

Х. А. Фасхиев, В. В. Волошко, И. И. Салахов

РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО МЕХАНИЗМА АВТОМАТИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Представлены структурная и кинематическая схемы, конструкция модуля новых автоматических коробок передач на основе разработанного авторами универсального многопоточного дифференциального механизма и методика его расчета. *Автоматическая коробка передач, планетарная система, планетарные ряды, дифференциальные механизмы, универсальный многопоточный дифференциальный механизм*

ВВЕДЕНИЕ

Большинство современных планетарных коробок передач (КП) автоматических трансмиссий построено по одной из двух планетарных систем: системе Симпсона; системе Равиньо (со сцепленными сателлитами) [1].

Эти планетарные системы позволяют реализовать четыре передачи при одновременном включении двух управляющих элементов, что определяет данные системы как трехступенные с полным использованием управляющих элементов: две понижающие передачи; прямая передача; задний ход, при использовании пяти управляющих элементов, в том числе две фрикционные блокирующие муфты, два фрикционных тормоза и муфта свободного хода. Предварительный анализ планетарных систем при числе передач равным четырем отдает предпочтение применению автоматических коробок передач (АКП) с тремя степенями свободы, несмотря на то, что число элементов управления таких коробок передач то же, что и у АКП с двумя степенями свободы. Дело в том, что в АКП с тремя степенями свободы для получения четырех передач достаточно двух дифференциальных механизмов, а в АКП с двумя степенями свободы – трех дифференциальных механизмов. Однако при числе передач, равным четырем, АКП с тремя степенями свободы является более сложным объектом по сравнению с АКП с двумя степенями свободы ввиду конструктивной сложности двух фрикционов (в АКП с двумя степенями свободы применяют один фрикцион) и существенного усложнения системы управления [2].

Учитывая вышесказанное, при числе передач, равным четырем, всегда более перспективно применение АКП с двумя степенями свободы. Одним из недостатков таких систем считается

большая металлоемкость за счет наличия дополнительных дифференциальных механизмов, а явным преимуществом – возможность получения передаточных чисел, равных расчетным, и более простая система управления. Использование широко известного принципа построения многоскоростных механических КП за счет добавления к основной коробке делителя и демультипликатора возможна и при построении структуры многоскоростных АКП если в качестве основной коробки (модуля) использовать планетарную систему двухступенного АКП с четырьмя-пятью передачами, обладающую минимально возможным числом основных звеньев с целью уменьшения металлоемкости и габаритов.

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МНОГОПОТОЧНЫЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ (УМДМ)

Для АКП была разработана планетарная система (ПС), обладающая возможностью в своей кинематической схеме объединить возможно большее количество дифференциальных механизмов при наименьшем числе основных звеньев. ПС включает в себя все четыре типа наиболее используемых в технике дифференциальных механизмов [3]. Благодаря тому, что в кинематической схеме объединены эти дифференциальные механизмы в один универсальный многопоточный дифференциальный механизм (УМДМ) и используются звенья, являющиеся общими для всех четырех типов, общее количество звеньев становится минимальным. В результате получаем конструкцию с короткими кинематическими цепями, расширенными кинематическими и силовыми возможностями, которые обуславливают использование данного механизма в качестве модуля в проектируемых АКП.

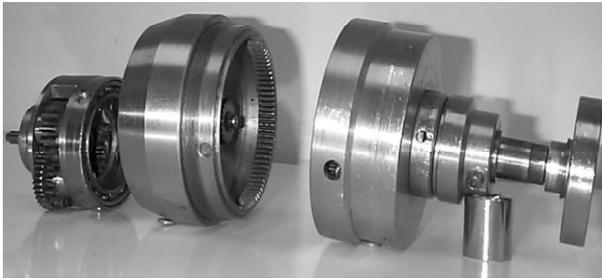


Рис. 1. Конструкция ПС УМДМ

Разработанная ПС представляет собой универсальный многопоточный дифференциальный механизм, водило которого с тремя парами сцепленных сателлитов является общим для первого, второго и третьего планетарных рядов, образуемых двумя независимыми солнечными центральными шестернями и тремя коронными зубчатыми колесами (эпициклами) (рис. 2).

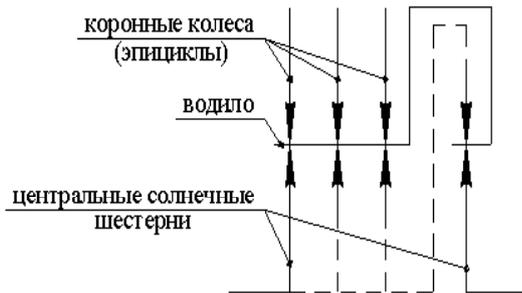


Рис. 2. Структурная схема ПС УМДМ

Число степеней свободы ПС УМДМ [4] определяется на основе структурной формулы $n_0 - k_M - W = 0$. Откуда $W = n_0 - k_M$, (1) где $n_0 = 6$ – число основных звеньев; $k_M = 4$ – число планетарных дифференциальных механизмов.

Таким образом, планетарная система обладает двумя степенями свободы $W = 2$, имеет шесть основных звеньев, четыре из которых являются тормозными звеньями ($t = 4$), два звена являются ведущим и ведомым. Число передач ($z = 5$) равняется числу элементов управления.

Все звенья УМДМ равнозначны в смысле распределения функций (каждое звено может быть входным, выходным или тормозным). Таким образом, полное число возможных схемных решений УМДМ найдется как число сочетаний из 6 по 2 (вход и выход) или из 6 по 4 (тормозные звенья) [2]:

$$G = C_{n_0}^2 = C_{n_0}^4 = \frac{n_0 \cdot (n_0 - 1)}{2!} = \frac{n_0 \cdot (n_0 - 1) \cdot (n_0 - 2) \cdot (n_0 - 3)}{4!} = \frac{6 \cdot (6 - 1)}{1 \cdot 2} = \frac{6 \cdot (6 - 1) \cdot (6 - 2) \cdot (6 - 3)}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4} = 15.$$

Дифференциальные механизмы, используемые при создании ПС УМДМ, изображены на рис. 3.

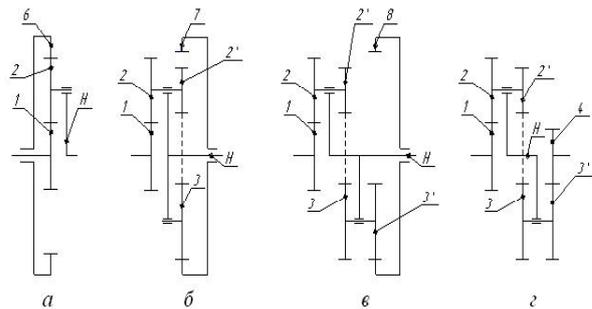


Рис. 3. Дифференциальные механизмы, входящие в структуру ПС УМДМ

На основании структурной схемы и вышеизложенного кинематическая схема предлагаемого ПС УМДМ будет выглядеть, как показано на рис. 4.

Первый планетарный ряд УМДМ состоит из солнечной центральной шестерни 1, водила H сателлитов 2 и коронного колеса 6. Второй планетарный ряд состоит из водила H, сцепленных сателлитов 2', 3 и коронного колеса 7. Третий планетарный ряд состоит из солнечной центральной шестерни 4, водила H сателлитов 3' и коронного колеса 8 [5].

Уравнение кинематики планетарного ряда:

$$n_{вц} = n_{вм} \cdot i_{вцвм} + n_H \cdot (1 - i_{вцвм}), \quad (2)$$

где $n_{вц}$ – число оборотов ведущего звена; $i_{вцвм}$ – передаточное число между ведущим и ведомым звеньями; n_H – число оборотов водила; $n_{вм}$ – число оборотов ведомого звена.

Выражение для определения относительных оборотов сателлитов:

$$n_{отн} = n_{вм} \cdot i_{свм} + n_H \cdot (1 - i_{свм}), \quad (3)$$

где $i_{свм}$ – передаточное число между сателлитом и ведомым звеном.

Из уравнения (2) определяем число оборотов водила H:

$$n_H = \frac{n_{вц} - n_{вм} \cdot i_{вцвм}}{1 - i_{вцвм}} \quad (4)$$

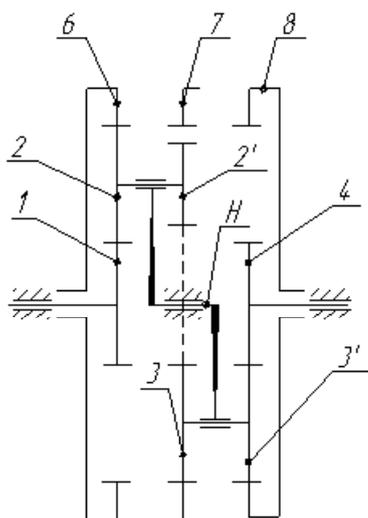


Рис. 4. Кинематическая схема ПС УМДМ:
1, 4 – солнечные центральные шестерни,
2-2', 3-3' – сцепленные двухвенцовые сателлиты,
5 (H) – водило, 6, 7, 8 – коронные колеса

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗМОЖНЫХ СХЕМНЫХ РЕШЕНИЙ

С целью анализа возможных схемных решений УМДМ предлагается метод оценки целесообразности вариантов сочетаний и выбор звеньев УМДМ в качестве входных и выходных.

При этом учитывается конструктивная возможность наиболее приемлемого размещения элементов управления и подвода мощности к отдельным звеньям УМДМ.

Рассмотрим вариант сочетания i_{1-8} (1 – ведущее звено; 8 – ведомое звено; 4, 5 (H), 6, 7 – тормозные звенья):

При торможении водила 5 получаем передачу переднего хода:

$$i_{1-8}^5 = (-i_{1-2}) \cdot (-i_{2'-3}) \cdot (i_{3'-8}) = +i_{1-8}^5 \quad (5)$$

При торможении 6-го звена получаем передачу с положительным знаком:

$$i_{1-8}^6 = i_{1-5}^6 \cdot i_{5-8}^6, \quad (6)$$

где $i_{5-8}^6 = \frac{1}{1 - i_{8-6}}$ – передаточное число между водилом 5 и выходным звеном 8 при заторможенном звене 6.

$$i_{1-8}^6 = (1 - i_{1-6}) \cdot \left(\frac{1}{1 - i_{8-6}} \right) = \frac{1 - ((-i_{1-2}) \cdot (i_{2-6}))}{1 - ((i_{8-3'}) \cdot (-i_{3-2'}) \cdot (i_{2-6}))} = \frac{1 + i_{1-6}}{1 + i_{8-6}} = +i_{1-8}^6.$$

При торможении 7-го звена:

$$i_{1-8}^7 = i_{1-5}^7 \cdot i_{5-8}^7, \quad (7)$$

где $i_{5-8}^7 = \frac{1}{1 - i_{8-7}}$ – передаточное число между водилом 5 и выходным звеном 8 при заторможенном звене 7.

$$i_{1-8}^7 = (1 - i_{1-7}) \cdot \left(\frac{1}{1 - i_{8-7}} \right) = \frac{1 - ((-i_{1-2}) \cdot (-i_{2'-3}) \cdot (i_{3-7}))}{1 - ((i_{8-3'}) \cdot (i_{3-7}))} = \frac{1 - i_{1-7}}{1 - i_{8-7}}.$$

Так как i_{8-7} может быть больше или меньше 1, получаем положительную или отрицательную передачу:

$$i_{1-4}^7 = \frac{+}{+} = +i_{1-4}^7 \quad \text{или} \quad i_{1-4}^7 = \frac{-}{+} = -i_{1-4}^7.$$

Таблица 1

Результаты анализа вариантов комбинаций сочетаний

i_{1-4} при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
		«-»	«-»	«-»	«-»
i_{1-8} при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
	«+»	«+»	«+»	«±»	
i_{1-5} при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
	«+»		«+»	«-»	«-»
i_{5-4} при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
«+»			«-»	«+»	«+»
i_{5-8} при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
«+»	«+»		«+»	«±»	
i_{6-4} при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
«+»		«+»		«+»	«+»
i_{6-8} при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
«+»	«+»	«-»		«±»	
i_{6-5} при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
«+»	«+»			«+»	«+»

При торможении 4-го звена получаем положительную передачу:

$$i_{1-8}^4 = i_{1-5}^4 \cdot i_{5-8}^4, \quad (8)$$

где $i_{1-5}^4 = 1 - i_{1-4}$ – передаточное число между входным звеном 1 и водилом 5 при заторможенном звене 4;

$$i_{5-8}^4 = \frac{1}{1 - i_{8-4}} \quad \text{– передаточное число между}$$

водилом 5 и выходным звеном 8 при заторможенном звене 4.

$$i_{1-8}^4 = (1 - i_{1-4}) \cdot \left(\frac{1}{1 - i_{8-4}} \right) = \frac{1 - ((-i_{1-2}) \cdot (-i_{2'-3}) \cdot (-i_{3'-4}))}{1 - ((i_{8-3'}) \cdot (-i_{3'-4}))} = \frac{1 + i_{1-4}}{1 + i_{8-7}} = +i_{1-8}^4.$$

Аналогичным образом анализируем и остальные сочетания. Результаты анализа сведены в табл. 1.

Анализ вариантов комбинаций сочетаний позволяет осуществить выбор ведущих, ведомых и тормозных звеньев планетарной системы УМДМ, что в дальнейшем облегчает процесс построения кинематических схем АКП.

Результаты анализа возможных вариантов кинематических схем УМДМ позволяют делать следующие выводы:

- вариант сочетания i_{1-4} неприемлем ввиду того, что все передаточные отношения имеют отрицательный знак;
- вариант сочетания i_{1-8} приемлем;
- вариант сочетания i_{1-5} неприемлем ввиду того, что 2 передаточных отношения имеют отрицательный знак;
- вариант сочетания i_{5-4} неприемлем, ввиду того, что при торможении любого звена выходное звено 4 будет иметь передаточное отношение по абсолютной величине значительно меньше единицы;
- вариант сочетания i_{5-8} приемлем;
- вариант сочетания $i_{6-4}, i_{6-8}, i_{6-5}$ неприемлемы, ввиду того, торможение 1-го звена конструктивно неосуществимо.

С учетом осуществленного анализа в качестве ведущих звеньев возможно использование звена 1 (центральная солнечная шестерня 1-го планетарного ряда) и звена 5 (водило), в качестве ведомого – звена 8 (коронное колесо 3-го планетарного ряда).

Кинематические связи звеньев УМДМ

Определим кинематические связи звеньев ПС УМДМ при ведущем звене 1 с помощью

следующих уравнений:

$$n_1 = n_8 \cdot i_{18} + n_H \cdot (1 - i_{18}); \quad (9)$$

$$n_1 = n_4 \cdot i_{14} + n_H \cdot (1 - i_{14}); \quad (10)$$

$$n_1 = n_6 \cdot i_{16} + n_H \cdot (1 - i_{16}); \quad (11)$$

$$n_1 = n_7 \cdot i_{17} + n_H \cdot (1 - i_{17}). \quad (12)$$

Из уравнения (1) находим n_8 :

$$n_8 = \frac{n_1 - n_H \cdot (1 - i_{18})}{i_{18}}. \quad (13)$$

При из уравнения (10) находим n_H :

$$n_H^4 = \frac{n_1}{1 - i_{14}}. \quad (14)$$

Подставляя уравнение (14) в (13), получаем:

$$n_8^4 = \frac{n_1 - n_1 \cdot \frac{1}{1 - i_{14}} \cdot (1 - i_{18})}{i_{18}}.$$

Разделив обе части данного уравнения на получим следующую зависимость:

$$\frac{1}{i_{18}^4} = \frac{1 - \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{14}}}{i_{18}}.$$

Как уже отмечалось выше, выражена уравнением (8):

$$i_{18}^4 = \frac{1 - i_{14}}{1 - i_{84}}.$$

Очевидно $i_{18}^4 \cdot \frac{1}{i_{18}^4} = 1$.

$$\frac{1 - i_{14}}{1 - i_{84}} \cdot \frac{1 - \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{14}}}{i_{18}} = 1.$$

Таким образом, получаем следующую зависимость:

$$i_{84} = \frac{i_{14}}{i_{18}}. \quad (15)$$

Аналогично устанавливаем кинематические связи между звеньями при $n_6 = 0, n_7 = 0$. Полученные результаты кинематических связей звеньев УМДМ представлены в табл. 2.

При ведущем звене 5 (водило) уравнение кинематической связи между звеньями ПС УМДМ имеет вид:

$$i_{58}^P = \frac{1}{1 - i_{8P}}, \quad (16)$$

где P – заторможенное звено.

$$i_{18}^H = i_{12} \cdot i_{2/3} \cdot i_{3/8}; \quad (17)$$

$$i_{18}^6 = \frac{1 - i_{16}}{1 - i_{86}}; \quad (18)$$

$$i_{18}^4 = \frac{1 - i_{14}}{1 - i_{84}}; \quad (19)$$

$$i_{18}^7 = \frac{1 - i_{17}}{1 - i_{87}}. \quad (20)$$

Поскольку по табл. 2–3 $i_{86} = \frac{i_{16}}{i_{18}}$, $i_{84} = \frac{i_{14}}{i_{18}}$, $i_{87} = \frac{i_{17}}{i_{18}}$, то, после подстановки этих зависимостей в уравнения (18)–(20), получим:

$$i_{18}^6 = \frac{1 - i_{16}}{1 - \frac{i_{16}}{i_{18}}}; \quad (21)$$

$$i_{18}^4 = \frac{1 - i_{14}}{1 - \frac{i_{14}}{i_{18}}}; \quad (22)$$

$$i_{18}^7 = \frac{1 - i_{17}}{1 - \frac{i_{17}}{i_{18}}}. \quad (23)$$

Характеристики (внутренние передаточные отношения) i_{14} , i_{16} , i_{17} , i_{18} определяем из уравнений (17), (21)–(23).

Характеристика будет равна величине передаточного числа при торможении водила:

$$i_{18}^H = i_{18}. \quad (24)$$

Характеристика будет определена из уравнения (21):

$$i_{18}^6 = \frac{1 - i_{16}}{1 - \frac{i_{16}}{i_{18}}} = \frac{(1 - i_{16}) \cdot i_{18}}{i_{18} - i_{16}}.$$

$$i_{18}^6 \cdot (i_{18} - i_{16}) = (1 - i_{16}) \cdot i_{18}$$

$$i_{16} = \frac{i_{18} \cdot (i_{18}^6 - 1)}{i_{18}^6 - i_{18}}. \quad (25)$$

Соответственно характеристики i_{14} , i_{17} будут определены из уравнений (22)–(23):

$$i_{14} = \frac{i_{18} \cdot (i_{18}^4 - 1)}{i_{18}^4 - i_{18}}; \quad (26)$$

$$i_{17} = \frac{i_{18} \cdot (i_{18}^7 - 1)}{i_{18}^7 - i_{18}}. \quad (27)$$

При торможении водила 5 получаем первую передачу УМДМ:

$$i_I = i_{18}^H. \quad (28)$$

При торможении 6-го звена получаем вторую передачу УМДМ:

$$i_{II} = i_{18}^6. \quad (29)$$

При торможении 4-го звена получаем третью передачу УМДМ:

$$i_{III} = i_{18}^4. \quad (30)$$

При блокировке УМДМ получаем четвертую передачу АКП равно численно единице:

$$i_{IV} = 1. \quad (31)$$

При торможении 7-го звена, как было отмечено выше, получаем передачу с отрицательным значением:

$$i_{zX} = -i_{18}^7. \quad (32)$$

В любой ПС для обеспечения ее работоспособности необходимо выполнить условия сборки, соосности и соседства, что накладывает определенные ограничения на подбор чисел зубьев зубчатых колес, который должен соответствовать расчетным передаточным отношениям.

ПС УМДМ имеет отличительные свойства, в том числе и наличие в кинематической схеме УМДМ сцепленных сателлитов, связанных друг с другом во втором ПР, образуя замкнутый шестеренный ряд (рис. 6).

Число сателлитов, расположенных в первом и третьем рядах, распределяющих мощность от ведущего к ведомому кинематическому звену, не может быть больше трех, что несколько снижает несущие способности дифференциального механизма.

Наличие трех сателлитов в первом и третьем рядах и шести сателлитов в шестеренном ряду обуславливает необходимость размещения их осей на одинаковых межцентровых расстояниях во всех трех ПР. Тогда при условии, что сумма зубьев шестерен, находящихся в зацеплении в каждом планетарном ряду, будут равны между собой и кратны трем, обеспечивается выполнение условий сборки, соосности и соседства.

В связи с вышеизложенным необходимо определить диапазоны внутренних передаточных чисел в каждом из четырех дифференциальных механизмов при обеспечении постоянства межцентрового расстояния в планетарных рядах УМДМ. Для решения этой задачи использовано условие сборки:

$$z_a + z_c = k \cdot A, \quad (33)$$

где z_a – число зубьев солнечной центральной шестерни; z_c – число зубьев коронного колеса; k – число сателлитов; A – любое целое число.

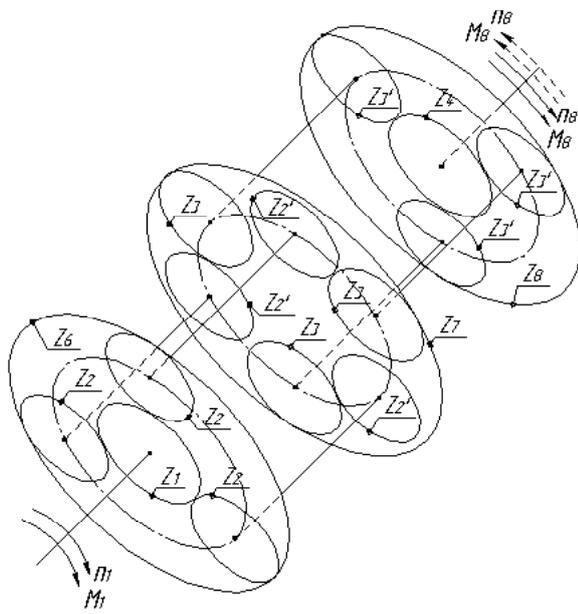


Рис. 6. Аксонометрическое изображение кинематической схемы УМДМ

Задаем диапазон числа зубьев солнечной центральной шестерни при условии $k = 3$, и исходя из кинематической схемы первого, второго, третьего и четвертого дифференциальных механизмов, рассчитываем диапазон передаточных чисел (характеристики дифференциальных механизмов) $i_{16}, i_{17}, i_{18}, i_{14}$ в зависимости от A . На основе расчетов был построен график изменения передаточных чисел в функции от A (рис. 7).

На данном графике при каком-либо постоянном значении A расстояние между линиями 1-2, 3-4, 5-6 определяют диапазон внутренних передаточных чисел всех четырех дифференциальных механизмов УМДМ с учетом того, что диапазон расположенный между линиями 3-4 одинаков для второго и третьего дифференциальных механизмов (см. рис. 2).

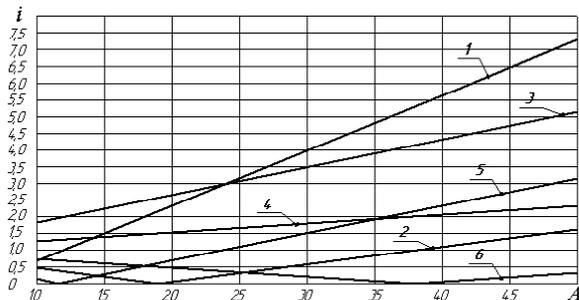


Рис. 7. График изменения i в функции от A :

- 1 - i_{16} при $z_a = \min$; 2 - i_{16} при $z_a = \max$;
- 3 - i_{17}, i_{18} при $z_a = \min$; 4 - i_{17}, i_{18} при $z_a = \max$;
- 5 - i_{14} при $z_a = \max$; 6 - i_{16} при $z_a = \min$

При известных передаточных числах ($i_{16}, i_{17}, i_{18}, i_{14}$) дифференциальных механизмов можем определить число зубьев звеньев УМДМ с учетом размеров и габаритов механизма, характеризуемым числом A .

Для первого дифференциального механизма:

$$i_{16} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \frac{z_6}{z_8}, \tag{34}$$

где z_1 - число зубьев центральной солнечной шестерни 1; z_2 - число зубьев сателлита 2; z_6 - число зубьев коронного колеса 6.

Число зубьев коронного колеса 6 из условия соосности:

$$z_6 = z_1 + 2 \cdot z_2 \tag{35}$$

Совместно решив уравнения (18) и (20), определяем z_1 :

$$z_1 = \frac{2 \cdot z_2}{i_{16} - 1}. \tag{36}$$

Приравняв уравнения (25) и (34) можем определить число зубьев коронного колеса 6:

$$z_6 = \frac{i_{18} \cdot (i_{18}^6 - 1) \cdot (-z_1)}{i_{18}^6 - i_{18}}. \tag{37}$$

Для второго дифференциального механизма (по конструктивным особенностям УМДМ известно, что $z_1 = z_3, z_2 = z_2'$):

$$i_{17} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2'}\right) \cdot \frac{z_7}{z_3} = \frac{z_7}{z_3}, \tag{38}$$

где z_2' - число зубьев сателлита 2'; z_3 - число зубьев сателлита 3; z_7 - число зубьев коронного колеса 7.

Приравняв уравнения (27) и (38) определяем число зубьев коронного колеса 7:

$$z_7 = \frac{i_{18} \cdot (i_{18}^7 - 1) \cdot z_3}{i_{18}^7 - i_{18}}. \tag{39}$$

Для третьего дифференциального механизма

$$i_{18} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2'}\right) \cdot \frac{z_8}{z_3'}, \tag{40}$$

где z_3' - число зубьев сателлита 3'; z_8 - число зубьев коронного колеса 8.

Приравняв уравнения (24) и (40), определяем число зубьев коронного колеса 8

$$z_8 = \frac{i_{18}^H \cdot z_1 \cdot z_2' \cdot z_3'}{z_2 \cdot z_3}. \tag{41}$$

Для четвертого дифференциального механизма

$$i_{14} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_{2'}}\right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_{3'}}\right), \quad (42)$$

где z_4 – число зубьев солнечной шестерни 4.

Приравняв уравнения (26) и (42) определяем число зубьев солнечной шестерни 4

$$z_4 = \frac{i_{18} \cdot (i_{18}^4 - 1) \cdot z_1 \cdot z_{2'} \cdot z_{3'} \cdot (-1)}{(i_{18}^4 - i_{18}) \cdot z_3}. \quad (43)$$

Число зубьев сателлита 3' находим из условия соосности:

$$z_{3'} = \frac{z_8 - z_4}{2}. \quad (44)$$

Полученные числа зубьев должны быть связаны следующими зависимостями:

$$z_8 = z_4 + 2 \cdot z_{3'}; \quad (45)$$

$$z_7 = z_4 + z_{3'} + z_5; \quad (46)$$

$$z_1 + z_2 = z_4 + z_{3'}. \quad (47)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Компактность ПС УМДМ определяется тем, что при трех планетарных рядах число дифференциальных механизмов равно четырем, а число основных звеньев равно шести. При этом ПС УМДМ в отличие от вышеуказанных схем при постоянном ведущем звене обеспечивает получение на ведомом звене пяти передач: три понижающих передач; прямая передача; задний ход.

Применение ПС УМДМ в качестве модуля позволяет решать задачу синтеза не только двухступенных, а также трехступенных АКП при увеличении числа управляющих элементов или дополнительного планетарного ряда и при использовании в качестве ведущего звена не

одного, а двух звеньев ПС УМДМ (солнечное центральное колесо первого планетарного ряда и водило).

Предложенная методика кинематического расчета УМДМ позволяет упростить определение передаточных чисел дополнительных планетарных рядов при синтезе двух и трехступенных АКП.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Косенков А. А.** Устройство автоматических коробок передач и трансмиссий. Ростов н/Д: Феникс, 2003. 416 с.
2. **Шарипов В. М.** Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2004. 590 с.
3. **Кожевников С. Н.** Теория механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969. 584 с.
4. **Кирдяшев Ю. Н.** Многопоточные передачи дифференциального типа. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд.-ние, 1981. 223 с.
5. **Патент РФ №2384773** «Автоматическая ступенчатая планетарная коробка передач» от 20.03.2010 г.

ОБ АВТОРАХ

Фасхиев Хакимзян Амирович, проф. каф. прикл. гидромех. Дипл. инж.-мех. (Марийский политех. ин-т, 1982), дипл. экон. (Казанский фин.-экон. ин-т, 1999). Д-р техн. наук по колес. и гусенич. машинам (ФГУП ГНЦ «НАМИ», 1999). Иссл. в обл. проект. транс. средств, упр-я конкурентоспособностью техн. и соц.-экон. систем.

Волошко Владимир Владимирович, зав. проблемной лаб. дифференциальные механизмы ИНЭКА. Дипл. инж.-мех. (КАИ, 1964). Иссл. в обл. трансмиссий транс. средств.

Салахов Ильдар Ильгизарович, ст. препод. каф. автомобили и двигатели ИНЭКА. Дипл. инж.-мех. (ИНЭКА, 2006). Иссл. в обл. автоматических трансмиссий транс. средств.