УДК 62-231.1

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ДВУХПОТОЧНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

©Константин Борисович Саламандра

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

ksalamandra@yandex.ru

Аннотация. С помощью метода обобщенных структурных схем А.Ф. Крайнева проанализированы современные коробки передач, применяемые в автомобильных трансмиссиях. Анализ показал, что увеличение количества ступеней приводит к усложнению конструкции и росту числа управляющих элементов (муфт, тормозов и т.п.). В статье описывается разработанная методика структурного синтеза двухпоточных коробок передач, позволяющая при меньшем числе управляющих элементов получить большее количество ступеней. Приведен пример синтеза 8-ми и 12-ти ступенчатых кинематических схем двухпоточных коробок передач.

Ключевые слова. Зубчатые передачи, коробка передач, трансмиссия, муфты, анализ и синтез механизмов, двухпоточная коробка передач, планетарная передач, передача с неподвижными осями зубчатых колес, коробка передач с двумя сцеплениями.

Structural analysis and synthesis of two-stream transmissions for vehicles

K.B. Salamandra

Institute of Machine Science of the Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia

Abstract. *By means of generalized flowcharts methodology proposed by prof. A.F. Kraynev were analyzed the modern transmissions used in automotive industry. Analysis showed that the increase in the number of transmission speeds lead to a complicated design and increase the number of control elements (clutches, brakes, one-way clutches). The article describes developed method of structural synthesis the two-stream transmissions, allowing at smaller number of control elements get more speeds. The examples of 8 and 12-speed two-stream transmissions synthesis were presented.*

Keywords. *Mechanical transmission, gears, gearbox, clutch, mechanisms analysis and synthesis, two-stream transmission, planetary gear set, gear set with fixed axles, dual-clutch transmission.*

Чем больше ступеней в коробке передач транспортного средства, тем лучше характеристики управления и топливной экономичности. Четырехступенчатые коробки передач были заменены 5-ти и 6-ти ступенчатыми. В настоящее время современные автомобили оснащаются 7-ми, 8-ми и 9-ти ступенчатыми коробками передач. Большое количество ступеней позволяет уменьшить шаг между передаточными отношениями и таким образом улучшить качество переключений, сделать их неощутимыми при ускорении транспортного средства. В тоже время, увеличение количества ступеней приводит к усложнению конструкции, росту габаритных размеров, массы и стоимости трансмиссии.

Типы зубчатых коробок передач

В трансмиссиях автомобилей применяют зубчатые коробки передач двух типов: с неподвижными осями колес и планетарные.

В коробках передач с неподвижными осями колес каждая ступень реализуется последовательным преобразованием вращательного движения на одной или двух зубчатых

парах, включение которых осуществляется соответствующими элементами управления (муфтами или синхронизаторами различного типа). Далее любые управляющие элементы коробок передач будем называть муфтами.

Трансмиссии, состоящие из двух коробок передач с неподвижными осями колес и двух муфт, которые попеременно соединяют вал двигателя с соответствующей коробкой передач, позволяют существенно сократить время переключения ступеней, так как следующая ступень может быть заранее подготовлена в выключенной коробке передач. Такие коробки передач получили название преселективных или коробок передач с двойным сцеплением.

Количество ступеней в коробках передач с неподвижными осями колес определено числом зубчатых пар, поэтому для увеличения количества ступеней увеличивают число зубчатых пар и элементов управления, включающих эти зубчатые пары.

В планетарных коробках передач наряду с более высокой нагрузочной способностью планетарного ряда (за счет установки нескольких сателлитов), из-за наложения связей между планетарными рядами поток мощности, как правило, разделяется на две или более параллельных ветви, нагрузка в каждой из которых соответственно уменьшается [1]. Количество ступеней в планетарной коробке передач зависит от количества и типа используемых планетарных механизмов.

Новые кинематические схемы планетарных коробок передач получают с помощью методов синтеза, которые при заданных параметрах (тип используемых механизмов, величины скоростей и ускорений звеньев, требуемое количество ступеней) позволяют найти построить и оценить все возможные варианты схем коробок передач. Известные методы синтеза довольно сложны в реализации, имеют ограничения по типу и количеству используемых механизмов, числу степеней свободы, и пр.

Ограничения, накладываемые на габаритные размеры и массу коробки передач, требования, связанные с обеспечением контроля и управления переключениями, а также трудности синтеза новых трансмиссий с увеличенным количеством ступеней привели к тому, что большинство современных планетарных трансмиссий, применяемые в автомобилестроении, синтезированы комбинацией известных конструктивных решений [2]. Наиболее распространенные из них – схемы соединения планетарных передач Вильсона (Wilson), Симпсона (Simpson) и Равинье (Ravigneaux) [3], они имеют определенное количество ступеней, обладают хорошими массогабаритными показателями и технологически отработаны.

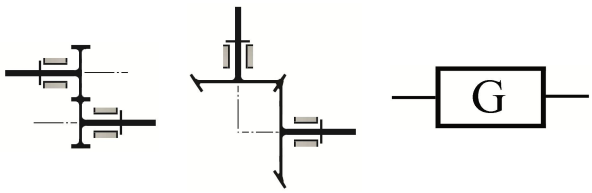
Попытки совмещения преимуществ коробок передач с неподвижными осями колес и планетарных с целью увеличения количества ступеней привели к созданию двухпоточных коробок передач, например, [4, 5, 6]. Двухпоточная коробка передач может работать на двух режимах: однопоточном и двухпоточном. На однопоточном режиме поток мощности проходит по одной ветви коробки, как в коробке передач с двумя сцеплениями. На двухпоточном режиме поток мощности разделяется и передается параллельно, как в планетарной коробке передач.

Одним из наиболее технически сложных узлов трансмиссии являются муфты управления, так как требуют специальных расчетов, материалов, контроля состояний, программ управления и т.д. Для анализа коробок передач в качестве основного критерия примем число дополнительных муфт, которые необходимо добавить для получения одной дополнительной ступени в коробке передач. Чем эта величина меньше, тем лучше такая коробка передач. Иными словами, чем меньше элементов управления в коробке и чем меньшим их числом осуществляется получение одной дополнительной ступени, тем лучше коробка передач.

Для упрощения схем рассматриваемых коробок передач и проведения общего сравнительного анализа был использован метод обобщенных структурных схем, описанный Д.П. Волковым и А.Ф. Крайневым в [7].

Анализ коробок передач с неподвижными осями зубчатых колес

Среди зубчатых передач, имеющих неподвижные оси вращения, наиболее распространенными в коробках передач являются цилиндрические (*рис. 1, а*) и конические (*рис. 1, б*) пары косозубых колес. Эти передачи имеют одну степень свободы.



а *б* *в*

***Рис. 1**. Кинематические схемы зубчатых передач с неподвижными осями вращения: а – пара цилиндрических зубчатых колес; б – пара конических зубчатых колес; в – схема обобщенного механизма с одной степенью свободы.*

Механизмы, представленные на *рис. 1, а* и *рис. 1, б*, а также любые другие механизмы, имеющие два звена и одну степень свободы, можно представить обобщенным двухзвенным механизмом G (*рис. 1, в*). Механизмы типа G могут соединяться последовательным подключением. Образующуюся при этом цепь механизмов можно обозначить одним механизмом типа G. Схемы, составленные из механизмов типа G, которые содержат управляемые муфты, включающие эти механизмы, и обеспечивающие несколько передаточных отношений, на структурных схемах будем обозначать внутренними коробками передач GB.

Тогда коробку передач с двумя сцеплениями можно представить обобщенной структурной схемой, показанной на *рис. 2*.

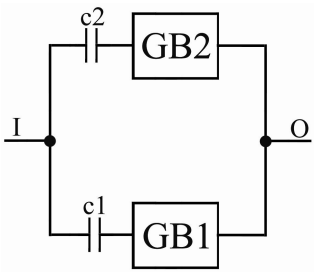


***Рис. 2.** Структурная схема коробки передач с двумя сцеплениями.*
I, O – *соответственно входное и выходное звенья;* GB1, GB2 – *соответственно первая и вторая внутренние коробки передач, каждая из которых имеет свое количество ступеней;* c1 *и* c2 – *муфты, включающие соответствующие внутренние коробки передач*

Структурная схема (*рис. 2*) представляет собой замкнутый контур. Однако этот контур никогда не работает, поскольку отсутствует механизм суммирующий движение по обеим его ветвям. Ветви работают поочередно при включении соответствующих муфт c1 и c2, а мощность передается от входного звена I к выходному O всегда одним потоком: либо через внутреннюю коробку передач GB1, либо через GB2. Общее количество N ступеней в любой коробке передач с двумя сцеплениями определяется соотношением:

$$N = N_{GB1} + N_{GB2} \quad (1),$$

где N_{GB1} и N_{GB2} количество ступеней внутренней коробки передач GB1 и GB2 соответственно.

Общее число муфт, обеспечивающих N ступеней, в коробке передач с двумя сцеплениями составляет $N + 2$. Каждая дополнительная ступень может быть получена

добавлением одной муфты с соответствующей зубчатой парой в одну из внутренних коробок передач.

Анализ планетарных коробок передач

Механизм любой сложности, составленный из любого числа трехзвенных механизмов (в том числе из одного), имеющий две степени свободы, звенья которого соединены таким образом, что движение любого из них определяется движением двух других звеньев, будем называть обобщенным трехзвенным механизмом D (*рис. 3, д*). Т.е. обобщенным трехзвенным механизмом D может быть обозначен как любой планетарный механизм (*рис. 3, а, б, в, г*), так и любая коробка передач, составленная только из трехзвенных механизмов. Далее обобщенные трехзвенные механизмы D будем называть дифференциалами. Обобщенный трехзвенный механизм соединяется с другими механизмами, приводами, рабочими органами или неподвижными элементами только тремя звеньями, обозначенными на схеме (*рис. 3, д*) цифрами 1, 2, 3.

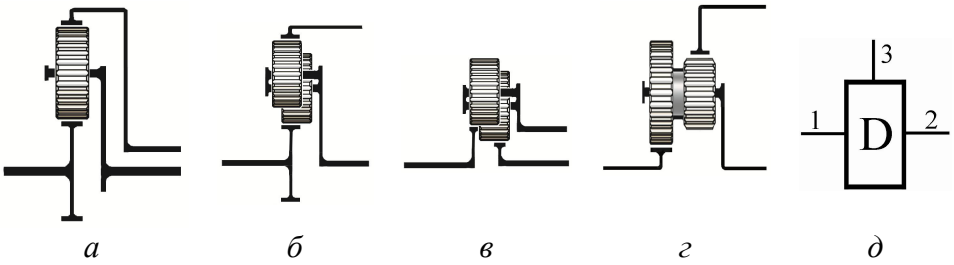


Рис. 3. *Кинематические схемы планетарных механизмов: а – однорядный; б – с парным сателлитом, имеющим внутреннее и внешнее зацепление; в – с парным сателлитом, имеющим два внешних зацепления; г – с двухвенцовым сателлитом; д – обобщенная схема трехзвенного механизма.*

Дифференциал имеет три возможных режима работы:

1. Редуктор или мультипликатор – при остановке одного из трех звеньев.
2. Блокируется и вращается как единое целое с передаточным отношением 1 при соединении двух звеньев дифференциала друг с другом.
3. Суммирует или распределяет движение в зависимости от того с ведущими или ведомыми элементами соединены какие-либо два звена дифференциала.

Поэтому любой дифференциал по связям, наложенным на его звенья, можно изобразить всего лишь двумя структурными схемами (*рис. 4*), которые различаются местами расположения входных и выходных звеньев и этим определяют дифференциал, как суммирующий (*рис. 4, а*) или распределительный механизм (*рис. 4, б*). Каждая муфта, показанная на *рис. 4*, отвечает за один из возможных режимов работы дифференциала, указанных выше. Две муфты не могут быть одновременно включены. При всех отключенных муфтах выполняется режим 3.

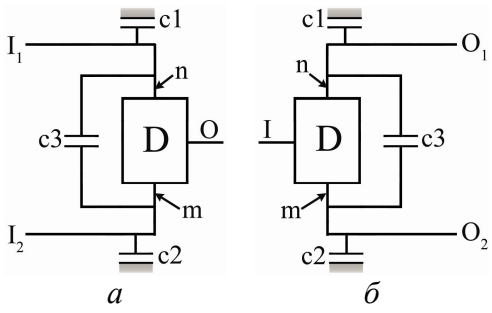


Рис. 4. *Структурная схема дифференциала: а – суммирующий силовые потоки; б – распределяющий силовые потоки.*

I, O – *соответственно входное и выходное звенья;* m *и* n – *звенья дифференциала* D; c1 *и* c2 – *муфты останавливающие соответственно звенья* n *и* m*;* c3 – *муфта, соединяющая звенья* m *и* n *для блокировки дифференциала и его вращения, как единого целого с передаточным отношением, равным 1*

Общее количество ступеней зависит от числа степеней свободы коробки передач и количества управляющих муфт [8]. Например, в планетарных трансмиссиях с двумя степенями свободы каждая дополнительная ступень получается добавлением одной дополнительной муфты, как в коробке передач с двумя сцеплениями. Если число муфт увеличить с 4 до 5 в планетарной коробке передач с тремя степенями свободы, теоретически может быть получена коробка передач с количеством ступеней от 7 до 10. Однако, вследствие сложностей синтеза планетарных коробок передач, получить такую схему практически невозможно [9].

Синтез структурной схемы двухпоточной коробки передач

Схемы дифференциала (*рис. 4*) определяют две возможные структурные схемы двухпоточных коробок передач (*рис. 5*). На схемах показаны муфты, определяющие режим работы двухпоточной коробки передач.

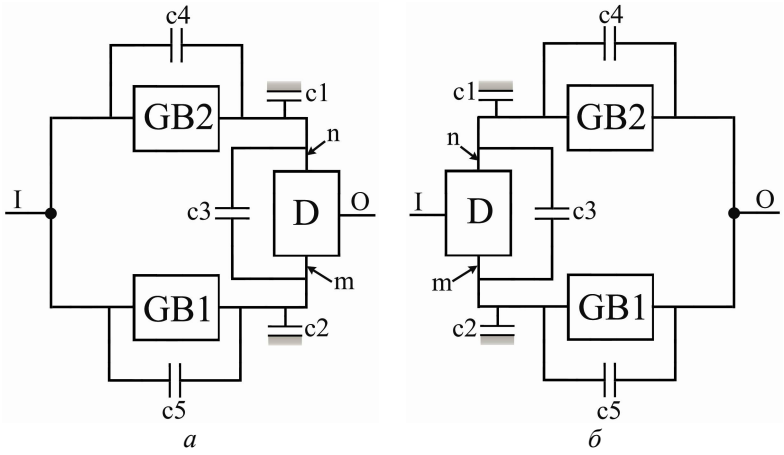


Рис. 5. *Структурные схемы двухпоточных коробок передач: а – с дифференциалом, суммирующим силовые потоки; б – с дифференциалом, распределяющим силовые потоки.*
I, O – *входное и выходное звенья соответственно;* GB1, GB2 – *внутренние коробки передач, каждая из которых имеет собственное количество ступеней;* n, m – *звенья дифференциала* D*;* c1, c2 – *муфты, останавливающие звенья* n *и* m *дифференциала* D*;* c3 – *блокировочная муфта, соединяющая звенья* m *и* n *механизма для работы с передаточным отношением равным 1;* c4, c5 – *муфты, обеспечивающие независимые режимы работы дифференциала* D

Если включена только одна из муфт c1, c2 или c3, то коробка передач работает в однопоточном режиме. Если не включена ни одна из муфт или включена одна из муфт c4 или c5, то коробка передач работает в двухпоточном режиме. При одновременном включении c3 и одной из муфт c4 или c5 имеет место прямая передача.

Режимы работы двухпоточной коробки передач и количество реализуемых ступеней

Общее количество N ступеней двухпоточной коробки передач определяется по формуле (2).

$$N = N_{GB1} \cdot N_{GB2} + l_1 \cdot N_{GB1} + l_2 \cdot N_{GB2} + l_D \qquad (2),$$
$$l_1 \le 3,\ l_2 \le 3,\ l_D \le 3$$

где l_1, l_2 _ число режимов дифференциала, на которых он работает совместно с внутренней коробкой передач GB1 и GB2 соответственно; l_D _ число независимых режимов работы дифференциала (без участия GB1 или GB2).

Из (2) видно, что увеличение количества ступеней в двухпоточной коробке передач достигается меньшим числом управляющих муфт. Если, например, добавить дополнительную ступень во внутреннюю коробку передач GB1, тогда общее количество ступеней увеличится на $N_{GB2} + l_1$. Это наилучший результат по сравнению с коробками передач с неподвижными осями колес и планетарными.

На *рис. 5* приведена структурная схема двухпоточной коробки передач с максимальным количеством управляемых муфт, определяющим предельное значение $l_1 = l_2 = l_D = 3$.

Режимы работы двухпоточных коробок передач в зависимости от включенных управляющих элементов, а также формулы расчета передаточных отношений сведены в *табл. 1*.

Таблица 1

Вид режима	Состояние дифференциала	№ режима	Включенные элементы	Формула расчета передаточного отношения от звена I к звену O	
				для схемы *рис. 5, а*	для схемы *рис. 5, б*
Однопоточный	заблокирован	1.	c3, GB1	i_{GB1}	i_{GB1}
		2.	c3, GB2	i_{GB2}	i_{GB2}
	редуктор	3.	c1, GB1	$\frac{i_{GB1}}{i^{n}_{Om}}$	$i_{GB1} \cdot i^{n}_{Im}$
		4.	c2, GB2	$\frac{i_{GB2}}{i^{m}_{On}}$	$i_{GB2} \cdot i^{m}_{In}$
		5.	c2, c4	i^{m}_{nO}	i^{m}_{In}
		6.	c1, c5	i^{n}_{mO}	i^{n}_{Im}
Прямая передача	заблокирован	7.	c4, c5 или c3, c4 или c3, c5	1	1
Двухпоточный	сумматор	8.	GB1, GB2	$\frac{1}{\frac{i^{n}_{Om}}{i_{GB1}} + \frac{i^{m}_{On}}{i_{GB2}}}$	$i_{GB1} \cdot i^{n}_{Im} + i_{GB2} \cdot i^{m}_{In}$
		9.	c4, GB1	$\frac{1}{\frac{i^{n}_{Om}}{i_{GB1}} + i^{m}_{On}}$	$i_{GB1} \cdot i^{n}_{Im} + i^{m}_{In}$
		10.	c5, GB2	$\frac{1}{i^{n}_{Om} + \frac{i^{m}_{On}}{i_{GB2}}}$	$i^{n}_{Im} + i_{GB2} \cdot i^{m}_{In}$

где i_{GB} – передаточное отношение, реализуемое внутренней коробкой передач GB; i^{m}_{nO} – передаточное отношение дифференциала от звена n к выходному звену O при остановленном

звене m; i_{mO}^{n} – передаточное отношение дифференциала от звена m к выходному звену O при остановленном звене n; i_{In}^{m} – передаточное отношение дифференциала от входного звена I к звену n при остановленном звене m; i_{Im}^{n} – передаточное отношение дифференциала от входного звена I к звену m при остановленном звене n.

С помощью представленных структурных схем и формул можно проводить синтез новых кинематических схем двухпоточных коробок передач с заданными свойствами, а также анализировать известные двухпоточные схемы.

Синтез кинематических схем двухпоточных коробок передач

Подставляя в структурную схему двухпоточной коробки передач (*рис. 5*) кинематические схемы отдельных механизмов, можно получать схемы коробок передач, обладающие теми же свойствами, что и структурные.

Синтезируем 8-ми ступенчатую двухпоточную коробку передач по структурной схеме *рис. 5, а*. Пусть заданы следующие условия:

1) внутренние коробки передач GB1 и GB2 имеют одинаковое количество ступеней $N_{GB1} = N_{GB2} = 2$;
2) передача заднего хода расположена во внутренней коробке передач GB1;
3) дифференциал не имеет независимых режимов работы $l_D = 0$;
4) дифференциал не может быть заблокирован (отсутствует муфта c3);
5) все используемые механизмы передач имеют отрицательные передаточные отношения, а направление вращения входного звена I совпадает с направлением вращения выходного звена O.

Структурная схема полученной 8-ми ступенчатой коробки передач представлена на *рис. 6*. Передачи Gm и Gn необходимы для выполнения условия 5).

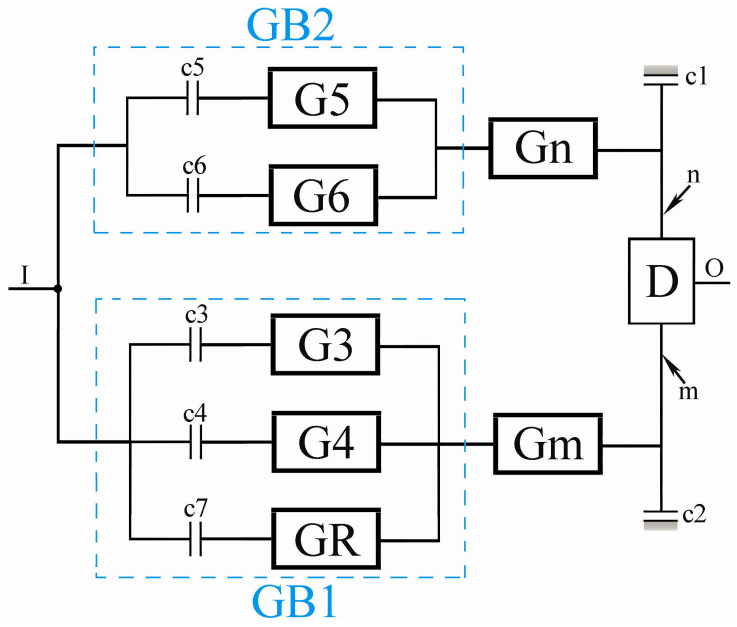


Рис. 6. *Структурная схема 8-ми ступенчатой двухпоточной коробки передач с суммирующим дифференциальным механизмом.*

I, O – *входное и выходное звенья соответственно;* c1, c2 – *муфты, останавливающие соответственно звенья n и m дифференциального механизма* D; G3, G4, G5 *и* G6 – *передачи с неподвижными осями валов, реализующие ступени переднего хода*; GR – *передача с неподвижными осями валов, реализующая передачу заднего хода*; c3, c4, c5, c6 и c7 – *муфты, соединяющие* G3, G4, G5, G6 *и* GR *с входным звено соответственно*

Из синтезированной структурной схемы *рис. 6* была получена кинематическая схема [10] *рис. 7*.

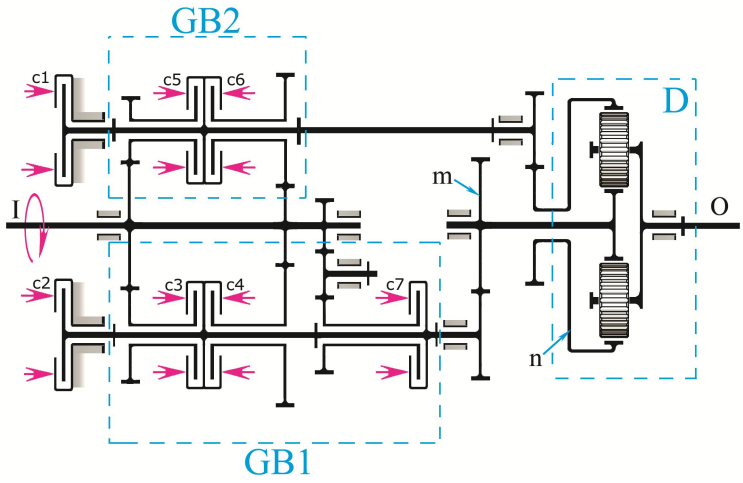


***Рис.** 7. Кинематическая схема 8-ми ступенчатой двухпоточной коробки передач с суммирующим планетарным механизмом.*
I, O – *входное и выходное звенья соответственно;* c1, c2 – *муфты, останавливающие соответственно звенья* n *и* m *планетарного механизма* D*;* c3, c4 *и* c5, c6 – *управляющие муфты ступеней переднего хода внутренних коробок передач* GB1 *и* GB2 *соответственно;* c7 – *муфта передачи заднего хода*

Величины передаточных отношений двухпоточной коробки передач (*рис. 7*) рассчитаны в соответствии с методикой, описанной в [11], и сведены в *табл. 2*.

Таблица 2

№ ступени	Передаточное отношение	Шаг передаточного отношения	Состояние муфт						
			c1	c2	c3	c4	c5	c6	c7
1.	4,533		×		×				
2.	2,973	1,525		×			×		
3.	2,103	1,414	×			×			
4.	1,796	1,171			×		×		
5.	1,232	1,458				×	×		
6.	0,963	1,279		×				×	
7.	0,794	1,213			×			×	
8.	0,660	1,203				×		×	
R	–3,753		×						×

Подобным образом синтезируем 12-ти ступенчатую двухпоточную коробку передач по структурной схеме *рис. 5, б*. Пусть заданы следующие условия:

1) внутренние коробки передач GB1 и GB2 имеют одинаковое количество ступеней $N_{GB1} = N_{GB2} = 2$;
2) передача заднего хода расположена во внутренней коробке передач GB1;
3) дифференциал не имеет независимых режимов работы $l_D = 0$;
4) дифференциал может блокироваться;

5) все используемые механизмы передач имеют отрицательные передаточные отношения, а направление вращения входного звена I несовпадает с направлением вращения выходного звена O.

Структурная схема полученной 12-ти ступенчатой коробки передач представлена на *рис. 8*.

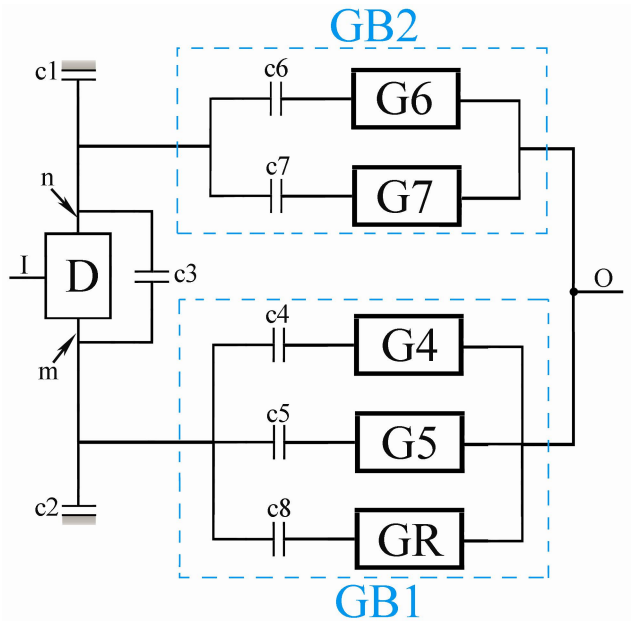


Рис. 8. *Структурная схема 12-ти ступенчатой двухпоточной коробки передач с распределяющим дифференциальным механизмом:*

I, O – *входное и выходное звенья соответственно;* c1, c2 – *муфты, останавливающие соответственно звенья* n *и* m *дифференциального механизма* D*;* c3 – *блокировочная муфта, соединяющая звенья* m *и* n *механизма* D *для его блокировки и работы с передаточным отношением равным 1;* G4, G5, G6 *и* G7 – *передачи с неподвижными осями валов, реализующие ступени переднего хода*; GR – *передача с неподвижными осями валов, реализующая передачу заднего хода*; c4, c5, c6, c7 *и* c8 – *муфты, соединяющие* G4, G5, G6, G7 *и* GR *с входным звено соответственно*

Кинематическая схема двухпоточной коробки передач [12] *рис. 9* была получена из структурной схемы *рис. 8*.

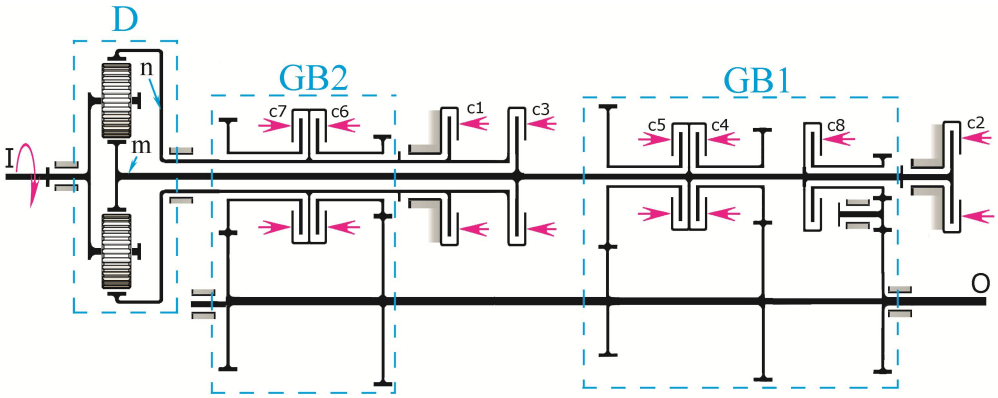


Рис. 9. *Кинематическая схема 12-ти ступенчатой двухпоточной коробки передач с распределительным планетарным механизмом.*

I, O – *входное и выходное звенья соответственно;* c1, c2 – *муфты, останавливающие соответственно звенья* n *и* m *планетарного механизма* D*;* c3 – *блокировочная муфта, соединяющая звенья m и n механизма* D *для его блокировки и работы с передаточным отношением равным 1;* c4, c5 *и* c6, c7 – *управляющие муфты ступеней переднего хода внутренних коробок передач* GB1 *и* GB2 *соответственно;* c8 – *муфта передачи заднего хода*

Для коробки передач (*рис. 9*) в соответствии с методикой [11], получены значения передаточных отношений ступеней, они сведены в табл. 3.

Таблица 3

№ ступени	Передаточное отношение	Шаг передаточного отношения	Состояние муфт							
			с1	с2	с3	с4	с5	с6	с7	с8
1.	2,997				×			×		
2.	2,333	1,285				×		×		
3.	2,128	1,096					×	×		
4.	1,798	1,184		×				×		
5.	1,339	1,343			×	×				
6.	1,121	1,194				×			×	
7.	0,977	1,147			×				×	
8.	0,916	1,067					×		×	
9.	0,826	1,109			×		×			
10.	0,586	1,410		×					×	
11.	0,535	1,095	×			×				
12.	0,330	1,621	×				×			
R1	–3,0				×					×
R2	–1,2		×							×

Заключение

Проведенный анализ показал, что коробки передач с неподвижными осями колес и планетарные допускают увеличение количества ступеней при существенном увеличении числа используемых механизмов и усложнением конструкции. Если оценивать сложность коробок передач по числу муфт, приходящихся на одну дополнительную ступень, то внедрение одной дополнительной муфты без учета дополнительных механизмов, добавляет:

- в коробку передач с неподвижными осями колес одну ступень;
- в коробку передач, состоящую из однорядных планетарных механизмов, от одной до четырех ступеней в зависимости от числа степеней свободы коробки;
- в двухпоточную коробку передач от двух до восьми ступеней в зависимости от режимов работы дифференциала и исходного количества ступеней коробки.

Двухпоточные коробки передач объединяют преимущества коробок передач с двумя сцеплениями и планетарных. В двухпоточных трансмиссиях можно получить в каждом из механизмов не только определенное число режимов, но и сумму сочетаний этих режимов, и таким образом увеличить общее количество ступеней.

Проанализированы возможные конфигурации двухпоточных коробок передач в зависимости от места расположения дифференциала, получены структурные схемы, оценено общее число получаемых ступеней. С помощью представленных структурных схем и выведенных формул можно проводить синтез новых кинематических схем двухпоточных коробок передач с заданными свойствами, а также анализировать известные двухпоточные схемы. Приведены примеры синтеза кинематических схем 8-ми и 12-ти ступенчатых двухпоточных коробок передач по структурным схемам.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований: проекты № 13-08-01235 А и № 13-08-90419 Укр_ф_а.

Список литературы

1. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач / С.А. Харитнов. – М.: ООО «Издательство Астрель»: ООО «Издательство АСТ», 2003.
2. Саламандра К.Б. Ступенчатые коробки передач современных автомобилей. // Всероссийская молодежная научная школа «Современная техника и технологии» (21 – 22 августа 2012 г.): сборник лекций – Москва, ИМАШ РАН, 2012 – стр. 115 – 126.
3. Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. Automotive Transmissions. Fundamentals, Selection, Design and Application. Second Edition. ISBN 978-3-642-16213-8. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1994, 2011.
4. Hall A. (1998). Multi-Speed Power Transmission // US Patent 5823051. October 20, 1998.
5. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-speed transmission with compound and simple planetary gear sets and with layshafts // US Patent 8360925. January 29, 2013.
6. Salamandra K.B., Oreshkin V.E., Raghavan M. Transmission with mixed planetary layshaft structure // US Patent 8439787. May 14, 2013.
7. Волков Д.П., Крайнев А.Ф. Планетарные, волновые и комбинированные передачи строительных и дорожных машин. - М.: Машиностроение, 1968.
8. Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н. Планетарные передачи (Справочник). Л.: Машиностроение, 1977.
9. Саламандра К.Б. Модульные многоскоростные коробки передач. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2009. – № 5. – стр. 20 – 26.
10. Kraynev A.F., Astashev V.K., Salamandra K.B., Raghavan M. Multi-speed transmission // US Patent 8360919. January 29, 2013.
11. Саламандра К.Б. Параметрический синтез двухпоточных многоскоростных передач. // Справочник. Инженерный журнал. – 2009. – № 9. – С. 12–18.
12. Крайнев А.Ф., Асташев В.К., Саламандра К.Б., Орешкин В.Е. Коробка передач // Патент России № 2391588. 2010. Бюл. № 16.