

УДК 629.114

ПЛАНЕТАРНАЯ СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ: КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ

Х.А. Фасхиев, д.т.н. / В.В. Волошко, / И.Д. Галимянов, к.т.н. / И.И. Салахов
Камская государственная инженерно-экономическая академия — ИНЭКА

ВВЕДЕНИЕ

Большинство современных планетарных коробок передач автоматических трансмиссий построено по одной из двух планетарных систем:

- система Симпсона;
- система Равиньо (со сцепленными сателлитами) [2].

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. Предварительный анализ планетарных систем при числе передач, равном четырем, показывает преимущество применения 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, равном четырем АКП с тремя степенями свободы, является более сложным объектом по сравнению с АКП с двумя степенями свободы ввиду конструктивной сложности двух фрикционных (в АКП с двумя степенями свободы применяют один фрикцион) и существенного усложнения системы управления [4].

Учитывая вышесказанное, при числе передач, равном 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 коробок передач за счет добавления к основной коробке делителя и демультипликатора возможно 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). В ИНЭКА была разработана планетарная система (ПС), обладающая возможностью в своей кинематической схеме объединить как можно большее количество дифференциальных механизмов при наименьшем числе основных звеньев.

Планетарная система включает в себя все четыре типа наиболее используемых в технике дифференциальных механизмов [3]. В результате того, что в кинематической схеме эти дифференциальные механизмы объединены в один универсальный механизм, в котором используются звенья, являющиеся общими для всех четырех типов, общее количество звеньев становится минимальным, что обуславливает компактную конструкцию с короткими кинематическими цепями и расширенными кинематическими и силовыми возможностями. Данные возможности определяют использование данного механизма в качестве модуля в проектируемых АКП, конструкция которого представлена на рис. 1.

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 корон-

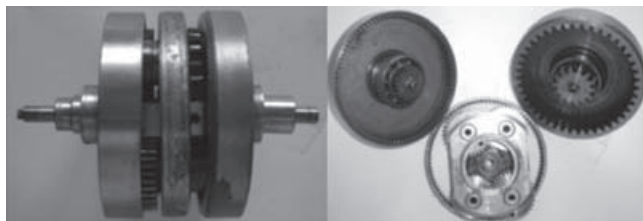


Рисунок 1. Конструкция ПС УМДМ



Рисунок 2. Структурная схема ПС УМДМ

ными зубчатыми колесами (эпициклами), структурная схема изображена на рис. 2.

Число W степеней свободы ПС УМДМ [1] определяется на основе структурной формулы $n_0 - k_M - W = 0$, откуда:

$$W = n_0 - k_M, \quad (1)$$

где $n_0 = 6$ — число основных звеньев; $k_M = 4$ — число планетарных дифференциальных механизмов:

$$W = 6 - 4 = 2.$$

Следовательно, планетарная система обладает двумя степенями свободы ($W = 2$), имеет шесть основных звеньев ($n_0 = 6$), четыре из которых являются тормозными звеньями ($t = 4$), два звена — ведущее и ведомое. Число передач ($z = 5$) равняется числу элементов управления.

Все звенья УМДМ равнозначны в распределении 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) [4]:

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

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

На основании структурной схемы и вышеизложенного кинематическая схема предлагаемого ПС УМДМ представлена на рис. 4.

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

Уравнение кинематики планетарного ряда:

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

где $n_{\text{вц}}$ — число оборотов ведущего звена; $i_{\text{вц/вм}}$ — передаточное число между ведущим и ведомым звеньями; n_H — число оборотов водила; $n_{\text{вм}}$ — число оборотов ведомого звена.

Выражение для определения относительных оборотов сателлитов:

$$n_{\text{сат}} = n_{\text{вм}} \cdot i_{\text{сат/вм}} + n_H \cdot (1 - i_{\text{сат/вм}}), \quad (3)$$

где $i_{\text{сат/вм}}$ — передаточное число между сателлитом и ведомым звеном.

Из уравнения (2) определяем число оборотов водила Н:

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

Методика определения возможных схемных решений. С целью анализа возможных схемных решений ПС УМДМ предлагается метод оценки целесообразности вариантов сочетаний, который даст возможность выбора звеньев ПС УМДМ в качестве входных, выходных и тормозных.

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

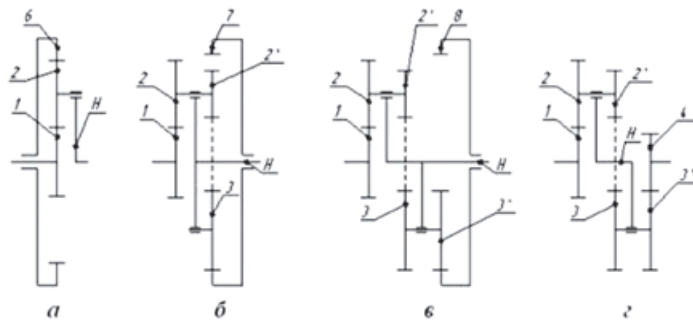


Рисунок 3. Дифференциальные механизмы, входящие в структуру ПС УМДМ

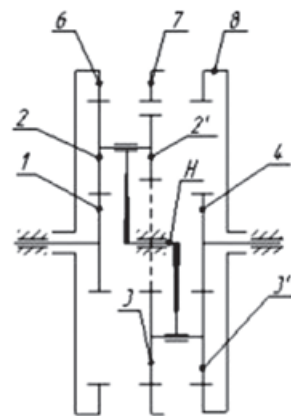


Рисунок 4. Кинематическая схема ПС УМДМ:

1, 4 — солнечные центральные шестерни; 2-2', 3-3' — сцепленные двух-венцовые сателлиты; Н — водило; 6, 7, 8 — коронные колеса

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
«+»	«+»			«+»	«+»

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

При торможении водила 5 (Н) 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 (коронного колеса первого планетарного ряда) получаем передачу с положительным знаком:

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

где $i_{5-8}^6 = 1 / (1 - i_{8-6})$ — передаточное число между водилом 5 и выходным звеном 8 при заторможенном звене 6.

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

При торможении 7-го звена:

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

где $i_{5-8}^7 = 1 / (1 - i_{8-7})$ — 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 <1 или >1 , получаем положительную или отрицательную передачу:

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

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;

$i_{5-8}^4 = 1 / (1 - i_{8-4})$ — передаточное число между водилом 5 и выходным звеном 8 при заторможенном звене 4.

$$i_{1-8}^4 = (1 - i_{1-4}) \cdot \left(\frac{1}{1 - i_{8-6}} \right) = \frac{1 - ((-i_{1-2}) \cdot (i_{2-6}))}{1 - ((i_{8-3'}) \cdot (-i_{3'-2'}) \cdot (i_{2-6}))} = \frac{1 + i_{1-6}}{1 + i_{8-6}} = +i_{1-8}^4.$$

Аналогичным образом определяем и остальные возможные сочетания управления модулем. 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} неприемлем ввиду того, что торможение 1-го звена конструктивно неосуществимо.

С учетом проведенного 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:

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

$$n_2 = n_1 \cdot i_{12} + n_H \cdot (1 - i_{12}); \quad (10)$$

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

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

Из уравнения (1) находим n_8 :

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

При $n_4 = 0$ 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 n_1 , получим следующую зависимость:

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

Как уже отмечалось выше, i_{18}^4 выражена уравнением (8):

$$i_{18}^4 = (1 - i_{14}) / (1 - i_{84}).$$

Очевидно $i_{18}^4 (1/i_{18}^4) = 1$. Что ведет к зависимости

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

В результате получаем следующую зависимость:

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

Аналогично устанавливаем кинематические связи между звеньями при $n_6 = 0$, $n_7 = 0$.

При ведущем звене водило H уравнение кинематической связи между звеньями ПС УМДМ имеет вид:

$$i_{H8}^p = \frac{1}{1 - i_{8p}}. \quad (16)$$

где p — заторможенное звено.

Полученные результаты кинематических связей звеньев ПС УМДМ представлены в табл. 2.

Обобщенный кинематический план УМДМ. Используя известную методику построения обобщенного кинематического плана (ОКП) на основе уравнений кинематических связей с учетом величины низшей передачи и шага между передачами q , на рис. 5 приведен ОКП ПС УМДМ.

Частота вращения ведомого вала выражается отрезками оси абсцисс или ординатами штрих-пунктирного луча, проведенного через начало координат и единичную точку. Частоты вращения тормозных (заторможенных) звеньев n_p на включаемых передачах и нейтрали определяются ординатами их лучей.

Относительные частоты вращения центральных звеньев определяются вертикальными отрезками между их лучами. Например, на передаче заднего хода, которая осуществляется включением тормоза заднего хода ($n_7 = 0$), абсолютные частоты вращения центральных звеньев равны:

Таблица 2. Кинематические связи между звеньями ПС УМДМ

При ведущем звене 1 ($n_1 = const$)		
$i_{84} = i_{14} / i_{18}$	$i_{86} = i_{16} / i_{18}$	$i_{87} = i_{17} / i_{18}$
$i_{48} = i_{18} / i_{14}$	$i_{46} = i_{16} / i_{14}$	$i_{47} = i_{17} / i_{14}$
$i_{64} = i_{14} / i_{16}$	$i_{67} = i_{17} / i_{16}$	$i_{68} = i_{18} / i_{16}$
$i_{74} = i_{14} / i_{17}$	$i_{76} = i_{16} / i_{17}$	$i_{78} = i_{18} / i_{17}$
При ведущем звене H ($n_H = const$)		
$i_{H8}^1 = 1 / (1 - i_{81})$	$i_{H8}^6 = 1 / (1 - i_{86})$	
$i_{H8}^4 = 1 / (1 - i_{84})$	$i_{H8}^7 = 1 / (1 - i_{87})$	

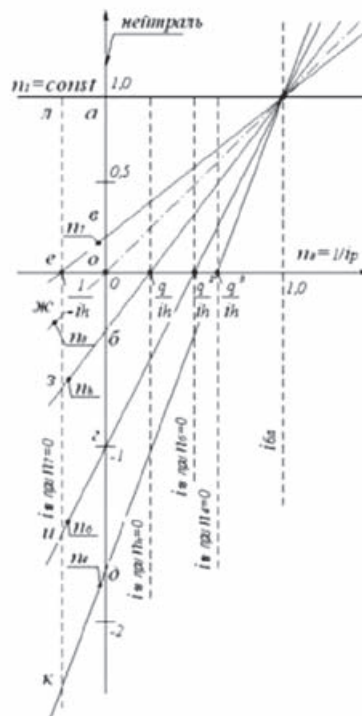


Рисунок 5. Обобщенный кинематический план ПС УМДМ при ведущем звене 1

$$n_{84} = n_{81} \cdot \frac{-oe}{oa} = n_{81} \cdot \frac{-o\alpha c}{oa}; \quad n_4 = n_{81} \cdot \frac{-ke}{\alpha e}; \quad n_6 = n_{81} \cdot \frac{-ue}{\alpha e};$$

$$n_8 = n_{81} \cdot \frac{-3e}{\alpha e}$$

Относительная частота вращения максимальна на передаче переднего хода между звеньями n_4 и n_1 , которая определяется по выражению:

$$n_4 - n_1 = n_{81} \cdot \frac{\alpha c}{\alpha e}.$$

Силовой анализ УМДМ. Кроме основных кинематических параметров, ОКП УМДМ позволяет определить моменты блокировочных фрикционных при различных вариантах блокировки звеньев для получения прямой передачи. Так как мощность буксования фрикциона $N_{\text{б}}$ не зависит от места его установки в кинематической

схеме трансмиссии машины ($N_B = const$), и она прямо пропорциональна моменту блокировочного фрикциона M_ϕ и относительной угловой скорости блокируемых звеньев $\omega_{отн}$, то при включении блокировочного фрикциона на нейтрали

$$M_{вц} \cdot \omega_{вц} = M_\phi \cdot \omega_{отн}, \quad (17)$$

где $M_{вц}$ — крутящий момент на ведущем валу АКП.

Тогда расчетный момент блокировочного фрикциона

$$M_\phi = M_{вц} \cdot \frac{\omega_{вц}}{\omega_{отн}} = M_{вц} \cdot \frac{n_{вц}}{n_{отн}}. \quad (18)$$

Здесь $n_{отн}$ — относительная частота вращения блокируемых звеньев АКП.

Из выражения (18) следует, что для получения минимального расчетного момента блокировочного фрикциона $M_{\phi \min}$, необходимо блокировать звенья АКП, у которых выше относительная частота вращения $n_{отн}$.

Как видно из ОКП УМДМ (АКП), минимальный расчетный момент блокировочного фрикциона $M_{\phi \min}$ получается при блокировке на нейтрали тормозных звеньев n_4 и n_1 , где самые большие относительные частоты вращения звеньев:

$$M_{\phi \min} = M_{вц} \cdot \frac{\omega_4}{\omega_1}. \quad (19)$$

Определение моментов, действующих на звенья УМДМ. При расчете моментов, действующих на звенья, будем считать, что все звенья УМДМ вращаются с постоянными для заданного режима угловыми скоростями, и потери в УМДМ отсутствуют. При этих допущениях для УМДМ запишем условия равновесия и сохранения энергии

$$M_{вц} + M_H + M_{вм} = 0; \quad (20)$$

$$M_{вц} \cdot \omega_{вц} + M_H \cdot \omega_H + M_{вм} \cdot \omega_{вм} = 0. \quad (21)$$

Выразим из уравнения (20)

$$M_H = -M_{вц} - M_{вм}$$

и, подставив его в (21), получим:

$$M_{вц} \cdot (\omega_{вц} - \omega_H) + M_{вм} \cdot (\omega_{вм} - \omega_H) = 0, \quad (22)$$

откуда, при $\omega_H = 0$

$$\frac{M_{вм}}{M_{вц}} = -\frac{\omega_{вц} - \omega_H}{\omega_{вм} - \omega_H} = -i_{вц/вм}. \quad (23)$$

Тогда

$$M_H = M_{вц} \cdot (1 - i_{вц/вм}). \quad (24)$$

Из этих двух соотношений (23) и (24) можно получить третье:

$$M_{вм} = M_H \cdot \frac{i_{вц/вм}}{1 - i_{вц/вм}}. \quad (25)$$

Полученные зависимости показывают, что в любом планетарном механизме с отрицательным внутренним передаточным отношением (второго класса) моменты на центральных зубчатых колесах всегда совпадают по направлению и уравновешиваются моментом на водило, которое имеет противоположное направление.

В планетарных механизмах первого класса моменты, действующие на центральные зубчатые колеса, противоположны по направлению, а момент, действующий на водило, равен их алгебраической сумме и по направлению совпадает с моментом центрального колеса, вращающегося при неподвижном водиле с большей угловой скоростью.

Если вместо внутреннего передаточного отношения в качестве характеристики планетарного механизма использовать конструктивный параметр, то предыдущие выражения принимают вид:

$$\begin{aligned} M_{вм} &= m \cdot M_{вц} \cdot k_{вм/вц}; \\ M_H &= -M_{вц} (1 \cdot m \cdot k_{вм/вц}); \\ M_{вм} &= \pm M_H \cdot \frac{k_{вм/вц}}{1 \cdot m \cdot k_{вм/вц}}. \end{aligned} \quad (26)$$

В этих выражениях верхние знаки (минус или плюс) относятся к планетарным механизмам первого класса, а нижние — к планетарным механизмам второго класса.

Выразив конструктивный параметр через числа зубьев, получим: для ПМ с одновенцовыми сателлитами —

$$\begin{aligned} M_{вм} &= m \cdot M_{вц} \cdot \frac{z_{вм}}{z_{вц}}; \\ M_H &= -M_{вц} \cdot \frac{z_{вц} \cdot m \cdot z_{вм}}{z_{вц}}; \\ M_{вм} &= \pm M_H \cdot \frac{z_{вм}}{z_{вц} \cdot m \cdot z_{вм}}; \end{aligned} \quad (27)$$

для планетарных механизмов с двухвенцовыми сателлитами —

$$\begin{aligned} M_{вм} &= m \cdot M_{вц} \cdot \frac{z_{вм} \cdot z_{свц}}{z_{вц} \cdot z_{свм}}; \\ M_H &= -M_{вц} \cdot \frac{z_{вц} \cdot z_{свм} \cdot m \cdot z_{вм} \cdot z_{свц}}{z_{вм} \cdot z_{свм}}; \\ M_{вм} &= \pm M_H \cdot \frac{z_{вм} \cdot z_{свц}}{z_{вц} \cdot z_{свм} \cdot m \cdot z_{вм} \cdot z_{свц}} \end{aligned} \quad (28)$$

(правило выбора знаков в этих выражениях, как в предыдущих случаях).

Полученные соотношения между моментами, действующими на звенья планетарного механизма, при указанных выше допущениях, справедливы для любого установившегося режима работы дифференциального механизма. С помощью этих соотношений можно найти моменты на всех звеньях ПС при включении того или иного элемента управления.

При торможении водила УМДМ дифференциальный механизм преобразуется в рядную зубчатую передачу с передаточным числом $i_{вц/вм}^H$, чему соответствует значение момента на выходном звене, равное:

$$M_{вм}^H = M_{вц} \cdot i_{вц/вм}^H. \quad (29)$$

Зависимость передаточного отношения при торможении звеньев выражается:

$$i_{вц/вм}^P = i_{вц/вм}^P \cdot i_{вц/вм}^P. \quad (30)$$

Таблица 3. Реактивные моменты на тормозных звеньях ПС

Тормоза ПС УМДМ	M_8 при $M_1 = const$	M_8 при $M_1 = const$ и $n_8 = 0$
ТН	$M_8^H = M_1 \cdot i_{18}^H =$ $= M_1 \cdot [(-i_{12}) \cdot (-i_{2'3}) \cdot (i_{3'8})]$	$M_H = M_1 \cdot (1 - i_{18}) =$ $= M_1 \cdot [1 - ((-i_{12}) \cdot (-i_{2'3}) \cdot (i_{3'8}))]$
Т4	$M_8^4 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{14}}{1 - i_{84}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (-i_{2'3}) \cdot (-i_{3'4})]}{1 - [(i_{83'}) \cdot (-i_{3'4})]}$	$M_4 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{48}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (-i_{2'3}) \cdot (i_{3'8})]}{1 - [(-i_{43'}) \cdot (i_{3'8})]}$
Т6	$M_8^6 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{16}}{1 - i_{86}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (-i_{2'6})]}{1 - [(i_{83'}) \cdot (-i_{32'}) \cdot (-i_{2'6})]}$	$M_6 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{68}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (-i_{2'3}) \cdot (i_{3'8})]}{1 - [(i_{62}) \cdot (-i_{2'3}) \cdot (i_{3'8})]}$
Т7	$M_8^7 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{17}}{1 - i_{87}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (-i_{2'3}) \cdot (i_{37})]}{1 - [(i_{83'}) \cdot (i_{37})]}$	$M_7 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{78}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (-i_{2'3}) \cdot (i_{3'8})]}{1 - [(i_{75}) \cdot (i_{3'8})]}$

В данном уравнении произведем замену:

$$i_{всех}^P = \frac{M_{всех}^P}{M_{всех}}$$

Тогда уравнение (29) можно записать в виде:

$$\frac{M_{всех}^P}{M_{всех}} = i_{всех}^P \cdot i_{всех}^P,$$

откуда

$$M_{всех}^P = M_{всех} \cdot (i_{всех}^P \cdot i_{всех}^P) = M_{всех} \cdot \frac{1 - i_{всех}}{1 - i_{всех}}. \quad (31)$$

Моменты на выходном звене 8 при ведущем звене 1 ПС УМДМ приведены в табл. 3

Реактивные моменты, нагружающие тормозные звенья, можем определить при заторможенном ведомом звене ПС УМДМ по следующей зависимости:

$$M_P = M_{всех} \cdot \frac{1 - i_{всех}}{1 - i_{всех}}. \quad (32)$$

Реактивные моменты на тормозных звеньях ПС УМДМ при заторможенном ведомом звене 8 приведены в табл. 3.

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.

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 двух звеньев

ПС УМДМ (солнечное центральное колесо первого и ведомого).

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

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