120	104	88	
$z_4$	75	69	63	57	51	45	39	33	
$\varphi_1$	85,871	85,511	85,083	84,563	83,921	83,107	82,041	80,581	
$\Delta\varphi$	8,257	8,977	9,834	10,872	12,156	13,784	15,917	18,836	



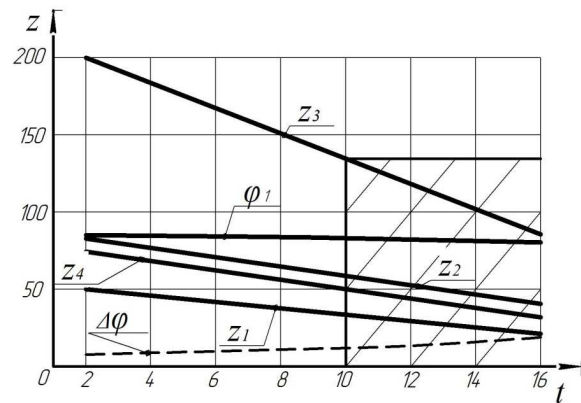
а) вариант 1



б) вариант 2



в) вариант 3



г) вариант 4

Рисунок 2 – графики функции  $f = z_i, \varphi_1, \Delta\varphi(t)$  ЭЭМ

Анализируя полученные зависимости графиков  $f = z_i(t)$  можно говорить о том, что при больших значениях  $t$  получим определенное сочетание чисел зубьев колес ЭЭМ с меньшими их значениями, и наоборот. В тоже время при больших значениях  $t$ , значение угла кратности  $\Delta\varphi$  будет возрастать, который в свою очередь определенным образом влияет на распределение нагрузки между спутниками (диапазон изменения значения в рассмотренных вариантах  $\Delta\varphi = 8^\circ \dots 20^\circ$ ). Изменение величины коэффициент вариативности  $u$  так же позволяет получать больше вариантов сочетаний чисел зубьев колес ЭЭМ. Так с изменением  $u$  в большую сторону получим новые значения чисел зубьев колес ЭЭМ с сохранением прежних вариантов (заштрихованная зона диаграмм (рис. 2б,г.)) Углы расположения промежуточного спутника, при различных сочетаниях чисел зубьев колес ЭЭМ находятся в пределах  $\varphi_1 = 80^\circ \dots 86^\circ$ , и при больших значениях  $t$  получим меньшее значение угла расположения промежуточного спутника. Однако при определенных значениях  $\varphi_1$  в некоторых вариантах может, не выполняется условие соседства промежуточного спутника с

максимальным сателлитом. В этом случае конструктивно возможно в схеме ЭЭМ вместо максимального сателлита применить минимальный сателлит, с которым условие соседства будет соблюдаться, и в тоже время применение такого варианта снизит массу механизма.

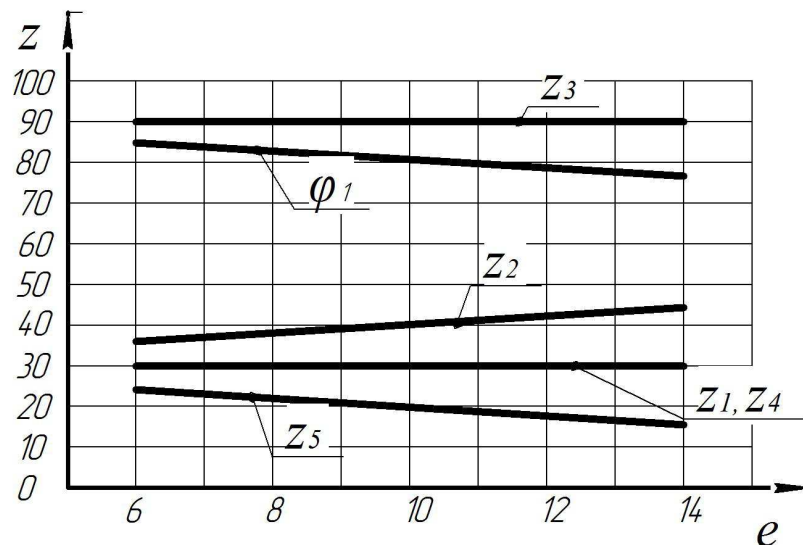


Рисунок 3 – график функции  $f = z_i, \varphi_1, \Delta\varphi(e)$  ЭЭМ

На рисунке 3 показана зависимость чисел зубьев при постоянном передаточном отношении, с изменением величины эксцентриситета в сторону увеличения. Полученные кривые показывают, что с увеличением эксцентриситета механизма, т.е. амплитуды сложного движения, числа зубьев максимального и минимального сателлитов изменяются по линейной зависимости прямо пропорционально изменению величине эксцентриситета, при постоянных значениях чисел зубьев остальных колес ЭЭМ. Таким образом, при проектировании ЭЭМ обеспечивается частичная взаимозаменяемость изделия, т.к. возможна сборка механизма, с большим эксцентриситетом, тем же набором зубчатых колес 1, 3, 4 и максимального 2 и минимального 5 сателлитов с другими значениями их чисел зубьев. При этом механизм собирается при новом значении угла положения промежуточного сателлита, величина которого уменьшается с увеличением эксцентриситета.

В определенных вариантах сочетаний чисел зубьев ЭЭМ может не выполняться условие соседства промежуточного сателлита с максимальным сателлитом. В этом случае конструктивно возможно в схеме ЭЭМ вместо максимального сателлита применить минимальный сателлит, с которым условие соседства будет соблюдаться, и в тоже время применение такого варианта снизит массу механизма. Каждое значение  $z_4$  проверяется по условиям сборки (3) и соседства сателлитов (4).

Таким образом, представленные выражения (1-7) позволяют проводить комплексный синтез ЭЭМ с учетом условий соседства, заданной несоосности и сборки, для обеспечения заданной сложной траектории движения выходного звена и работоспособности механизма. По полученным зависимостям имеется возможность создать большой номенклатурный ряд ЭЭМ по их размерам и передаваемым усилиям, появляются условия широчайшего использования ЭЭМ в технике и других областях промышленности.