

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ (МАМИ)

**В.М. Шарипов, Л.Н. Крумбольдт, А.П. Маринкин,
Н.Н. Шарипова, А.С. Шевелев, Ю.С. Щетинин**

СИНТЕЗ СХЕМ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ С ДВУМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ

Допущено УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение»

**Под общ. редакцией
Засл. деятеля науки РФ, д.т.н.,
проф. В.М. Шарипова**

МОСКВА 2013

УДК 629.113.001.66 (075)

629.114.2.001.63 (075.8)

Шарипов В.М., Крумбольдт Л.Н., Маринкин А.П., Шарипова Н.Н., Шевелев А.С., Щетинин Ю.С. Синтез схем планетарных коробок передач с двумя степенями свободы/ Под общ. ред. В.М. Шарипова. Учебное пособие для студентов, обучающихся по специальности «Автомобиле– и тракторостроение». – М.: Университет машиностроения, 2013. – 51 с.

Рассмотрен метод синтеза схем планетарных коробок передач с двумя степенями свободы на примере коробки передач с заданными передаточными числами.

Учебное пособие предназначено для студентов, изучающих дисциплины «Конструирование и расчет автомобиля» и «Конструирование и расчет трактора».

Пособие может быть использовано при курсовом и дипломном проектировании студентами, обучающимися по специальностям «Автомобиле – и тракторостроение» и «Наземные транспортно-технологические средства (специализация «Автомобили и тракторы»)» и при выполнении магистерской научной работы по направлению подготовки «Наземные транспортно-технологические комплексы».

Рецензенты: заведующий кафедрой «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, д.т.н., проф. **Г.О. Котиев**; профессор кафедры «Тракторы и автомобили» МГАУ им. В.П. Горячкина, Заслуженный деятель науки и техники РФ, д.т.н., проф. **Г.М. Кутьков**

© Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ) /Университет машиностроения/, 2013

ВВЕДЕНИЕ

В последние годы все более широкое применение в автомобилях, тракторах и особенно в быстроходных гусеничных машинах получают планетарные коробки передач, которые позволяют увеличить среднюю скорость движения машины ввиду сокращения времени на переключение передач, могут иметь более высокий КПД и облегчают процесс управления машиной при существенном снижении веса и габаритов конструкции.

После выполнения тягового расчета машины и разбивки передаточных чисел в коробке передач перед конструктором стоит проблема выбора наиболее рациональной схемы ее конструкции, реализующей заданные передаточные числа. Если при выборе кинематической схемы коробки передач с неподвижными осями валов обычно не возникают такие проблемы, то выбор схемы планетарной коробки передач является наиболее трудной и ответственной задачей для конструктора. Проблема состоит в том, что для заданных передаточных чисел можно построить большое многообразие схем планетарных коробок передач. При этом эти схемы будут существенно отличаться между собой по сложности, величине КПД и целому ряду показателей, влияющих на технический уровень вновь разрабатываемой конструкции. Не зная принципов проектирования планетарных коробок передач практически невозможно построить все возможные схемы, реализующие заданные передаточные числа, и тем более выбрать из всего многообразия существующих схем наиболее рациональную.

В пособии рассмотрены основные принципы выбора наиболее рациональных схем планетарных коробок передач с двумя степенями свободы автомобилей, тракторов и быстроходных гусеничных машин и методика определения расчетных нагрузок на основные узлы и детали коробки передач.

1. Общие сведения о планетарных коробках передач

Планетарная коробка передач (ПКП) представляет собой соединение нескольких планетарных рядов, различное сочетание которых обеспечивает получение необходимого диапазона передаточных чисел и числа передач. Включение передач в ПКП достигается торможением или блокировкой отдельных ее звеньев.

Применение ПКП дает **ряд преимуществ** по сравнению с коробками передач с неподвижными осями валов:

- увеличивается средняя скорость машины за счет сокращения времени на переключение передач;
- малые габариты и более высокий КПД за счет передачи части энергии в переносном движении без потерь;
- в ПКП центральные звенья планетарных рядов разгружены от усилий, что облегчает работу подшипников.

К недостаткам ПКП относят:

- сложность проектирования и изготовления;
- высокую стоимость;
- склонность к возбуждению крутильных колебаний из-за больших вращающихся масс;
- необходимость специального обеспечения работы в условиях низких температур.

Несмотря на отмеченные недостатки и ввиду ряда серьезных преимуществ ПКП широко применяют в трансмиссиях быстроходных гусеничных машин, мощных промышленных тракторов и автомобилей. ПКП часто используют в качестве увеличителя крутящего момента в сельскохозяйственных тракторах.

ПКП классифицируют по числу степеней свободы, типу применяемых трехзвенных дифференциальных механизмов (ТДМ) – планетарных рядов и числу передач.

По числу степеней свободы в выключенном положении ПКП подразделяются на коробки с двумя, тремя и четырьмя степенями свободы.

Для получения вполне определенного передаточного числа в ПКП

необходимо иметь только одну степень свободы. Все остальные должны быть сняты путем наложения связей.

Следовательно, число степеней свободы ПКП равно числу наложенных связей плюс единица.

Если для включения заданной передачи необходимо включить один тормоз или один фрикцион, т. е. наложить одну связь, то такая ПКП имеет две степени свободы.

В ПКП с тремя степенями свободы для включения передачи нужно наложить две связи, т. е. затянуть одновременно два тормоза или один тормоз и включить один фрикцион или включить два фрикциона.

В ПКП с четырьмя степенями свободы для включения передачи нужно наложить три связи, т. е. одновременно включить три элемента управления (разные комбинации тормозов и фрикционов по три одновременно).

При необходимости получения большого числа передач применяют составные коробки передач, включающие две ПКП, соединенные последовательно.

По типу применяемых трехзвенных дифференциальных механизмов (ТДМ) – планетарных рядов ПКП классифицируют на использующие ТДМ со смешанным зацеплением шестерен, с внешним зацеплением шестерен и использующие те и другие механизмы.

В настоящее время наиболее широкое распространение получили ПКП, выполненные из ТДМ со смешанным зацеплением шестерен.

Классификация ПКП по числу передач учитывает все передачи, включая и передачи заднего хода

В ПКП с двумя степенями свободы при заданном количестве элементов управления m (тормозов и фрикционов) можно получить столько передач, сколько элементов управления.

Следовательно, максимальное число передач в ПКП с двумя степенями свободы

$$Z_{\max(2)} = C_m^1 = m.$$

В ПКП с тремя степенями свободы максимальное число передач оп-

ределяется числом возможных сочетаний из m элементов управления по 2 элемента:

$$Z_{\max(3)} = \frac{m(m-1)}{2!}.$$

В ПКП с четырьмя степенями свободы

$$Z_{\max(4)} = \frac{m(m-1)(m-2)}{3!}.$$

В табл. 1 приведено минимально необходимое количество элементов управления для получения заданного числа передач.

Из анализа табл. 1 следует, что ПКП с двумя степенями свободы более перспективны при числе передач $Z \leq 4$. Здесь при одинаковом количестве элементов управления обеспечивается более простая конструкция механизма управления ПКП.

1. Количество элементов управления в ПКП

Число степеней свободы ПКП	Минимальное число элементов управления ПКП при числе передач								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Две	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Три	4	4	4	5	5	5	5	6	6
Четыре	4	5	5	5	5	5	5	6	6

При числе передач $Z > 4$ ПКП с тремя степенями свободы являются более приемлемыми, так как позволяют использовать минимальное количество фрикционных элементов при допустимом усложнении системы управления.

Сравнительная оценка ПКП с двумя и тремя степенями свободы по наименьшему числу элементов управления и ТДМ, необходимых для реализации заданного числа передач, представлена в табл. 2.

Сравнение выполнено при условии, что в ПКП есть прямая передача.

Из таблицы видно, что при $Z = 4$ наиболее рациональным оказывается применение ПКП с тремя степенями свободы, несмотря на то, что число элементов управления таких коробок передач то же, что и у ПКП с двумя степенями свободы. Дело в том, что в ПКП с тремя степенями сво-

боды для получения четырех передач достаточно двух ТДМ, а в ПКП с двумя степенями свободы – трех ТДМ. Однако при $Z = 4$ ПКП с тремя степенями свободы является более сложным объектом по сравнению с ПКП с двумя степенями свободы ввиду конструктивной сложности двух фрикционов (в ПКП с двумя степенями свободы применяют один фрикцион) и существенного усложнения системы управления.

2. Сравнение ПКП с двумя и тремя степенями свободы

Число степеней свободы	Число передач	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Две	Число элементов управления	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Число ТДМ	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Три	Число элементов управления	3	3	4	4	$\frac{4}{5-6}$	$\frac{6-7}{5}$	5	$\frac{6}{5}$	$\frac{5}{6}$
	Число ТДМ	1	2	2	$\frac{2}{3}$	3	$\frac{3}{4}$	3	$\frac{3}{4}$	$\frac{4}{3}$

Поэтому при $Z \leq 4$ всегда более перспективно применение ПКП с двумя степенями свободы.

Однако в трансмиссиях современных легковых автомобилей при $Z = 4$ очень часто применяют ПКП с тремя степенями свободы ввиду меньшей их металлоемкости по сравнению с аналогичными ПКП с двумя степенями свободы.

При числе передач $Z > 4$ более перспективны ПКП с тремя степенями свободы, так как при меньшем числе элементов управления их схема содержит меньшее число ТДМ.

ПКП с четырьмя степенями свободы в настоящее время не применяют.

В ПКП наиболее широкое применение получили одновенцовые ТДМ со смешанным зацеплением шестерен (схема 1 в табл. 3). Здесь характеристика планетарного ряда $\kappa = Z_c / Z_a$, где Z_c и Z_a - число зубьев соответственно эпициклической и солнечной шестерен ряда.

КПД данного ряда в относительном движении (при остановленном водиле)

$$\eta_o = \eta_{\text{внеш}} \eta_{\text{вн}}.$$

Принимая КПД внешнего зацепления шестерен $\eta_{\text{внеш}} = 0,97$ и КПД внутреннего зацепления $\eta_{\text{вн}} = 0,99$, получим $\eta_o = 0,96$.

Такие ТДМ отличаются простотой конструкции, компактны, имеют высокий КПД в относительном движении ($\eta_o = 0,96$), предопределяющий высокий КПД самой коробки передач, и обеспечивают широкий диапазон изменения характеристики планетарного ряда $1,5 \leq \kappa \leq 4,0$ (4,5) /.

При необходимости увеличения характеристики планетарного ряда $\kappa > 4,0$ (4,5) применяют ТДМ с двухвенцовыми (блочными) сателлитами (схема 2 в табл. 3). Для этих планетарных рядов $4,5 < \kappa \leq 10,0$.

Для получения малых значений характеристик κ планетарного ряда ($1,0 \leq \kappa < 1,5$) используются ТДМ внешнего зацепления шестерен (схема 3 в табл. 3) с двумя солнечными шестернями или смешанного зацепления (схема 4 в табл. 3) – с двумя эпициклами.

Такие ряды в ПКП обычно komponуют с ТДМ смешанного зацепления шестерен (схема 1 в табл. 3), образуя компактную структуру. Поэтому их называют присоединяемыми. По кинематическим и силовым свойствам они эквивалентны ТДМ со смешанным зацеплением шестерен (схема 1 и 2 в табл. 3), обладая диапазоном изменения характеристики планетарного ряда в пределах $1,0 \leq \kappa < 1,5$. Для схемы 3 $\kappa = Z_{aB} / Z_{aM}$, а для схемы 4 $\kappa = Z_{cB} / Z_{cM}$, где Z_{aB} и Z_{aM} - число зубьев соответственно большой и малой солнечной шестерен ряда; Z_{cB} и Z_{cM} - число зубьев соответственно большой и малой эпициклических шестерен ряда. При $Z_{aM} = Z_{aB}$ или $Z_{cM} = Z_{cB}$ $\kappa = 1,0$.

Недостатком присоединяемых рядов является их сравнительно низкий КПД в относительном движении, снижающий общий КПД ПКП.

Так, для схемы 3 КПД планетарного ряда в относительном движении

$$\eta_o = \eta_{\text{внеш}}^3 = 0,97^3 = 0,91,$$

3. Схемы ТДМ и уравнения их кинематики

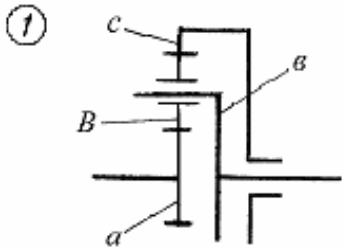
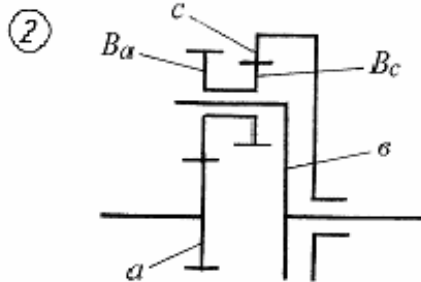
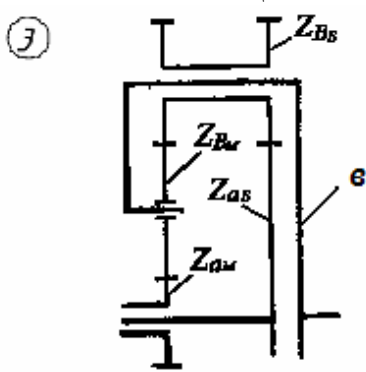
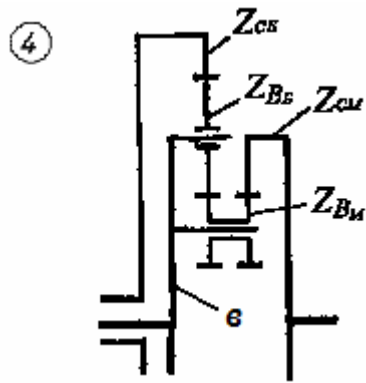
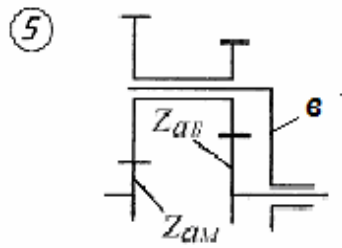
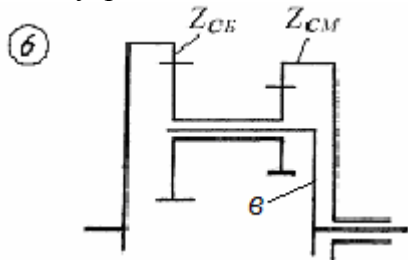
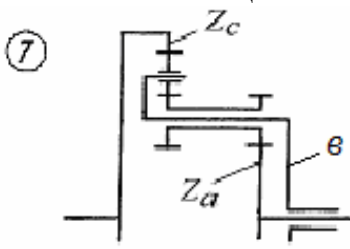
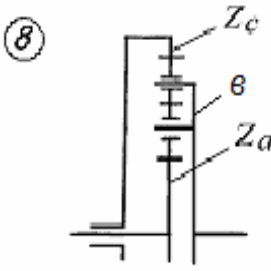
Схема ТДМ	Уравнение кинематики
<p>Одновенцовый смешанного зацепления</p> <p>①</p> 	$n_a + \kappa n_c - (1 + \kappa) n_e = 0$ $1,5 \leq \kappa \leq 4,0 \text{ (4,5)}$
<p>Двухвенцовый смешанного зацепления</p> <p>②</p> 	$n_a + \kappa n_c - (1 + \kappa) n_e = 0$ $4,5 < \kappa \leq 10,0$
<p>Внешнего зацепления</p> <p>③</p> 	$n_{aM} + \kappa n_{aB} - (1 + \kappa) n_e = 0$ $1,0 \leq \kappa < 1,5$
<p>Смешанного зацепления</p> <p>④</p> 	$n_{cM} + \kappa n_{cB} - (1 + \kappa) n_e = 0$ $1,0 \leq \kappa < 1,5$
<p>Внешнего зацепления</p> <p>⑤</p> 	$n_{aM} - \kappa n_{aB} - (1 - \kappa) n_e = 0$

Схема ТДМ	Уравнение кинематики
<p>Внутреннего зацепления</p> <p>⑥</p> 	$n_{cM} - \kappa n_{cB} - (1 - \kappa) n_e = 0$
<p>Смешанного зацепления</p> <p>⑦</p> 	$n_a - \kappa n_c - (1 - \kappa) n_e = 0$
<p>Смешанного зацепления</p> <p>⑧</p> 	
<p>Принятые обозначения: a – солнечная шестерня; b – водило; c – эпициклическая (коронная) шестерня; B – сателлит; κ – характеристика планетарного ряда (по абсолютной величине равна передаточному числу при остановленном водиле); n_a, n_c и n_e – частота вращения соответственно солнечной и эпициклической шестерен и водила; n_{aM} и n_{aB} – частота вращения соответственно малой и большой солнечных шестерен; n_{cM}, n_{cB} – частота вращения соответственно малой и большой эпициклических шестерен; $\eta_{внеш}$ и $\eta_{вн}$ – КПД соответственного внешнего и внутреннего зацеплений шестерен</p>	

а для схемы 4

$$\eta_o = \eta_{внеш} \eta_{вн}^2 = 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,95.$$

Кроме рассмотренных ТДМ в ПКП могут применяться и другие типы трехзвенников (схемы 5-8 в табл. 3). Кинематические связи в этих механизмах отличаются от ранее рассмотренных и их довольно редко применяют в схемах ПКП. Поэтому далее будем рассматривать только ТДМ, выполненные по схемам 1-4 (табл. 3).

Уравнения кинематики для этих механизмов (табл. 3) описывают движение трех центральных звеньев ТДМ и справедливы для всех возможных режимов их работы. Для определения по этим уравнениям частоты вращения какого-либо звена нужно знать частоты вращения двух других звеньев.

Отметим четыре важнейших свойства уравнения кинематики ТДМ.

1. Оно линейно и однородно относительно частот вращения центральных звеньев.

2. Не имеет свободного члена.

3. Алгебраическая сумма его коэффициентов при частотах вращения центральных звеньев равна нулю, т. е.

$$1 + \kappa - (1 + \kappa) = 0 .$$

4. Наименьший по абсолютной величине коэффициент, равный единице, имеет частота вращения солнечной шестерни (для присоединяемого ряда – малой солнечной шестерни или малого эпицикла); средний по абсолютной величине коэффициент, равный характеристике κ планетарного ряда, имеет частота вращения эпицикла (для присоединяемого ряда – большой солнечной шестерни или большого эпицикла); наибольший по абсолютной величине коэффициент, равный $\kappa + 1$, имеет частота вращения водила.

Очевидно, справедливо и обратное утверждение:

всякое уравнение линейное и однородное относительно частот вращения центральных звеньев, без свободного члена и с алгебраической суммой коэффициентов при частотах вращения центральных звеньев, равной нулю, является уравнением кинематики ТДМ.

Используя это утверждение можно выразить основное уравнение кинематики ТДМ через кинематическое передаточное число u_p , реализуемое данным планетарным рядом.

Кинематическое передаточное число планетарного ряда при реализации p передачи

$$u_p = n_{\text{вн}} / n_{\text{вм}} ,$$

где $n_{\text{вц}}$ и $n_{\text{вм}}$ - частота вращения соответственно ведущего и ведомого валов ПКП.

Тогда

$$n_{\text{вц}} - u_p n_{\text{вм}} = 0 .$$

Полученное уравнение отличается от уравнения кинематики ТДМ (см. табл. 3) отсутствием третьего члена – частоты вращения тормозного звена n_p , которое при реализации u_p стало равным нулю. Вводя в уравнение частоту вращения тормозного звена n_p с коэффициентом $u_p - 1$, при котором сумма коэффициентов при частотах вращения центральных звеньев равна нулю, получим уравнение, удовлетворяющее перечисленным выше свойствам:

$$n_{\text{вц}} + (u_p - 1) n_p - u_p n_{\text{вм}} = 0 . \quad (1)$$

Данное уравнение является уравнением кинематики ТДМ, выраженным через передаточное число u_p ПКП на p передаче.

2. Синтез схем планетарных коробок передач с двумя степенями свободы

Обобщенный кинематический план ПКП (ОКП ПКП) представляет собой графическую зависимость частот вращения центральных звеньев n_p ПКП от частоты вращения ведомого вала $n_{вм}$ при постоянной частоте вращения ведущего вала $n_{вщ}$, принятой за единицу:

$$n_p = f(n_{вм}) \text{ при } n_{вщ} = 1.$$

Подставив в уравнение (1) $n_{вщ} = 1$, получим

$$n_p = \frac{u_p n_{вм} - 1}{u_p - 1}. \quad (2)$$

Из данного выражения видно, что зависимость $n_p = f(n_{вм})$ имеет линейный характер и на ОКП ПКП представляется прямой линией. Построить эту зависимость можно по двум точкам.

Первую точку определим для режима блокировки всех звеньев ПКП, при котором

$$n_p = n_{вщ} = n_{вм} = 1.$$

Для ПКП планы скоростей всех тормозных звеньев должны пройти через точку с координатами (1; 1).

Вторую точку на ОКП ПКП найдем при включенной p передаче, когда в уравнении (2) $n_p = 0$. В результате частота вращения ведомого вала

$$n_{вм} = 1/u_p.$$

Эта точка на плане имеет координаты $\left(\frac{1}{u_p}; 0\right)$.

Таким образом график зависимости $n_p = f(n_{вм})$ на ОКП ПКП представляет собой прямую, проходящую через точки с координатами (1; 1), $(1/u_p; 0)$. Первая точка (1; 1) физически означает, что механизм сблокирован и частоты вращения всех центральных звеньев ПКП равны частоте вращения ведущего вала, принятой за единицу ($n_p = n_{вщ} = n_{вм} = 1$). Вторая

точка $(1/u_p; 0)$ определяется для случая остановки тормозного звена ($n_p = 0$). Она определяет частоту вращения ведомого вала ПКП при включенной p передаче ($n_p = 1/u_p$).

Частота вращения ведущего вала ($n_{ви} = 1$) на ОКП ПКП представляется прямой, проходящей через точку $(1; 1)$ параллельно оси абсцисс.

Рассмотрим пример построения ОКП ПКП гусеничного промышленного трактора общего назначения для передаточных чисел $u_1 = 3,2$; $u_2 = 1,74$; $u_3 = 1,0$; $u_{-1} = -2,6$; $u_{-2} = -0,86$.

При разбивке передаточных чисел между агрегатами трансмиссии, с целью упрощения конструкции ПКП, целесообразно в ней предусмотреть прямую передачу с передаточным числом $u_p = 1$. Это уменьшает на единицу число ТДМ, входящих в схему ПКП. Необходимо, чтобы прямой была наиболее часто используемая передача, так как КПД такой передачи близок к единице.

В данном примере рассматривается пятиступенчатая ПКП с двумя степенями свободы, обеспечивающая три передачи переднего хода и две - заднего, хотя здесь (при числе передач больше четырех), как было показано раньше, более целесообразно применять ПКП с тремя степенями свободы. Это сделано умышленно, так как данный пример будет далее использован при изучении синтеза ПКП с двумя степенями свободы, что позволит более полно рассмотреть данный вопрос.

ОКП для заданных передаточных числах проектируемой ПКП представлен на рис. 1 и являются общими для любых схем ПКП, реализующих данные передаточные числа. Он позволяют определять абсолютные и относительные частоты вращения центральных звеньев ПКП на нейтрали и на всех передачах.

Частота вращения ведомого вала $n_{вм}$ выражается отрезками оси абсцисс или ординатами штрихпунктирного луча, проведенного через начало координат и единичную точку. Частоты вращения тормозных звеньев n_p на включаемых передачах и нейтрали определяются ординатами их лучей.

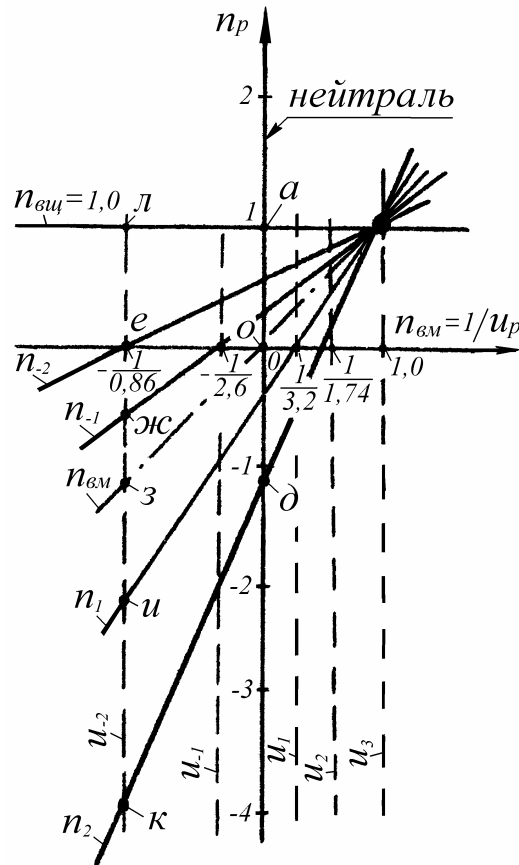


Рис. 1. ОКП ПКП

Относительные частоты вращения центральных звеньев определяются вертикальными отрезками между их лучами.

Например, на второй передаче заднего хода, которая получается включением тормоза заднего хода ($n_{-2} = 0$), абсолютные частоты вращения центральных звеньев равны:

$$n_{вм} = n_{вц} \frac{-oe}{oa} = n_{вц} \frac{-e3}{oa} ; \quad n_2 = n_{вц} \frac{-ek}{le} ;$$

$$n_1 = n_{вц} \frac{-eu}{le} ; \quad n_{-1} = n_{вц} \frac{-eж}{le} .$$

Относительная частота вращения максимальна на второй передаче заднего хода между звеньями $n_{вц}$ и n_2 и определяется по выражению

$$n_{вц} - n_2 = n_{вц} \frac{лк}{ле} .$$

Высокие относительные частоты вращения центральных звеньев мо-

гут привести к недопустимо большим частотам вращения подшипников сателлитов. Здесь необходимо отметить, что предельная быстроходность подшипников качения ограничивается в каталоге предельной частотой вращения колец. Под предельной быстроходностью подшипника понимается наибольшая частота вращения колец, за пределами которой расчетная долговечность подшипника не гарантируется.

Кроме основных кинематических параметров ОКП ПКП позволяет определить моменты блокировочных фрикционов при различных вариантах блокировки звеньев для получения прямой передачи. Так как мощность буксования фрикциона N_B 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

$$M_{вц} \omega_{вц} = M_\phi \omega_{отн} ,$$

где $M_{вц}$ - крутящий момент на ведущем валу ПКП; $\omega_{вц}$ - угловая скорость ведущего вала ПКП.

Тогда расчетный момент блокировочного фрикциона

$$M_\phi = M_{вц} \frac{\omega_{вц}}{\omega_{отн}} = M_{вц} \frac{n_{вц}}{n_{отн}} . \quad (3)$$

Здесь $n_{отн}$ - относительная частота вращения блокируемых звеньев ПКП.

Из выражения (3) следует, что для получения минимального расчетного момента блокировочного фрикциона $M_{\phi \min}$ необходимо блокировать звенья ПКП, у которых выше относительная частота вращения $n_{отн}$.

Как видно из ОКП ПКП для заданного варианта передаточных чисел (рис. 1) минимальный расчетный момент блокировочного фрикциона $M_{\phi \min}$ получается при блокировке на нейтрали ведущего вала $n_{вц}$ и тормозного звена n_2 второй передачи, где самые большие относительные

частоты вращения звеньев:

$$M_{\phi \min} = M_{\text{вц}} \frac{oa}{a\delta} = 0,445 M_{\text{вц}} .$$

Синтез схем ПКП разработан профессором М.А. Крейнсом. В дальнейшем этот метод совершенствовался его учениками и последователями.

Для составления схемы ПКП, имеющей p передач, среди которых нет передачи с передаточным числом $u_p = 1$ (прямая передача), необходимо иметь p управляемых звеньев - тормозов, ведущее и ведомое звенья. В результате общее число звеньев ПКП $p + 2$.

Этапы синтеза схем ПКП рассмотрим на примере коробки передач с передаточными числами $u_1 = 3,2$; $u_2 = 1,74$; $u_3 = 1,0$; $u_{-1} = -2,6$ и $u_{-2} = -0,86$.

Построение ОКП ПКП. Данный этап для заданных передаточных чисел ПКП нами уже выполнен и ОКП ПКП представлен на рис. 1.

Составление исходных уравнений. Для этого используется уравнение (1). В результате получим четыре исходных уравнения:

$$\begin{aligned} 1'. \quad n_{\text{вц}} + 2,2 n_1 - 3,2 n_{\text{вм}} &= 0 ; \\ 2'. \quad n_{\text{вц}} + 0,74 n_2 - 1,74 n_{\text{вм}} &= 0 ; \\ 3'. \quad n_{\text{вц}} - 3,6 n_{-1} + 2,6 n_{\text{вм}} &= 0 ; \\ 4'. \quad n_{\text{вц}} - 1,86 n_{-2} + 0,86 n_{\text{вм}} &= 0 . \end{aligned}$$

Приведение исходных уравнений к простейшему виду. В табл. 1 в уравнениях кинематики для схем ТДМ 1-4 наименьший коэффициент равен плюс единице и коэффициенты при частотах вращения центральных звеньев располагаются в порядке возрастания по абсолютной величине.

Уравнение 1' по своей структуре полностью соответствует уравнениям, приведенным в табл. 1 для схем ТДМ 1-4. Поэтому перепишем его

без изменения.

$$1. \quad n_{\text{вц}} + 2,2 n_1 - 3,2 n_{\text{вм}} = 0.$$

В уравнении 2' коэффициент при частоте вращения n_2 меньше единицы. Для приведения данного уравнения к простейшему виду разделим его на 0,74 и перепишем в порядке возрастания по абсолютной величине коэффициентов при частотах вращения центральных звеньев. В результате получим

$$2. \quad n_2 + 1,35 n_{\text{вц}} - 2,35 n_{\text{вм}} = 0.$$

В уравнении 3' для приведения к простейшему виду необходимо частоты вращения центральных звеньев расположить в порядке возрастания при них коэффициентов по абсолютной величине.

В результате получим

$$3. \quad n_{\text{вц}} + 2,6 n_{\text{вм}} - 3,6 n_{-1} = 0.$$

В уравнении 4' наименьший по абсолютной величине коэффициент, равный 0,86, принадлежит частоте вращения ведомого вала $n_{\text{вм}}$. Для приведения его к простейшему виду разделим все члены уравнения на 0,86 и выстроим частоты вращения центральных звеньев в порядке возрастания коэффициентов по абсолютной величине. В результате получим

$$4. \quad n_{\text{вм}} + 1,16 n_{\text{вц}} - 2,16 n_{-2} = 0.$$

Составление производных уравнений. Производные уравнения отличаются от исходных и друг от друга комбинацией входящих в уравнения частот вращения центральных звеньев.

Общее число исходных и производных уравнений W определяется числом возможных сочетаний из общего числа частот вращения тормозных звеньев p , ведущего и ведомого звеньев (всего $p + 2$ звена) по три, так как в каждое уравнение входят частоты вращения трех центральных звеньев ТДМ.

В общем виде

$$W = C_{p+2}^3 = \frac{(p+2)(p+1)p}{3!}.$$

В рассматриваемом примере $p = 4$. Тогда

$$W = C_{4+2}^3 = \frac{6 \cdot 5 \cdot 4}{1 \cdot 2 \cdot 3} = 20.$$

Следовательно, к четырем исходным уравнениям надо добавить 16 производных.

Первая группа производных уравнений получается исключением из исходных уравнений частоты вращения ведомого звена $n_{\text{вм}}$. Для этого рассматриваются попарно два уравнения. При этом из четырех уравнений можно получить следующее число комбинаций по два уравнения

$$C_4^2 = \frac{4 \cdot 3}{1 \cdot 2} = 6.$$

Следовательно, из четырех исходных уравнений исключением из них частоты вращения ведомого звена $n_{\text{вм}}$ можно получить 6 производных уравнений.

Для исключения из уравнений 1 и 2 $n_{\text{вм}}$ умножаем уравнение 2 на $(3,2/2,35)$ и суммируем его с уравнением 1. В результате получим уравнение

$$5'. \quad -0,84 n_{\text{вм}} + 2,2 n_1 - 1,36 n_2 = 0.$$

Остальные пять производных уравнений получены аналогично:

$$6'. \quad 1,81 n_{\text{вм}} - 3,6 n_1 + 1,79 n_1 = 0 \quad (\text{из уравнений 1 и 3});$$

$$7'. \quad 4,72 n_{\text{вм}} + 2,2 n_1 - 6,92 n_{-2} = 0 \quad (\text{из уравнений 1 и 4});$$

$$8'. \quad 2,5 n_{\text{вм}} + 1,11 n_2 - 3,61 n_{-1} = 0 \quad (\text{из уравнений 2 и 3});$$

$$9'. \quad 3,0 n_{\text{вм}} + 0,72 n_2 - 3,72 n_{-2} = 0 \quad (\text{из уравнений 2 и 4});$$

$$10'. \quad -2,02 n_{\text{вм}} - 3,6 n_{-1} + 5,62 n_{-2} = 0 \quad (\text{из уравнений 3 и 4}).$$

После приведения полученных уравнений к простейшему виду получим:

$$5. \quad n_{\text{вм}} + 1,62 n_2 - 2,62 n_1 = 0;$$

$$6. \quad n_1 + 1,01 n_{\text{вм}} - 2,01 n_{-1} = 0;$$

$$\begin{aligned}
7. \quad n_1 + 2,14n_{\text{вц}} - 3,14n_{-2} &= 0; \\
8. \quad n_2 + 2,25n_{\text{вц}} - 3,25n_{-1} &= 0; \\
9. \quad n_2 + 4,07n_{\text{вц}} - 5,07n_{-2} &= 0; \\
10. \quad n_{\text{вц}} + 1,78n_{-1} - 2,78n_{-2} &= 0.
\end{aligned}$$

Вторая группа производных уравнений получается исключением из исходных уравнений 1-4 частоты вращения ведущего звена $n_{\text{вц}}$.

Здесь, как и в ранее рассмотренном случае, из четырех исходных уравнений исключением из них частоты вращения ведущего звена $n_{\text{вц}}$ можно получить 6 производных уравнений:

$$\begin{aligned}
11'. \quad 2,2n_1 - 0,74n_2 - 1,46n_{\text{вм}} &= 0 \text{ (из уравнений 1 и 2);} \\
12'. \quad 2,2n_1 + 3,6n_{-1} - 5,8n_{\text{вм}} &= 0 \text{ (из уравнений 1 и 3);} \\
13'. \quad 2,2n_1 + 1,86n_{-2} - 4,06n_{\text{вм}} &= 0 \text{ (из уравнений 1 и 4);} \\
14'. \quad 0,74n_2 + 3,6n_{-1} - 4,34n_{\text{вм}} &= 0 \text{ (из уравнений 2 и 3);} \\
15'. \quad 0,74n_2 + 1,86n_{-2} - 2,6n_{\text{вм}} &= 0 \text{ (из уравнений 2 и 4);} \\
16'. \quad 1,86n_{-2} + 3,6n_{-1} + 1,74n_{\text{вм}} &= 0 \text{ (из уравнений 3 и 4).}
\end{aligned}$$

После приведения полученных уравнений к простейшему виду получим:

$$\begin{aligned}
11. \quad n_2 + 1,98n_{\text{вм}} - 2,98n_1 &= 0; \\
12. \quad n_1 + 1,64n_{-1} - 2,64n_{\text{вм}} &= 0; \\
13. \quad n_{-2} + 1,18n_1 - 2,18n_{\text{вм}} &= 0; \\
14. \quad n_2 + 4,85n_{-1} - 5,85n_{\text{вм}} &= 0; \\
15. \quad n_2 + 2,5n_{-2} - 3,5n_{\text{вм}} &= 0; \\
16. \quad n_{\text{вм}} + 1,07n_{-2} - 2,07n_{-1} &= 0.
\end{aligned}$$

Остальные недостающие четыре уравнения определим из уравнений 5-10 исключением из них частоты вращения ведущего звена $n_{\text{вц}}$ или из уравнений 11-16 исключением из них частоты вращения ведомого звена

$n_{\text{вм}}$. В результате получим:

$$17'. \quad -6,54 n_1 + 2,94 n_2 + 3,6 n_{-1} = 0 \quad (\text{из уравнений 11 и 12});$$

$$18'. \quad -3,93 n_1 + 2,0 n_2 + 1,86 n_{-2} = 0 \quad (\text{из уравнений 11 и 13});$$

$$19'. \quad -0,94 n_1 + 3,6 n_{-1} - 2,66 n_{-2} = 0 \quad (\text{из уравнений 12 и 13});$$

$$20'. \quad -0,5 n_2 + 3,6 n_{-1} - 3,1 n_{-2} = 0 \quad (\text{из уравнений 14 и 15}).$$

После приведения полученных уравнений к простейшему виду имеем:

$$17. \quad n_2 + 1,23 n_{-1} - 2,23 n_1 = 0;$$

$$18. \quad n_{-2} + 1,11 n_2 - 2,11 n_1 = 0;$$

$$19. \quad n_1 + 2,82 n_{-2} - 3,82 n_{-1} = 0;$$

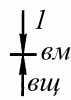
$$20. \quad n_2 + 6,23 n_{-2} - 7,23 n_{-1} = 0.$$

Проверка составленных уравнений. Уравнения проверяются по следующим параметрам. Наименьший коэффициент при частоте вращения центрального звена в каждом уравнении должен быть равен единице. Наибольший по абсолютной величине коэффициент должен быть на единицу больше среднего. Комбинация частот вращения центральных звеньев, входящих в каждое уравнение, не должна повторяться.

В нашем случае все уравнения 1-20 отвечают выше перечисленным требованиям.

Составление таблицы. Все полученные уравнения переносятся в табл. 4, в которой предусматривают колонки 3, 4, 5 и 6 для записи характеристик ТДМ, относительных максимальных частот вращения сателлитов, структурных схем ТДМ и общей оценки механизма.


4. Анализ схем ТДМ на возможность дальнейшего использования

№	Уравнение кинематики ТДМ	K	$\left \frac{n_{Bo}}{n_{виц}} \right $	Структурная схема	Примечание
1	2	3	4	5	6
1	$n_{виц} + 2,2 n_1 - 3,2 n_{\text{вм}} = 0$	2,2	3,6		Условно годное

Продолжение табл. 4

№	Уравнение кинематики ТДМ	K	$\frac{n_{Bo}}{n_{виц}}$	Структурная схема	Примечание
1	2	3	4	5	6
2	$n_2 + 1,35 n_{виц} - 2,35 n_{вм} = 0$	1,35			Исключить по K
3	$n_{виц} + 2,6 n_{вм} - 3,6 n_{-1} = 0$	2,6	1,95		Годное
4	$n_{вм} + 1,16 n_{виц} - 2,16 n_{-2} = 0$	1,16			Исключить по K
5	$n_{виц} + 1,62 n_2 - 2,62 n_1 = 0$	1,62	10,1		Исключить по n_{Bo}
6	$n_1 + 1,01 n_{виц} - 2,01 n_{-1} = 0$	1,01			Исключить по K
7	$n_1 + 2,14 n_{виц} - 3,14 n_{-2} = 0$	2,14	3,76		Условно годное
8	$n_2 + 2,25 n_{виц} - 3,25 n_{-1} = 0$	2,25	5,5		Исключить по n_{Bo}
9	$n_2 + 4,07 n_{виц} - 5,07 n_{-2} = 0$	4,07			Исключить по K
10	$n_{виц} + 1,78 n_{-1} - 2,78 n_{-2} = 0$	1,78	2,56		Годное
11	$n_2 + 1,98 n_{вм} - 2,98 n_1 = 0$	1,98	3,54		Условно годное
12	$n_1 + 1,64 n_{-1} - 2,64 n_{вм} = 0$	1,64	3,09		Условно годное
13	$n_{-2} + 1,18 n_1 - 2,18 n_{вм} = 0$	1,18			Исключить по K
14	$n_2 + 4,85 n_{-1} - 5,85 n_{вм} = 0$	4,85			Исключить по K
15	$n_2 + 2,5 n_{-2} - 3,5 n_{вм} = 0$	2,5	3,67		Условно годное
16	$n_{вм} + 1,07 n_{-2} - 2,07 n_{-1} = 0$	1,07			Исключить по K

Продолжение табл. 4

№	Уравнение кинематики ТДМ	K	$\frac{n_{Bo}}{n_{вц}}$	Структурная схема	Примечание
1	2	3	4	5	6
17	$n_2 + 1,23 n_{-1} - 2,23 n_1 = 0$	1,23			Исключить по K
18	$n_{-2} + 1,11 n_2 - 2,11 n_1 = 0$	1,11			Исключить по K
19	$n_1 + 2,82 n_{-2} - 3,82 n_{-1} = 0$	2,82	1,74		Годное
20	$n_2 + 6,23 n_{-2} - 7,23 n_{-1} = 0$	6,23			Исключить по K

Отбраковка ТДМ по величине характеристики планетарного ряда κ . Как было отмечено ранее, для схем ТДМ со смешанным зацеплением шестерен (схема 1 в табл. 3) характеристика планетарного ряда может изменяться в пределах $1,5 \leq \kappa \leq 4,0$ (4,5). Для ТДМ с двухвенцовыми (блочными) сателлитами (схема 2 в табл. 3) $4,5 < \kappa \leq 10,0$. Для присоединительных ТДМ (схема 3 и 4 в табл. 3) $1,0 \leq \kappa < 1,5$.

В данном примере синтеза схем ПКП будем использовать только ТДМ со смешанным зацеплением шестерен (схема 1 в табл. 3), для которых $1,5 \leq \kappa \leq 4,0$.

Тогда по величине характеристики планетарного ряда κ в табл. 4 отбраковываются уравнения 2, 4, 6, 9, 13, 14, 16, 17, 18 и 20 (см. графы 3 и 6 таблицы).

Отбраковка ТДМ по величине относительных частот вращения сателлитов n_{Bo} . Здесь рассматриваются только механизмы, у которых характеристика планетарного ряда κ находится в приемлемых пределах.

Для схем ТДМ со смешанным зацеплением шестерен (схемы 1 и 2 в табл. 3) относительные частоты вращения сателлитов определяют по одному из выражений:

$$n_{Bo} = -(n_a - n_e) \frac{2}{\kappa - 1}; \quad (4)$$

$$n_{Bo} = (n_c - n_e) \frac{2\kappa}{\kappa - 1}; \quad n_{Bo} = (n_a - n_c) \frac{2\kappa}{\kappa^2 - 1}.$$

Для присоединяемых рядов с внешним зацеплением шестерен (схема 3 в табл. 3) для сателлита малой солнечной шестерни

$$n_{Bo} = -\frac{Z_{aM}}{Z_{BM}}(n_{aM} - n_e),$$

а для сателлита большой солнечной шестерни

$$n_{Bo} = -\frac{Z_{aB}}{Z_{BB}}(n_{aB} - n_e),$$

где Z_{BM} и Z_{BB} - число зубьев сателлита, находящегося в зацеплении соответственно с малой и большой солнечными шестернями ТДМ.

В присоединяемом ряде со смешанным зацеплением шестерен (схема 4 в табл. 3) для сателлита малой эпициклической шестерни

$$n_{Bo} = \frac{Z_{cM}}{Z_{BM}}(n_{cM} - n_e),$$

а для сателлита большой эпициклической шестерни

$$n_{Bo} = \frac{Z_{cB}}{Z_{BB}}(n_{cB} - n_e).$$

Здесь Z_{BM} и Z_{BB} - число зубьев сателлита, находящегося в зацеплении соответственно с малой и большой эпициклическими шестернями ТДМ.

В рассматриваемом примере, в соответствии с ОКП ПКП (см. рис. 1), наибольшие относительные частоты вращения центральных звеньев на второй передаче заднего хода.

Абсолютные частоты вращения центральных звеньев ПКП для данной передачи определим из ОКП ПКП (рис. 1).

Здесь

$$n_{-2} = 0; \quad n_{-1} = n_{виц} \frac{-eж}{ле} = -0,56 n_{виц}; \quad n_{вм} = n_{виц} \frac{-eз}{ле} = -1,16 n_{виц};$$

$$n_1 = n_{\text{вц}} \frac{-eи}{ле} = -2,15 n_{\text{вц}} ; \quad n_{-2} = n_{\text{вц}} \frac{-ек}{ле} = -3,9 n_{\text{вц}} .$$

Для первого ТДМ из табл. 1.4 для определения n_{Bo} используем выражение (4). Здесь $n_{a1} = n_{\text{вц}} ; \quad n_{e1} = n_{\text{вм}} = -1,16 n_{\text{вц}} ; \quad \kappa_1 = 2,2$. Подставляя эти значения в выражение (4), получим

$$n_{Bo1} = - (n_{a1} - n_{e1}) \frac{2}{\kappa_1 - 1} = - [n_{\text{вц}} - (-1,16 n_{\text{вц}})] \frac{2}{2,2 - 1} = - 3,6 n_{\text{вц}} .$$

Значение $|n_{Bo}/n_{\text{вц}}|$ по абсолютной величине для уравнения 1 заносим в графу 4 табл. 4.

Аналогично определяют n_{Bo} для других ТДМ и результаты расчетов $|n_{Bo}/n_{\text{вц}}|$ по абсолютной величине заносят в графу 4 табл. 4.

При выборе ТДМ для составления схемы ПКП одним из основных ограничений является предельная относительная частота вращения n_{Bo} сателлитов, которая должна удовлетворять условию нормальной работы подшипниковых узлов в течение заданного срока службы машины.

Применяемые для сателлитов серийные подшипники качения допускают под нагрузкой относительную частоту вращения колец n_{Bo} до 6000 мин⁻¹, а без нагрузки - до 10000 мин⁻¹. Поэтому, при $n_{Bo} < 6000$ мин⁻¹ уравнение кинематики ТДМ считается годным для дальнейшего исследования, при $6000 \leq n_{Bo} \leq 10000$ мин⁻¹ - условно годным, а при $n_{Bo} > 10000$ мин⁻¹ - негодным.

Условно годные ТДМ используются, если на передаче с максимальными относительными частотами вращения сателлитов они работают без нагрузки. Установить, как нагружен механизм, можно только после построения схемы ПКП.

Предположим, что для исследуемой схемы ПКП частота вращения ведущего вала $n_{\text{вц}} = 2000$ мин⁻¹. Тогда годными являются уравнения 3, 10 и 19 (см. графу 4 и 6 табл. 4).

Искомая схема ПКП должна включать четыре ТДМ, так как она должна обеспечивать получение четырех передач с передаточными чис-

лами $u_p \neq 1$. Следовательно, из трех ТДМ, описываемых годными уравнениями 3, 10 и 19, построить схему ПКП нельзя. Поэтому в группы механизмов, входящих в схему ПКП, необходимо включить и условно годные ТДМ, описываемые уравнениями 1, 7, 11, 12 и 15.

Составление групп уравнений. Из восьми уравнений, куда входят годные 3, 10 и 19 и условно годные 1, 7, 11, 12 и 15 уравнения, описывающие соответствующие ТДМ, нужно составить различные комбинации по четыре уравнения в группе, так как в ПКП четыре передачи с передаточными числами $u_p \neq 1$:

$$C_8^4 = \frac{8 \cdot 7 \cdot 6 \cdot 5}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4} = 70.$$

Следовательно, в рассматриваемом примере можно составить 70 неповторяющихся групп уравнений по четыре уравнения в каждой группе. Возможные комбинации групп уравнений приведены в табл. 5.

Из составленных неповторяющихся комбинаций групп уравнений отбраковываются группы, в которых каждая из $p + 2$ частот вращения центральных звеньев не встречается хотя бы один раз. Следовательно, для составления схемы ПКП с заданными передаточными числами в каждой группе уравнений должны присутствовать частоты вращения n_1 , n_2 , n_{-1} и n_{-2} тормозных звеньев, а также частота вращения ведущего $n_{вц}$ и ведомого $n_{вм}$ звеньев. По признаку отсутствия какого-либо из перечисленных звеньев отбраковываются 16 групп уравнений (в табл. 5 отмечены выделением ячеек).

Более компактная конструкция ПКП получается, если характеристики k планетарных механизмов, составляющих группу уравнений, достаточно близки по величине. Поэтому в рассматриваемом примере структурные схемы ПКП строятся только для тех групп уравнений, в которых характеристика k отличается не более чем на единицу (см. табл. 4). В табл. 4 эти группы уравнений выделены жирным шрифтом с подчеркиванием (32 группы). Если из этих групп уравнений не получится хотя бы одна удовлетворительная по всем параметрам схема ПКП, то следует по-

строить схемы и для остальных групп (22 группы уравнений в табл. 4).

5. Комбинации групп уравнений

1.3.7.10	<u>1.3.7.11</u>	1.3.7.12	<u>1.3.7.15</u>	1.3.7.19
<u>1.3.10.11</u>	1.3.10.12	<u>1.3.10.15</u>	1.3.10.19	1.3.11.13
<u>1.3.11.15</u>	<u>1.3.11.19</u>	1.3.12.15	1.3.12.19	<u>1.3.15.19</u>
<u>1.7.10.11</u>	1.7.10.12	<u>1.7.10.15</u>	1.7.10.19	<u>1.7.11.12</u>
1.7.11.15	1.7.11.19	<u>1.7.12.15</u>	1.7.12.19	<u>1.7.15.19</u>
<u>1.10.11.12</u>	<u>1.10.11.15</u>	1.10.11.19	<u>1.10.12.15</u>	1.10.12.19
1.10.15.19	<u>1.11.12.15</u>	1.11.12.19	<u>1.11.15.19</u>	1.12.15.19
<u>3.7.10.11</u>	3.7.10.12	<u>3.7.10.15</u>	3.7.10.19	3.7.11.12
<u>3.7.11.15</u>	<u>3.7.11.19</u>	<u>3.7.12.15</u>	3.7.12.19	<u>3.7.15.19</u>
<u>3.10.11.12</u>	<u>3.10.11.15</u>	3.10.11.19	3.10.12.15	3.10.12.19
3.10.15.19	3.11.12.15	3.11.12.19	<u>3.11.15.19</u>	3.12.15.19
<u>7.10.11.2</u>	<u>7.10.11.15</u>	7.10.11.19	<u>7.10.12.15</u>	7.10.12.19
7.10.15.19	<u>7.11.12.19</u>	7.11.15.19	<u>7.11.15.19</u>	7.12.15.19
<u>10.11.12.15</u>	10.11.12.19	10.11.15.19	10.12.15.19	11.12.15.19

Построение структурных схем ТДМ. Общую методику построения структурных схем ТДМ рассмотрим на примере уравнения кинематики для ТДМ со смешанным зацеплением шестерен:

$$n_a + \kappa n_c - (1 + \kappa) n_g = 0.$$

Кинематическая схема ТДМ (рис. 2,а), описываемого данным уравнением, заменяется структурной схемой (рис. 2,б).

На структурной схеме (рис. 2,б) водило *в* изображается горизонтальной линией, солнечная шестерня *а* – нижней стрелкой, а эпициклическая шестерня *с* – верхней стрелкой.

Рассмотрим из табл. 1.4 условно годное уравнение 1 кинематики ТДМ:

$$n_{вщ} + 2,2 n_1 - 3,2 n_{вм} = 0.$$

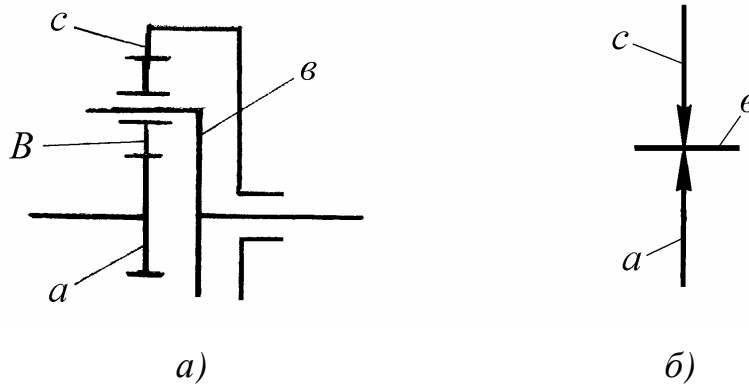


Рис. 2. Схема ТДМ со смешанным зацеплением шестерен:

a – кинематическая; b – структурная

В данном уравнении солнечная шестерня является ведущим звеном с частотой вращения $n_{виц}$, эпициклическая шестерня – тормозным звеном с частотой вращения n_1 , а водило – ведомым звеном с частотой вращения $n_{вм}$. Структурная схема данного механизма представлена на рис. 3.

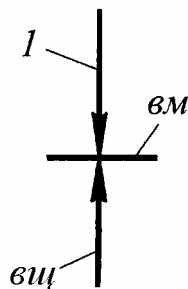


Рис. 3. Структурная схема ТДМ:

$виц$ – ведущее звено; $вм$ – ведомое звено; 1 – тормозное звено первой передачи

Перенесем структурную схему для уравнения 1 кинематики ТДМ в графу 5 табл. 4. Аналогично сроятся структурные схемы для оставшихся годных и условно годных уравнений и переносятся в табл. 4. При этом у каждого звена на структурной схеме ставится индекс, указывающий, с каким тормозным звеном ($1, 2, -1, -2$), ведущим ($виц$) или ведомым ($вм$) валом это звено соединяется.

Построение структурных схем ПКП. Общую методику построения структурной схемы ПКП рассмотрим на примере группы уравнений **1. 7. 10. 11** (табл. 5).

Для этого в соответствии с номерами уравнений, входящих в группу **1. 7. 10. 11**, из графы 5 табл. 4 на лист бумаги переносятся структурные схемы ТДМ и делается попытка соединить между собой все одноименные

звенья и вывести их к соответствующим тормозам или валам (см. рис. 4,а). У каждого звена ставится индекс, указывающий, с каким тормозом (1, 2, -1 и -2), ведущим (*вц*) или ведомым (*вм*) валом это звено соединяется. Номера уравнений ТДМ обведены кружочком.

Если соединить одноименные звенья и вывести их без пересечений с другими звеньями не удастся или схема получается очень сложной (рис. 4,а), то структурная схема рядов переставляется в таком порядке, чтобы одноименные звенья по возможности разместились рядом.

На рис. 4,б для сближения ведомых звеньев и звеньев тормоза первой передачи структурная схема механизма 11 переставлена с четвертого на первое место. Эта перестановка позволила также облегчить вывод тормозных звеньев “-1” и “-2” соответственно первой и второй передачи заднего хода. Тормоза на структурных схемах ПКП обозначаются ∇ с соответствующим индексом.

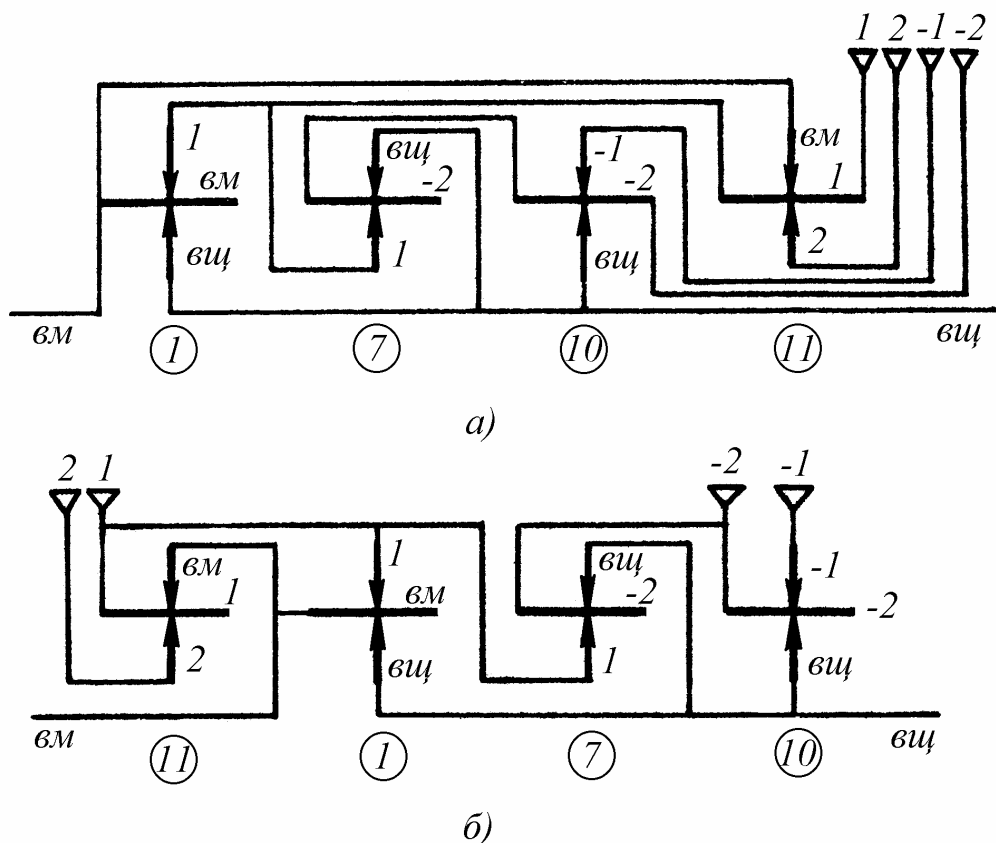


Рис. 4. Структурные схемы ПКП для группы уравнений 1, 7, 10, 11

Из выделенных 32 групп уравнений (см. табл. 5) удалось построить 20 структурных схем ПКП, приведенных на рис. 5. Схемы 2, 4, 5, 6, 7, 8, 9,

15 и 20 имеют соосные ведущий и ведомый валы; схемы 3, 10, 11, 12 и 13 получились только с параллельными валами; схемы 14, 16, 17, 18 и 19 - с двухсторонним выводом ведомого вала, размещенного перпендикулярно ведущему; схема 1 - с ведомым валом, размещенным в плоскости, перпендикулярной ведущему валу.

Выбор структурной схемы ПКП производится:

- по обеспечению требований компоновки ПКП в машине;
- по минимальной слоистости валов;
- по возможности оптимальной установки блокировочного фрикциона для включения прямой передачи;
- по обеспечению максимального КПД ПКП.

Требования компоновки. Какое взаимное расположение ведущего и ведомого валов ПКП наиболее целесообразно, зависит от принятой общей схемы компоновки трансмиссии. Предположим, что в рассматриваемом примере требованиям компоновки трансмиссии удовлетворяют схемы с соосным размещением ведущего и ведомого валов, т.е. схемы 2, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 15 и 20 на рис. 5.

Обеспечение минимальной слоистости валов. Схемы 4, 6, 7, 8, 9 и 20 (рис. 5) четырехслойные, а схема 14 - пятислойная. Конструкции ПКП, выполненные по таким схемам, получаются сложными и их следует отбраковывать. Схемы 2, 5 и 15 - двухслойные, достаточно простые и рекомендуются для дальнейшего анализа.

Установка блокировочного фрикциона. В соответствии с ОКП ПКП (см. рис. 1) наименьший расчетный момент блокировочного фрикциона получается при блокировке на нейтрали ведущего звена с тормозным звеном второй передачи:

$$M_{\phi \min} = M_{\text{вц}} \frac{oa}{ad} = 0,445 M_{\text{вц}} .$$

В оставшихся для дальнейшего анализа схемах 2, 5 и 15 (см. рис. 5) такую блокировку выполнить невозможно. Нельзя также заблокировать звенья “вц” и “I”, “-2” и “2”, “-I” и “2”.

Во всех трех схемах 2, 5 и 15 наименьший из возможных расчетный момент блокировочного фрикциона получается при блокировке ведомого

звена (вм) с тормозным звеном (2) второй передачи. Здесь расчетный момент блокировочного фрикциона

$$M_{\Phi \min} = M_{\text{вц}} \frac{\partial a}{\partial \delta} = 0,74 M_{\text{вц}} .$$

Следовательно, по обеспечению минимального расчетного момента блокировочного фрикциона структурные схемы 2, 5 и 15 ПКП идентичны. На указанных структурных схемах (см. рис. 5) блокировочные фрикционы, блокирующие ведомое и тормозное звено второй передачи, обозначены буквой Φ .

Определение КПД ПКП. При выборе схемы ПКП КПД определяется на наиболее часто используемой передаче, не считая прямую. Для определения КПД ПКП удобен метод, предложенный проф. М.А. Крейнсом. Известно, что на p передаче КПД ПКП определяется по выражению

$$\eta_p = \frac{N_{\text{отв}}}{N_{\text{подв}}} = \frac{M_{\text{вм}} \omega_{\text{вм}}}{M_{\text{вц}} \omega_{\text{вц}}} = \frac{\hat{u}_p}{u_p}, \quad (5)$$

где $N_{\text{отв}}$ и $N_{\text{подв}}$ - мощность соответственно отводимая от ПКП и подводимая к ней; $M_{\text{вц}}$ и $M_{\text{вм}}$ - моменты соответственно на ведущем и ведомом валах ПКП; $\omega_{\text{вц}}$ и $\omega_{\text{вм}}$ - угловая скорость вращения соответственно ведущего и ведомого валов ПКП; \hat{u}_p и u_p - силовое и кинематическое передаточные числа ПКП.

Работами М.А. Крейнса установлено, что силовое передаточное число \hat{u}_p выражается той же аналитической зависимостью, что и кинематическое передаточное число u_p , только при этом каждая характеристика планетарного ряда k должна быть умножена или разделена на КПД планетарного ряда в относительном движении η_o (при остановленном водиле).

Следовательно, если кинематическое передаточное число ПКП

$$u_p = f(\kappa_1, \kappa_2 \dots \kappa_i), \quad (6)$$

то ее силовое передаточное число

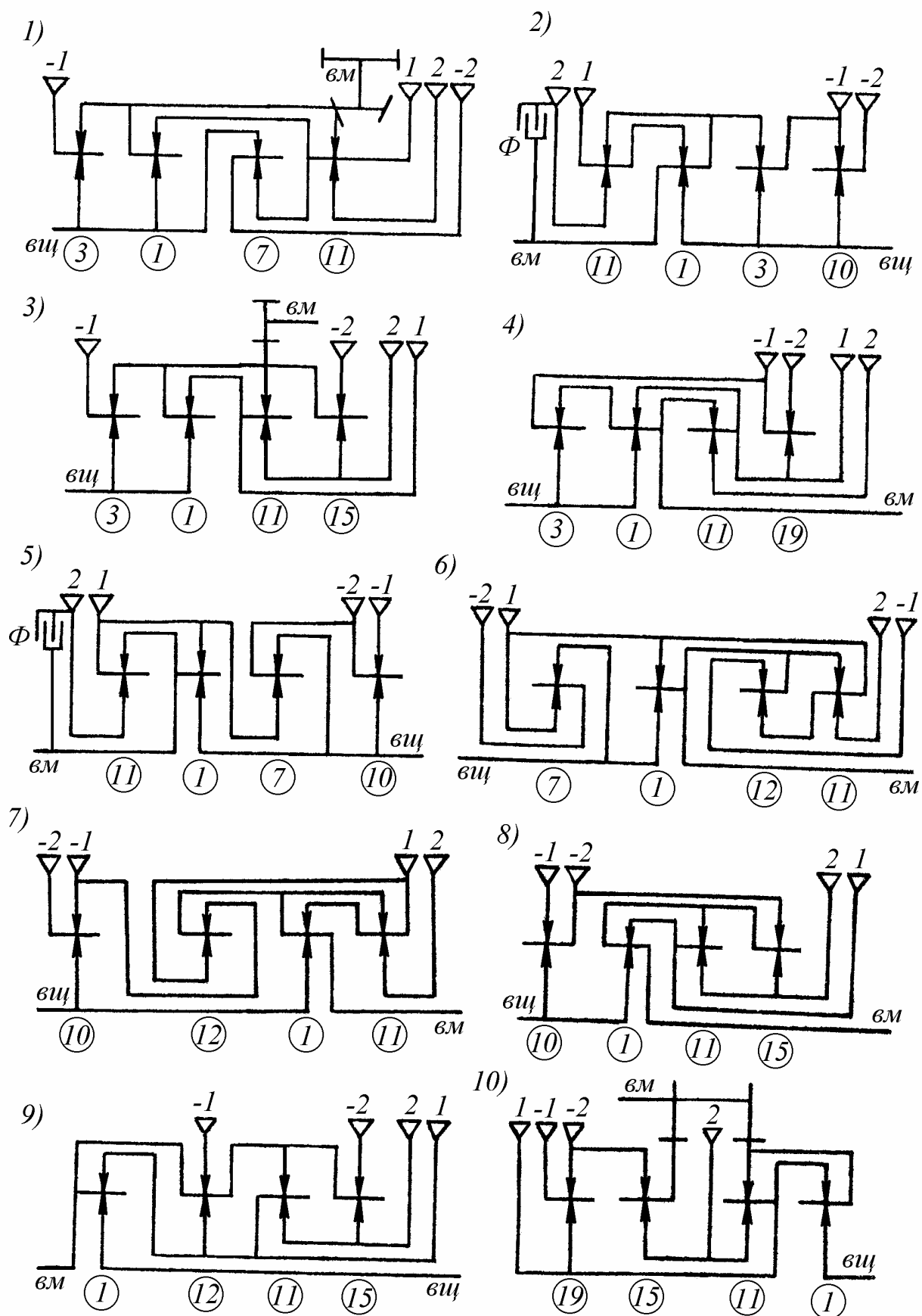
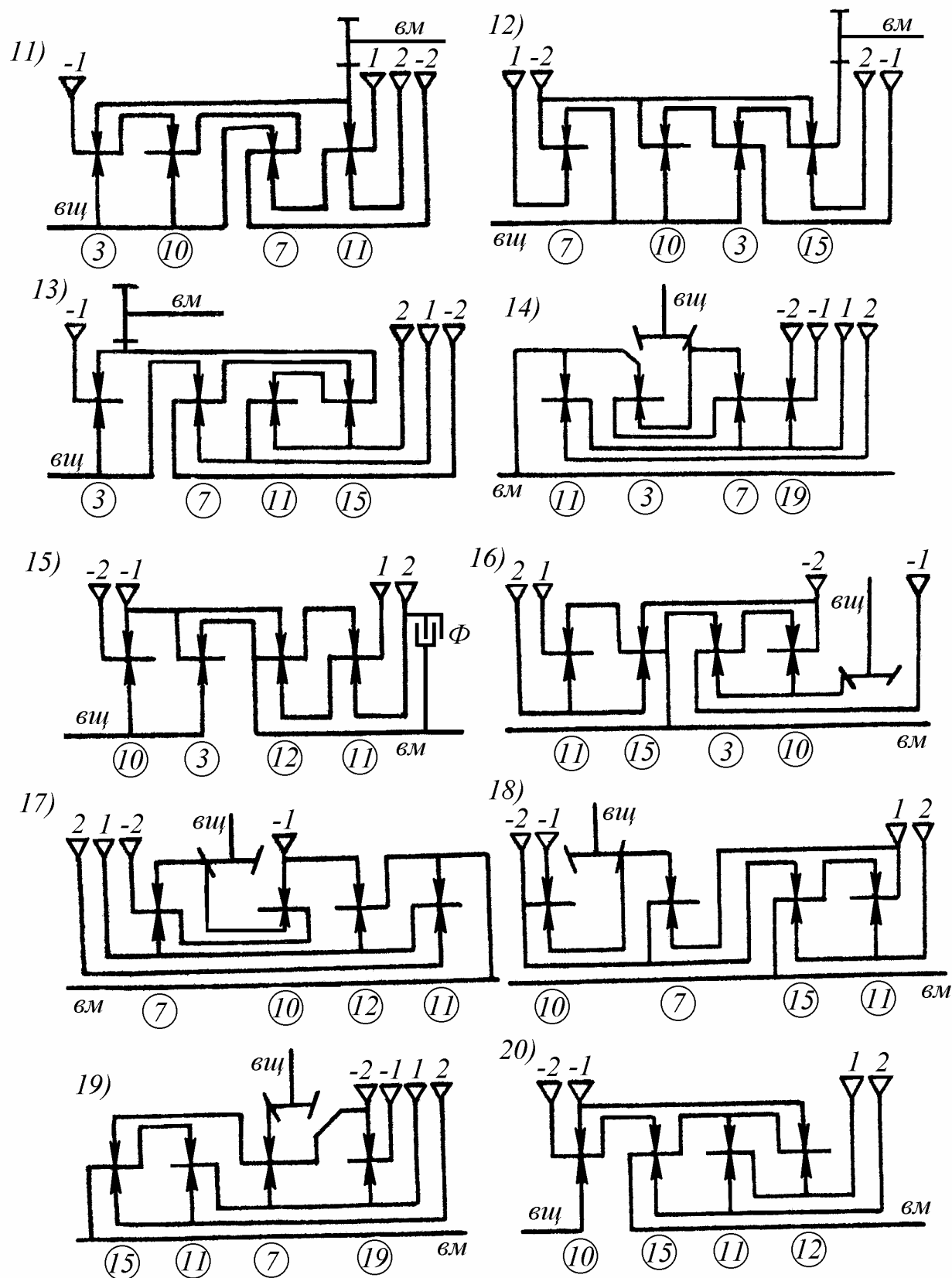


Рис. 5. Структурные



$$\hat{u}_p = f(\kappa_1 \eta_o^{x_1}, \kappa_2 \eta_o^{x_2} \dots \kappa_i \eta_o^{x_i}). \quad (7)$$

Здесь x_i - показатель степени со знаком плюс или минус единица (т. е. $x_i = +1$ или $x_i = -1$).

В сложных механизмах каждая характеристика κ_i для i планетарного ряда умножается на $\eta_o^{x_i}$, где знак x_i определяется по выражению

$$x_i = \text{Sign} \frac{\kappa_i}{u_p} \frac{\partial u_p}{\partial \kappa_i}. \quad (8)$$

Здесь символ *Sign* обозначает “знак” и говорит о том, что показатель степени x_i равен плюс единице, если выражение под знаком сигнатуры положительно, и минус единице, если это выражение отрицательно.

Общая методика определения КПД ПКП на любой включенной передаче может быть представлена в виде следующих этапов:

1) по кинематической схеме ПКП с использованием уравнений кинематики ТДМ определяют кинематическое передаточное число u_p на p передаче (см. выражение 6);

2) по выражению (8) определяют знаки показателей степени x_i у η_o ;

3) по выражению (7) определяется силовое передаточное число \hat{u}_p на p передаче;

4) по выражению (5) определяется КПД ПКП η_p на p передаче.

Предположим, что в рассматриваемом примере наиболее часто используемой будет вторая передача, которая реализуется при торможении второго тормозного звена с частотой вращения n_2 .

Методику аналитического определения кинематического передаточного числа ПКП с использованием уравнений кинематики ТДМ рассмотрим на примере структурной схемы 15 (см. рис. 5) при включении второй передачи.

Рассмотрим последовательность действий при определении кинематического передаточного числа ПКП.

а). На структурной схеме ПКП выделяются работающие (нагру-

женные) на рассматриваемой передаче *планетарные ряды*. Не нагружены те ряды, в которых хотя бы одно звено свободно.

В схеме 15 (рис. 5) не нагружен планетарный ряд 10, у которого свободно водило, соединенное с выключенным тормозом (-2) второй передачи заднего хода. Планетарные ряды 3, 12 и 11 нагружены, так как солнечная шестерня ряда 3 передает момент от ведущего вала, через солнечную шестерню ряда 11 передается реактивный момент на корпус коробки передач, а планетарный ряд 12 соединяет ряды 3 и 11. Как видно на структурной схеме (рис. 5), ни одно звено этих рядов не свободно.

б). Для каждого работающего (нагруженного) планетарного ряда составляют уравнение кинематики, выраженное через характеристику k ряда. В нашем случае для 3, 12 и 11 планетарных рядов (рис. 5) уравнения кинематики имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} n_{a3} + \kappa_3 n_{c3} - (1 + \kappa_3) n_{e3} &= 0; \\ n_{a12} + \kappa_{12} n_{c12} - (1 + \kappa_{12}) n_{e12} &= 0; \\ n_{a11} + \kappa_{11} n_{c11} - (1 + \kappa_{11}) n_{e11} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

в). Составляются уравнения связи. Уравнения связи составляются на основании кинематической или структурной схемы 15 ПКП (см. рис. 5). Из представленной схемы ПКП следует, что

$$n_{\text{вщ}} = n_{a10} = n_{a3}; \quad n_{e3} = n_{c12}; \quad n_{\text{вм}} = n_{c3} = n_{e12} = n_{c11}; \quad n_{a12} = n_{e11}; \quad n_{a11} = 0.$$

г). В уравнениях кинематики и связи частоты вращения всех звеньев, связанных с ведущим и ведомым валами, заменяются на $n_{\text{вщ}}$ и $n_{\text{вм}}$. В результате уравнения кинематики (9) примут вид:

$$\left. \begin{aligned} n_{\text{вщ}} + \kappa_3 n_{\text{вм}} - (1 + \kappa_3) n_{e3} &= 0; \\ n_{a12} + \kappa_{12} n_{c12} - (1 + \kappa_{12}) n_{\text{вм}} &= 0; \\ \kappa_{11} n_{\text{вм}} - (1 + \kappa_{11}) n_{e11} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

д). Для определения передаточного числа ПКП на второй передаче $u_2 = n_{\text{вщ}} / n_{\text{вм}}$ решается система уравнений (10). В результате соответствующих преобразований получим

$$u_2 = \frac{1 + \kappa_3}{(1 + \kappa_{11}) \kappa_{12}} + 1. \quad (11)$$

е). Для проверки выполненных аналитических выкладок в уравнение (11) из табл. 4 подставляются значения характеристик планетарных рядов $\kappa_3 = 2,6$, $\kappa_{11} = 1,98$, $\kappa_{12} = 1,64$. В результате получим

$$u_2 = \frac{1 + 2,6}{(1 + 1,98) 1,64} + 1 = 1,74.$$

Так как полученное значение u_2 равно заданному, то вывод выражения (11) выполнен правильно.

Аналогично получим аналитические зависимости для определения кинематического передаточного числа ПКП на второй передаче для структурных схем 2 и 5.

В результате для этих схем получим общее выражение

$$u_2 = \frac{1 + \kappa_1 + \kappa_{11}}{1 + \kappa_{11}}. \quad (12)$$

Для проверки данного аналитического выражения подставим в него значения характеристик планетарных рядов $\kappa_1 = 2,2$ и $\kappa_{11} = 1,98$. В результате получим

$$u_2 = \frac{1 + 2,2 + 1,98}{1 + 1,98} = 1,74,$$

что соответствует заданному значению u_2 . Следовательно, аналитическая зависимость (1.12) для определения кинематического передаточного числа ПКП для структурных схем 2 и 5 (рис. 5) получена верно.

Определение знаков показателей степени x_i у η_o рассмотрим на примере структурной схемы 15 ПКП (рис. 5).

Для этой схемы, используя выражение (8) с учетом выражения (11),

$$x_3 = \text{Sign} \frac{\kappa_3}{u_2} \frac{\partial u_2}{\partial \kappa_3} = +1; \quad x_{11} = \text{Sign} \frac{\kappa_{11}}{u_2} \frac{\partial u_2}{\partial \kappa_{11}} = -1;$$

$$x_{12} = \text{Sign} \frac{\kappa_{12}}{u_2} \frac{\partial u_2}{\partial \kappa_{12}} = -1.$$

Аналогично для структурных схем 2 и 5 ПКП (рис. 5) с учетом выражения (12) имеем

$$x_1 = \text{Sign} \frac{\kappa_1}{u_2} \frac{\partial u_2}{\partial \kappa_1} = +1; \quad x_{11} = \text{Sign} \frac{\kappa_{11}}{u_2} \frac{\partial u_2}{\partial \kappa_{11}} = -1.$$

Силовое передаточное число на второй передаче определяется по выражению (7). Тогда для структурной схемы 15 (рис. 5) имеем

$$\hat{u}_2 = \frac{1 + \kappa_3 \eta_o^{x_3}}{(1 + \kappa_{11} \eta_o^{x_{11}}) \kappa_{12} \eta_o^{x_{12}}} + 1 = \frac{1 + 2,6 \cdot 0,96^{+1}}{(1 + 1,98 \cdot 0,96^{-1}) 1,64 \cdot 0,96^{-1}} = 1,666.$$

Для структурных схем 2 и 5 (рис. 5)

$$\hat{u}_2 = \frac{1 + \kappa_1 \eta_o^{x_1} + \kappa_{11} \eta_o^{x_{11}}}{1 + \kappa_{11} \eta_o^{x_{11}}} = \frac{1 + 2,2 \cdot 0,96^{+1} + 1,98 \cdot 0,96^{-1}}{1 + 1,98 \cdot 0,96^{-1}} = 1,69.$$

Тогда КПД ПКП на второй передаче для структурной схемы 15 ПКП

$$\eta_2 = \frac{\hat{u}_2}{u_2} = \frac{1,666}{1,74} = 0,955,$$

а для структурных схем 2 и 5

$$\eta_2 = \frac{\hat{u}_2}{u_2} = \frac{1,69}{1,74} = 0,971.$$

Таким образом, структурные схемы 2 и 5 ПКП имеют более высокий КПД на наиболее часто используемой второй передаче по сравнению со схемой 15. Однако в схеме 2 по сравнению со схемой 5 несколько проще могут получиться конструкции звеньев, связанных с ведущим валом и тормозом первой передачи (см. рис. 5). Поэтому схема 2 принимается нами для дальнейшей проработки как более простая.

На рис. 6 приведена кинематическая схема ПКП, выполненная по структурной схеме 2 (см. рис. 5). Тормозом T_1 включается первая передача. В этом случае под нагрузкой работает только планетарный ряд I . Тормозом T_2 включается вторая передача. Здесь под нагрузкой работают планетарные ряды I и II . Фрикционом Φ включается третья (прямая) передача и под нагрузкой работают планетарные ряды I и II . Тормозом T_{-1}

включается первая передача заднего хода и нагружается планетарный ряд 3. Тормозом T_{-2} включается вторая передача заднего хода и нагружаются планетарные ряды 3, 10.

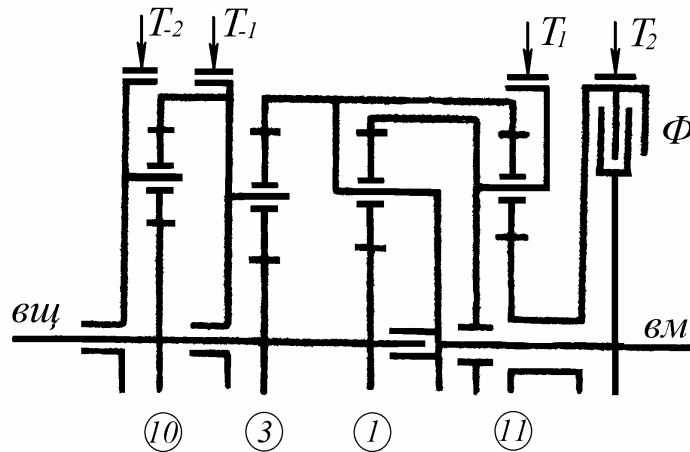


Рис. 6. Кинематическая схема ПКП

Таким образом, используя метод синтеза ПКП, мы выбрали наиболее рациональную ее кинематическую схему.

Силовой анализ ПКП производится с целью определения максимальных крутящих моментов, нагружающих фрикционные элементы и шестерни планетарных рядов, что необходимо для их последующего расчета.

Крутящие моменты, действующие на звенья планетарного ряда. В ТДМ со смешанным зацеплением шестерен (схемы 1 и 2 в табл. 3) абсолютные величины моментов M_a на солнечной шестерне, M_ε на водиле и M_c на эпицикле связаны соотношениями:

$$M_\varepsilon = M_a (1 + \kappa); \quad M_c = M_a \kappa; \quad M_\varepsilon = M_c \frac{1 + \kappa}{\kappa}.$$

Отметим основные свойства этих соотношений:

1) они справедливы для любого режима работы ТДМ (блокировка, вращение двух звеньев при заторможенном третьем звене, вращение всех звеньев под нагрузкой);

2) если момент одного из звеньев равен нулю, то два других тоже

равны нулю и весь ТДМ не нагружен (это свойство используется при определении нагруженных рядов ПКП);

3) зная момент, подведенный к одному звену, можно определить два других момента;

4) совпадающие по направлению моменты солнечной шестерни и эпицикла направлены против момента водила и весь ТДМ уравновешен.

Для ТДМ внешнего зацепления шестерен (схема 3 в табл. 3) – присоединяемых планетарных рядов справедливы следующие соотношения моментов:

$$M_{\varepsilon} = M_{aM} (1 + \kappa) ; \quad M_{aB} = M_{aM} \kappa ; \quad M_{\varepsilon} = M_{aB} \frac{1 + \kappa}{\kappa} . \quad (14)$$

Здесь M_{aM} и M_{aB} - крутящий момент соответственно на малой и большой солнечной шестерне.

В ТДМ смешанного зацепления шестерен (схема 4 в табл. 3) – присоединяемом ряде

$$M_{\varepsilon} = M_{cM} (1 + \kappa) ; \quad M_{cB} = M_{cM} \kappa ; \quad M_{\varepsilon} = M_{cB} \frac{1 + \kappa}{\kappa} , \quad (15)$$

где M_{cM} и M_{cB} - крутящий момент соответственно на малой и большой эпициклической шестерне.

Рассмотрим свойства соотношений (14 и 15)):

- первые три свойства аналогичны ТДМ со смешанным зацеплением шестерен;

- совпадающие по направлению моменты на солнечных шестернях (для ТДМ с внешним зацеплением шестерен) или на эпициклах (для ТДМ со смешанным зацеплением шестерен) направлены против момента водила и весь ТДМ уравновешен.

В ТДМ с положительным внутренним передаточным числом (схемы 5-8 в табл. 3) моменты, действующие на центральные зубчатые колеса, противоположны по направлению, а момент, действующий на водило и равный их алгебраической сумме, по направлению совпадает с моментом центрального колеса, вращающегося при неподвижном водиле с большей скоростью.

Тормозные моменты по отношению к ПКП являются внеш-

ними. Пренебрегая потерями в ПКП (ошибка не превышает 3%), расчетный момент тормоза

$$M_{Tp} = M_{вщ} (u_p - 1) .$$

Данное выражение определяет расчетный момент тормоза на любой передаче в ПКП с учетом знака передаточного числа u_p .

В качестве примера в табл. 6 приведены результаты расчетов моментов на солнечных шестернях всех планетарных рядов выбранной нами ранее схемы ПКП (см. рис. 6), ее тормозов и блокировочного фрикциона ПКП при ее работе на всех передачах.

Расчеты планетарных рядов коробки передач необходимо выполнять по максимальным нагружающим моментам, величины которых приведены в табл. 6 в выделенных ячейках.

6. Нагрузки на элементы ПКП

Передача	Расчетный момент в долях от $M_{вщ}$								
	M_{T1}	M_{T2}	M_{T-1}	M_{T-2}	M_{Φ}	M_{a10}	M_{a3}	M_{a1}	M_{a11}
1	2,2	0	0	0	0	0	0	1	0
2	0	0,74	0	0	0	0	0	1	0,74
3	0	0	0	0	0,733	0	0	1	0,733
3X ₁	0	0	3,6	0	0	0	1	0	0
3X ₂	0	0	0	1,86	0	0,67	0,33	0	0

3. Построение схем планетарных коробок передач с использованием присоединяемых рядов

При синтезе схем ПКП кроме одновенцовых ТДМ смешанного зацепления шестерен (схема 1 в табл. 3) наиболее часто используют ТДМ внешнего (схема 3 в табл. 3) и смешанного (схема 4 в табл. 3) зацепления. Такие механизмы позволяют иметь малые значения характеристик k планетарного ряда ($1 \leq k < 1,5$) и их обычно komponуют с одновенцовыми ТДМ смешанного зацепления шестерен (схема 1 в табл. 3), образуя компактные структуры ПКП с присоединяемыми рядами.

Получаемые компактные структуры упрощают конструкцию ПКП, так как в двух рядом расположенных независимых ТДМ насчитывают лишь четыре центральных звена вместо шести: две солнечные шестерни, эпицикл и общее водило или два эпицикла, солнечную шестерню и общее водило.

Недостатком присоединяемых рядов, как было показано выше, является низкий КПД в относительном движении, что снижает общий КПД ПКП.

Однако присоединяемые ряды в настоящее время применяют в схемах ПКП, где они работают, как правило, на не основных мало используемых по времени передачах.

Условием присоединения (создания компактных структур ПКП) является совпадение индексов двух центральных звеньев, включая водило у основного и присоединяемого планетарных рядов.

Если у основного планетарного ряда совпадающий индекс кроме водила имеет солнечная шестерня, то присоединяемый ряд будет внешнего зацепления с двумя последовательно связанными сателлитами (схема 3 в табл. 3).

Если в основном ряде совпадающий индекс кроме водила имеет эпицикл, то присоединяемый ряд будет смешанного зацепления с двумя последовательно связанными сателлитами (схема 4 в табл. 3).

Построение структурных схем присоединяемых рядов. Общую методику построения структурных схем присоединяемых рядов внешнего зацепления рассмотрим на примере уравнения их кинематики:

$$n_{aM} + \kappa n_{aB} - (1 + \kappa) n_g = 0.$$

Кинематическая схема механизма (схема 3 в табл. 3), описываемого данным уравнением, заменяется структурной схемой (рис. 7,а), где водило с частотой вращения n_g изображается горизонтальной линией, малая солнечная шестерня с частотой вращения n_{aM} – нижней стрелкой, а большая солнечная шестерня с частотой вращения n_{aB} – верхней стрелкой. При одинаковых размерах солнечных шестерен верхняя стрелка обозначает одну из этих шестерен.

Присоединяемые ряды смешанного зацепления (схема 4 в табл. 3), согласно уравнению их кинематики, заменяются также структурной схемой (рис. 7,б). Здесь водило изображается горизонтальной линией, малая эпициклическая шестерня – нижней стрелкой, а большая эпициклическая шестерня – верхней стрелкой. При одинаковых размерах эпициклических шестерен нижняя стрелка обозначает одну из этих шестерен.

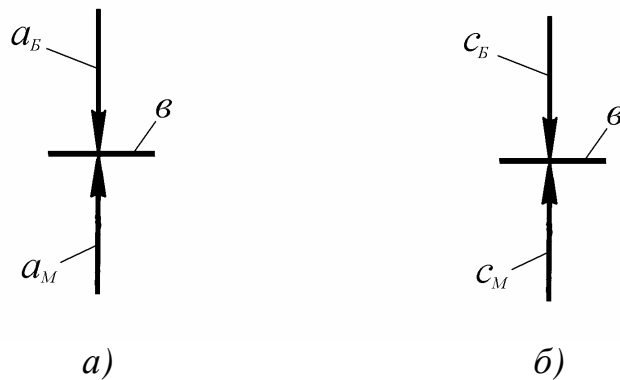


Рис. 7. Структурные схемы присоединяемых рядов:

a – внешнего зацепления; *б* – смешанного зацепления

Построение схем ПКП с использованием присоединяемых рядов.

Рассмотрим пример построения схемы ПКП, используя из табл. 4 уравнения 10, 7, 1 и 2 кинематики ТДМ. Здесь мы дополнительно к годному уравнению 10 и условно годным 7 и 1 добавили уравнение 2, которое ра-

нее нами было отбраковано по величине k характеристики планетарного ряда. Для уравнения 2 характеристика планетарного ряда $k = 1,35$. Ее величина может быть реализована в схеме ПКП путем использования присоединяемого ряда внешнего или смешанного зацепления (см. схемы 3 и 4 в табл. 3).

Структурная схема ПКП для группы уравнений **10. 7. 1. 2** представлена на рис. 8,а. На схеме у основного ряда 1 и присоединяемого 2 совпадают индексы у водила, а также солнечной шестерни основного ряда и индекс верхней стрелки для присоединяемого ряда.

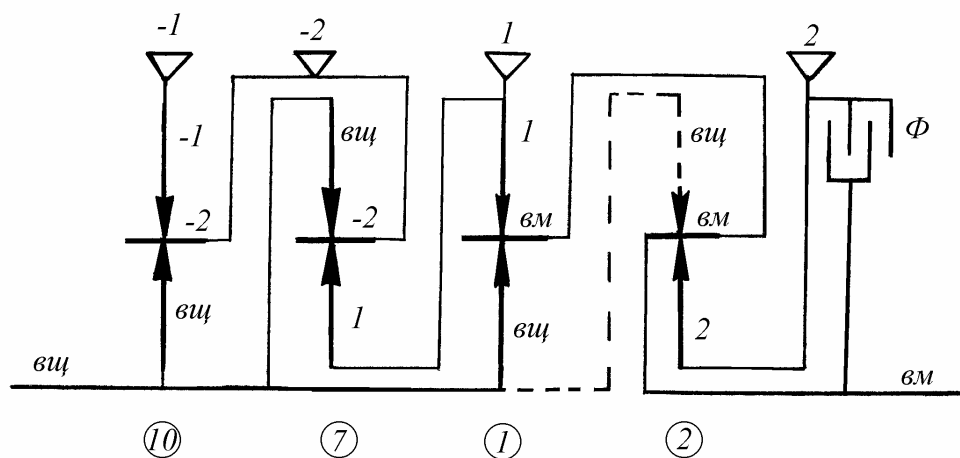
Тогда, согласно правилу, если у основного планетарного ряда совпадающий индекс кроме водила имеет солнечная шестерня, то присоединяемый ряд будет внешнего зацепления с двумя последовательно связанными сателлитами (схема 3 в табл. 3).

На структурной схеме ПКП большая солнечная шестерня присоединяемого ряда внешнего зацепления обозначена штриховой стрелкой, так как данная солнечная шестерня является общей для основного ряда 1 и присоединяемого 2, а связь между солнечными шестернями этих рядов обозначена штриховой линией. Это обозначение введено для удобства построения кинематической схемы ПКП, которая представлена на рис. 8,б. Здесь видно, что солнечная шестерня основного ряда 1 одновременно является большой солнечной шестерней присоединяемого ряда 2 внешнего зацепления.

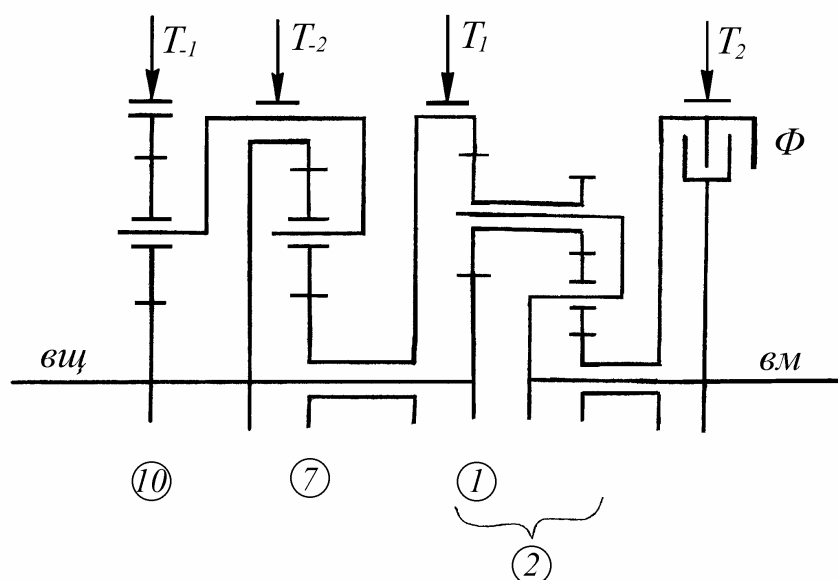
Таким образом, мы получили кинематическую схему ПКП с присоединенным рядом внешнего зацепления, обеспечивающую получение трех передач переднего хода и двух заднего. Здесь прямая передача обеспечивается включением блокировочного фрикциона Φ .

Рассмотрим пример построения схемы ПКП с присоединенным рядом смешанного зацепления, используя из табл. 4 уравнения 11, 1, 3 и 16 кинематики ТДМ. Здесь мы дополнительно к одному уравнению 3 и условно годным 11 и 1 добавили уравнение 16, которое ранее нами было отбраковано по величине k характеристики планетарного ряда. Для уравнения 16 характеристика планетарного ряда $k = 1,07$. Ее величина, как и в ранее рассмотренном примере, может быть реализована в схеме ПКП пу-

тем использования присоединяемого ряда внешнего или смешанного зацепления (см. схемы 3 и 4 в табл. 3).



а)



б)

Рис. 8. Схема ПКП с присоединенным рядом внешнего зацепления:

а – структурная; б – кинематическая

Структурная схема ПКП для группы уравнений **11. 1. 3. 16** представлена на рис. 9,а. На схеме у основного ряда 3 и присоединяемого 16 совпадают индексы у водила, а также эпицикла основного ряда и индекс нижней стрелки для присоединяемого ряда.

Тогда, согласно правилу, если у основного планетарного ряда совпадающий индекс кроме водила имеет эпицикл, то присоединяемый ряд бу-

дет смешанного зацепления с двумя последовательно связанными сателлитами. Следовательно, в рассматриваемом примере можно использовать присоединяемый ряд смешанного зацепления (схема 4 в табл. 3).

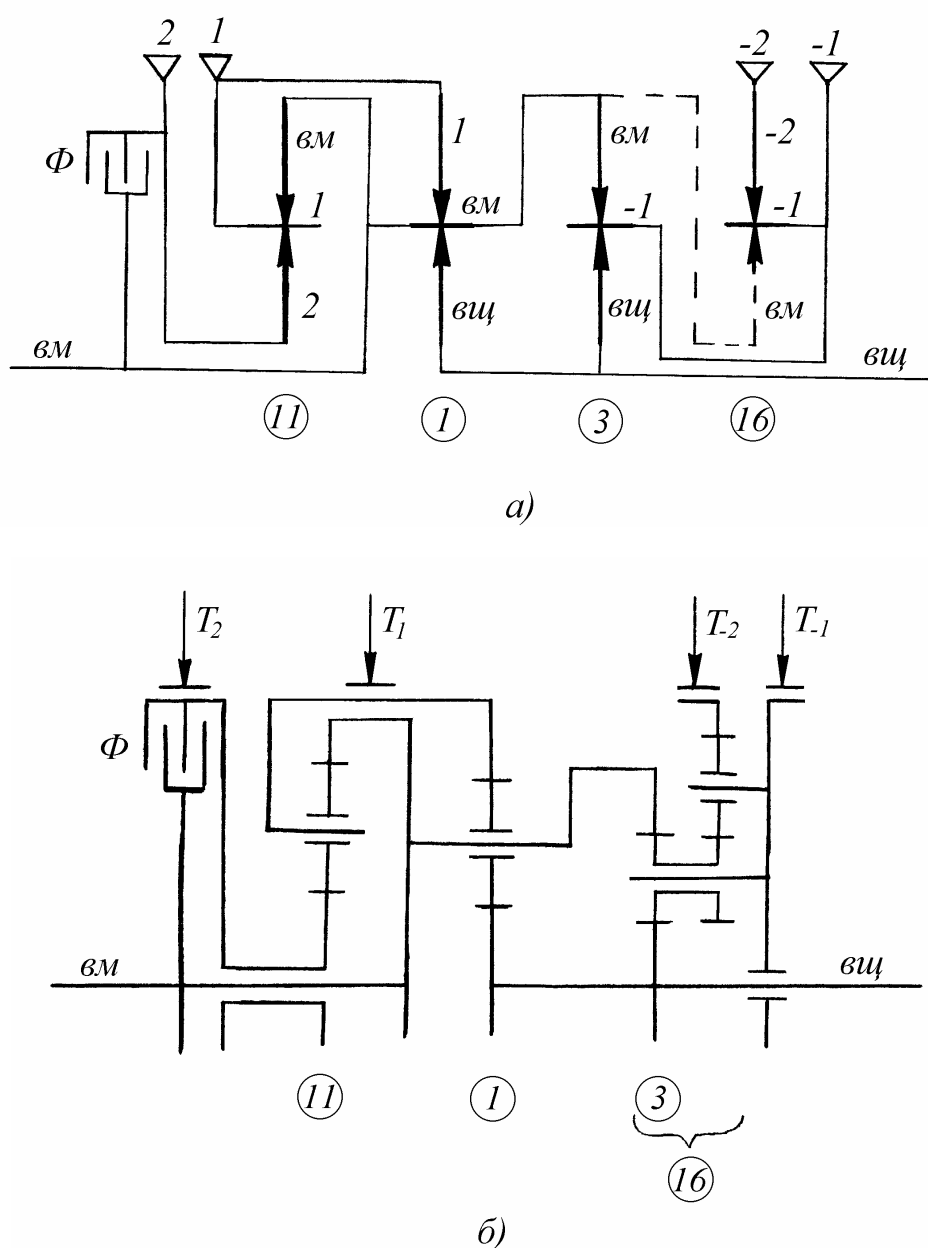


Рис. 9. Схема ПКП с присоединенным рядом смешанного зацепления:

а – структурная; б – кинематическая

На структурной схеме ПКП малый эпицикл присоединяемого ряда смешанного зацепления обозначен штриховой стрелкой, так как он является общим для основного ряда 3 и присоединяемого 16, а связь между эпициклами этих рядов обозначена штриховой линией. Это обозначение,

как и в ранее рассмотренном примере, введено для удобства построения кинематической схемы ПКП, которая представлена на рис. 9,б. Здесь видно, что эпицикл основного ряда $З$ одновременно является малым эпициклом присоединяемого ряда $1б$ смешанного зацепления.

Полученная схема ПКП с присоединенным рядом смешанного зацепления обеспечивает, как и в ранее рассмотренном примере, получение трех передач переднего хода и двух заднего.

Для принятия решения о выборе наиболее рациональной схемы ПКП необходимо выполнить все этапы ее синтеза.

4. Особенности конструирования и расчета планетарных передач

Применение в планетарных передачах нескольких параллельно работающих сателлитов уменьшает нагрузку на зубья шестерен, что позволяет уменьшить размеры передачи.

Теоретически при d сателлитах в ТДМ каждый из них передает $1/d$ часть нагрузки. Однако из-за неточностей изготовления (ошибок в окружном шаге, неравномерности в толщинах зубьев, ошибок в межосевом расстоянии и угловом размещении сателлитов, нарушения соосности центральных звеньев и других причин) добиться равномерного распределения нагрузки между сателлитами очень трудно.

Неравномерность распределения нагрузки между сателлитами учитывается при расчетах поправочным коэффициентом κ_c , представляющим собой отношение максимального момента $M_{B_{\max}}$ передаваемого сателлитом, к его теоретическому моменту M_B :

$$\kappa_c = \frac{M_{B_{\max}}}{M_B}.$$

В практике расчетов для удовлетворительно изготовленных планетарных передач при числе сателлитов $d = 2 - 5$ принимают $\kappa_c = 1,2 \dots 1,4$.

Таким образом, при расчете зубчатых колес ТДМ, расчетная нагрузка должна быть увеличена в κ_c раз.

Следовательно, неравномерность распределения нагрузки между сателлитами ТДМ вызывает увеличение массы и удорожание передачи. Поэтому при конструировании планетарных передач стремятся обеспечить возможно более равномерное распределение нагрузки между сателлитами. Достигается это комплексом конструктивных и технологических мероприятий, основными из которых являются:

- высокая точность производства;
- подбор зубчатых колес с одинаковыми зазорами в зацеплении;
- применение “плавающих” звеньев (как центральных, так и сателлитов);
- применение зубчатых колес с гибким ободом;

- применение упругой связи между венцами сателлита.

Точность изготовления планетарных передач должна возрастать с увеличением действующих нагрузок, окружных скоростей в зацеплении и числа сателлитов.

Качество зацепления увеличивают применением для изготовления зубчатых колес легированных сталей. При этом центральные зубчатые колеса изготавливают из более прочного материала, чем сателлиты, так как рабочие поверхности зубьев центральных зубчатых колес находятся в соприкосновении с зубьями нескольких сателлитов и больше времени работают под нагрузкой.

Водило при конструировании стремятся выполнить как можно более жестким и подвергают статической и динамической балансировке в сборе с сателлитами.

Венцы блока сателлитов выполняют из одной заготовки только в случае малого различия в их диаметрах или в случае, когда можно обойтись без шлифования поверхностей зубьев. Для обеспечения возможности шлифования поверхностей зубьев венцы блока сателлитов часто выполняют составными и соединяют между собой с помощью шлицов, штифтов, винтов, конусов или резьбы. При этом должна быть обеспечена надежная центровка венцов блока сателлита относительно друг друга, а для обеспечения их правильного расположения при сборке на торцы венцов наносят специальные метки.

Для каждой передачи подбирают свой комплект сателлитов с проверкой их по зазорам в зацеплении с эталонными центральными зубчатыми колесами. При этом сателлиты устанавливают так, чтобы зазоры в направлении передачи основной нагрузки были равны нулю.

Достичь полной равномерности распределения нагрузки между сателлитами только повышением точности производства, монтажа и подбором сателлитов не всегда возможно и экономически целесообразно. Поэтому в планетарных передачах для решения указанной задачи широко применяют “плавающие” центральные звенья, обеспечивающие достаточное радиальное перемещение центральных колес и водила, и тем самым равномерное распределение нагрузки между сателлитами. Это обеспечи-

вается соединением центральных зубчатых колес с валом или корпусом с помощью эвольвентных шлиц с зазором. При этом водило и сателлиты жестко располагаются на своих опорах относительно корпуса, а центральные колеса благодаря зазорам в шлицах могут самоустанавливаться (“плавать”) в радиальном направлении.

В других конструкциях планетарных передач центральные колеса и водило жестко центрируются относительно вала или корпуса, а сателлиты “плавают” относительно водила, так как устанавливаются со свободой перемещения в радиальном направлении, например, с помощью масло- и теплостойких вкладышей из эластичных материалов. В результате кроме обеспечения более равномерного распределения нагрузки между сателлитами существенно снижается шум при работе передачи.

Выравнивание нагрузок достигается установкой упругой связи между венцами блока сателлитов, которую иногда применяют в сочетании с гибкими ободами центральных колес. Упругая связь центральных колес с валами или корпусом также способствует выравниванию нагрузки между сателлитами и уменьшению динамических нагрузок на зубья.

Для исключения возникновения гидравлических ударов при работе в масле зубчатых колес с внутренним зацеплением в них выполняют дренажные отверстия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Красненьков В. И., Вашец А. Д.** Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1986. - 272 с.
2. **Расчет** и конструирование гусеничных машин/ Под ред. Н.А. Носова. - Л.: Машиностроение, 1972. - 425 с.
3. **Шарипов В. М.** Конструирование и расчет тракторов. - М: Машиностроение, 2009. - 752 с.
4. **Шарипов В.М., Крумбольдт Л.Н., Маринкин А.П.** Планетарные коробки передач. - Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. – 149 с.
5. **Шарипов В.М., Маринкин А.П.** Метод построения компактных кинематических схем планетарных коробок передач// Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», – М., МГТУ «МАМИ», № 2 (14), 2012. Т. 1. - С. 380-384.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Общие сведения о планетарных коробках передач	4
2. Синтез схем планетарных коробок передач с двумя степенями свободы	13
3. Построение схем планетарных коробок передач с использованием присоединяемых планетарных рядов	41
4. Особенности конструирования и расчета планетарных передач	47
Список литературы	50

Валерий Михайлович Шарипов, д.т.н., проф.;

Лель Николаевич Крумбольдт, к.т.н., проф.;

Анатолий Петрович Маринкин, к.т.н., проф.;

Наталья Николаевна Шарипова, к.т.н., доц.;

Александр Сергеевич Шевелев, доц.;

Юрий Сергеевич Щетинин, к.т.н., проф.

Учебное пособие для студентов, обучающихся по специальности «Автомобиле-
и тракторостроение».

Подписано в печать 25.03.13 г. Заказ 38-13

Тираж 50

Усл. п. л. 2,81

Уч.- изд. л. 3,23

Бумага типографская.

Формат 60x90/16