

УДК 629.113.06

## **ПОВЫШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПОЛНОПРИВОДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ**

*П.В. Яковлев*

Полноприводные автомобили являются незаменимыми при выполнении транспортных задач в условиях слаборазвитой дорожной сети и при выполнении специфических задач. Разработка новых конструкций раздаточных коробок и основ их функционирования позволит разрешить противоречие между эффективностью высокого быстродействия для проходимости автомобиля и возникающими при этом высокими динамическими нагрузками.

Ключевые слова: автомобиль, раздаточная коробка, переключение передач.

Общеизвестно, что уменьшение времени на переключение передач в движущемся автомобиле положительно сказывается на его проходимости. Но на полноприводных машинах в условиях бездорожья для увеличения крутящего момента на ведущих колесах водитель, полностью реализовав передаточный диапазон КП, вынужден останавливать автомобиль для включения понижающей передачи в РК. Такая остановка предписана заводом-изготовителем ввиду высокой вероятности поломки деталей участвующих в переключении. Таким образом, ясна перспективность и целесообразность использования в трансмиссиях автомобилей механических ступенчатых трансформаторов крутящего момента, которые дополнительно должны обладать такими ценными свойствами, как высокая скорость переключения передач и возможность переключения во время движения автомобиля, что в настоящий момент крайне затруднено в серийных раздаточных коробках автомобилей-тягачей.

Для решения обозначенной проблемы предлагается конструкция раздаточной коробки с механизмом переключения передач [2] с новым функциональным свойством, а именно возможностью производить переключение передач без предварительной синхронизации скоростей вращения включаемых шестерен за короткое время и во время движения автомобиля.

Предлагаемая конструкция РК с механизмом переключения передач (рис 1) содержит корпус 1, входной вал 2, жестко установлены на входном валу шестерни повышенной 3 и пониженной 4 передачи, постоянно зацепленные с шестернями входного вала промежуточные шестерни 5 и 6, оси 7 и 8 промежуточных шестерен, водило 9 с выступом с возможностью поворота вокруг оси входного вала и фиксации угла поворота осей промежуточных шес-

терен, коронную шестерню 10 межосевого дифференциала 11 с возможностью зацепления с одной из промежуточных шестерен, двухпозиционную зубчатую муфту 12 блокировки межосевого дифференциала, валы 13 и 14 приводов переднего и заднего ведущих мостов.

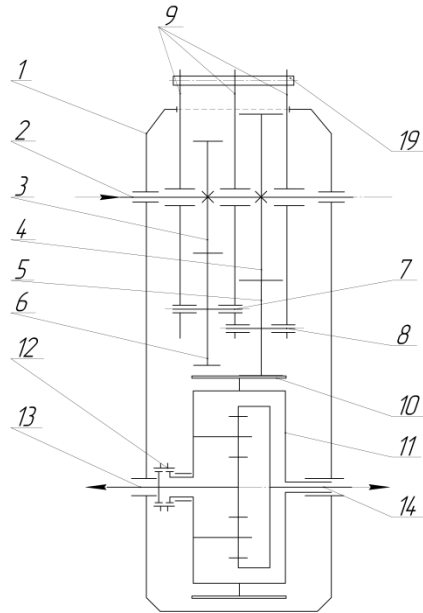


Рис. 1. Кинематическая схема новой РК

Для переключения и фиксации передач в раздаточной коробке предлагается рычажный механизм (рис. 2), который состоит из рычага 15, оси рычага 16, опор оси рычага 17, толкателя 18, канавки 19 толкателя, фиксатора передач 20 с пазами пониженной «А» и повышенной «Б» передачи, шарнира поперечного поворота 21 в длинном плече рычага.

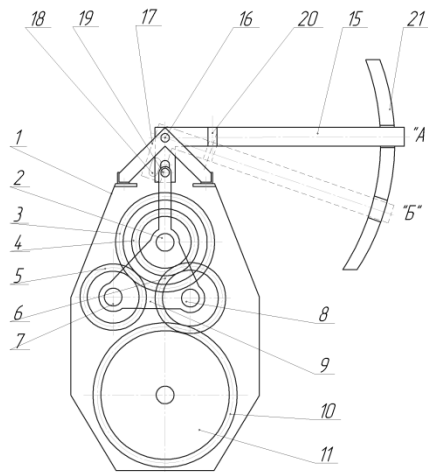


Рис. 2. Схема переключения и фиксации передач в новой РК

Работает раздаточная коробка с механизмом переключения передач следующим образом. При фиксированном положении рычага 15 в пазу «А» фиксатора 20 и заблокированном водиле 9 крутящий момент от входного вала 2 и жестко установленную на нем шестерню пониженной передачи 4 передается через промежуточную шестерню 6, ось которой 8 удерживается водилом, на коронную шестерню 10 дифференциала 11 и дальше на валы 13 и 14 приводов переднего и заднего ведущих мостов. Переключение передач в раздаточной коробке осуществляется за счет поворота длинной части рычага 15 вокруг шарнира поперечного поворота 21, вывода рычага 15 из паза «А» фиксатора 20, перемещения рычага в направлении паза «Б» и фиксации в нем. При этом рычаг 15 вращаясь вокруг установленной в опорах 17 оси 16 через закрепленный в выступе водила 9 толкатель 18 при его движении по канавке 19 поворачивает водило 9 с осями 7 и 8 промежуточных шестерен 5 и 6 вокруг входного вала 2 и, тем самым, размыкает зубчатую пару 6 и 10 и, при дальнейшем повороте водила, включает зубчатую пару 5 и 10. Момент расположения включаемой зубчатой пары на расчетном межосевом расстоянии кинематически согласован с моментом фиксации рычага 15 переключения передач в фиксаторе 20. Блокировка межосевого дифференциала осуществляется осевым перемещением двухпозиционной зубчатой муфтой 12.

Время переключения передач в новой РК является функцией крутящего момента двигателя  $M_{дв}$ , внешнего управляющего момента  $M_e$  на водиле, момента сопротивления движению  $M_c$  [3]:

$$t_n = \Phi(M_{дв}, M_e, M_c). \quad (1)$$

Переключение передач происходит под действием внешних и внутренних сил и моментов и следующих их комбинаций:

1. Взаимодействие внутренних силовых факторов, возникающих между сопряженными шестернями, нагруженными крутящим моментом двигателя  $M_{дв}$  и крутящим моментом от сил сопротивления движению  $M_c$ . Различные соотношения указанных моментов способствуют переключению передач в РК в направлении повышенной либо пониженной передачи. Эти факторы подробно рассмотрены в работе [4].

2. Внешние силы, приложенные непосредственно к блоку паразитных шестерен, с помощью которых происходит принудительный ввод или вывод из зацепления шестерен и происходит переключение в нужном направлении.

3. Смешанный тип переключения с использованием как внутренних, так и внешних сил.

На рис. 3 показана схема скоростей при включенной повышенной передаче в РК: 1 – шестерня, принадлежащая первичному валу, 2 – паразитная шестерня, 3 – шестерня выходного вала, соответственно с радиусами  $r_1$ ,  $r_2$ ,  $r_3$  и числом зубьев  $z_1$ ,  $z_2$ ,  $z_3$ . Рассмотрим переключение на пониженную передачу.

В механизме с двумя степенями свободы положение двух любых звеньев определяют положение третьего звена. Поэтому, положение паразитной шестерни, принадлежащей водилу, а следовательно и положение самого водила при его расстопорении, определяется положением первичного и выходного валов. Для переключения на пониженную передачу необходимо, чтобы скорость  $V_{12}$  уменьшалась быстрее скорости  $V_{23}$  и при этом скорость оси паразитной шестерни  $V_{\Sigma}$ , принадлежащей водилу будет направлена по часовой стрелке относительно оси поворота водила. Крутящий момент  $M_{об}$  в тормозном режиме и момент инерции  $I_{об}$  двигателя приведены к промежуточному валу, момент от сил сопротивления  $M_c$  и момент инерции автомобиля  $I_a$  приведены к выходному валу РК. Момент двигателя  $M_{об}$  и момент сопротивления  $M_c$  считаем постоянными.

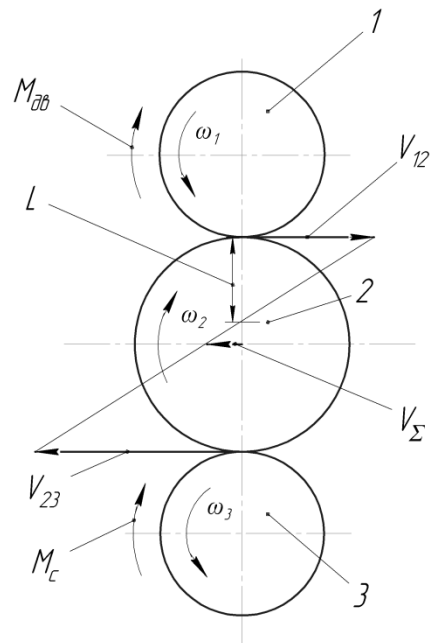


Рис. 3. Схема скоростей при включенной повышенной передаче в РК

При переключении в предлагаемой схеме РК за счет внешних сил внутренние силовые факторы не всегда будут способствовать успешному переключению. Для осуществления переключения крутящий момент на блоке промежуточных шестерен (водиле)  $M_{ни}$ , согласно уравнению кинематики планетарного механизма [5], должно выполняться неравенство:

$$M_{ни} > M_{ex}(1+b) \quad , \quad (2)$$

где  $M_{ex}$  – крутящий момент на входном валу РК;  $b$  – передаточное отношение шестерен входного и выходного валов: в нашем случае (рис. 3)  $b = Z_3/Z_{10}$  или  $b = Z_4/Z_{10}$  в зависимости от передачи. Более подробно кинематические и си-

ловые зависимости описаны в работе [3]. Расчетные значения  $M_{ни}$  для автомобиля типа Урал с двигателем КАМАЗ-740 при работе двигателя на режиме реализации максимального крутящего момента (638 Нм) значения от 600 Нм (V передача в КП и повышенная в РК) могут принимать до 7700 Нм (I передача в КП и пониженная в РК). На остановленном автомобиле, либо при разомкнутом сцеплении усилие для переключения передачи обусловлено только инерционностью массам деталей и силами трения. Таким образом, становится ясно что, нецелесообразно производить переключение передач в РК только внешними силами при противодействии значительных внутренних сил, которые обусловлены большими значениями передаваемых моментов. Учитывая условия движения автомобиля (момент от сил сопротивления движению  $M_c$ ), необходимо так выбирать величину крутящего момента двигателя  $M_{об}$ , чтобы сложение сил способствовало переключению передачи в нужном направлении.

Для переключения на пониженную передачу при  $M_c > 0$  необходим перевод двигателя в тормозной режим  $M_{об} < 0$ , и выполнение условия  $M_{об} / J_{об} > M_c / J_a$ , т.е. угловое ускорение двигателя должно быть больше углового ускорения маховой массы автомобиля при приведении их к одному валу. Наиболее эффективное торможение двигателем осуществляется путем перевода его на режим принудительного холостого хода, когда педаль подачи топлива полностью отпущена. При этом тормозная мощность, развиваемая двигателем, складывается из мощности механических потерь, мощности насосных потерь, и мощности, затрачиваемой на привод вспомогательных агрегатов двигателя. Зависимость тормозного момента двигателя Камаз 740  $M_{об}$  от угловой скорости коленчатого вала  $\dot{\varphi}_{об}$  в интервале от 42 до 210 рад/с., аппроксимированная линейной зависимостью, аналитически выглядит следующим образом:

$$M_{об} = 20 + 0,0094(\dot{\varphi}_{об} - 42). \quad (3)$$

При угловой скорости коленчатого вала  $\dot{\varphi}_{об}$  ниже 42 рад/с тормозной момент двигателя падает до нуля и дальнейшее торможение возможно только при отключении зажигания, что неприемлемо.

В следствии характеристики тормозного момента двигателя (3), начавшийся процесс переключения передач может быть не завершен: водило, повернувшись на некоторый угол в сторону включения пониженной передачи может начать двигаться в сторону первоначально включенной повышенной передачи. При этом не выполняется  $M_{об} / J_{об} > M_c / J_a$ .

На рис. 5 представлены теоретические зависимости, полученные при помощи математической модели, времени переключения на пониженную передачу  $t_n$  от силы сопротивления движению автомобиля  $P_c$  при различных  $\dot{\varphi}_{об}$ : 1 – 42 рад/с; 2 – 65 рад/с; 3 – 107 рад/с; 4 – 160 рад/с; 5 – 210 рад/с. Угловым скоростям ко-

ленчатого вала двигателя при включенной первой передаче в КПП соответствовали скорости движения автомобиля, соответственно 1,23; 1,87; 2,93 и 3,34 м/с. Тормозной момент двигателя моделировался при помощи выражения (3).

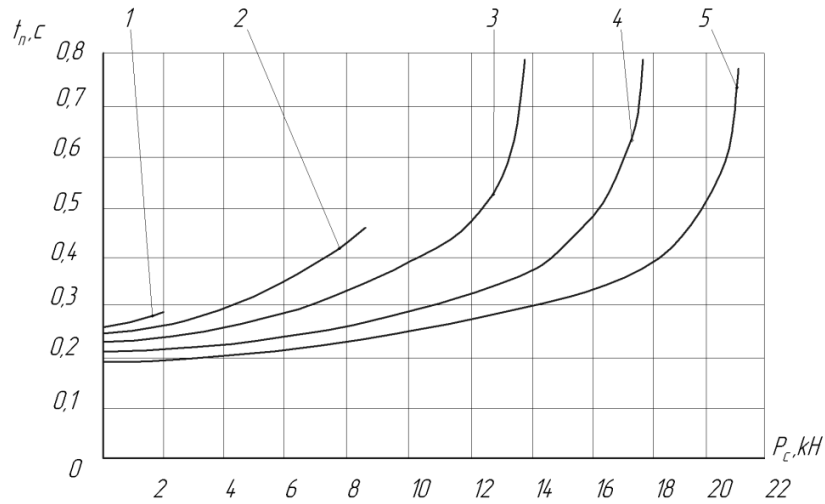


Рис. 4. Зависимость  $t_n$  от  $P_c$  при переключении на пониженную передачу

Переключение на повышенную передачу. На рис. 5 представлены зависимости времени переключения от комбинации  $M_{\delta\epsilon}$  и  $M_c$  при переключении на повышенную передачу в РК. При переключении передачи на повышенную при  $M_{\delta\epsilon} > 0$  и  $M_c > 0$ , что соответствует наиболее распространенному случаю движения, не требуется выполнения каких-либо условий. В таких условиях  $M_c$  способствует переключению и сокращению времени процесса переключения передач.

Также распространенным условием при переключении является  $M_{\delta\epsilon} > 0$  и  $M_c < 0$ , т.е. при движении под уклон, когда внешние силы разгоняют автомобиль. При этом необходимым условием переключения является выполнение  $M_{\delta\epsilon} / J_{\delta\epsilon} > M_c / J_a$ , т.е. двигатель разгоняется быстрее автомобиля.

При комбинации  $M_{\delta\epsilon} < 0$  и  $M_c < 0$  переключение на повышенную передачу невозможно, т.к. водило стремится повернуться в противоположную сторону от нужной передачи.

В правой нижней области рис. 5 не выполняется условие  $M_{\delta\epsilon} / J_{\delta\epsilon} < M_c / J_a$ , при котором двигатель должен тормозиться медленнее автомобиля, т.е. переключение становится невозможным. Переключение возможно только при комбинациях  $M_{\delta\epsilon}$  и  $M_c$ , расположенных выше граничной линии, соответствующей равновесному состоянию паразитной шестерни. Назовем ее линией равновесия паразитной шестерни. При приближении к линии равновесия время переключения за счет только внутренних силовых факторов стремится к бесконечности. Для осуществления переключения на линии равновесия целесообразно использовать переключение передач в РК за счет внешней силы, величина и направленность которой будет определять динамику переключения.

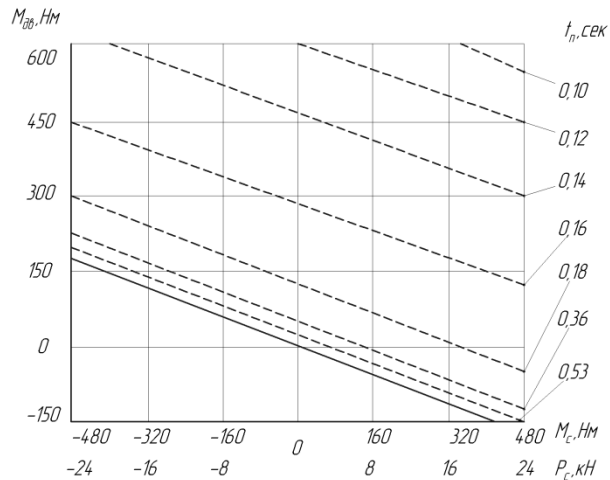


Рис. 5. Время переключения при переключении на повышенную передачу в РК в зависимости от  $M_{об}$  и  $M_c$  ( $P_c$ )

**Вывод.** В исследовании представлена работа новой раздаточной коробки с изменяемым межосевым расстоянием зубчатых зацеплений на режимах переключения передач без выключения сцепления. Установлены кинематические и силовые зависимости в исследуемом способе переключения передач при расстопоренном водиле и силовом переключении на скоростных и нагрузочных режимах, характерных для грузового полноприводного автомобиля.

#### Библиографический список

1. Трансмиссии тракторов / К.Я. Львовский, Ф.А. Черпак, И.Н. Серебряков, Н.А. Щельцин. – М.: Машиностроение, 1976. – 280 с.
2. Патент РФ № 2011117482 Яковлев П.В., Драгунов Г.Д. «Раздаточная коробка транспортного средства с механизмом переключения передач».
3. Яковлев, П.В. Математическое моделирование трансмиссии автомобиля «Урал» с новой раздаточной коробкой / П.В. Яковлев, Г.Д. Драгунов // Транспорт Урала. – 2012. – № 1 (32). – С. 148–151.
4. Яковлев, П.В. Совершенствование параметров и динамических свойств трансмиссий полноприводных автомобилей-тягачей / П.В. Яковлев, Г.Д. Драгунов // Транспорт Урала. – 2011. – № 2 (29). – С. 101–106.
5. Проектирование полноприводных колесных машин: в 2 т. Учеб. для вузов / под общ. ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 640 с.

[К содержанию](#)