



КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.114

МОДЕРНИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Д-р техн. наук **ЛУСТЕНКОВ М.Е.**,
кандидаты техн. наук **ГЕРАЩЕНКО В.В.**, **ЛОБАХ В.П.**,
КОВАЛЕНКО Н.А.
Белорусско-Российский университет
(+375222-23-04-26).

Предложена модернизированная система автоматического управления скоростью движения автомобиля с гидромеханической передачей, обеспечивающая повышение его производительности за счёт использования в системе такого информационного параметра, как частота вращения турбинного колеса гидротрансформатора.

Ключевые слова: автомобиль, гидромеханическая передача, гидротрансформатор, турбинное колесо, передаточная функция, модернизированная система автоматического управления, момент сопротивления движению, производительность, датчик частоты вращения, сумматор, дифференцирующая цепь.

**Lustenkov M.E., Gerashchenko V.V., Lobach V.P.,
Kovalenko N.A.**
**MODERNIZED SYSTEM OF AUTOMATIC CONTROL
OF THE MOVEMENT OF THE AUTOMOBILE
WITH HYDROMECHANICAL TRANSMISSION**

The modernized system of automatic control of speed of movement of the car with a hydromechanical transfer providing increase of its productivity at the expense of use in system of such information parameter as frequency of rotation of a turbine wheel of a torque Converter is offered.

Keywords: car, hydromechanical transmission, torque Converter, turbine wheel, transmission function, upgraded automatic control system, torque resistance to movement, performance, speed sensor, adder, differentiating circuit.

Современные автомобили снабжены в основном механическими и гидромеханическими трансмиссиями. В механической коэффициент полезного действия коробки передач и главной передачи может принимать

значения, равные по 0,93 каждая, и КПД трансмиссии будет равен $0,93 \times 0,93 = 0,86$. Колёсная мощность в этом случае снижается на 14 % по сравнению с мощностью двигателя. Наличие в трансмиссии автомобиля гидротрансформатора, имеющего в эксплуатации КПД в пределах 0,4...0,88 ещё сильнее снижает КПД трансмиссии, наибольшее значение которого будет равным $0,86 \times 0,88 = 0,76$, что приводит к снижению колёсной мощности на 24 %. Таким образом, по сравнению с механической трансмиссией КПД и колёсная мощность снижаются более чем на 10 %, компенсировать которые можно лишь за счёт увеличенного расхода топлива, т. е. ухудшения топливной экономичности автомобиля.

Авторами разработаны метод и устройство, позволяющие улучшить такие эксплуатационные свойства автомобиля с гидромеханической трансмиссией, как производительность, проходимость и топливная экономичность. При увеличении сопротивления движению автомобиля происходит снижение частоты вращения турбинного колеса, которая определяется установленным на нём дополнительным датчиком (рис. 1) [1, 2]. Полученный сигнал передаётся на сумматор ав-

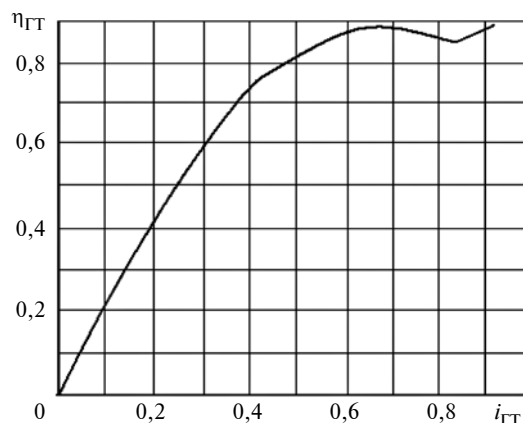


Рис. 1. Зависимость КПД гидротрансформатора от его передаточного отношения

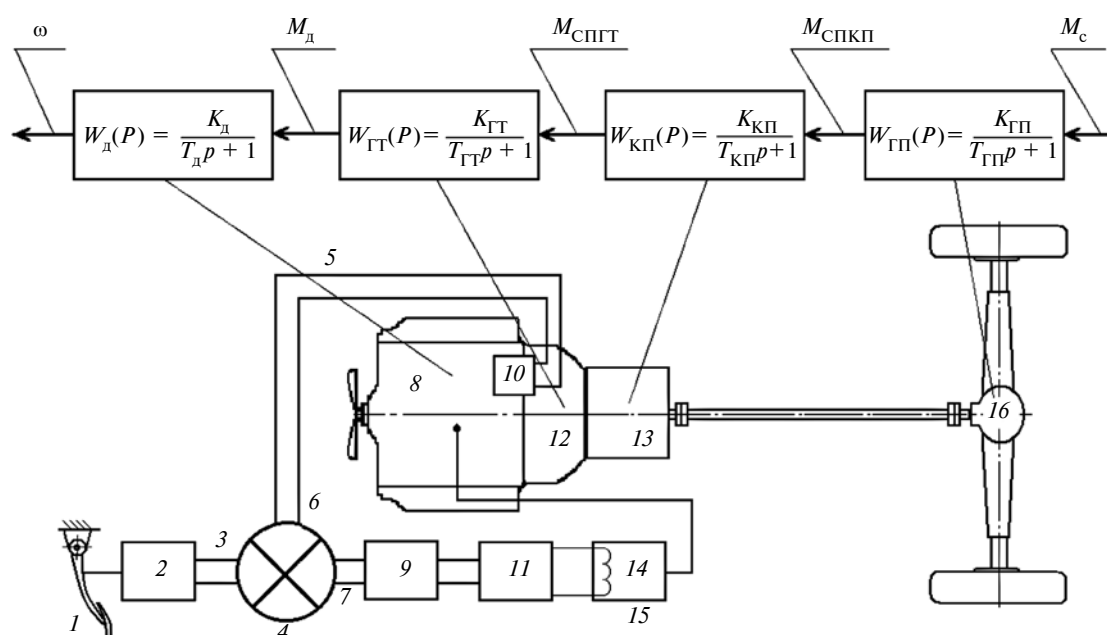


Рис. 2. Структурная схема системы управления двигателем с указанием передаточных функций агрегатов автомобилей

томатической системы управления, в результате чего мгновенно увеличивается подача топлива и, соответственно, вращающий момент двигателя до наступления равенства с возросшим моментом сопротивления. Снижение частоты вращения турбинного колеса, а значит и снижение КПД гидротрансформатора, прекращается. Таким образом, улучшаются проходимость, производительность и топливная экономичность автомобиля [2–4].

Известная система автоматического управления автомобилем с гидромеханической передачей содержит (рис. 2) педаль 1 управления подачей топлива в двигатель 8 внутреннего сгорания с датчиком 2 её перемещения, сумматор 4, первым входом 3 соединённый с выходом датчика перемещения педали управления подачей топлива, датчик 10 частоты вращения вала двигателя внутреннего сгорания, выход которого соединён первой обратной отрицательной жёсткой связью 5 со вторым входом 6 сумматора, а выход 7 сумматора — с последовательно соединёнными усилителем 9, электронным блоком управления, электромагнитной форсункой 15 с обмоткой 14, соединённой с выходом электронного блока управления, главной передачу 16, коробку 13 передач, гидротрансформатор 12 [1, 3].

Быстродействие системы автоматического управления, как известно, определяется динамическими свойствами всех четырёх агрегатов автомобиля: главной передачей, механической коробкой передач, гидротрансформатором и двигателем внутреннего сгорания. Динамические свойства этих агрегатов из-за наличия инерционности описываются соответствующими передаточными функциями. Например, для главной передачи передаточная функция имеет выражение $W_{ГП}(P) = \frac{K_{ГП}}{T_{ГП}p + 1}$, где p — комплексное чис-

ло, состоящее из действительной и мнимой частей и мнимого числа; $K_{ГП}$ — коэффициент передачи момента главной передачи, равный изменению приведённого момента сопротивления на выходном валу коробки передач $M_{СПКП}$ при изменении момента сопротивления движению автомобиля M_c на $1 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $T_{ГП}$ — постоянная времени главной передачи, характеризующая замедление изменения момента $M_{СПКП}$ относительно M_c .

Аналогичные уравнения можно записать для коробки передач, гидромеханической передачи и двигателя (см. рис. 2), где $K_{КП}$, $K_{ГТ}$ — соответственно коэффициенты передачи момента коробки передач и гидротрансформатора, равные изменению момента на их входном валу, при изменении момента на выходном на $1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ из-за изменения момента сопротивления движению автомобиля; K_d — коэффициент передачи двигателя внутреннего сгорания, равный изменению угловой скорости вала двигателя в рад/с при изменении момента на $1 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $T_{КП}$ и $T_{ГТ}$ — постоянные времени соответственно коробки передач и гидротрансформатора, характеризующие замедление изменения момента на их входных валах относительно приведённого к их выходному валу момента сопротивления движению; T_d — постоянная двигателя, характеризующая замедление изменения угловой скорости вала двигателя относительно изменения момента M_d на его валу; $M_{СПГТ}$ — приведённый к выходному валу гидротрансформатора момент сопротивления.

Анализ выражений передаточных функций агрегатов автомобиля позволяет сделать вывод, что из-за наличия момента инерции агрегатов в их передаточных функциях имеются постоянные времени $T_{ГП}$, $T_{КП}$, $T_{ГТ}$, T_d . Величиной этих постоянных времени характеризуются запаздывания приведённых моментов со-

противления на выходах главной передачи, коробки передач, гидротрансформатора относительно изменения моментов на входах этих агрегатах, а величиной постоянной времени T_d характеризуется запаздывание изменения угловой скорости вращения вала двигателя относительно изменения момента сопротивления M_c к валу двигателя.

Таким образом, перечисленные агрегаты автомобиля вносят запаздывание в изменение угловой скорости двигателя ω , которая измеряется датчиком частоты вращения вала двигателя, относительно изменения M_c .

Промежуток времени Δt_1 (рис. 3), за который происходит снижение частоты вращения вала двигателя внутреннего сгорания, и, как следствие этого, формируется положительное управляющее напряжение на выходе сумматора, увеличивается подача топлива, вращающий момент двигателя возрастает (кривая 3 рис. 3, а) до ранее возросшего момента сопротивления (кривая 2 рис. 3, а) от его начального значения (прямая 1 рис. 3, а), когда частота вращения вала двигателя ω постоянна (прямая 1 рис. 3, б). Это происходит достаточно медленно из-за запаздывания, поэтому быстродействие системы управления и производительность автомобиля низкие. Возникает необходимость в уменьшении этого промежутка времени путём увеличения быстродействия и, как следствие, повышении производительности.

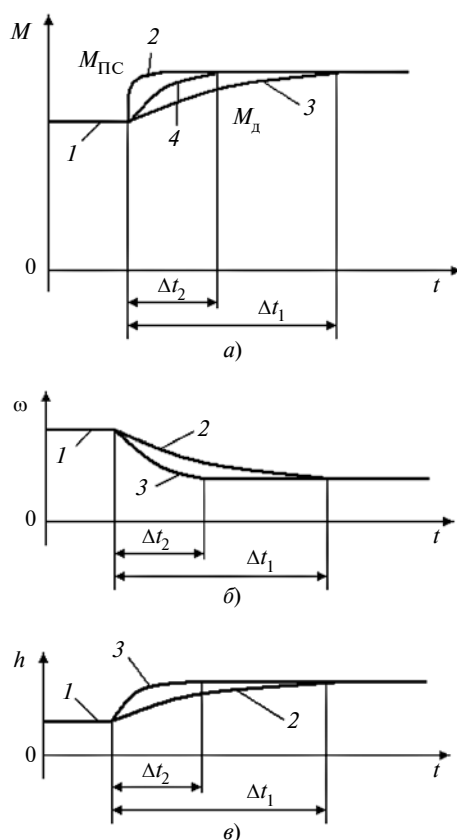


Рис. 3. Процессы изменения моментов сопротивления движению на валу двигателя (а), угловой скорости вала двигателя (б) и подачи топлива (в) в автомобилях с гидромеханической передачей

Предлагается модернизированная система автоматического управления движением автомобиля, обеспечивающая повышение производительности автомобиля с гидромеханической передачей путём непрерывного измерения и использования в системе автоматического управления движением автомобиля такого дополнительного информационного параметра, как частота вращения турбинного колеса гидротрансформатора [2—4].

Система содержит (рис. 4) педаль 1 управления подачей топлива в двигатель 14 внутреннего сгорания с датчиком 2 её перемещения, сумматор 7, выполненный трёхходовым, первым входом 3 соединённый с выходом датчика перемещения педали управления подачей топлива в двигатель внутреннего сгорания, датчик 15 частоты вращения вала двигателя 14 внутреннего сгорания, выход которого соединён обратной отрицательной жёсткой связью 8 со вторым входом 5 сумматора 7, а выход 6 сумматора — с последовательно соединёнными усилителем 9, электронным блоком 10 управления, электромагнитной форсункой 12, с обмоткой 13, соединённой с выходом электронного блока управления, гидротрансформатор 16 с насосным колесом 18 и турбинным колесом 17, датчик 32 частоты вращения турбинного колеса, состоящий из металлического диска 19 с радиальными выступами и прорезями, установленного на турбинном колесе, катушки 20 индуктивности с магнитным сердечником, установленной возле металлического диска 19, выходом соединённой с последовательно соединёнными логическим элементом 21 И-НЕ, с резистором 22 на своём выходе, дифференцирующей цепью 31, диодом 27, интегрирующей цепью 26, выходным резистором 23, третьим входом 4 сумматора, а система автоматического управления движением автомобиля с гидромеханической передачей содержит вторую обратную отрицательную жёсткую связь 11, входом соединённую с датчиком частоты вращения турбинного колеса, а выходом соединённую с третьим входом сумматора. Дифференцирующая цепь выполнена на резисторах 29, 30 и конденсаторе 28, интегрирующая цепь выполнена на резисторе 24 и конденсаторе 25.

Наличие датчика частоты вращения турбинного колеса, выполнение сумматора трёхходовым, и второй обратной отрицательной жёсткой связи, входом соединённой с датчиком частоты вращения турбинного колеса, а выходом соединённой с третьим входом сумматора, позволяет при увеличении момента сопротивления $M_{Пс}$ (рис. 3, а, кривая 2) относительно исходного состояния (рис. 3, а, кривая 1) получить снижение частоты вращения турбинного колеса гидротрансформатора в соответствии с дифференциальным уравнением первого порядка $I_{ПГТ} \frac{d\omega_r}{dt} = M_d \eta_{ГТ} i_{ГТ} - M_{СПГТ}$, где $I_{ПГТ}$ — момент инерции поступательно и вращательно движущихся масс автомобиля, приведённый к турбине гидротрансформатора; $\frac{d\omega_r}{dt}$ — производная от

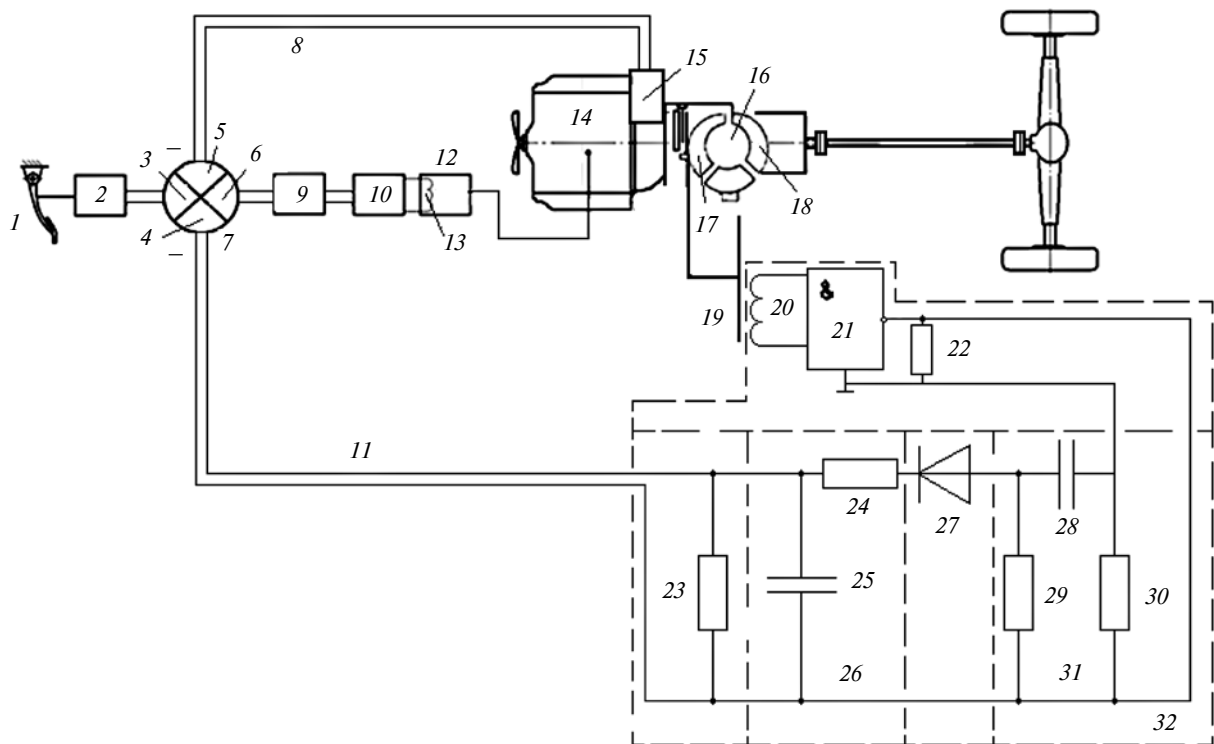


Рис. 4. Схема модернизированной системы автоматического управления движением автомобиля с гидромеханической передачей

угловой скорости турбинного колеса; $\eta_{ГТ}$ — коэффициент полезного действия гидротрансформатора; $i_{ГТ}$ — передаточное отношение гидротрансформатора.

Поэтому происходит снижение напряжения на выходе датчика частоты вращения турбинного колеса, которое подаётся на третий вход сумматора, при этом увеличивается подача топлива, и вращающий момент двигателя внутреннего сгорания возрастает раньше, чем в известной системе управления, в которой формирование сигнала управления происходит за длительный промежуток времени Δt_1 . Это происходит за меньший промежуток времени Δt_2 , поскольку информация об изменении частоты вращения турбинного колеса гидротрансформатора формируется в предлагаемой системе управления раньше, чем информация об изменении частоты вращения вала двигателя внутреннего сгорания.

Вследствие снижения напряжения по цепям отрицательной жёсткой обратной связи 8 и 11 (см. рис. 4) от датчиков частоты вращения вала двигателя и турбинного колеса гидротрансформатора на входах сумматора увеличивается напряжение. На выходе сумматора оно усиливается усилителем 9, а электронный блок управления 10 формирует на своём выходе прямоугольные импульсы, длительность которых возрастает. Эти прямоугольные импульсы подаются на обмотку 13 электромагнитной форсунки 12. Её цикловая подача увеличивается (рис. 3, в, кривая 3) за промежуток времени Δt_2 (меньший, чем промежуток времени Δt_1). Вращающий момент двигателя увеличивается быстрее до возросшего ранее момента сопротивления (рис. 3, а, кривая 4).

Система автоматического управления движением автомобиля с гидромеханической передачей работает следующим образом. При увеличении момента сопротивления (рис. 3, а, кривая 2) относительно своего исходного состояния (рис. 3, а, кривая 1) и, вследствие этого, падения частот вращения вала двигателя внутреннего сгорания и турбинного колеса гидротрансформатора 16, на входы 4 и 5 сумматора 7 подаётся уменьшенное по величине напряжение. Подача топлива увеличивается (рис. 3, в) за время Δt_2 , меньшее чем Δt_1 . Увеличивается вращающий момент на ведущем валу коробки передач и, затем, на полуосях до момента достижения равенства моментов сопротивления движению и приведённого момента двигателя к ведущим колёсам. Таким образом, разработанная система автоматического управления движением автомобиля с гидромеханической трансмиссией является более эффективной.

Литература

1. Вахламов В.К. Конструкция, расчёт и эксплуатационные свойства автомобилей: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / В.К. Вахламов. — М.: Издательский центр "Академия", 2007. — С. 234.
2. Герашенко В.В. Безопасность, экономичность и повышение проходимости автомобильного транспорта: [монография] // В.В. Герашенко, А.И. Зайцев, Н.А. Коваленко, В.П. Лобах, А.В. Шур. — СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2018. — 154 с.
3. Герашенко В.В. Методы и средства диагностирования и повышения эксплуатационных свойств автомобилей и их агрегатов: монография / В.В. Герашенко, Н.А. Коваленко, В.П. Лобах. — Могилев: Беларус.—Рос. ун-т, 2017. — С. 142—150.
4. Система автоматического управления скоростью автомобиля в зависимости от сопротивления движению / Герашенко В.В. [и др.] // Автомобильная промышленность. — 2018. — № 4. — С. 12—15.