

05.05.03

П701

На правах рукописи

Прасолов Николай Сергеевич

**ОБОСНОВАНИЕ РЕЖИМОВ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ
В АВТОМОБИЛЬНОЙ КОРОБКЕ ПЕРЕДАЧ
С ИЗМЕНЯЕМЫМ МЕЖОСЕВЫМ РАССТОЯНИЕМ
ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ**

Специальность 05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск – 2004

Диссертация выполнена на кафедре «Автомобили» Южно-Уральского государственного университета.

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор Драгунов Г.Д.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Пожбелко В.И.
кандидат технических наук, доцент Андреев В.Е.

Ведущее предприятие – ОАО Ульяновский автомобильный завод.

Защита состоится «13» октября 2004 г. в 15⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, зал диссертационного совета (10 этаж гл. корп.).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета.

Отзыв в двух экземплярах с подписью, заверенной печатью, просим направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан « » сентября 2004 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
доктор технических наук,
профессор



В.М. Бунов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Совершенствование механических ступенчатых коробок передач и систем управления ими позволяет достичь повышения средней скорости и безопасности движения, снижения утомляемости водителя, сокращения времени переключения передач. Переключение с минимальным разрывом или без разрыва силовой цепи позволяет улучшить динамику разгона и положительно сказывается на проходимости. Как правило, этому способствует система автоматизированного или автоматического управления трансмиссией и доля таких автомобилей постоянно увеличивается.

Конструкция коробки передач с изменяемым межосевым расстоянием (далее экспериментальная коробка передач – ЭКП) представляется достаточно перспективной для применения ее в трансмиссии автомобиля прежде всего повышенной проходимости. Переключение передач в ЭКП происходит без синхронизаторов за малый промежуток времени, трансмиссия обладает высоким КПД, имеется возможность использовать для управления переключением (переключение на повышенную $n \rightarrow n+1$ либо пониженную $n \rightarrow n-1$ передачу) величину и направление крутящего момента двигателя.

Переключение передач в ЭКП возможно без выключения сцепления – при расстопоренном водиле за счет внутренних силовых факторов. При создании системы переключения (в том числе автоматизированного) может отсутствовать ряд исполнительных элементов, необходимых для осуществления данного процесса в ступенчатой вальной коробке передач. При заданном сопротивлении движению требуется изменение величины или направления крутящего момента двигателя (от этого зависит время и сама возможность переключения). Тем самым, должен быть обоснованный выбор силовых и кинематических параметров движения, характеризующих режим переключения (крутящий момент двигателя, скорость перед переключением). Выбор режимов переключения должен обеспечивать снижение динамической нагруженности трансмиссии. Недостаточная исследованность работы трансмиссии с ЭКП на режиме переключения не позволяет реализовать преимущества, обусловленные предлагаемой кинематической схемой, что и предопределило выбор темы настоящего исследования.

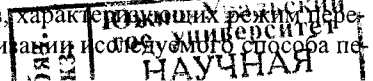
Целью работы является обоснование режимов переключения в коробке передач с изменяемым межосевым расстоянием в условиях применения данной коробки передач в трансмиссии автомобиля повышенной проходимости.

Объектом исследования является моторно-трансмиссионная установка легкового автомобиля (УАЗ 31512) с установленной ЭКП.

Предмет исследования – способ и режимы переключения передач в ЭКП с помощью внутренних силовых факторов, вызванных условиями движения автомобиля и режимом работы двигателя.

Задачи исследования. Для достижения поставленной цели исследования сформулированы и решены следующие задачи:

1) Разработка математической модели моторно-трансмиссионной установки автомобиля с ЭКП для исследования параметров, характеризующих режим переключения. Рассмотрение возможных путей реализации и выбора лучшего способа пе-



реключения передач: переключение при расстопоренном водиле, ручное переключение, силовое (принудительное) переключение;

2) Разработка и изготовление действующего макета ЭКП, установка его на автомобиль УАЗ 31512, разработка системы переключения передач. Проведение испытаний (переключение как с низшей на высшую ($n \rightarrow n+1$) так и с высшей на низшую ($n \rightarrow n-1$) передачи) при различных кинематических и силовых параметрах движения, характеризующих режим переключения. Испытание автомобиля УАЗ 31512 с серийной коробкой передач на предмет оценки дополнительной динамической нагруженности на режимах переключения.

3) Экспериментальная проверка адекватности математической модели, описывающей процесс переключения в ЭКП.

Методологической основой работы являются исследования, базирующиеся на основных положениях теории автомобиля, теории механизмов и машин, дифференциальном и интегральном исчислении, математическом моделировании, электрическом измерении неэлектрических величин.

Научная новизна работы.

1) Разработана математическая модель моторно-трансмиссионной установки автомобиля с коробкой передач с изменяемым межосевым расстоянием зубчатых зацеплений, адекватно описывающая работу трансмиссии на режиме переключения передач и позволяющая производить обоснование и выбор режимов переключения.

2) Установлены силовые, кинематические параметры и условия режимов переключения, характеризующие связь между крутящим моментом двигателя и моментом от сил сопротивления, действующих на автомобиль, для осуществления процесса переключения в необходимом направлении: $n \rightarrow n+1$ или $n \rightarrow n-1$.

Практическая ценность работы. Разработанные кинематические и силовые зависимости, методика задания и расчета параметров, условия для переключения, варианты конструктивного исполнения, рекомендации по организации переключения могут использоваться при проектировании и совершенствовании коробок передач, использующих данный способ переключения, проектировании систем управления и применяться при рассмотрении новых областей применения коробок передач подобного принципа действия.

Апробация работы и внедрение результатов. Основные положения диссертации были доложены и обсуждены на ежегодных научно-технических конференциях Южно-Уральского государственного университета в период 2000 – 2004 гг. и Всероссийской научно-технической конференции «Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин» г. Курган, 2003 г. Представлены на 23-м семинаре по науке и технологиям «Механика и процессы управления» г. Миасс, 2003 г. Автомобиль УАЗ 31512 с установленным действующим макетом ЭКП демонстрировался на выставке, посвященной 60-летию ЮУрГУ, 2003 г. Диссертационная работа была заслушана на техническом совещании в Управлении главного конструктора ОАО Ульяновский автомобильный завод, 2004 г.

Результаты выполненной работы используются при проектировании раздаточной коробки подобного типа для автомобиля Урал 4320 на ОАО «Автомо-

бильный завод «Урал», проектировании и изготовлении опытной партии автоматизированных пятиступенчатых коробок передач для автомобиля УАЗ 31512 на ОАО «Уральский машиностроительный завод».

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в пяти печатных работах.

Структура и объем работы. Работа состоит из введения, четырех глав, заключения, выводов, и содержит 120 страниц машинописного текста, включающего 35 иллюстраций, 6 таблиц, список литературы из 56 наименований.

На защиту выносятся: кинематические и силовые зависимости в ЭКП, математическая модель для исследования процесса переключения в ЭКП, условия для протекания переключения под действием внутренних силовых факторов в необходимом направлении, результаты исследований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы, дается общая характеристика и кратко рассматривается содержание работы.

В первой главе рассмотрены направления совершенствования процесса переключения в автомобильных механических ступенчатых коробках передач. Одним из направлений является автоматизация процесса переключения. Другое направление связано с созданием конструкций коробок передач без разрыва или с минимальным разрывом потока мощности, что имеет значение прежде всего для автомобилей спортивного назначения и повышенной проходимости. Как правило, целью автоматизации является сокращение времени разрыва потока мощности. Рассмотрены достоинства и недостатки конструкций коробок передач, применяемых в трансмиссиях автомобилей. В нашей стране работам по созданию автоматизированных механических ступенчатых трансмиссий для транспортных машин уделяется большое внимание. Широко известны разработки, выполненные в НАМИ по следующим направлениям: автоматизация управления сцеплением легковых, грузовых автомобилей и автобусов, автоматизированные механические ступенчатые трансмиссии, электронные системы автоматизированного и автоматического управления агрегатами трансмиссии. Подобной тематикой занимаются в НИЦ ПММ НАН республики Беларусь, Белорусской государственной политехнической академии, на ОАО «ИЖАвто» – преселекторное переключение в трансмиссии легкового автомобиля и т.д.

Режим переключения – один из режимов работы трансмиссии наряду с движением на передаче, троганием с места. При анализе работы трансмиссии, оснащенной ЭКП на режиме переключения передач были задействованы широко известные труды следующих авторов: Гришкевич А.И., Цитович И.С., Альгин В.Б., Павловский В.Я., Поддубко С.Н., Островерхов Н.Л., Русецкий И.К., Бойко Л.И., Руктешель О.С., Тарасик В.П., Каноник И.В., Вавуло В.А. и др.

В диссертационной работе Гонгарева Е.П. «Обоснование кинематической схемы, параметров и режимов переключения коробки передач мотоблока с изменяемым межцентровым расстоянием» предложены зависимости, определяющие основные параметры для расчета кинематической схемы: передаточные отноше-

реализуется при блокировании между собой входного и выходного валов. Шестерни 18,19,20 предназначены для обеспечения соосности входного и выходного валов.

Связь между крутящими моментами на промежуточном валу M_1 , выходном валу M_3 , водиле M_5 из рассмотрения равновесия паразитной шестерни при включенной некоторой передаче выглядит следующим образом:

$$M_3 = M_1 \cdot a, \quad M_5 = M_1 \cdot (1+b), \quad (1)$$

где a – отношение чисел зубьев шестерен выходного и промежуточного валов;

b – отношение числа зубьев воображаемого эпицикла как в планетарном механизме с плоским одновенцовым сателлитом, если представить, что он проходит через точку контакта паразитной шестерни и шестерни выходного вала к числу зубьев шестерни промежуточного вала.

С учетом того, что окружная скорость в точке контакта паразитной шестерни с шестерней выходного вала и воображаемым эпициклом одинакова, используя основное уравнение кинематики планетарного механизма связь между угловыми скоростями промежуточного ω_1 , выходного ω_3 валов и водила ω_5 :

$$(1+b) \cdot \omega_5 = \omega_1 + a \cdot \omega_3. \quad (2)$$

Выражением (2) можно пользоваться для установления связи между звеньями механизма до тех пор, пока паразитная шестерня и шестерня выходного вала находятся в зацеплении.

Динамическая схема трансмиссии автомобиля представлена на рис. 2.

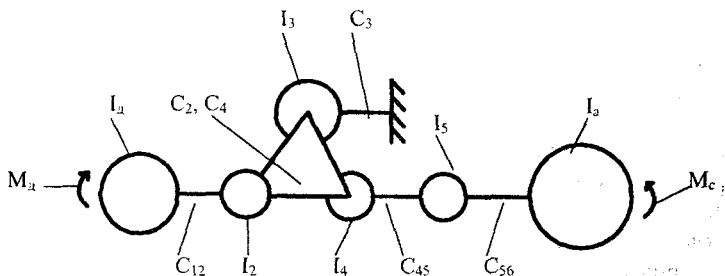


Рис. 2. Динамическая схема трансмиссии: I_d – момент инерции двигателя; I_2 – момент инерции первичного вала и шестерен привода; I_3 – момент инерции водила; I_4 – момент инерции главной передачи и дифференциала; I_5 – момент инерции колес; I_a – момент инерции автомобиля; C_{12} – жесткость первичного вала; C_2 – жесткость промежуточного вала; C_3 – жесткость водила; C_4 – жесткость карданной передачи; C_{45} – жесткость двух полуосей; C_{56} – жесткость двух шин; M_d – крутящий момент двигателя; M_c – момент от внешних сил, действующих на автомобиль.

Анализ процесса переключения показал, что он может быть представлен состоящим из трех этапов: 1-й этап начинается в момент расцепления водила и заканчивается в момент выхода паразитной шестерни выключаемой передачи из зацепления с выходным валом; 2-й этап начинается в момент входа в зацепление с

выходным валом паразитной шестерни включаемой передачи и заканчивается в момент стопорения водила – начинается 3-й этап. Для изготовленного действующего макета ЭКП при переключении 1→2 1-й и 2-й этапы процесса переключения соответствуют углу поворота водила 0,35 и 0,31 рад. Система уравнений математической модели для 1-го и 2-го этапов процесса переключения с параметрами динамической схемы, приведенными к коленчатому валу двигателя (обозначения параметров см. рис. 2, φ_1 – угловое перемещение соответствующей маховой массы I;

$$\begin{aligned}
 I_d \ddot{\varphi}_d + C_{12}(\varphi_d - \varphi_2) - M_d &= 0; \\
 I_2 \ddot{\varphi}_2 + \frac{(\varphi_2 + a \cdot \varphi_4 - (1+b) \cdot \varphi_3) \cdot C_2 \cdot C_4}{C_4 + a^2 \cdot C_2} &= C_{12}(\varphi_d - \varphi_2); \\
 I_3 \ddot{\varphi}_3 - \frac{(\varphi_2 + a \cdot \varphi_4 - (1+b) \cdot \varphi_3) \cdot C_2 \cdot C_4}{C_4 + a^2 \cdot C_2} &= 0; \\
 I_4 \ddot{\varphi}_4 + \frac{(\varphi_2 + a \cdot \varphi_4 - (1+b) \cdot \varphi_3) \cdot C_2 \cdot C_4}{C_4 + a^2 \cdot C_2} &= C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5); \\
 I_5 \ddot{\varphi}_5 - C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) + C_{56}(\varphi_5 - \varphi_a) &= 0; \\
 I_a \ddot{\varphi}_a - C_{56}(\varphi_5 - \varphi_a) + M_c &= 0.
 \end{aligned} \tag{3}$$

На 3-м этапе в третье уравнение, описывающее поведение водила, добавляется величина $C_3 \cdot \varphi_3$, характеризующая реактивное звено.

При составлении математической модели были приняты допущения:

- в процессе переключения передаточное отношение не зависит от межосевого расстояния зубчатых зацеплений;
- ступенчатый переход с одного передаточного отношения на другое;
- диссипативные силы не учитываются;
- не учитывается перекрытие передач (в выполненном действующем макете ЭКП угол перекрытия силовых модулей составляет 2 град);
- в процессе переключения не происходит пробуксовки муфты сцепления и ведущих колес с опорной поверхностью.

Рассматривается переключение передач без выключения сцепления (переключение при расстопоренном водиле), в ЭКП включена n-я передача. При работе двигателя в тяговом режиме считаем $M_d > 0$, в тормозном – $M_d < 0$. Момент от внешних сил M_c в общем случае может способствовать как торможению машины ($M_c > 0$) так и разгону ($M_c < 0$). В результате анализа было установлено, что возможны шесть комбинаций по величине и направлению крутящего момента двигателя M_d и момента от внешних сил M_c (рис. 3) – дан вид со стороны выходного вала ЭКП на шестерни, находящиеся в зацеплении. Положение шестерен соответствует моменту расстопорения водила – началу 1-го этапа процесса переключения – рычаг водила 15 (см. рис. 1) выведен из паза фиксирующего механизма.

В случае, если двигатель работает в тяговом режиме, а момент от внешних сил разгоняет автомобиль (рис. 3,а) и выполняется условие:

$$\frac{M_d}{I_d} > \frac{M_c}{I_a}, \quad (4)$$

то водило начнет поворачиваться в сторону включения повышенной передачи под действием сил F в зацеплениях. Угловая скорость промежуточного вала (окружная скорость V_{II} в точке контакта шестерни промежуточного вала и паразитной шестерни) растет быстрее угловой скорости выходного вала (окружной скорости V_a в точке контакта шестерни выходного вала и паразитной шестерни), что и определяет направление V_o – окружной скорости оси паразитной шестерни, принадлежащей водилу. При зафиксированном водиле рычаг прижат к левой стенке фиксирующего механизма.

При тех же самых направлениях M_d и M_c (рис. 3,б), но при выполнении условия:

$$\frac{M_d}{I_d} < \frac{M_c}{I_a}, \quad (5)$$

силы в зацеплении паразитной шестерни с шестернями на промежуточном и выходном валах поворачивают водило по часовой стрелке в сторону включения пониженной передачи. При зафиксированном водиле рычаг прижат к правой стенке фиксирующего механизма.

В комбинации $M_d > 0$, $M_c > 0$ (рис. 3,в) при любом соотношении M_d/I_d и M_c/I_a водило стремится повернуться в сторону включения $n+1$ передачи и т.д.

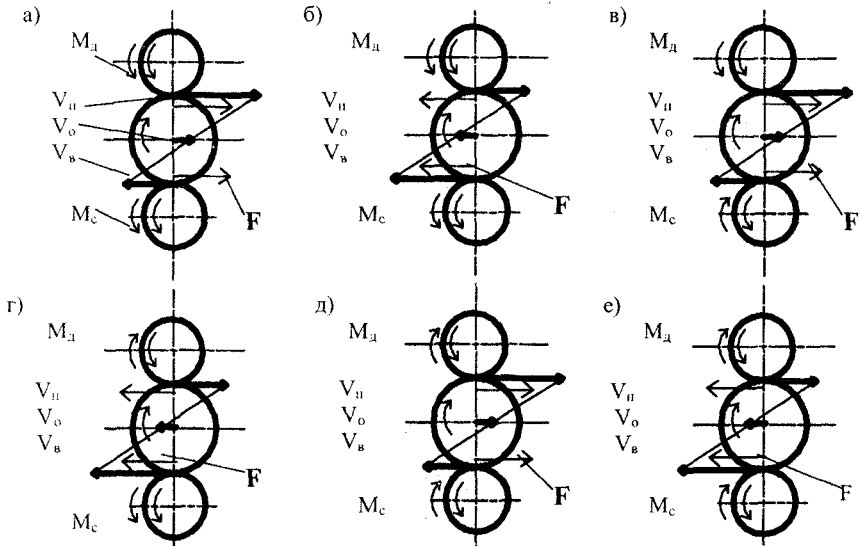


Рис. 3. Варианты комбинаций M_d и M_c : а) $M_d > 0$, $M_c < 0$, $M_d/I_d > M_c/I_a$; б) $M_d > 0$, $M_c < 0$, $M_d/I_d < M_c/I_a$; в) $M_d > 0$, $M_c > 0$; г) $M_d < 0$, $M_c < 0$; д) $M_d < 0$, $M_c > 0$, $M_d/I_d < M_c/I_a$; е) $M_d < 0$, $M_c > 0$, $M_d/I_d > M_c/I_a$.

Из рассмотренных шести возможных комбинаций M_d и M_c по величине и направлению в трех (рис. 3,а,в,д) 1-й этап процесса переключения протекает в направлении $n \rightarrow n+1$, в оставшихся трех (рис. 3,б,г,е) – в направлении $n \rightarrow n-1$. Необходимо заметить, что переключение (1-й этап) $n \rightarrow n+1$ при любом M_c ($M_c > 0$, $M_c < 0$) можно реализовать путем перевода двигателя в тяговый режим ($M_d > 0$). Переключение (1-й этап) $n \rightarrow n-1$ при любом M_c ($M_c > 0$, $M_c < 0$) реализуется путем перевода двигателя в тормозной режим ($M_d < 0$). Тем самым, для исследуемой конструкции ЭКП (см. рис.1) для переключения $n \rightarrow n+1$ важны тяговые возможности двигателя, а для переключения $n \rightarrow n-1$ – тормозные. ЭКП при расстопоренном водиле имеет степень свободы $W=2$ (на 1-м и 2-м этапах процесса переключения), что показано с использованием формулы Чебышева для плоских механизмов – число входных и выходных звеньев равно трем (входной и выходной валы, водило). При $W=2$ положение (движение) третьего звена – водила определяется положением (движением) двух других звеньев (входного и выходного валов). Движение выходного вала определяется величиной и направлением M_c , и не является управляемым параметром. Управляемым может быть только M_d , который и определяет движение промежуточного вала, связанного с входным (поэтому при переключении не производится выключение сцепления). Комбинация M_c и необходимого по величине и направлению M_d обеспечивают перевод водила ЭКП (переключение) в нужном направлении ($n \rightarrow n+1$ либо $n \rightarrow n-1$). Данная особенность исследуемой схемы была использована при организации системы переключения изготовленного действующего макета ЭКП, установленного на автомобиль УАЗ 31512, направление дальнейших исследований предполагает создание автоматизированной или полностью автоматической трансмиссии на базе ЭКП.

На 2-м этапе процесса переключения соотношение окружных скоростей зубьев входящих в зацепление шестерен способствует протеканию данного этапа. Так, при переходе на более высокую ступень ($n \rightarrow n+1$), окружная скорость V_{n+1} вершин зубьев паразитной шестерни $n+1$ передачи выше скорости вершин зубьев шестерни выходного вала $V_{\text{вых}n+1}$ (рис. 4). Тем самым паразитная шестерня, а следовательно, и водило, затягиваются в положение включения $n+1$ передачи.

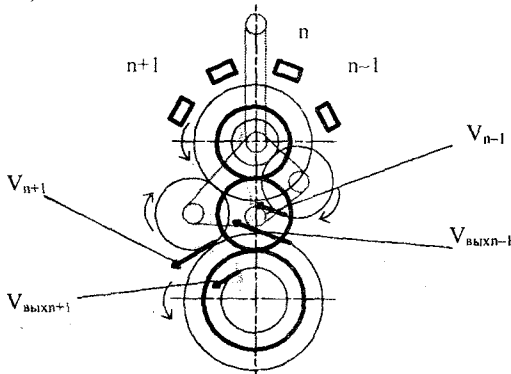


Рис. 4. Окружные скорости вершин зубьев входящих в зацепление шестерен.

При переходе же на более низкую ступень ($n \rightarrow n-1$), скорость V_{n-1} вершин зубьев паразитной шестерни $n-1$ передачи ниже скорости вершин зубьев шестерни выходного вала $V_{\text{вых}n-1}$. Тем самым, происходит затягивание паразитной шестерни и водила и в этом случае. Происходит как бы «отбрасывание» водила в сторону выключаемой передачи.

Для переключения $n \rightarrow n-1$ при $M_c > 0$ необходимо перевод двигателя в тормозной режим ($M_d < 0$) и выполнение условия $M_d/I_d > M_c/I_a$. Наиболее эффективное торможение двигателем осуществляется путем перевода его на режим принудительного холостого хода, когда дроссельная заслонка полностью закрыта. Зависимость тормозного момента двигателя M_d (двигатель УМЗ 4178.10) от угловой скорости коленчатого вала ω_d (в интервале от 84 до 420 рад/с), аппроксимированная линейной зависимостью, выглядит следующим образом:

$$M_d = 20 + 0,094 (\omega_d - 84). \quad (6)$$

При ω_d ниже 84 рад/с тормозной момент двигателя падает до нуля и дальнейшее торможение возможно только при отключении зажигания, что неприслемео.

Вследствие характеристики тормозного момента двигателя (6), начавшийся процесс переключения (1-й этап) может быть не завершен (водило, повернувшись на некоторый угол $\varphi < \varphi_{1\text{от}}$ (0,31 рад для $2 \rightarrow 1$) в сторону включения $n-1$ -ой передачи, начинает двигаться в сторону первоначально включенной n -ой передачи) если не выполняется условие $M_d/I_d > M_c/I_a$ по следующим причинам: 1. Из-за снижения тормозного момента двигателя вследствие падения ω_d . Наблюдается при высоких ω_d (высоких скоростях движения автомобиля на n -ой передаче); 2. Из-за падения ω_d ниже 80–84 рад/с ($M_d \rightarrow 0$). Наблюдается при низких скоростях движения автомобиля; 3. За время процесса переключения произошло увеличение M_c из-за выезда на участок с большим коэффициентом сопротивления движению ψ .

На рис. 5 представлены зависимости времени переключения t_n от силы сопротивления движению P_c при различных ω_d перед переключением $2 \rightarrow 1$ при прямой ступени в раздаточной коробке (РК). Угловым скоростям коленчатого вала 110, 130, 215, 320 и 420 рад/с соответствуют скорости автомобиля перед переключением 3,35, 3,96, 6,54, 9,74, 12,78 м/с. Само по себе время переключения означает еще и то, что переключение осуществляется. При угловых скоростях 215, 320 и 420 рад/с и высоких значениях P_c (при высоких P_c велико t_n , а следовательно, и снижение ω_d) переключения не происходит из-за снижения M_d , а при 110 и 130 рад/с – из-за падения ω_d ниже 80–84 рад/с. Поэтому затягивания процесса переключения по времени свыше 0,8 с не происходит. Переключение $2 \rightarrow 1$ с включенной пониженной ступенью в РК возможно при существенно меньших P_c , кроме того, повышается минимальное значение ω_d перед переключением до 130 рад/с. Необходимо заметить, что именно возможность быстрого переключения «вниз» (без существенной потери скорости автомобиля) позволяет повысить проходимость автомобиля и среднюю скорость его движения в сложных дорожных условиях (больших $M_c > 0$). Переключение $n \rightarrow n-1$ на каждую следующую ступень требует все более и более высоких тормозных качеств двигателя при одной и той же силе сопротивления движению P_c , особенно при включенной пониженной ступени в РК.

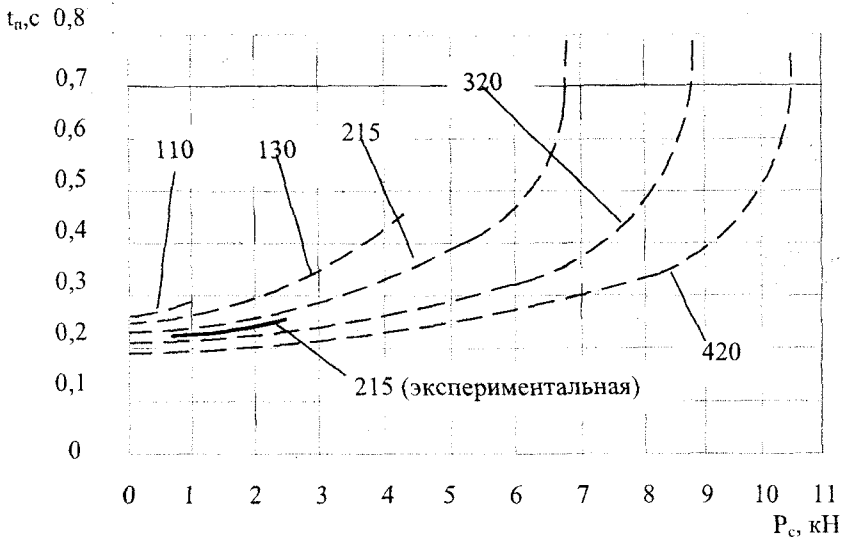


Рис. 5. Зависимость t_n от P_c при переключении 2→1 и прямой ступени в РК

При моделировании процесса переключения (рис. 6) продолжительность 1-го и 2-го этапов устанавливалась по приведенной величине угла поворота водила φ_3 . ω_3 , ω_a , ω_b – приведенные к коленчатому валу угловые скорости соответственно двигателя, водила, маховой массы автомобиля. В данном случае рассматривается переключение 2→1 при скорости перед переключением, соответствующей угловой скорости коленчатого вала 215 рад/с. Сопротивление движению 0,6 кН. Момент времени $t=0$ соответствует началу 1-го этапа – водило расстопорено, двигатель переведен в тормозной режим. Выполняется условие (4) – двигатель затормаживается быстрее маховой массы автомобиля. С началом 2-го этапа ($t=0,21$ с) происходит ступенчатое изменение структуры механизма. Здесь три группы масс (связанные с двигателем, связанные с автомобилем, водило) должны удовлетворять уравнению (2) кинематики с параметрами a и b для включаемой передачи. Параметры динамической схемы приводятся к коленчатому валу двигателя через передаточное отношение включаемой передачи. Моменты инерции двигателя, и маховой массы автомобиля много больше момента инерции водила. Поэтому происходит значительное изменение угловой скорости именно водила (разгон водила). Из-за малости момента инерции водила, нагруженность трансмиссии невелика (при стремлении величины момента инерции водила к нулю также стремится к нулю). На рис. 6 представлены теоретическая и экспериментальная зависимости крутящего момента на полуоси M_{45} . Нагруженность трансмиссии принято оценивать коэффициентом динамичности k_d , под которым понимается отношение максимального момента на упругом звене трансмиссии к моменту, создаваемому на этом звене двигателем при работе на режиме, соответствующем максимальному крутящему моменту. Если принять, что разгон водила ($I_3=0,07$ кг·м²) происходит

равномерно из состояния покоя за время 2-го этапа 0,03 с, то можно оценить среднюю величину момента от сил инерции на водиле, которая составляет 55 Н·м, что соответствует, например, моменту на промежуточном валу 12 Н·м ($k_d=0,035$). На 1-м этапе $k_d < 0,002$. Нагруженность на 3-м этапе сравнима с нагруженностью трансмиссии, оснащенной серийной коробкой передач при высоком темпе включения сцепления и может быть снижена при сближении передаточных отношений между переключаемыми ступенями.

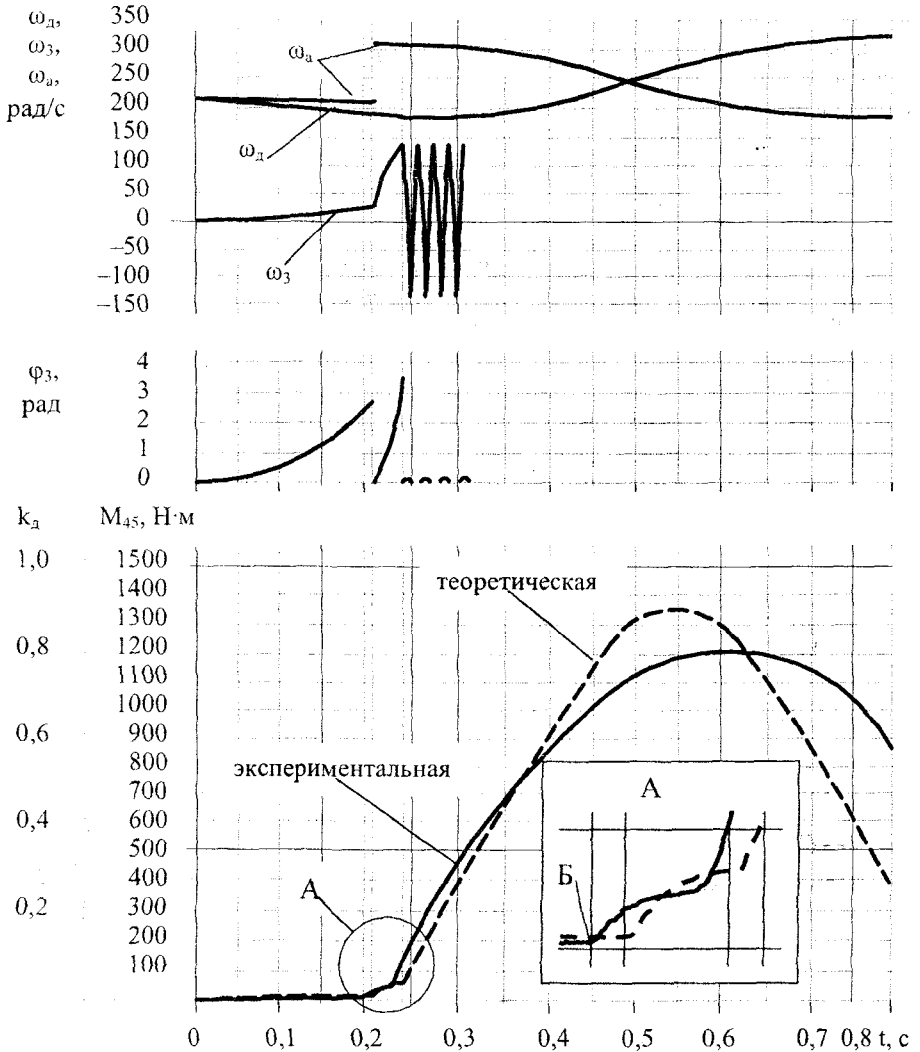


Рис. 6. Моделирование переключения 2→1.

Моделирование процесса переключения показало, что разница величин динамической нагруженности отдельных звеньев, обусловленная упруго-инерционными свойствами трансмиссии не превышает 30 %.

Теоретически и экспериментально установлено, что для осуществления переключения (1-го и 2-го этапов) достаточно завершения 1-го этапа. При параметрах динамической схемы трансмиссии, (прежде всего соотношение моментов инерции двигателя, маховой массы автомобиля и водила), шаге между передаточными отношениями, характерными для легкового автомобиля на 2-м этапе процесса переключения происходит безусловное движение водила в положение включения передачи. Это утверждение справедливо при любых силовых (M_d , M_c) и кинематических (скорость перед переключением) параметрах движения, характеризующих режим переключения, реально возможных в процессе эксплуатации автомобиля. Так, переключение (рис. 6) не завершается если с началом 2-го этапа начинает действовать M_c , соответствующий силе сопротивления движению свыше 49 кН.

В третьей главе сформулированы задачи экспериментального исследования, описан объект исследования и реализация системы переключения на автомобиле УАЗ 31512, трансмиссия которого оснащена ЭКП. Был изготовлен и установлен на автомобиль УАЗ 31512 макетный образец ЭКП со следующими передаточными отношениями: $i_1=4,124$, $i_2=2,773$, $i_3=1,641$, $i_4=1,0$, $i_{\text{кк}}=4,124$.

Система переключения (рис. 7) при расстопоренном водиле включала электромагнитные реле ЭР1, ЭР2, ЭР3 соответственно для выведения рычага из паза фиксирующего механизма, открытия дроссельных заслонок и перевода двигателя в тяговый режим, закрытия заслонок – перевода двигателя в тормозной режим. При замыкании тумблера 1 (рис. 7,а) питание подается на ЭР1 и ЭР3 для осуществления перекладки рычага в паз и вывода его из паза. При этом рычаг (водило) под действием внутренних силовых факторов начинает двигаться в сторону включения 1-ой передачи. Рычаг переключает двухпозиционный переключатель 2, в результате чего обесточиваются ЭР1 и ЭР3, рычаг под действием пружины затягивается в паз 1-ой передачи и включает тумблер 3 – питание подается на ЭР2 для перевода двигателя в тяговый режим. При помощи концевого выключателя 4 и переключателя 2 на шлейф 5 осциллографа подается сигнал о времени переключения.

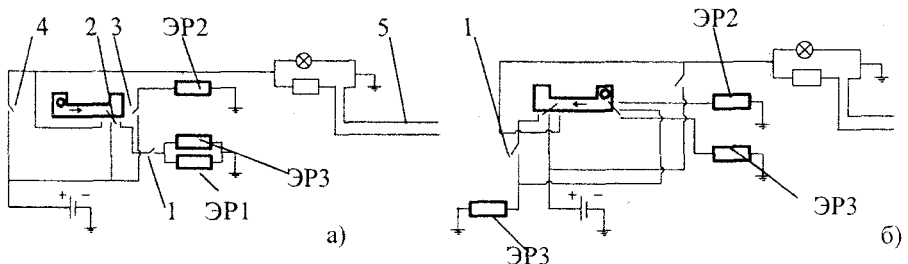


Рис. 7. Схема коммутации системы переключения при первоначальном движении $M_d > 0$, $M_c > 0$: а) – 2 → 1, б) – 1 → 2 .

Для переключения $1 \rightarrow 2$ (рис. 7,б) замыкается тумблер 1, срабатывают ЭР1 и ЭР3, при выходе рычага из паза фиксирующего механизма обесточивается ЭР3 и срабатывает ЭР2 – водило начинает двигаться в сторону включения 2-ой передачи и т.д. Тем самым, как для переключения $n \rightarrow n+1$ так и $n \rightarrow n-1$ было достаточно подать лишь управляющий сигнал – это простейшая система автоматизированного переключения.

В четвертой главе содержится анализ полученных экспериментальных данных, при помощи критерия Фишера подтверждается адекватность разработанной математической модели, описывающей процесс переключения в ЭКП. Расхождение теоретических и экспериментальных данных при определении времени переключения и нагруженности трансмиссии составляет не более 15 %.

Проводилось исследование процесса переключения в серийной коробке передач, 1-я и 2-я ступени которой несинхронизированы и включаются при помощи подвижной шестерни. В данном случае при переключении передач возникает динамическая нагруженность, обусловленная соединением двух частей системы, движущихся с разными угловыми скоростями при приведении к одному валу. На рис. 8 представлены значения крутящих моментов, нагружающих элементы трансмиссии (полуось и карданный вал) при переключении $2 \rightarrow 1$ для серийной коробки передач в зависимости от скорости движения, соответствующей угловой скорости коленчатого вала перед переключением. Теоретические значения получены при помощи математической модели, составленной для трансмиссии с серийной коробкой передач. Представлены также крутящие моменты на полуоси и карданном валу для трансмиссии, оснащенной ЭКП на 2-м этапе процесса переключения (вход в зацепление с выходным валом шестерни включаемой передачи).

Видно, что нагруженность трансмиссии крутящими моментами в случае с ЭКП ниже в $3 \div 4$ раза, соответственно во столько же раз меньше силы (рис. 9) на зубьях шестерен, входящих в зацепление. С учетом того, что в конструкции ЭКП использованы валы и шестерни серийной КП, а вход шестерен осуществляется по всей ширине зуба (что снижает контактные напряжения) можно утверждать, что на втором этапе процесса переключения нет условий поломки зубьев вследствие повышенной динамической нагруженности. При помощи математического моделирования установлено, что на втором этапе процесса переключения динамическая нагруженность не превышает $k_d = 0,09$ для переключений $1 \rightarrow 2$, $2 \rightarrow 1$, $2 \rightarrow 3$ и $3 \rightarrow 2$ при любых возможных в эксплуатации силовых и кинематических параметрах движения, характеризующих режим переключения. Сокращение времени процесса переключения имеет значение для тех случаев переключения, когда требуется выполнение предложенных условий (4) и (5), так как за большее время процесса переключения передач выше вероятность изменения внешних условий (сопротивления движению), в результате чего начавшийся процесс переключения может быть не завершен.

Анализ экспериментальной кривой крутящего момента на полуоси показывает, что несмотря на перекрытие передач, в момент контакта с шестерней выходного вала паразитной шестерни включаемой передачи одновременно происходит исчезновение кинематической пары, образованной шестернями выключаемой передачи. То есть в зацеплении с выходным валом находится только одна из пара-

зитных шестерен. В противном случае трансмиссия имела бы только одну степень свободы (подвижное водило) и здесь различие в начале 2-го этапа приведенных угловых скоростей двигателя и маховой массы автомобиля вызвало бы скачок динамической нагруженности в точке Б (см. рис. 6), сравнимый с нагруженностью на 3-м этапе процесса переключения, чего не наблюдается.

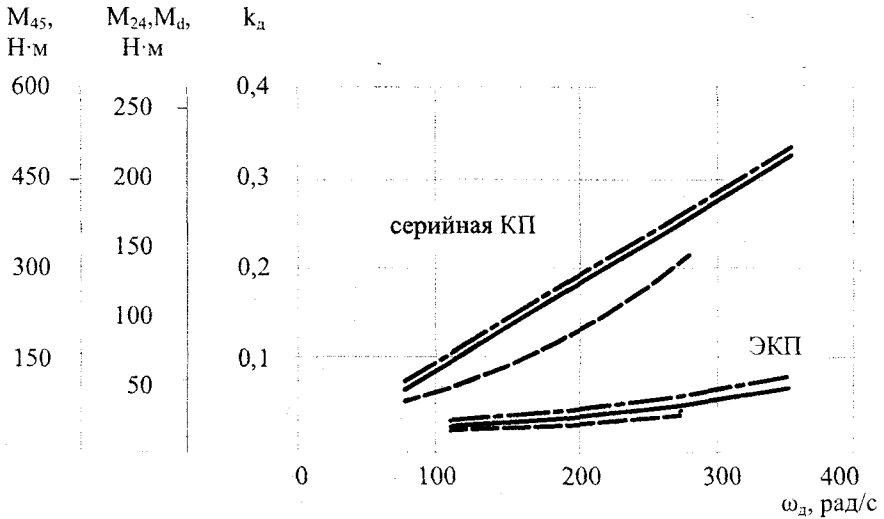


Рис. 8. Динамическая нагруженность при переключении 2→1, вызванная входом в зацепление шестерен включаемой передачи. Серийная КПП, крутящие моменты: — • — на карданном валу M_{24} ; — — — на полуоси M_{45} ; — — — на полуоси M_{45} (экспериментальный); ЭКП, крутящие моменты: — • — на карданном валу M_d ; — — — на полуоси M_{45} ; — — — на полуоси M_{45} (экспериментальный).

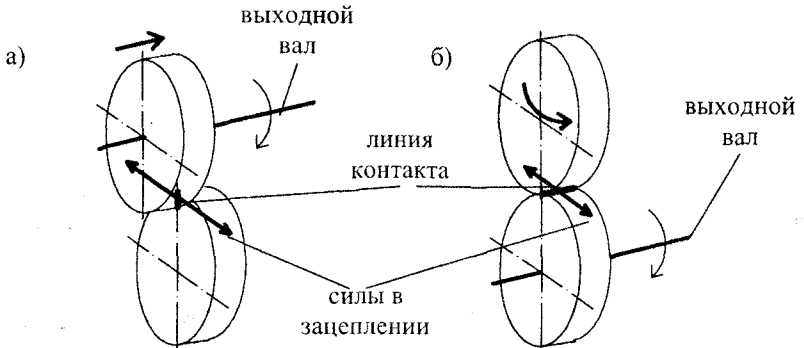


Рис. 9. Вход в зацепление шестерен включаемой передачи: а) — серийная коробка передач; б) — ЭКП.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1) Разработана математическая модель, описывающая работу трансмиссии, оснащенной коробкой передач с изменяемым межосевым расстоянием зубчатых зацеплений на режиме переключения передач и позволяющая производить обоснование и выбор режимов переключения. Математическая модель позволяет прогнозировать время переключения, динамическую нагруженность трансмиссии.

2) Установлено 6 возможных комбинаций силовых параметров, характеризующих режимы переключения, обусловленных режимом работы двигателя и движением автомобиля. Установлены условия ($M_d/I_d > M_c/I_a$ и $M_d/I_d < M_c/I_a$), выполнение которых обязательно для осуществления самой возможности переключения в нужном направлении ($n \rightarrow n+1$, $n \rightarrow n-1$).

3) Предлагаемый способ переключения за счет изменения межосевого расстояния и путь его реализации при расстопоренном водиле может быть эффективно использован в трансмиссии легкового автомобиля повышенной проходимости. Время переключения в разработанном варианте ЭКП составляет $0,1 \dots 0,8$ с в зависимости от режима работы двигателя и сопротивления движению автомобиля.

4) На этапах выхода из зацепления и входа в зацепление с шестернями выходного вала паразитных шестерен соответственно выключаемой и включаемой передач, когда они находятся на межосевом расстоянии больше расчетного, нагруженность этих шестерен и трансмиссии в целом минимальна, а наибольшая нагруженность указанных шестерен возникает на этапе стопорения водила, когда они расположены на расчетном межосевом расстоянии, и их нагрузочная способность максимальна.

Теоретически и экспериментально установлено, что динамическая нагруженность в исследуемой конструкции коробки передач с изменяемым межосевым расстоянием зубчатых зацеплений, вызванная входом в зацепление шестерен включаемой передачи ниже чем в серийной коробке передач на несинхронизированных ступенях в $3 \div 4$ раза при любых возможных в эксплуатации силовых и кинематических параметрах движения, характеризующих режим переключения. Соответственно, во столько же раз меньше силы на зубьях шестерен, входящих в зацепление, что и обеспечивает работоспособность конструкции при использовании валов и шестерен серийной коробки передач. С учетом того, что в конструкции ЭКП вход шестерен осуществляется по всей ширине зуба (что снижает контактные напряжения) можно утверждать, что на втором этапе процесса переключения нет условий поломки зубьев вследствие повышенной динамической нагруженности.

5) Во время экспериментальных исследований в общей сложности было произведено свыше 100 переключений на стенде и свыше 300 переключений в дорожных условиях (при расстопоренном водиле без выключения сцепления) при различных силовых и кинематических параметрах движения. Производились переключения $1 \rightarrow 2$, $2 \rightarrow 1$ при прямой и пониженной ступени в раздаточной коробке. Дефектация деталей после разборки ЭКП не выявила заметного износа и поломок зубьев шестерен, а также других элементов ЭКП и трансмиссии автомобиля УАЗ 31512.

6) При ручном переключении с выключением сцепления время переключения не превышает 0,5...0,8 с при соблюдении допустимого усилия на рукоятке рычага переключения передач (60 Н).

7) В случае силового (принудительного) перевода водила при помощи внешнего источника на некотором режиме, характеризуемом M_d и M_c (сцепление включено) на первом и втором этапах процесса переключения передач трансмиссия нагружена крутящими моментами, сравнимыми с M_d и M_c , что вызовет повышенную нагруженность шестерен, находящихся не на расчетном межосевом расстоянии. Силовое переключение по энергетическим затратам и действующим усилиям нерационально и не дает каких-либо преимуществ в сравнении с переключением при расстопоренном водиле или ручным переключением.

8) Результаты проведенного исследования позволили перейти к следующему этапу создания принципиально новой коробки передач и используются при проектировании и изготовлении опытной партии автоматизированных пятиступенчатых коробок передач для автомобиля УАЗ 31512 на кафедре «Автомобили» ЮУрГУ и ОАО Уральский машиностроительный завод.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах

1. Драгунов Г.Д., Косовский П.И., Прасолов Н.С. Динамика процесса переключения ступенчатой коробки передач // Вестник Южно-Уральского государственного университета.–Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2003.– с. 79 – 82.
2. Драгунов Г.Д., Прасолов Н.С. Динамические процессы в трансмиссии автомобиля УАЗ со ступенчатой коробкой передач // В сб.: Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин.– Курган: Изд-во Института Машиноведения УрО РАН, 2003.– с.44–47.
3. Драгунов Г.Д., Прасолов Н.С. Автоматизированная механическая ступенчатая коробка передач для транспортных машин // В сб.: Механика и процессы управления.– Екатеринбург: УрО РАН, 2003.– с.232–239.
4. Драгунов Г.Д., Прасолов Н.С., Серов А.А. Кинематические и силовые зависимости, математическая модель коробки передач с изменяемым межосевым расстоянием // В сб.: Механика и процессы управления.– Екатеринбург: УрО РАН, 2003.– с.240–251.
5. Драгунов Г.Д., Прасолов Н.С. Динамическая нагруженность трансмиссии автомобиля, оснащенной коробкой передач с изменяемым межосевым расстоянием // В сб.: Механика и процессы управления.– Екатеринбург: УрО РАН, 2003.– с.225–231.

Прасолов Николай Сергеевич

**ОБОСНОВАНИЕ РЕЖИМОВ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ
В АВТОМОБИЛЬНОЙ КОРОБКЕ ПЕРЕДАЧ С ИЗМЕНЯЕМЫМ
МЕЖОСЕВЫМ РАССТОЯНИЕМ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ**

Специальность 05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Подписано в печать 09.09.2004.

Формат бумаги 60x84 ¹/₁₆.

Печать трафаретная. Усл. печ. л. 0,93. Уч.-изд. л. 0,98.

Тираж 100.

Издательский центр НТЦ-НИИОГР

ИД №00365 от 29.10.99.

454080, Челябинск, пр. Ленина, 83. Тел. (351-2) 653-652