



МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ КОМПОНЕНТЫ

УДК 629.114-585.001.24

В.Б. АЛЬГИН, д-р техн. наук

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск

АНАЛИЗ, СИНТЕЗ И КЛАССИФИКАЦИЯ СТРУКТУРНЫХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ТРАНСМИССИЙ С ТРЕМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ

На основе разработанных правил формирования канонических матриц инцидентности представлен полный набор всех возможных с точностью до изоморфизма структур трансмиссионных систем с тремя степенями свободы, состоящих из трехзвенных механизмов. Последующий анализ свойств трансмиссий выполнен посредством обобщенных структур и структурных схем, а также основ плана скоростей. Предложены рациональные вально-планетарные кинематические схемы коробок передач, в которых сочетаются простые (не планетарные) и планетарные механизмы.

Ключевые слова: трансмиссия, передача, структура, кинематическая схема, анализ, классификация

Введение. Наиболее крупные производители трансмиссий автомобилей, тракторов, военных машин — Аллисон, Катерпиллар, Комацу, Джон-Дир, Цанрадфабрик, БЕЛАЗ, МЗКТ и другие — широко используют планетарные коробки передач, постоянно совершенствуя их схемы и конструкции. Не снижающийся большой объем патентуемых решений отражает наукоемкость и практическую значимость проблемы.

Многие работы, в которых исследуются структуры сложных планетарных зубчатых механизмов, состоящих из простых трехзвенных механизмов (дифференциалов), основаны на применении теории графов. В англоязычной литературе известны подходы, основанные на работах [1, 2, 3] (рисунки 1—3).

Применению теории графов для исследования зубчатых механизмов посвящена обобщающая русскоязычная работа [4]. Кроме того, в СССР сформировался ряд научных школ со своими подходами. Известны графоаналитический подход, основанный на применении планов скоростей [5], методы силового потока [6], структурное наращивание для получения более сложных механизмов [7].

В работе [8] для автоматизации решения задач анализа и синтеза планетарных коробок передач с помощью ЭВМ используется код составного механизма в виде цепочки, состоящей из троек номеров звеньев дифференциалов, а также понятие минимального кода.

В определенной степени можно согласиться с автором работы [9], который на основании анализа технической и патентной литературы делает вывод о том, что все новые современные кинематические схемы планетарных коробок передач получены комбинированием различных известных и технологически отработанных схем; традиционные планетарные коробки передач достигли своего «насыщения» в смысле увеличения количества ступеней. Автор [9] предлагает исследовать и использовать возможности вально-планетарных (в нашей терминологии) коробок передач. Однако он ограничивается рассмотрением передач с одним дифференциальным механизмом на выходе из коробки.

В рассмотренных и других работах структура составного механизма рассматривается подробно, т.е. на микроуровне, что затрудняет анализ и обобщение свойств

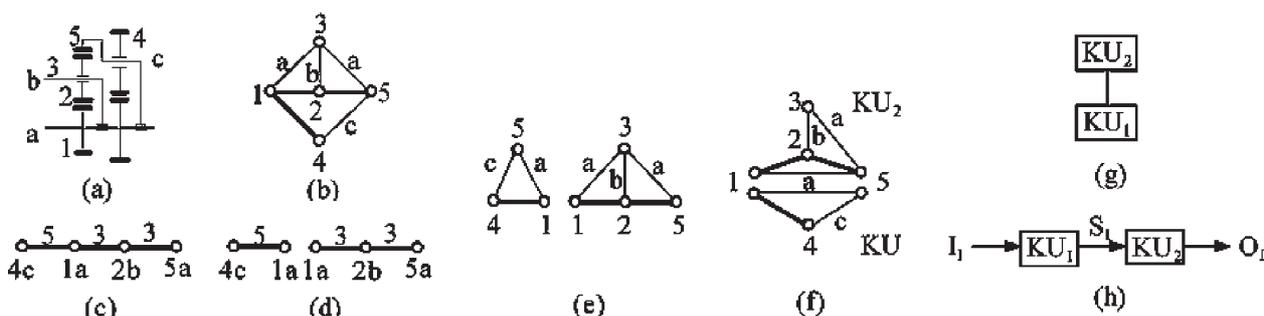


Рисунок 1 — Применение булевой алгебры к описанию планетарных приводов [1]

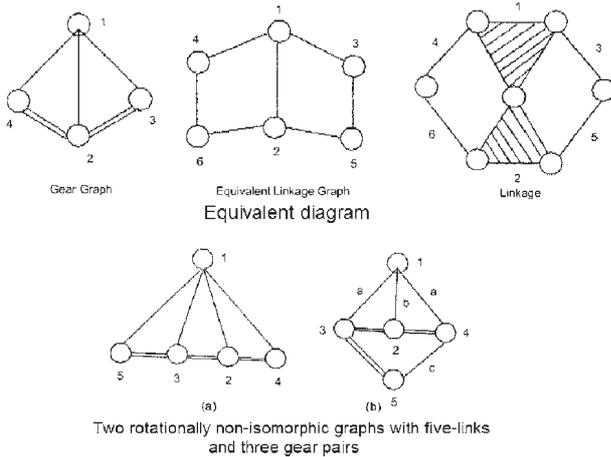


Рисунок 2 — Усовершенствованный синтез планетарных механизмов в части решения проблемы изоморфизма [2]

трансмиссий, обусловленных их макроструктурными особенностями. Сочетание микро- и макроподходов представляется наиболее эффективным и перспектив-

ным при разработке методов синтеза схем трансмиссий, удовлетворяющих многим задаваемым требованиям.

В работах [10, 11] предлагается логико-комбинаторный подход, который сочетает комбинаторные, логические и графоаналитические подходы на различных этапах анализа и синтеза структур и схем трансмиссии. Этот подход использован в статье для анализа и обобщения свойств трансмиссии, определяемых их макроструктурными свойствами. В части исследования структур на микроуровне вводятся и используются канонические матрицы инцидентности.

В статье приводится решение задачи получения всех возможных с точностью до изоморфизма структур передач с тремя степенями свободы, состоящих из двух, трех и четырех трехзвенных механизмов. Представлены правила получения таких структур в подробном виде (микроуровень). Последующий анализ свойств передач проводится с использованием обобщенных структур, состоящих из блоков с двумя степенями свободы. Рассматриваются реально применимые на практике варианты структур и переход от структур к кинематическим схемам. Представлены кинематические схемы планетарных и комбинированных передач, обладающих новыми свойствами.

No.	Configuration	Propagation path	Gain
V			$[g_1 g_3 \quad g_2 g_3]$
VI			$[g_1 g_3 g_4 \quad g_2 g_3 g_4]$
			$\begin{bmatrix} g_2 g_1 & g_3 g_1 \\ 0 & g_3' g_4 \end{bmatrix}$
			$[g_2 g_1 \quad g_4 g_3 g_1]$
VII			$[g_2 g_3 g_4 + g_2' g_4 \quad g_1 g_3 g_4]$
			$\frac{[g_1 g_3 g_2 \quad g_4 g_2]}{1 - g_3 g_2'}$
			$\begin{bmatrix} g_2 g_1 & g_3 g_1 \\ g_2' g_4 & g_3' g_4 \end{bmatrix}$

Рисунок 3 — Кинематические характеристики и классификация зубчатых механизмов с использованием концепции кинематического фракционирования [3]

Матрицы инцидентий для описания и синтеза структур трансмиссий с тремя степенями свободы. Основным элементом структуры трансмиссии является механизм ($U_j, j = 1, \dots, N_D$), имеющий три звена ($V_i, i = k, l, m$) и две степени свободы ($W = 2$). Звено V_i может входить в k механизмов, $k = 1, \dots, N_D$, где N_D — общее число трехзвенных механизмов трансмиссии. Число k есть степень звена ($\deg V_i$). При этом:

$$\sum \deg V_i = 3N_D, \quad i = 1, \dots, N_Z \quad (1)$$

Число звеньев трансмиссии:

$$N_Z = N_D + W, \quad (2)$$

где W — число степеней свободы трансмиссии ($W = 3$).

Предварительно описываются все варианты распределения $\deg V_i$ по звеньям (таблица).

Структура формируется соединением звеньев разрешенными способами. При построении структур используются матрицы инцидентий и набор правил, позволяющих получать только оригинальные (без изоморфизма) структуры.

Главным правилом является использование для каждого механизма, начиная с первого, звеньев с возможно меньшими номерами. Дополнительное правило — использование всех различных вариантов выбора звеньев с учетом их вхождения в определенное число механизмов. Кроме того проверяются известные условия существования и работоспособности механизма, к которым относятся связность (целостность) и отсутствие блокировки. Матрицы инцидентий, сформированные таким путем, названы *каноническими* матрицами.

Основная идея предлагаемого подхода к синтезу структур состоит в том, чтобы переложить проблему изоморфизма из «графовой» сферы в область формирования правил построения матриц определенного вида, что представляется более простой для формализации операцией. Полученные матрицы, описывающие все возможные структуры трансмиссий с тремя степенями свободы и числом механизмов от 2 до 4, представлены на рисунке 4.

Анализ свойств трансмиссии даже для такого небольшого числа механизмов очень трудоемок. Каждая из строк таблиц, показанных на рисунке 4, может легко быть отображена в виде структуры, состоящей из трехзвенных механизмов. Число возможных вариантов структур, в которых обозначены входное и выходное звенья, велико и трудно обозримо. Поэтому далее анализ проводится на уровне обобщенных структур, состоящих из блоков с двумя степенями свободы. При этом используется известное положение о том, что сложный механизм ($W > 2$) может быть представлен единственным образом совокупностью блоков с двумя степенями свободы, см., например, [4].

Таблица — Варианты вхождения звеньев в трехзвенные механизмы

N_D	N_Z	$\deg V_i$	Распределение $\deg V_i$							№
			2	1	1	1	1	-	-	
2	5	6	2	1	1	1	1	-	-	2 1
3	6	9	3	2	1	1	1	1	-	3 1
			2	2	2	1	1	1	-	3 2
4	7	12	4	3	1	1	1	1	1	4 1
			4	2	2	1	1	1	1	4 2
			3	3	2	1	1	1	1	4 3
			3	2	2	2	1	1	1	4 4
			2	2	2	2	2	1	1	4 5

Обобщенные структуры трансмиссий с тремя степенями свободы. Все возможные обобщенные структуры из блоков с двумя степенями свободы (число блоков от 2 до 4) показаны на рисунке 5. Последовательная схема наиболее простая. Поэтому она является своеобразным мерилем для других типов схем при оценке их возможностей, например, по числу элементов управления и числу передач.

Анализ обобщенных структур. Последовательная обобщенная структура. Для последовательной структуры имеет значение распределение функций и числа ступеней между блоками. Основные функции блоков следующие: ОКП — основная коробка передач, Дл — делитель, ДР — диапазонный редуктор.

Для коробок передач с неподвижными осями валов (вальные коробки передач) используются структуры Дл—ОКП и ОКП—ДР с разнообразными и, как правило, без труда реализуемыми гаммами передаточных чисел.

Вально-планетарные коробки строятся на основе структуры ОКП—ДР. Наиболее распространены следующие варианты организации передаточных чисел: $(4+1) \times 2$; $(5+1) \times 2$; $(3+1) \times 3$. Для последнего варианта может быть использован многорежимный планетарный блок на базе двух планетарных механизмов. Запись $(4+1)$ означает, что в блоке содержится 4 передачи переднего хода и одну передачу заднего хода; запись $(\dots) \times 2$ означает, что второй последовательно расположенный блок удваивает число передач первого блока.

Среди планетарных коробок наиболее распространена структура Дл—ОКП с числом передач $2 \times (3+1)$, например коробка передач Аллисон 9680.

Для передач $3 \times (3+1)$ в планетарном варианте используется структура (Дл—ДР) — ОКП. При этом в первом блоке реализуются две сближенные передачи и одна диапазонная. По такому принципу построена коробка передач Комацу.

При сравнении структур ОКП—ДР и ДР—ОКП обычно преимущество отдается первой из них. Она позволяет разгрузить ОКП за счет существенного увеличения момента на выходном блоке ДР. Такое положение имеет место для всех вальных и большой группы планетарных коробок передач. Однако существует класс планетарных коробок по структуре ДР—ОКП с достаточно равномерным распределением моментов на выходных звеньях блоков ДР и ОКП. Это достигается за счет использования в блоке ОКП механизмов типа Симпсон, у которых выходное звено входит в состав двух планетарных рядов, каждый из которых передает на выходное звено блока лишь часть силового потока.

В основу этих схем таких коробок положен двухрядный планетарный механизм Симпсон, который позволяет уменьшить максимальные нагрузки на зубчатых колесах за счет двухпоточной передачи мощности на низших передачах.

На рисунке 6 приведен ряд кинематических схем коробок передач, которые обеспечивают получение от шести до восьми ($PGB-6$), семь ($PGB-7$) и восемь ($PGB-8$) [10] передач переднего хода за счет использования расширенного механизма Симпсон.

Одноконтурная структура. Для детализации обобщенной структуры используется обобщенная структурная схема (ОСС), в которой обозначены входное (О) и выходное (Х) звенья. Возможные варианты ОСС, полученных из одноконтурной структуры, приведены на рисунках 7—10.

Альтернативно-последовательная ОСС. Данная ОСС (рисунок 7 а) представляет собой две параллельные цепи, связывающие входное и выходное звенья (при передаче си-

a

2 1	V1	V2	V3	V4	V5
U1	1	1	1		
U2	1			1	1

б

3 1	V1	V2	V3	V4	V5	V6
U1	1	1	1			
U2	1	1		1		
U3	1				1	1
3 21	V1	V2	V3	V4	V5	V6
U1	1	1	1			
U2	1	1		1		
U3			1		1	1
3 22	V1	V2	V3	V4	V5	V6
U1	1	1		1		
U2	1		1		1	
U3		1	1			1

в

4 1	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1	1		1			
U3	1	1			1		
U4	1					1	1
4 2	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1	1		1			
U3	1		1		1		
U4	1					1	1
4 31	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1	1		1			
U3	1	1			1		
U4			1			1	1
4 32	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1	1		1			
U3	1		1		1		
U4		1				1	1
4 33	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1		1			
U2	1	1			1		
U3	1		1			1	
U4		1	1				1
4 41	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1	1		1			
U3	1		1		1		
U4				1		1	1
4 42	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1	1		1			
U3	1				1	1	
U4			1	1			1

в (продолжение)

4 43	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1	1			1		
U3	1			1		1	
U4			1	1			1
4 44	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1			1	1		
U3	1			1		1	
U4		1	1				1
4 45	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1			1	1		
U3	1					1	1
U4		1	1	1			
4 46	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1			1		
U2	1		1			1	
U3	1						1
U4		1	1	1			
4 47	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1			1		
U2	1		1			1	
U3	1						1
U4		1	1	1			
4 48	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1	1		1			
U3			1	1	1		
U4				1	1	1	
4 49	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1	1		1			
U3	1		1		1		
U4		1	1			1	1
4 50	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1	1		1			
U3			1	1	1		
U4				1	1		1
4 51	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1	1		1			
U3			1	1	1		
U4					1	1	1
4 52	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1	1		1			
U3			1		1	1	
U4				1	1		1
4 53	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1	1				1	
U3			1	1	1		
U4				1	1		1
4 54	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1			1	1		
U3		1				1	
U4			1	1	1		
4 55	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7
U1	1	1	1				
U2	1			1		1	
U3		1			1		1
U4			1	1	1		

Рисунок 4 — Канонические матрицы для структур с тремя степенями свободы: *a* — два узла; *б* — три узла; *в* — четыре узла; V_i — звенья; U_j — узлы (трехзвенные механизмы)

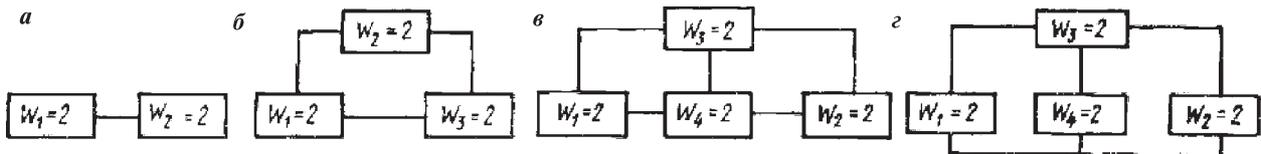


Рисунок 5 — Обобщенные структуры механизмов с тремя степенями свободы и разветвлением СП: *a* — последовательная (без разветвления силового потока); *б* — одноконтурная; *в* и *г* — двухконтурные структуры

лового потока по одной из цепей вторая — холостая). Одна из цепей имеет две степени свободы ($W_i = 2$), а вторая — три (последовательно связанные блоки $W_2 = 2$ и $W_3 = 2$).

Вторым характерным вариантом использования альтернативно-последовательной ОСС является получение схем коробок с повышенным КПД на прямой передаче.

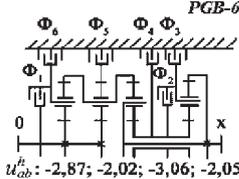
Схема	Передача	U_i	$\frac{U_i}{U_{i+1}}$	Элементы управления
 <p>$u_{ab}^h: -2,87; -2,02; -3,06; -2,05$</p>	I	6,09	1,51	$\Phi_3 \Phi_5$
	II	4,05	1,33	$\Phi_4 \Phi_5$
	III	3,05	1,53	$\Phi_2 \Phi_5$
	IV	2,00	1,51	$\Phi_1 \Phi_3$
	V	1,33	1,33	$\Phi_1 \Phi_4$
	VI	1,0	—	$\Phi_1 \Phi_2$
	R1	-5,73	1,53	$\Phi_3 \Phi_6$
	R2	-3,81	—	$\Phi_4 \Phi_6$

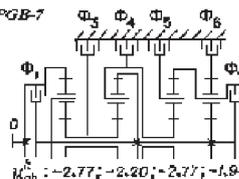
Схема	Передача	U_i	$\frac{U_i}{U_{i+1}}$	Элементы управления
 <p>$u_{ab}^h: -2,77; -2,20; -2,77; -1,94$</p>	I	9,54	1,51	$\Phi_5 \Phi_6$
	II	6,34	1,58	$\Phi_4 \Phi_6$
	III	4,00	1,36	$\Phi_3 \Phi_6$
	IV	2,94	1,36	$\Phi_1 \Phi_6$
	V	2,16	1,58	$\Phi_2 \Phi_4$
	VI	1,35	1,36	$\Phi_2 \Phi_3$
	VII	1,0	—	$\Phi_1 \Phi_2$
	R1	-5,48	—	$\Phi_3 \Phi_5$

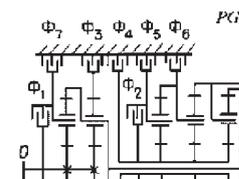
Схема	Передача	U_i	$\frac{U_i}{U_{i+1}}$	Элементы управления
 <p>$u_{ab}^h: -3,07; -2,07; -3,07; -3,07; -3,07$</p>	I	7,14	1,33	$\Phi_3 \Phi_6$
	II	5,39	1,32	$\Phi_3 \Phi_5$
	III	4,07	1,33	$\Phi_3 \Phi_4$
	IV	3,07	1,32	$\Phi_3 \Phi_2$
	V	2,33	1,33	$\Phi_1 \Phi_6$
	VI	1,76	1,32	$\Phi_1 \Phi_5$
	VII	1,33	1,33	$\Phi_1 \Phi_4$
	VIII	1,0	—	$\Phi_1 \Phi_2$
	R1	-7,14	1,33	$\Phi_6 \Phi_7$
	R2	-5,33	1,32	$\Phi_5 \Phi_7$
	R3	-4,07	1,33	$\Phi_4 \Phi_7$
	R4	-3,07	—	$\Phi_2 \Phi_7$

Рисунок 6 — Схемы коробок передач на основе расширения механизма Симпсон [10]: PGB-6 — число передач 6+2; PGB-7 — число передач 7+1; PGB-8 — число передач 8+4; u_{ab}^h — параметр планетарного ряда

Структурная схема, показанная на рисунке 4 в, представляет новый класс конструкций, в которых при работе на прямой передаче не приводятся во вращение никакие другие элементы, кроме входного и выходного валов.

Наиболее рациональные схемные решения по данной ОСС возможны в многоступенчатых конструкциях автомобильного типа, где машина движется преимущественно на высшей передаче. Для такой передачи целесообразно иметь повышенный КПД.

Одноконтурная ОСС с суммирующим дифференциалом и одним управляемым потоком. Данная ОСС показана на рисунке 8 а. Ее можно также представить с выделенным блоком ОКП, через который проходит часть силового потока. Оставшаяся часть подается непосредственно на одно из звеньев суммирующего дифференциала (см. рисунок 8 б). Таким образом обеспечивается разгрузка блока с основной коробкой передач.

Рассматриваемая ОСС реализована в планетарной коробке передач Аллисон 8000 с шестью передачами переднего хода, высшая передача повышающая.

На рисунке 8 в приведена схема с высшей прямой передачей, позволяющая получить приемлемую гамму из семи передаточных чисел (см. рисунок 8 з) [11].

Анализ коробок передач, созданных на основе рассматриваемой ОСС, показывает, что преимущества от разгрузки ОКП лишь в отдельных случаях компенсируют существенное усложнение конструкции, связанное с длинным центральным валом и дополнительным суммирующим дифференциалом. Конструкции, созданные на основе данной ОСС, имеют более высокие габариты и более сложны по сравнению с конструкциями, выполненными по последовательной схеме.

Необходимо также иметь в виду, что у коробок передач по рассматриваемой ОСС передаточные числа более сближены по сравнению с передаточными числами блока ОКП. Данный эффект обусловлен тем, что часть силового потока передается непосредственно от входного вала к суммирующему дифференциалу.

Одноконтурная ОСС с суммирующим дифференциалом и двумя управляемыми потоками. Данная ОСС показана на рисунке 9 а. Простейшая структурная схема, соответствующая рассматриваемой ОСС, изображена на рисунке

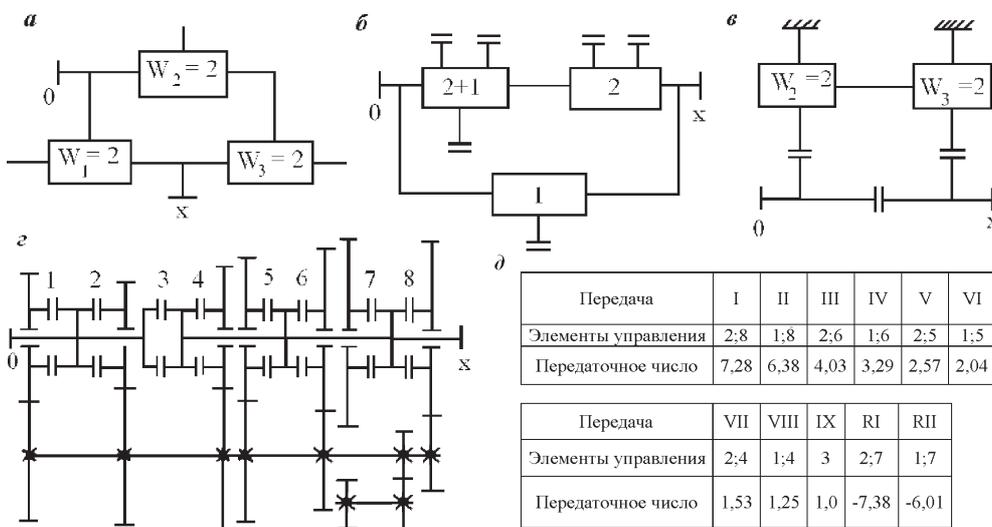


Рисунок 7 — Альтернативно-последовательная ОСС (а) и варианты ее реализации: б — структурная схема КП 5+2; в — структурная схема механизма с повышенным КПД; г и д — кинематическая схема и вариант передаточных чисел многоступенчатой КП на базе структурной схемы в [11]

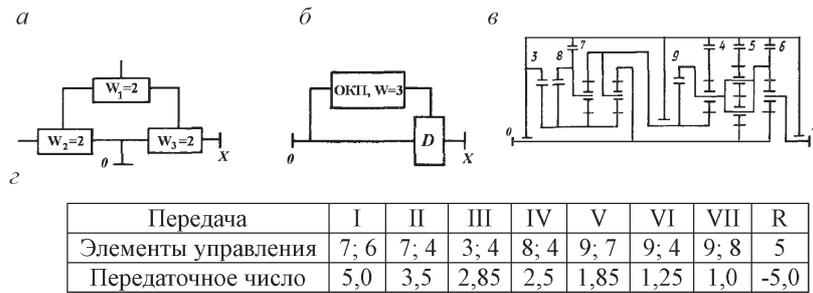


Рисунок 8 — Одноконтурная ОСС с дифференциалом на выходе и одним управляемым потоком (а), ее модификация (б), кинематическая схема планетарной коробки с разгруженной ОКП и прямой высшей передачей (в), таблица ее передаточных чисел (д) [11]

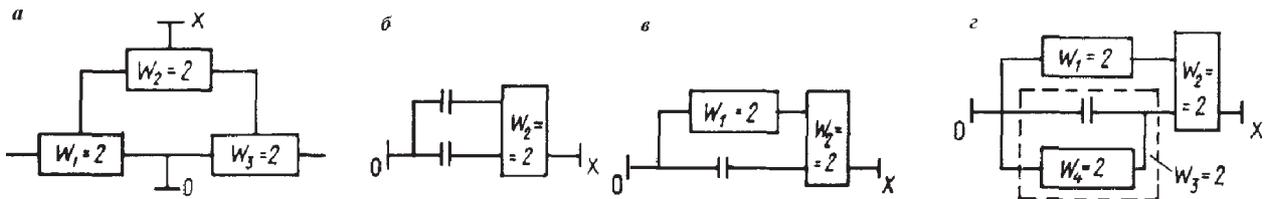


Рисунок 9 — Одноконтурная ОСС с дифференциалом на выходе, двумя управляемыми потоками (а) и типовые варианты ее структурного представления (б—д)

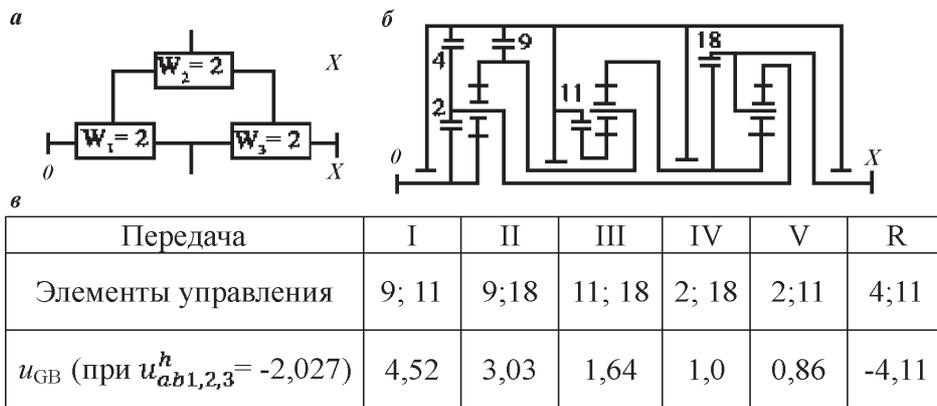


Рисунок 10 — Одноконтурная ОСС с распределительным (на входе) и суммирующим (на выходе) дифференциалами (а), простейшая реализация данной ОСС (б) и таблица передаточных чисел при одинаковых параметрах дифференциальных механизмов (в) [11]

ке 9 б. Блоки W_1 и W_3 представлены муфтами, связывающими входное звено с многорежимным блоком W_2 .

Такая ОСС реализована в известных планетарных коробках серий АТ и НТ (Аллисон) и НР-500 (Цанрад-фабрик). Обычно на передачах переднего хода одна из муфт замкнута. Различные ступени образуются включением элементов управления в многорежимном блоке. На прямой передаче включается вторая муфта. Эта же муфта используется для получения заднего хода в комбинации с одним из элементов многорежимного блока. Подобный подход позволяет организовать переключение передач одним элементом управления (как в коробке с двумя степенями). Основной недостаток — неблагоприятные режимы холостого вращения фрикционов, а при числе передач более четырех — увеличенное число элементов управления по сравнению с последовательной схемой.

Структурная схема (см. рисунок 9 в) имеет в одной из управляемых ветвей муфту, в другой — многорежимный блок W_1 , а схема (см. рисунок д) — многорежимные блоки в обеих управляемых ветвях. Подобные схемы сложны для реализации в планетарном виде, но создают предпосылки для получения рациональной конструкции в вально-планетарном варианте. Этот вопрос имеет самостоятельное значение и рассматривается в дальнейшем более подробно в разделе 4.

Одноконтурная ОСС с распределительным и суммирующим дифференциалами. Данная ОСС представлена на рисунке 10 а, простейшая схемная реализация планетарного типа — на рисунке 10 б.

По сравнению с последовательной схемой при том же числе элементов управления удается получить большее число режимов (обычно на один, иногда на два). Дополнительные режимы не всегда можно использовать из-за ограничений, накладываемых на зависимые передаточные числа и внутренние передаточные числа планетарных рядов. Наибольшей проблемой является сложность в конструктивной реализации из-за ее «многослойной» конфигурации.

Представляют интерес варианты вально-планетарной реализации, когда блок W_2 выполнен на основе элементарных механизмов с неподвижными осями валов. Блоки W_1 и W_3 всегда дифференциальные.

Структурно-схемные особенности коробок передач на базе двухконтурной структуры. Подобные структуры сложны для конструктивной реализации. Одним из немногих примером является трансмиссия «World Transmission» (патент US 4070927) (рисунок 11). Анализ особенностей структуры и схемы этой трансмиссии приведен в [12].

Комбинированные (вально-планетарные) коробки передач. Коробки передач данного типа обладают значитель-

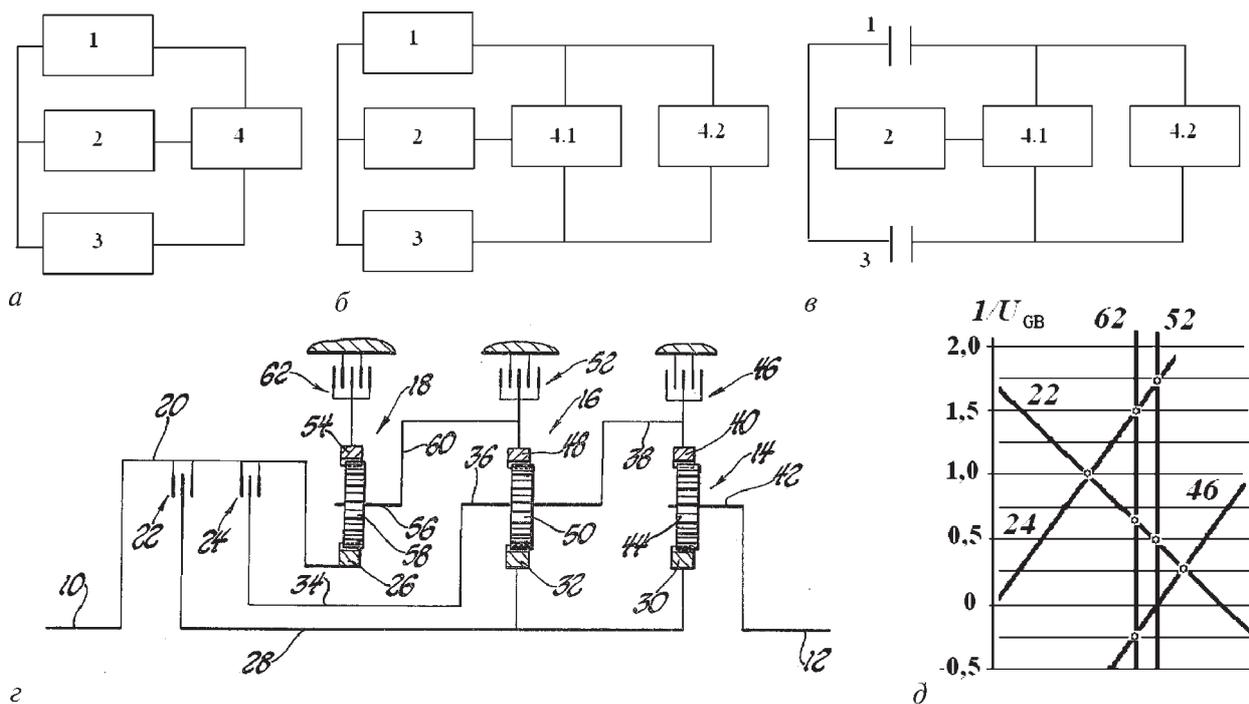
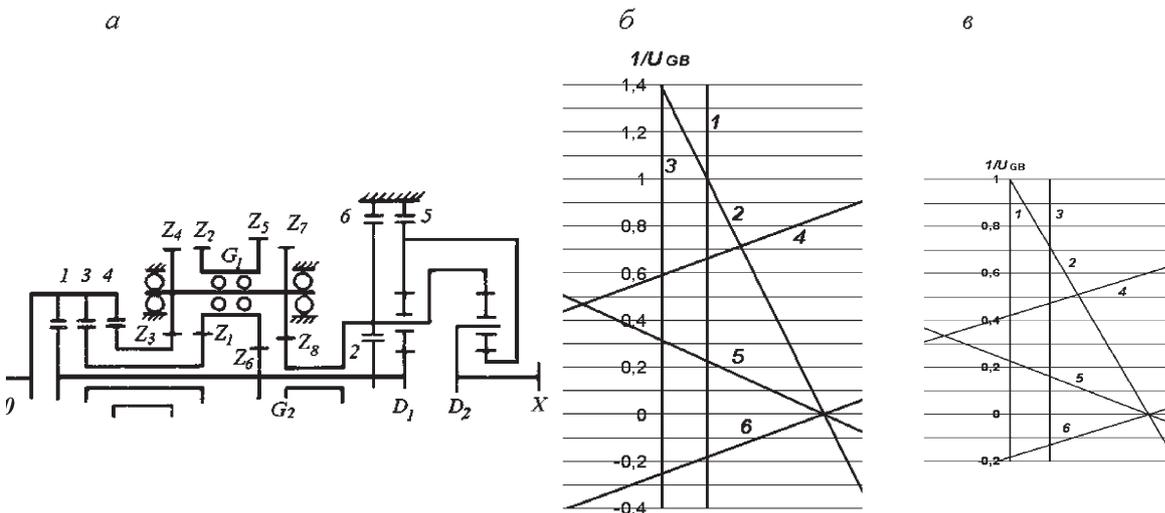


Рисунок 11 — Структурно-схемные особенности коробок передач на базе двухконтурной структуры: а — двухконтурная обобщенная структура; б — детализированная структура; в — представление простейших механизмов в виде муфт; г — кинематическая схема WT, представленная в патенте US 4070927 (Jun. 31, 1978); д — основа плана скоростей ($1/U_{GB}$ — шкала обратных значений передаточных чисел)

но большей гибкостью, чем планетарные для обеспечения требуемой гаммы передаточных чисел.

Информационная база «вально-планетарные коробки передач» приведена в работе [11]. В ней отражены как известные схемные решения, в основном последовательные схемы, так и перспективные разработки на уровне изобретений по схемным решениям с раз-

ветвлением потока мощности. Последние позволяют получить большее число передач по сравнению с последовательными схемами (при одинаковом числе элементов управления) либо создать конструкции с рядом специальных свойств, упрощающих систему управления и облегчающих условия работы фрикционных управляющих элементов.



Основа плана скоростей	Передача	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	R1	R2
Рис. 12 б: $u_{G1}=0,72; u_{G2}=1,4;$ $u_{ab}^h_{1,2}=-1,9$	Элементы управления	1; 5	3; 5	4; 5	4; 3	4; 1	4; 2	1; 2	3; 2	6; 3	6; 1
	Передаточное число	4,42	3,18	2,14	(1,92)	1,69	1,40	1,0	0,72	-5,48	-3,94
Рис. 12 в: $u_{G1}=1,4; u_{G2}=1,96;$ $u_{ab}^h_{1,2}=-1,9$	Элементы управления	3; 5	1; 5	4; 5	4; 1	4; 3	4; 2	3; 2	1; 2	6; 1	6; 3
	Передаточное число	6,16	4,40	2,99	2,37	(2,11)	1,96	1,40	1,0	-7,70	-5,50

Рисунок 12 — Схема коробок ВПК-2 и ВПК-3 (а), основы планов скоростей коробок ВПК-2 (б) и ВПК-3 (в), таблица передаточных чисел (г). Для ВПК-2: $z_2/z_1 = 0,87, z_4/z_3 = 1,2$; для ВПК-3: $z_2/z_1 = 1,2, z_4/z_3 = 1,4$

Для коробок передач с тремя степенями свободы к числу таких требований относится переключение на всех передачах включением и выключением одного элемента управления и отсутствие режимов противовращения фрикционных звеньев. Схема коробок ВПК-2 и ВПК-3, удовлетворяющая этим требованиям, показана на рисунке 12 а. Она обеспечивает модификации с высшей прямой или повышающей передачей.

Основы планов скоростей (на рисунке 12 б и в) характеризуют закономерности построения планов скорости при условии переключения одним элементом.

В результате анализа структурно-кинематических особенностей сформулированы следующие правила построения схем без встречного вращения фрикционных звеньев: передачи заднего хода организуются с использованием отдельного элемента управления планетарного блока; одно из двух звеньев, соединяющих вальный и планетарный блоки, используется для подвода силового потока к планетарному блоку, а второе затормаживается включением упомянутого отдельного элемента управления.

Заключение. Описаны структуры трансмиссий с тремя степенями свободы как полный набор матриц инцидентий. Сформулированы общие правила для их формирования. Тем самым продемонстрирован подход к решению известной задачи перечисления графов определенного вида с учетом проблемы изоморфизма. Для анализа свойств трансмиссий использованы обобщенные структурные схемы в сочетании с основами планов скоростей как наиболее гибкий инструмент при анализе и синтезе структурных и кинематических схем трансмиссий с тремя степенями свободы. Предложены рациональные комбинированные (вально-планетарные) кинематические схемы, которые содержат простые (вальные) и планетарные механизмы.

Описанные методы дают наиболее эффективные инструменты для синтеза и/или обоснованного выбора решений при разработке наиболее сложных в структурном и кинематическом отношении трансмиссионных систем. Они представляют необходимую теоретическую

основу для применения сквозных компьютерных методов синтеза и расчета структурно-схемных решений трансмиссий с тремя степенями свободы, широко применяемых в современной технике.

Список литературы

1. Freudenstein, F. An Application of Boolean Algebra to the Motion of Epicyclic Drives / F. Freudenstein // ASME J. Eng. Ind. — 1971. — Vol. 93. — pp. 176—182.
2. Srinath, A. Improved Synthesis of Planetary Gear Trains / A. Srinath // IE(I) Jornal-МС. — Vol. 86, October 2005. — pp. 172—174.
3. Chen, D.-Z. Kinematic Characteristics and Classification of Geared Mechanisms Using the Concept of Kinematic Fractionation / D.-Z. Chen, W.-B. Shieh, Y.-C. Yeh // Journal of Mechanical Design. — Vol. 130, Is. 8, 082602.
4. Сушков, Ю.А. Графы зубчатых механизмов / Ю.А. Сушков. — Л.: Машиностроение, 1983. — 215 с.
5. Крейнс, М.А. Зубчатые механизмы (выбор оптимальных схем) / М.А. Крейнс, М.С. Розовский. — М.: Наука, 1972. — 428 с.
6. Антонов, А.С. Гидромеханические и гидромеханические передачи транспортных и тяговых машин / А.С. Антонов, Е.И. Магидович, И.С. Новохатько. — Л.: Машгиз, 1963. — 352 с.
7. Кирдяшев, Ю.Н. Проектирование сложных зубчатых механизмов / Ю.Н. Кирдяшев, А.Н. Иванов. — Л.: Машиностроение 1973. — 352 с.
8. Иванченко, П.Н. Автоматизация выбора схем планетарных коробок передач (Справочное пособие) / П.Н. Иванченко, Ю.А. Сушков, А.Д. Вашец. — Л.: Машиностроение, 1974. — 232 с.
9. Саламандра, К.Б. Синтез схем многоскоростных комбинированных коробок передач с неподвижными и подвижными осями зубчатых колес. автореф. дис. ... канд. техн. наук / К.Б. Саламандра: — М., 2009. — 23 с.
10. Цитович, И.С. Анализ и синтез планетарных коробок передач автомобилей и тракторов / И.С. Цитович, В.Б. Альгин, В.В. Грицкевич. — Минск: Наука и техника, 1987. — 224 с.
11. Альгин, В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В.Б. Альгин. — Минск: Наука и техника, 1995. — 256 с.
12. Альгин, В.Б. Комплексная оценка мобильной машины и ее трансмиссии на концептуальной стадии проектирования / В.Б. Альгин, В.М. Сорочан // Механика машин, механизмов и материалов. — 2011. — № 3(16). — С. 5—13.

Algin V.B.

Analysis, synthesis and classification of structural and kinematic diagrams for power trains with three degrees of freedom

Structures for power trains (transmissions) with three degrees of freedom as a full set of vertex-edge incidence matrixes are presented. General rules for making the incidence matrixes to avoid the isomorphic transmission structures are formulated. Generalized structures and structural diagrams as well as bases of a velocities plan are entered and used for an analysis of transmission properties. The rational kinematic schemes which combined the simple and planetary gear trains are suggested.

Поступила в редакцию 02.11.2011.