

УДК 629.11.012

АНАЛИЗ РАБОТЫ ЗУБЧАТЫХ МУФТ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В КАЧЕСТВЕ ЭЛЕМЕНТОВ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ZF 9HP

С. А. Харитонов, к. т. н. / Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана
 М. В. Нагайцев, к. т. н. / Университет машиностроения
 М. М. Нагайцев / ООО «КАТЕ»

В начале двухтысячных годов в области автоматических коробок передач легковых автомобилей произошёл существенный прорыв: появились кинематические схемы планетарных механизмов, позволяющие реализовывать от семи до девяти передач переднего хода. Связано это было в первую очередь с борьбой за снижение расхода топлива и количества выбросов вредных веществ в атмосферу. Увеличение количества передач позволяет, прежде всего, обеспечить работу двигателя внутреннего сгорания в достаточно узком диапазоне частот вращения, соответствующих минимальному расходу топлива.

Для снижения потерь мощности, которые возникают в выключенных фрикционных элементах, разработчики автоматических коробок передач постарались минимизировать количество таких фрикционных элементов. Эта задача решалась двумя путями.

Во-первых, было уменьшено общее количество фрикционных элементов управления. Так, если сравнивать трансмиссии, использовавшиеся в легковых автомобилях в конце девяностых годов прошлого века, с трансмиссиями, разработанными в начале двадцать первого века, то можно отметить сокращение количества фрикционных элементов при увеличении числа передач переднего хода (табл. 1).

Во-вторых, произошёл переход от кинематических схем, обладающих тремя степенями свободы, к четырёхступенным, которые позволяют снизить величину мощности, теряемой в свободно вращающихся фрикционных элементах управления, за счёт увеличения числа фрикционных элементов, находящихся во включённом состоянии. Так, для коробок передач, обладающих тремя степенями свободы, для получения жёсткой связи между ведущим и ведомым валами необходимо включить два элемента управления, в то время как для четырёхступенных коробок передач для этого необходимо воздействовать на один элемент управления больше.

Следующим шагом в направлении снижения потерь мощности во фрикционных элементах управления был переход к использованию в качестве элементов управления зубчатых муфт. Первой, и пока единственной,

кто использовал в планетарных коробках передач зубчатые муфты в качестве элементов управления, была немецкая фирма ZF.

В девятискоростной коробке передач ZF 9HP были использованы две зубчатые муфты (рис. 1). Одна (F) используется в качестве тормоза, позволяя замыкать звено на картер коробки передач. Вторая зубчатая муфта (A) используется в качестве блокировочной муфты, которая может жёстко соединять ведущее звено коробки передач 0 со звеном 6 (рис. 1) [1].

Помимо двух зубчатых муфт, в коробке передач ZF 9HP используются две дисковые блокировочные

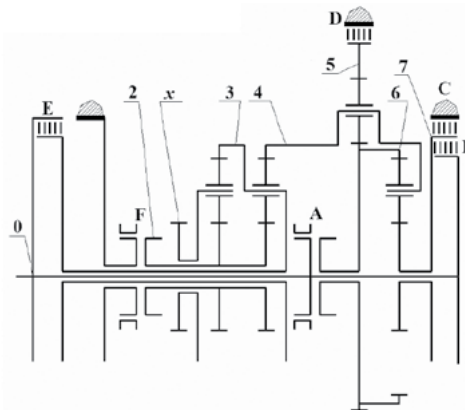
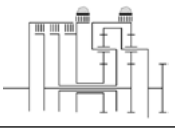
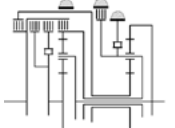
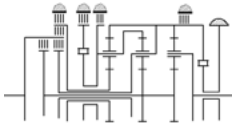
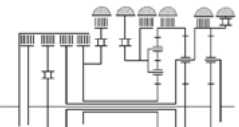
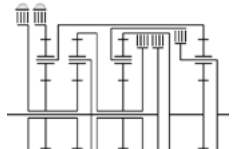
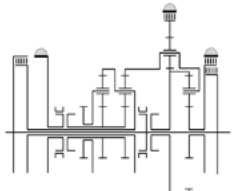
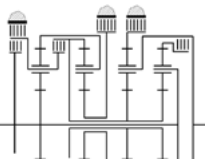


Рисунок 1. Кинематическая схема автоматических коробок передач ZF 9HP

Таблица 1

Трансмиссия	Кинематическая схема	Число планетарных рядов	Число передач переднего хода	Число фрикционных элементов управления	Число степеней свободы	Число выключенных элементов управления
Chrysler 41TE		2	4	5	3	3
GM 4L60E		2	4	6	3	4
ZF 5HP30		3	5	7	3	5
AW 6AT		3	6	8	3	6
ZF 8HP		4	8	5	4	2
ZF 9HP		4	9	3	4	3
Mercedes 9G-Tronic		3	9	6	4	3

муфты (B и E), два дисковых тормоза (C и D) и четыре планетарных ряда. Структура планетарных рядов, их конструктивные параметры и структура блокировочных муфт представлены в табл. 2.

В теории анализа и синтеза планетарных механизмов принято обозначать любой планетарный ряд тремя идущими подряд символами [2]. При этом на первом месте должен стоять символ звена, входящего в планетарный ряд в качестве малого центрального колеса (МЦК). Далее должен идти символ звена, являющегося водилом. И на третьей позиции — символ звена, которое входит в планетарный ряд в качестве большого центрального колеса (БЦК).

Таблица 2. Структура планетарных рядов и блокировочных муфт ZF 9HP

Планетарный ряд	Внутреннее передаточное отношение, определённое при остановленном водиле	Блокировочные муфты	Соединяемые звенья
ПР1 (2x3)	-2,63	A	0 и 6
ПР2 (234)	-2,63	B	0 и 7
ПР3 (645)	-1,47	E	0 и 3
ПР4 (746)	-2,03	—	—

Таблица 2. Передаточные отношения и знаменатель геометрической прогрессии коробки передач ZF 9HP

Передача	1	2	3	4	5	6	7	8	9	3X
i_{0x}	4,70	2,84	1,90	1,38	1,00	0,80	0,70	0,58	0,48	-3,80
q	—	1,655	1,495	1,377	1,380	1,250	1,143	1,207	1,208	—

Таблица 4. Схема включения элементов управления автоматической коробки передач ZF 9HP

Элементы управления		Блокировочные муфты			Тормоза		
Тип фрикционного элемента		Зубчатая муфта	Дисковая муфта	Дисковая муфта	Дисковый тормоз	Дисковый тормоз	Зубчатая муфта
Передача	Передаточное отношение i_{0x}	A (11)	B (10)	E (9)	C (7)	D (5)	F (2)
1	4,70	X				X	X
2	2,84	X			X		X
3	1,90	X	X				X
4	1,38	X		X			X
5	1,00	X	X	X			
6	0,80	X		X	X		
7	0,70	X		X		X	
8	0,58			X	X	X	
9	0,48		X	X		X	
3X	-3,80		X			X	X

Следует отметить, что обе зубчатые муфты используются в коробке передач ZF 9HP без синхронизаторов, поэтому представляет интерес провести анализ работы этих двух муфт при переключении передач. Для этого воспользуемся уравнениями кинематических связей звеньев, составляющих планетарные ряды [2]:

$$\text{ПР1 (2x3)} \rightarrow (1 - i_{23})\omega_x = \omega_2 - i_{23}\omega_3; \quad (1)$$

$$\text{ПР2 (234)} \rightarrow (1 - i_{24})\omega_3 = \omega_2 - i_{24}\omega_4; \quad (2)$$

$$\text{ПР3 (645)} \rightarrow (1 - i_{65})\omega_4 = \omega_6 - i_{65}\omega_5; \quad (3)$$

$$\text{ПР4 (746)} \rightarrow (1 - i_{76})\omega_4 = \omega_7 - i_{76}\omega_6; \quad (4)$$

где $\omega_0, \omega_1, \dots, \omega_x$ — угловые скорости соответствующих звеньев кинематической схемы; $i_{23}, i_{24}, i_{65}, i_{76}$ — внутренние передаточные отношения соответствующих планетарных рядов, определённые при условии остановки вала планетарного ряда.

Поскольку в кинематической схеме коробки передач ZF 9HP используются планетарные ряды только второго класса, то все внутренние передаточные отношения ($i_{23}, i_{24}, i_{65}, i_{76}$) отрицательны.

В табл. 3 представлены передаточные отношения коробки передач и знаменатель геометрической прогрессии q .

В табл. 4 представлены схема включения элементов управления и передаточные отношения коробки передач ZF 9HP [1].

Для оценки частот вращения как звеньев, так и сателлитов, а также моментов, воспринимаемых элементами управления, в теории анализа и синтеза планетарных механизмов [2] используются их относительные величины. Причём за единицу измерения относительных

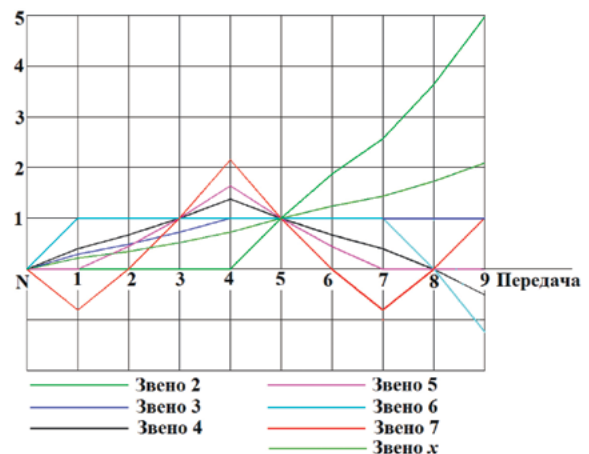


Рисунок 2. Изменение угловых скоростей звеньев в зависимости от номера передачи коробки ZF 9HP

частот вращения звеньев и сателлитов принимается частота вращения ведущего вала коробки передач, а для моментов, нагружающих элементы управления, — момент на ведущем звене. Таким образом, относительная частота вращения ведущего звена и относительный момент на этом звене всегда равны 1.

На первом этапе исследования определим значения угловых скоростей всех звеньев планетарного механизма на всех передачах. Для этого используем уравнения кинематических связей звеньев планетарных механизмов (1) — (4) и схему включения элементов управления на передачах. Результаты расчётов представлены в табл. 4, а их графическое отображение — на рис. 2.

Рассмотрим работу блокировочной зубчатой муфты А, которая используется для получения жёсткой связи между ведущим и ведомым звеньями с первой по седьмую передачу. При разгоне автомобиля включение муфты осуществляется при неподвижном автомобиле, что не должно вызывать каких-либо проблем.

Наибольший интерес представляет анализ процесса синхронизации этой муфты во время понижающего переключения с восьмой передачи на седьмую. Для этого рассмотрим изменение угловых скоростей звеньев, соединяемых этой муфтой, то есть ведущего звена 0 и звена 6.

На восьмой передаче включены тормоза звеньев 9 (Е), 7 (С) и 5 (D) (табл. 3), что означает равенство нулю угловых скоростей этих трёх звеньев. Для осуществления понижающего переключения с восьмой передачи на седьмую необходимо в соответствии с табл. 3 выключить тормоз С и включить зубчатую муфту А. Безударное включение этой муфты возможно только при полной синхронизации частот вращения ведущего звена 0 и звена 6.

Следует отметить, что на восьмой передаче угловая скорость звена 6 равна нулю (см. рис. 2). Отсюда следует, что для синхронизации блокировочной муфты А необходимо увеличить угловую скорость шестого звена до значения угловой скорости ведущего звена 0. Рассмотрим, каким способом это возможно осуществить.

Звено 6 входит в состав двух планетарных рядов — 645 и 746. Причём на восьмой передаче оба этих планетарных ряда задействованы в передаче мощности от ведущего звена 0 к ведомому звену х. Выключение тормоза звена 7 (С) и выключенное состояние блокировочной муфты В приводят к тому, что планетарный ряд 746 перестаёт участвовать в формировании передаточного отношения коробки передач и не может воздействовать на процесс изменения угловой скорости шестого звена. Таким образом, изменение угловой скорости звена 6 возможно лишь за счёт третьего планетарного ряда 645, куда это звено входит в качестве малого центрального колеса (МЦК).

При условии включённого состояния тормоза пятого звена (D) уравнение кинематической связи третьего планетарного ряда 645 (3) преобразуется к виду

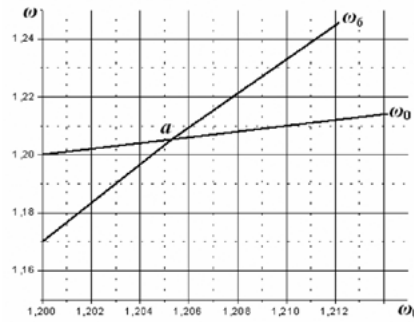


Рисунок 3. Графическое решение уравнения (6)

$$\omega_6 = (1 - i_{65})\omega_4 \tag{5}$$

Изменение угловой скорости звена 4 может осуществляться только за счёт изменения частот вращения двух звеньев: ведущего звена 0 или ведомого звена х. Поскольку процесс переключения передач весьма кратковременен, то можно считать скорость автомобиля, а следовательно и частоту вращения ведомого вала коробки передач, в процессе переключения величинами постоянными, то есть $\omega_x = 1,725 = const$ (табл. 4).

Таким образом, единственным фактором, с помощью которого возможно влиять на изменение угловой скорости четвертого звена и, следовательно, на частоту вращения звена 6, является угловая скорость ведомого звена ω_0 .

Найдём зависимость $\omega_4 = f(\omega_0)$. Для этого вычтем из уравнения (1) уравнение (2):

$$(1 - i_{23})\omega_x - (1 - i_{24})\omega_0 = -i_{23}\omega_0 + i_{24}\omega_4$$

Откуда

$$\begin{aligned} \omega_4 &= ((1 - i_{23}) / i_{24}) \omega_x - ((1 - i_{24} - i_{23}) / i_{24}) \omega_0 \\ \text{и } \omega_6 &= ((1 - i_{65})(1 - i_{23}) / i_{24}) \omega_x - \\ &- ((1 - i_{65})(1 - i_{24} - i_{23}) / i_{24}) \omega_0. \end{aligned} \tag{6}$$

Решение полученного уравнения позволяет определить значение угловой скорости ведущего звена, при которой выполнялось бы равенство $\omega_6 = \omega_0$.

Для наглядности это уравнение можно решить графически (рис. 3). Точка пересечения прямых ω_6 и ω_0 (а) и определяет значение угловой скорости ведущего звена, при котором она синхронизируется с угловой скоростью шестого звена.

Точное решение уравнения (6) показывает, что для полной синхронизации частота вращения ве-

Таблица 4. Относительные угловые скорости звеньев коробки передач ZF 9HP

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	3X
Звено 0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Звено 2	0,0	0,0	0,0	0,0	1,00	1,868	2,564	3,630	4,960	0,0
Звено 3	0,294	0,485	0,725	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	-0,37
Звено 4	0,405	0,670	1,00	1,380	1,00	0,445	0,0	0,0	0,0	0,0
Звено 5	0,0	0,445	1,00	1,639	1,00	0,445	0,0	0,0	0,0	0,0
Звено 6	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,0	-1,25	-1,25
Звено 7	-0,80	0,0	1,00	2,152	1,00	0,0	-0,80	0,0	1,00	1,00
Звено х	0,213	0,352	0,525	0,725	1,00	1,239	1,431	1,725	2,091	-0,27

дущего звена должна увеличиться в 1,205 раза по сравнению с её угловой скоростью на восьмой передаче. Другими словами, для синхронизации зубчатой муфты *A* при переключении с восьмой передачи на седьмую необходимо увеличить частоту вращения двигателя в 1,205 раза. Следует отметить, что эта величина полностью совпадает со значением знаменателя геометрической прогрессии между восьмой и седьмой передачами (табл. 2). Таким образом, помимо синхронизации частоты вращения звеньев, соединяемых зубчатой муфтой *A*, происходит и синхронизация угловых скоростей ведущего и ведомого звеньев, что должно обеспечить комфортное переключение с восьмой на седьмую передачу.

Тормоз *F* задействован с первой по четвертую передачу. При разгоне включение тормоза осуществляется при неподвижном автомобиле, что также не должно вызывать каких-либо проблем, поэтому проведём анализ работы этого тормоза во время понижающего переключения с пятой передачи на четвертую.

На пятой передаче включены блокировочная муфта *A*, соединяющая ведущее звено 0 со звеном 6, блокировочная муфта *B*, соединяющая ведущее звено 0 со звеном 7, и блокировочная муфта *E*, соединяющая ведущее звено 0 со звеном 3 (табл. 2).

Коробка передач ZF 9HP обладает четырьмя степенями свободы, и в ней включены три блокировочные муфты, что соответствует режиму её полной блокировки, то есть угловые скорости всех её звеньев равны угловой скорости ведущего звена 0:

$$\omega_2 = \omega_3 = \omega_4 = \omega_5 = \omega_6 = \omega_7 = \omega_x = \omega_3 = \omega_0 = 1.$$

Для переключения с пятой передачи на четвертую выключается блокировочная муфта *B* и включается тормоз второго звена *F*. Определим, каким образом будет изменяться угловая скорость звена 2 в случае выключения блокировочной муфты *B*. Поскольку элемент управления является тормозом, то для синхронизации муфты *F* необходимо, чтобы угловая скорость звена 2 при переключении с пятой передачи на четвертую стремилась к нулевому значению.

Закон изменения угловой скорости второго звена можно определить, используя для этого уравнение кинематической связи первого планетарного ряда 2х3 (1):

$$\omega_2 = (1 - i_{23})\omega_x + i_{23}\omega_3. \quad (7)$$

Поскольку на пятой и четвертой передачах блокировочная муфта *E*, жёстко соединяющая ведущее звено 0 со звеном 3, постоянно включена, то $\omega_3 = \omega_0$. Кроме того, как уже отмечалось ранее, процесс переключения передач происходит за весьма краткий промежуток времени, что позволяет считать скорость автомобиля, а следовательно и частоту вращения ведомого вала коробки передач ω_x , в процессе переключения постоянными величинами, то есть $\omega_x = 1,0 = const$ (табл. 4).

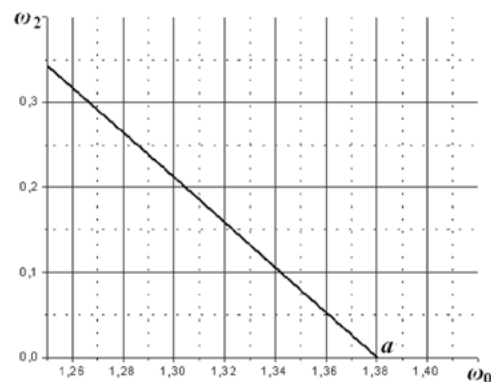


Рисунок 4

Таким образом, уравнение (6) можно преобразовать к виду

$$\omega_2 = (1 - i_{23})\omega_x + i_{23}\omega_0.$$

На рис. 4 показана зависимость изменения угловой скорости второго звена ω_2 от угловой скорости ведущего звена 0. Как видно из графика, для снижения угловой скорости второго звена до нулевого значения необходимо увеличить частоту вращения ведущего звена 0 в 1,38 раза по сравнению с его частотой на пятой передаче. Это значение полностью соответствует величине знаменателя геометрической прогрессии между четвертой и пятой передачами (табл. 2), что говорит и о полной синхронизации частот вращения ведущего и ведомого звеньев.

Таким образом, можно констатировать два следующих фактора:

- переключение передач с использованием зубчатых муфт обязательно должно происходить с разрывом потока мощности;
- для синхронизации зубчатых блокировочной муфты *A* и тормоза *F* при понижающих переключениях необходимо увеличивать частоту вращения двигателя на величину, равную знаменателю геометрической прогрессии между двумя смежными передачами, между которыми это переключение происходит.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. World's First 9-Speed Automatic Transmission [Электронный ресурс]. URL: http://www.zf.com/corporate/en/products/innovations/9hp_automatic_transmission/9hp_automatic_transmission.html (дата обращения: 28.01.2016).
2. Красеньков В. И., Вашец А. Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. — М.: Машиностроение, 1986. — 273 с.