

На правах рукописи

Юсупов

Юсупов Азат Ахметович

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА АВТОМОБИЛЯ
ПУТЕМ УЧЕТА ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ И УПРАВЛЕНИЯ
ДВИГАТЕЛЕМ**

Специальность 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск 2013

Работа выполнена на кафедре «Колесные, гусеничные машины и автомобили» ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет)

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

Официальные оппоненты: **Баженов Евгений Евгеньевич**

доктор технических наук, доцент

(ФГБОУ УГЛТУ, директор Института автомобильного транспорта и технологических систем)

Бердов Евгений Иванович

кандидат технических наук, доцент

(ФГБОУ ВПО «Челябинская государственная агронженерная академия», заведующий кафедрой тракторов и автомобилей)

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный аграрный университет»

Защита состоится 29 января 2014 года в 13.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет) по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ауд. 1001.

Тел/факс (351) 267 91 23

E-mail: D 212.298.09@mail.ru

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

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять по указанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан «___» ____ года.

Ученый секретарь диссертационного совета
доктор технических наук,
профессор

Лазарев Е.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В автомобилестроении устойчивое применение находят механические ступенчатые коробки передач благодаря их относительной конструктивной простоте, низкой себестоимости, высокому КПД, надёжности и хорошо отработанной технологии изготовления. Одним из направлений их совершенствования является сокращение времени переключения передач с целью улучшения тягово-динамических свойств автомобиля.

На начальном этапе проектирования для оценки тягово-динамических свойств широко используется тягово-динамический расчет автомобиля. Целью тягово-динамического расчета является определение характеристик двигателя и трансмиссии, обеспечивающих требуемые тягово-скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля в заданных условиях эксплуатации. При этом в ходе расчета решается несколько задач:

- построение внешней скоростной характеристики двигателя;
- определение передаточных чисел трансмиссии;
- определение максимального преодолеваемого подъёма;
- построение тяговой и динамической характеристик автомобиля;
- определение времени и пути разгона автомобиля до заданной скорости.

Наибольший интерес представляет определение времени разгона до заданной скорости, поскольку полученные результаты позволяют напрямую сравнивать динамические свойства различных автомобилей.

Используемые в тягово-динамическом расчете методы определения времени разгона учитывают режим работы двигателя и трансмиссии не соответствующий реальным условиям эксплуатации автомобиля. Принимается допущение, что двигатель всегда работает при полной подаче топлива (т. е. по внешней скоростной характеристике), переключение передач происходит мгновенно при достижении максимальной скорости вращения коленчатого вала. В результате тягово-динамический расчет дает завышенную оценку тягово-скоростных свойств автомобиля при заданных мощности двигателя и передаточных отношениях трансмиссии. А в том случае, когда одной из задач расчета является определение мощности двигателя проектируемого автомобиля, принятые допущения могут привести к выбору двигателя недостаточной мощности. Кроме того, не учитывается влияние факторов, накладывающих ограничения на скорость движения автомобиля, например скорость транспортного потока в городских условиях.

Таким образом, актуальной задачей является усовершенствование тягово-динамического расчета автомобиля, в котором необходимо учесть:

- режимы работы двигателя и трансмиссии, характерные для реальных условий эксплуатации;
- влияние управляющего воздействия на режимы работы двигателя и трансмиссии;
- влияние внешних ограничений на режимы работы двигателя и трансмиссии;
- возможность использования на начальных этапах проектирования (при разработке технического задания и технического предложения).

Степень разработанности темы. В существующих методиках тягово-динамического расчета не учитывается управляющее воздействие на двигатель и трансмиссию и его связь с реальными условиями эксплуатации автомобиля. Известные методы математического моделирования движения автомобиля, учитывающие реальные условия эксплуатации и режимы управления двигателем и трансмиссией, не могут быть применены на ранних стадиях проектирования в условиях ограниченной информации о машине.

Цель работы – усовершенствовать тягово-динамический расчет автомобиля путем учета управляющего воздействия на двигатель и трансмиссию.

Объект исследования – методика тягово-динамического расчета автомобиля, оснащенного бензиновым двигателем и механической ступенчатой коробкой передач (УАЗ 31512), с учетом управляющего воздействия на двигатель и трансмиссию.

Предмет исследования – улучшение тягово-скоростных свойств автомобиля.

Задачи исследования:

- усовершенствовать методику тягово-динамического расчета автомобиля путем учета времени переключения передач, реальных режимов работы двигателя и трансмиссии, влияния на них управляющего воздействия и внешних ограничений, возможности использования на начальных этапах проектирования (при разработке технического задания и технического предложения);
- экспериментально оценить адекватность усовершенствованной методики тягово-динамического расчета;
- изучить влияние времени переключения передач на время разгона автомобиля на различных скоростях движения и при различных дорожных условиях;
- определить эффективность применения устройств, снижающих время переключения передач, для различных условий эксплуатации автомобиля.

Методологической основой работы являются основные положения теории автомобиля, теории механизмов и машин. Применены методы теоретического исследования с использованием дифференциального и интегрального исчисления, математического моделирования, и экспериментального с использованием электрического измерения неэлектрических величин.

Научная новизна работы:

- усовершенствованная методика тягово-динамического расчета автомобиля учитывает реальные режимы работы двигателя и трансмиссии, влияние на них управляющего воздействия и внешних ограничений, позволяет использовать её в условиях ограниченной информации об автомобиле;
- разработана математическая модель бензинового двигателя, которая учитывает все режимы его работы и включает в себя новую переменную - относительное перемещение органа управления подачей топлива h ;
- разработанная математическая модель двигателя позволяет представить дифференциальное уравнение движения автомобиля в виде дифференциального уравнения Риккати, которое, в свою очередь, имеет вид, позволяющий решить его аналитически.

Теоретическая значимость работы. Моделирование разгона автомобиля с учетом воздействия на орган управления подачей топлива и переключения передач позволяет получить уравнение движения автомобиля в виде дифференциального уравнения Риккати, которое имеет аналитические решения. Разработана математическая модель бензинового двигателя

Практическая значимость работы. Усовершенствованная методика тягово-динамического расчета может быть использована при проектировании новых автомобилей, совершенствовании существующих, а также в учебном процессе при подготовке инженеров в области автомобилестроения.

Апробация работы и внедрение результатов. Основные положения диссертации доложены и обсуждены на ежегодных научно-технических конференциях Южно-Уральского государственного университета в период 2004 – 2013 гг.

Результаты выполненной работы используются при проектировании автомобилей на ОАО «АвтоВАЗ» и при преподавании дисциплины «Теория автомобиля» на кафедре «Колесные, гусеничные машины и автомобили».

Публикации. Основные положения диссертации изложены в трех печатных работах, две из которых опубликованы в изданиях рекомендованных ВАК.

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

На защиту выносится: усовершенствованная методика тягово-динамического расчета.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

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

В первой главе рассмотрены существующие методики расчета тягово-скоростных свойств автомобиля. Проанализированы методы математического моделирования характеристик двигателя и процесса переключения передач в автомобильных механических ступенчатых трансмиссиях. Выполнен анализ способов определения времени разгона автомобиля в заданном диапазоне скоростей. Особое внимание удалено работам Галимзянова Р.К., Гана Р.С., Гришкевича А.И., Забавникова Н.А., Котиева Г.О., Литвинова А.С., Нагайцева М.В., Прокурякова В.Б., Чудакова Е.А., Умняшкина В.А., Фаробина Я.Е., Филькина Н.М., Ходеса И.В. и др. Установлено, что в существующих методиках тягово-динамического расчета не учитывается управляющее воздействие на двигатель и трансмиссию и его связь с реальными условиями эксплуатации, что приводит к неверной оценке тягово-скоростных свойств автомобиля. Известные методы математического моделирования движения автомобиля, учитывающие реальные условия эксплуатации и режимы управления двигателем и трансмиссией, требуют в исходных данных полной информации о конструкции и характеристиках агрегатов автомобиля и не могут быть применены на ранних стадиях проектирования в условиях ограниченной информации о машине.

В результате сделан вывод о необходимости усовершенствования методики

тягово-динамического расчета автомобиля путем учета реальных режимов эксплуатации, влияния управления двигателем и трансмиссией, с возможностью использования на начальных этапах проектирования.

Сформулированы цель и задачи исследования.

Во второй главе разработана математическая модель движения автомобиля, включающая в себя новую переменную – перемещение органа управления подачей топлива.

При аналитическом определении времени разгона автомобиля в заданном диапазоне скоростей возникают сложности, связанные с необходимостью использования в расчете аналитических зависимостей скоростных характеристик двигателя. Бензиновый двигатель внутреннего сгорания для отображения реальных режимов работы представлен совокупностью характеристик: внешней и частичными скоростными, а также тормозной. Эти характеристики входят в значительную по объему и сложности математическую модель движения транспортного средства. Поэтому представление характеристик совместимо с общей системой уравнений и достаточно простое для получения решения в виде дифференциального уравнения Риккати.

Основной параметр управления двигателем – величина топливоподачи, изменяется органом управления топливоподачи – педалью подачи топлива, обозначим её перемещение H и будем измерять в долях от полного перемещения H_{max} – $h = \frac{H}{H_{max}}$. Таким образом, задача моделирования характеристик двигателя сведена к нахождению функции зависимости эффективного крутящего момента M_e от частоты вращения коленчатого вала n и положения органа управления подачей топлива h :

$$M_e = f(n, h) \quad (1)$$

Типичный вид скоростных характеристик бензинового двигателя показан на рис. 1.

Для скоростных характеристик изменение M_e определяется зависимостью коэффициента наполнения от частоты вращения коленчатого вала. Основные факторы, влияющие на коэффициент наполнения, определяются квадратом скорости воздушного потока во впускной системе. Скорость эта пропорциональна частоте вращения коленчатого вала. Поэтому можно считать обоснованным представление зависимости крутящего момента от скорости вращения коленчатого вала при постоянном положении дроссельной заслонки в виде отрезка квадратичной параболы. Для диапазона частот коленчатого вала от n_{min} до n_N уравнение крутящего момента:

$$M_e = M_{max} + \frac{M_N - M_{max}}{(n_N - n_M)^2} (n - n_M)^2 \quad (2)$$

Уравнение (2) является моделью работы двигателя на стационарных режимах по внешней скоростной характеристике (при полном открытии органа управления подачей топлива, при $h=1$).

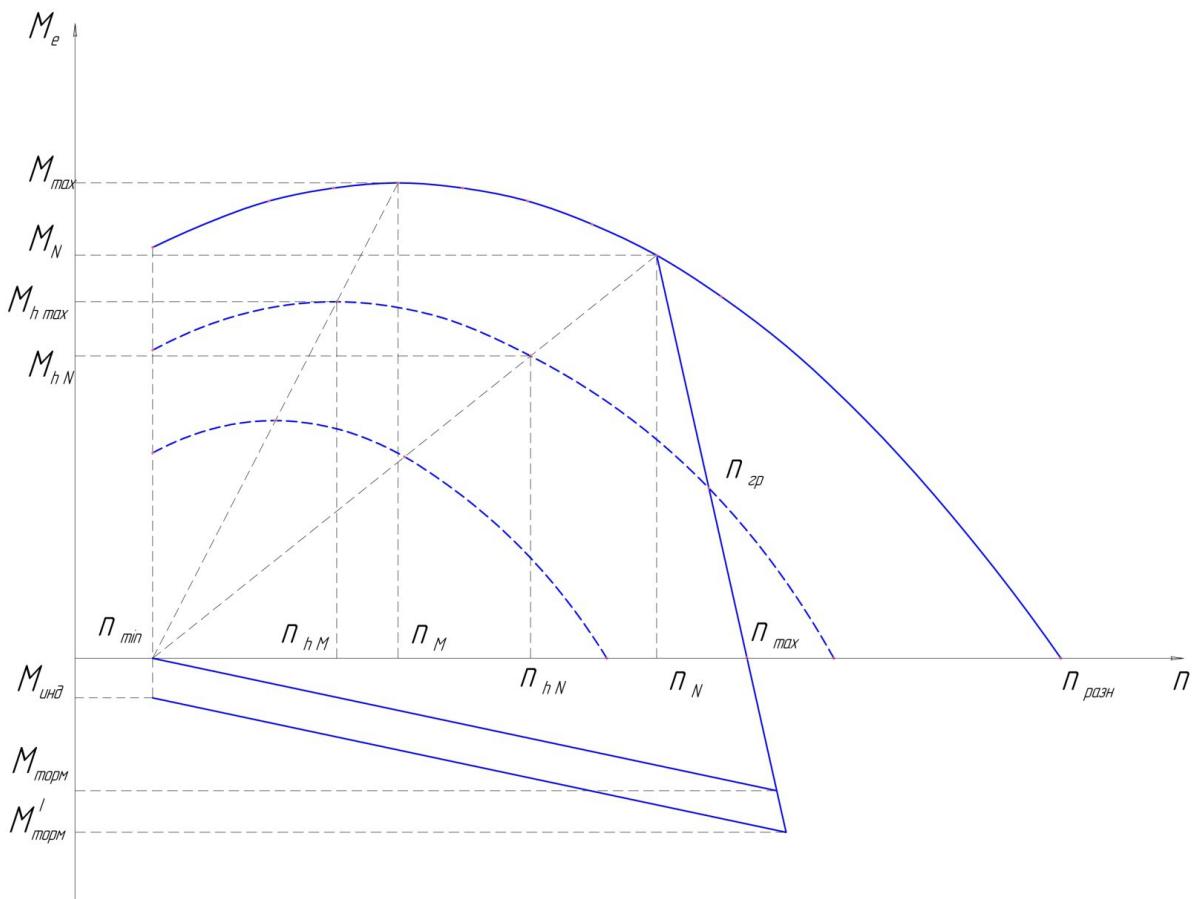


Рис. 1. Скоростные характеристики бензинового двигателя

При работе ограничителя максимальной частоты холостого хода, уменьшающем коэффициент наполнения в интервале частот $n=n_N$ до $n=n_{max}$. скоростная характеристика может отличаться от квадратичной параболы и должна иметь свое характерное отображение. Учитывая, что при эксплуатации автомобилей и большинства других транспортных средств эти режимы используются редко и не являются определяющими для оценки интегральных показателей работы транспортных средств, можно для упрощения задачи принять характеристику линейной:

$$M_e = \frac{M_N(n_{\max} - n)}{(n_{\max} - n_N)}, \quad (3)$$

Работа двигателя по частичной скоростной характеристике достигается частичным открытием дроссельной заслонки, т. е. введением дополнительного гидравлического сопротивления во впускной системе, зависящего от частоты вращения коленчатого вала во второй степени. Все изложенные выше соображения для внешней характеристики остаются справедливы и для частичной, её также можно представить в виде (2):

$$M_{h_{\max}} = M_{h_{\max}} + \frac{M_{hN} - M_{h_{\max}}}{(n_{hN} - n_{hM})^2} (n - n_{hM})^2 \quad . \quad (4)$$

Для обеспечения обратной связи между двигателем и оператором целесообразно выполнять привод управления органом управления подачей топлива так,

чтобы изменение подачи топлива было пропорционально перемещению органа управления дроссельной заслонкой. Тогда:

$$\begin{aligned} M_{h_{\max}} &= M_{\max} h, \\ M_{h_N} &= M_N h, \\ n_{M_h} &= n_{\min} + (n_M - n_{\min})h, \\ n_{N_h} &= n_{\min} + (n_N - n_{\min})h. \end{aligned} \quad (5)$$

Если при расчете получим, что максимальная частота вращения коленчатого вала на частичной характеристике больше по величине, чем максимальная частота холостого хода по внешней характеристике, то это означает, что при заданном положении органа управления топливоподачей двигатель выходит на режим работы ограничителя максимальной частоты. Следует принять $n_{h\max}=n_{\max}$, а эффективный крутящий момент считать по уравнению (3). Границная частота n_{ep} выхода на характеристику ограничителя определится из условия равенства эффективных крутящих моментов из уравнений (3) и (4) их совместным решением относительно $n=n_{ep}$.

При $n>n_{\max}$ двигатель работает в тормозном режиме.

Представим уравнение (4) в виде:

$$M_e = M_{\max} h - \frac{M_{\max} - M_N}{(\omega_N - \omega_M)^2 h} (\omega - \omega_{\min} + (\omega_M - \omega_{\min})h)^2. \quad (6)$$

На неустановившихся режимах учтем разгон маховика и других движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма:

$$M_e = M_{\max} h - \frac{M_{\max} - M_N}{(\omega_N - \omega_M)^2 h} (\omega - \omega_{\min} + (\omega_M - \omega_{\min})h)^2 - I_\delta \varepsilon_e, \quad (7)$$

где I_δ – момент инерции маховика и других движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма, приведенный к коленчатому валу двигателя, ε_e – угловое ускорение коленчатого вала.

При моделировании движения автомобиля с включенной передачей моменты инерции движущихся деталей двигателя и трансмиссии учтем коэффициентом вращающихся масс δ . Таким образом, в математическую модель движения автомобиля при разгоне можно включать крутящий момент двигателя в виде (6).

Используем аналитическую связь между скоростью автомобиля и временем через его ускорение :

$$\frac{dv}{dt} = \frac{P_k - P_w - fG_a}{G_a} \cdot \frac{g}{\delta}, \quad (8)$$

где G_a – вес автомобиля, P_k – сила тяги на колесе, P_w – сила сопротивления воздуха, f – коэффициент сопротивления качению, g – ускорение свободного падения, δ – коэффициент учёта вращающихся масс.

Сила тяги на ведущих колесах автомобиля:

$$P_k = \frac{M_e i_{mp} \eta_{mp}}{r_\delta}, \quad (9)$$

где i_{mp} – передаточное число трансмиссии, η_{mp} – к.п.д. трансмиссии, r_δ – динамический радиус колеса.

Сила сопротивления воздуха:

$$P_w = kF \cdot V^2, \quad (10)$$

где kF – фактор обтекаемости.

Коэффициент сопротивления качению:

$$f = f_0 \cdot (1 + k_l \cdot V^2), \quad (11)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению, относящийся к малым скоростям и для асфальтобетона $f_0 = 0.012 \dots 0.02$; $k_l = (52 \dots 65) \cdot 10^{-5}$.

Представим уравнение (9) в виде дифференциального уравнения:

$$\frac{dv}{dt} = av^2 + bv + c \quad , \quad (12)$$

где коэффициенты a, b, c являются функциями от h и находятся по следующим зависимостям:

$$(13) \quad \begin{aligned} a &= \left(-\frac{M_{\max} - M_N}{(\omega_N - \omega_M)^2 h} \cdot \frac{i_{mp}^3 \eta_{mp}}{r_o^3} - kF - f_o k_l G_a \right) \frac{g}{G_a \delta}, \\ b &= -2 \frac{M_{\max} - M_N}{(\omega_N - \omega_M)^2 h} \cdot ((\omega_M - \omega_{\min})h - \omega_{\min}) \cdot \frac{i_{mp}^2 \eta_{mp} g}{r_o^2 G_a \delta}, \\ c &= \left[\left[M_{\max} h - \frac{M_{\max} - M_N}{(\omega_N - \omega_M)^2 h} \cdot ((\omega_M - \omega_{\min})^2 h^2 - 2(\omega_M - \omega_{\min})h\omega_{\min} + \omega_{\min}^2) \right] \cdot \frac{i_{mp} \eta_{mp}}{r_o} - f_o G_a \right] \frac{g}{G_a \delta}. \end{aligned}$$

Уравнение (12) является общим дифференциальным уравнением Риккати, вид аналитического решения которого будет зависеть от вида функции $h(t)$.

Если положение органа управления подачей топлива можно считать постоянным ($h=const$), то коэффициенты a, b, c примут соответствующие постоянные значения A, B, C . В этом случае решение уравнения (13) может быть найдено разделением переменных и примет вид:

$$t = \frac{1}{A \sqrt{\frac{C}{A} - \frac{B^2}{4A^2}}} \arctg \frac{v + \frac{B}{2A}}{\sqrt{\frac{C}{A} - \frac{B^2}{4A^2}}} + C_1 \quad \text{при} \quad \frac{C}{A} - \frac{B^2}{4A^2} > 0, \quad (14)$$

$$t = \frac{1}{2A \sqrt{\frac{B^2}{4A^2} - \frac{C}{A}}} \ln \begin{cases} v + \frac{B}{2A} - \sqrt{\frac{B^2}{4A^2} - \frac{C}{A}} \\ v + \frac{B}{2A} + \sqrt{\frac{B^2}{4A^2} - \frac{C}{A}} \end{cases} + C_2 \quad \text{при} \quad \frac{C}{A} - \frac{B^2}{4A^2} < 0, \quad (15)$$

где C_1 и C_2 – определяются из начальных условий движения.

Зная начальные условия движения – значение начального момента времени и соответствующую ему начальную скорость движения, а также конечную скорость либо продолжительность разгона, по уравнениям (14) и (15) можно построить график изменения скорости автомобиля во времени при разгоне на одной передаче с постоянным положением органа управления подачей топлива. Изменяя значение h в диапазоне от 0 до 1 можно моделировать различную интенсивность разгона и различные режимы управления автомобилем.

На рис. 2 для примера изображены графики изменения скорости во времени для разных h , построенные по результатам расчета разгона автомобиля УАЗ-31512 на первой передаче. Скорость автомобиля изменяется от скорости, соответствующей минимальной устойчивой скорости вращения коленчатого вала двигателя, до максимальной для этого режима движения. Максимальное значение скорости автомобиля ограничивалось максимальной скоростью вращения коленчатого вала, либо условием достижения ускорением автомобиля значения, близкого к нулю.

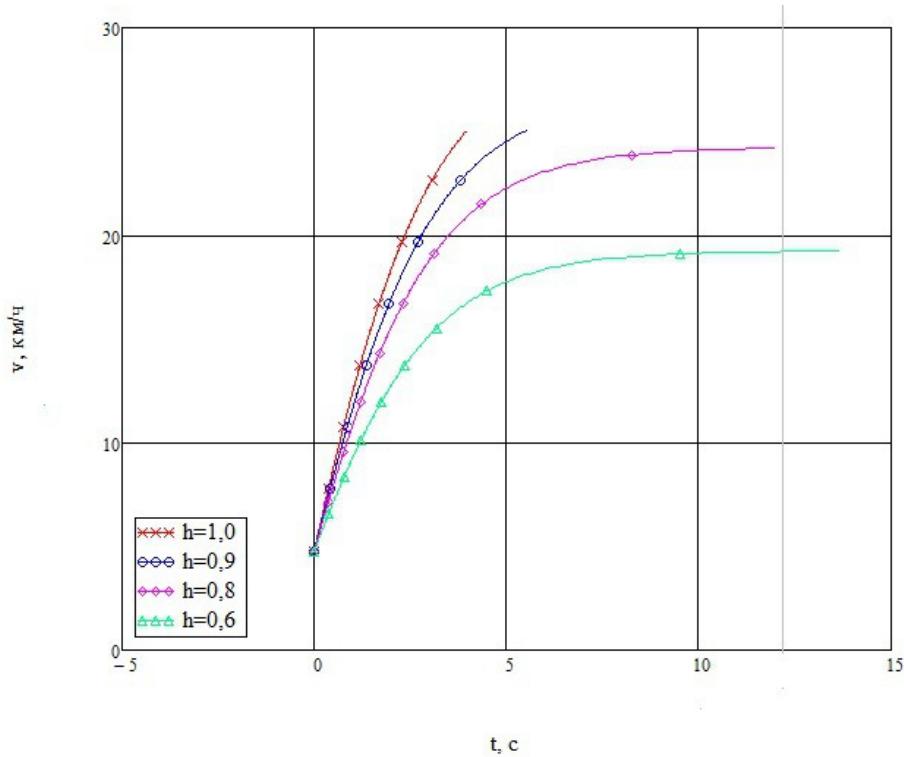


Рис. 2. Изменение скорости автомобиля УАЗ-31512 на первой передаче для разных постоянных значений h

При расчете можно аппроксимировать зависимость $h(t)$ другой функцией, описывающей иное воздействие на орган управления подачей топлива.

Общее уравнение Риккати не имеет универсального аналитического способа решения и может быть решено численно.

Таким образом, изменение скорости движения автомобиля при разгоне на одной передаче можно определить, решая систему уравнений:

$$\begin{cases}
 \frac{dv}{dt} = av^2 + bv + c \\
 a = \left(-\frac{M_{\max} - M_N}{(\omega_N - \omega_M)^2 h} \cdot \frac{i_{mp}^3 \eta_{mp}}{r_\delta^3} - kF - f_o k_1 G_a \right) \frac{g}{G_a \delta} \\
 b = -2 \frac{M_{\max} - M_N}{(\omega_N - \omega_M)^2 h} \cdot ((\omega_M - \omega_{\min})h - \omega_{\min}) \cdot \frac{i_{mp}^2 \eta_{mp} g}{r_\delta^2 G_a \delta} \\
 c = \left[\left(M_{\max} h - \frac{M_{\max} - M_N}{(\omega_N - \omega_M)^2 h} \cdot ((\omega_M - \omega_{\min})^2 h^2 - 2(\omega_M - \omega_{\min})h\omega_{\min} + \omega_{\min}^2) \right) \cdot \frac{i_{mp} \eta_{mp}}{r_\delta} - f_o G_a \right] \frac{g}{G_a \delta} \\
 h = f(t)
 \end{cases} \quad (16)$$

При переключении передач отсутствует сила тяги на ведущих колесах. Тогда формула (14) примет вид:

$$t = -\frac{1}{2\sqrt{AC}} \ln \left| \frac{v - \sqrt{\frac{C}{A}}}{v + \sqrt{\frac{C}{A}}} \right| + C_1, \quad (17)$$

где C_1 – определяется из начальных условий движения.

Система уравнений (16) и формула (17) позволяют аналитически определить зависимость скорости движения автомобиля от времени и от управляющего воздействия на двигатель и трансмиссию. Задавая закон изменения положения органа управления подачей топлива и режимы переключения передач можно смоделировать стиль управления автомобилем, характерный для конкретных режимов движения. Полученные зависимости могут быть использованы в тягово-динамическом расчете и позволяют получить представление о тягово-скоростных свойствах автомобиля в условиях эксплуатации, характерных для конкретной машины. Можно оценить влияние времени переключения передач на динамику автомобиля в различных дорожных условиях. Таким образом, можно в условиях ограниченной информации об автомобиле до начала испытаний выбрать скоростные характеристики двигателя и передаточные числа трансмиссии.

Система уравнений (16) позволяет по известному закону изменения скорости движения автомобиля во времени определить необходимое перемещение органа управления подачей топлива. Это важно, например, для оценки на этапе проектирования расхода топлива при различных езовых циклах и последующей оптимизации передаточных чисел трансмиссии с целью обеспечения требуемой топливной экономичности.

Итак, полученная математическая модель разгона автомобиля, позволяет аналитически решить три различные задачи:

1) Определение минимального времени разгона автомобиля в заданном диапазоне скоростей при свободном (т.е. обеспечивающем наибольшую эффективность разгона) режиме управления автомобилем.

2) Оценка тягово-скоростных свойств автомобиля при заданном режиме управления, характерном для реальных условий эксплуатации.

3) Определение режимов управления двигателем и трансмиссией, обеспечивающих движение автомобиля по заданному закону изменения скорости.

В третьей главе изложены методика и результаты экспериментального исследования. В качестве объекта исследования выбран автомобиль УАЗ-31512 оснащенный бензиновым двигателем ЗМЗ-402 и механической четырёхступенчатой коробкой передач. Автомобиль перед проведением испытаний имел пробег 63 тыс. км, прошел техническое обслуживание в объеме ТО-2, все агрегаты и узлы соответствовали ТУ завода-изготовителя.

Целью экспериментального исследования являлась проверка адекватности разработанной математической модели. Для достижения этой цели были решены следующие задачи:

1) Разработана методика экспериментального исследования, позволяющая определить изменение скорости движения автомобиля во времени при изменении передаточного отношения трансмиссии при переключении передач и положения органа управления (педали) подачей топлива.

2) Разработан и установлен на автомобиль измерительный комплекс регистрирующий изменение во времени следующих параметров: скорость движения автомобиля, положение педали подачи топлива, передаточное отношение трансмиссии.

3) Проведены испытания легкового автомобиля, оснащенного бензиновым двигателем и механической ступенчатой коробкой передач.

Скорость движения автомобиля определялась по известной зависимости от скорости вращения колеса. Скорость вращения колеса измерялась с помощью тахогенератора, в качестве которого использовался коллекторный двигатель постоянного тока ДПМ-25-Н1.

Для оценки передаточного отношения трансмиссии, времени переключения передач и фиксации моментов включения и выключения передач, также использовались тахогенераторы ДПМ-25-Н1 и ДПФ-42-Ф1, установленные на коленчатом валу двигателя и промежуточном валу коробки передач соответственно.

Таким образом, в ходе испытаний записывались или могли быть посчитаны через известные передаточные отношения скорости вращения всех валов трансмиссии на всех режимах движения автомобиля, в том числе и в процессе переключения передач, когда передача вращающего движения от коленчатого вала к ведущим колесам прерывается дважды – при выключении сцепления и при выключении передачи в коробке передач. Поскольку конструкцией автомобиля не предусмотрено переключение передач в раздаточной коробке во время движения автомобиля, то передаточное отношение на участке трансмиссии от промежуточного вала коробки передач до полуосей было принято постоянным. Сравнение одновременного изменения этих трех скоростей вращения во времени позволяет определить смену режимов движения автомобиля во время испытаний.

Чтобы проконтролировать скоростные характеристики двигателя и оценить динамические нагрузки и время переключения передач, в промежуток разрыва передачи вращательного движения, при выключенном сцеплении, измерялось и

фиксировалось изменение во времени крутящего момента на полуоси, а также скоростей вращения всех валов.

Положение педали подачи топлива измерялось потенциометром, установленным на оси поворота дроссельной заслонки.

Структурная схема взаимодействия составных частей измерительного комплекса представлена на рис. 3.

Таким образом, в состав измерительного комплекса включены:

- 1) Датчики скорости вращения (тахогенераторы), установленные на коленчатом валу двигателя (ДПМ-25-Н1), промежуточном валу коробки передач (ДПФ-42-Ф1) и ведущем колесе автомобиля (ДПМ-25-Н1).
- 2) Датчик положения дроссельной заслонки (потенциометр).
- 3) Тензорезисторы
- 4) Измерительный преобразователь ИПТ-1
- 5) Аналогово-цифровой преобразователь LA-50USB.
- 6) Коммутационная плата ЛА-ТК50A.
- 7) ПЭВМ (ноутбук).

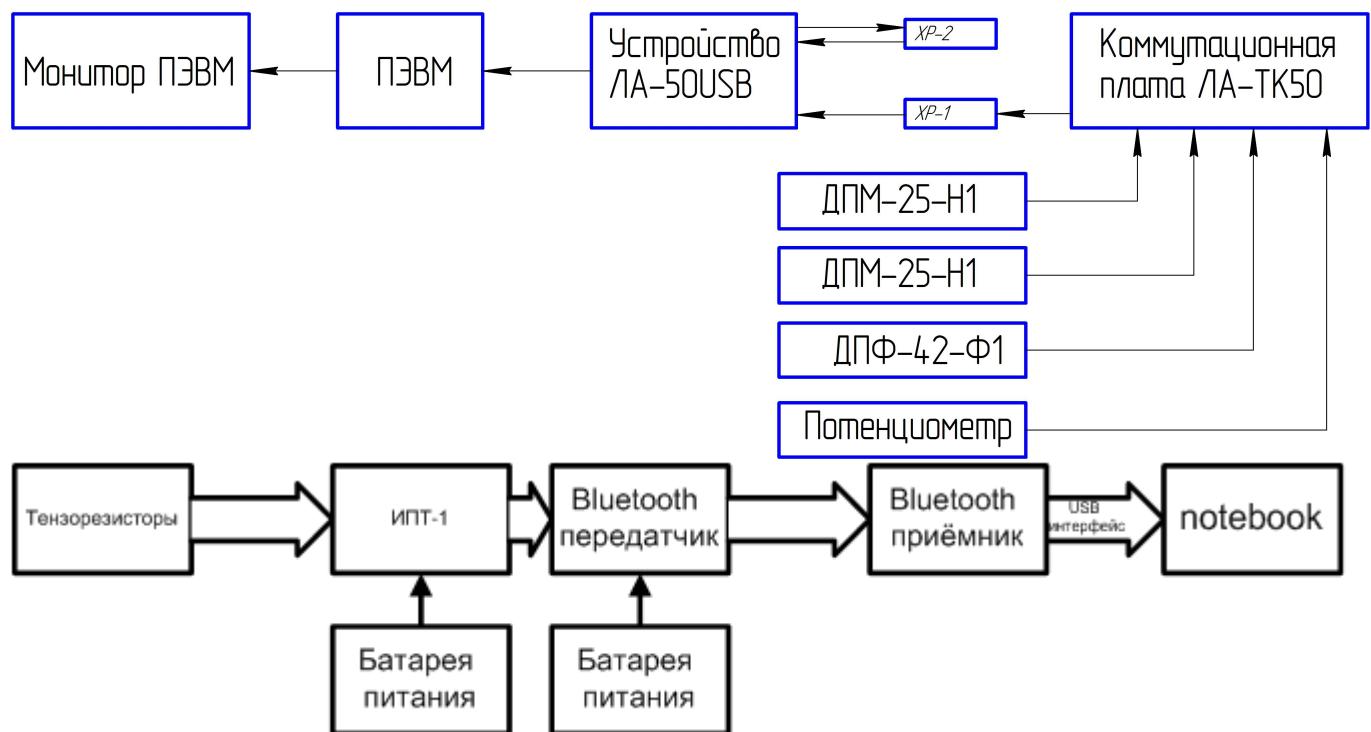


Рис. 3. Структурная схема взаимодействия составных частей измерительного комплекса

Для проверки адекватности математической модели были проведены лабораторно-дорожные испытания с использованием ходовой лаборатории на базе автомобиля УАЗ-31512 согласно приведенной методике. Испытания проводились на горизонтальном участке дороги с асфальтовым покрытием при движении по прямолинейной траектории.

Некоторые результаты испытаний представлены на рис. 4 и 5. Также для эффективной и быстрой обработки результатов испытаний была произведена их запись в качестве таблицы в формате текстового файла.

График изменения положения педали подачи топлива (рис.4) представлен в виде отрезков прямых линий и записан в виде функции от времени. По уравнениям (16) и (17) произведен расчет скорости автомобиля для этой функции. Результаты расчета совмещены с результатами измерения скорости автомобиля на рис. 5 и записаны в таблицу.

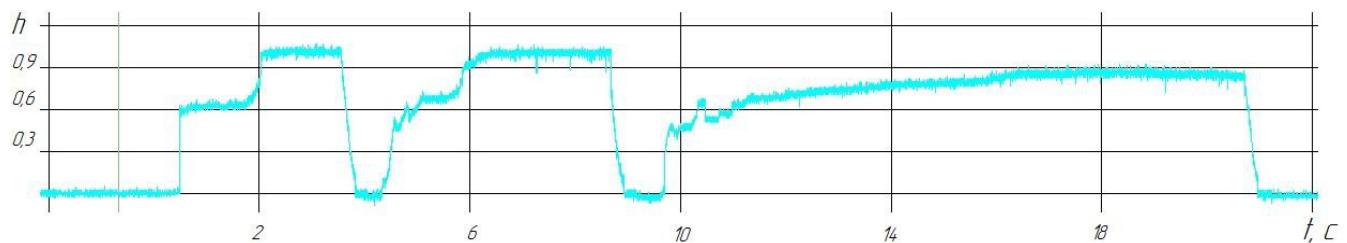


Рис. 4. Изменение положения педали подачи топлива

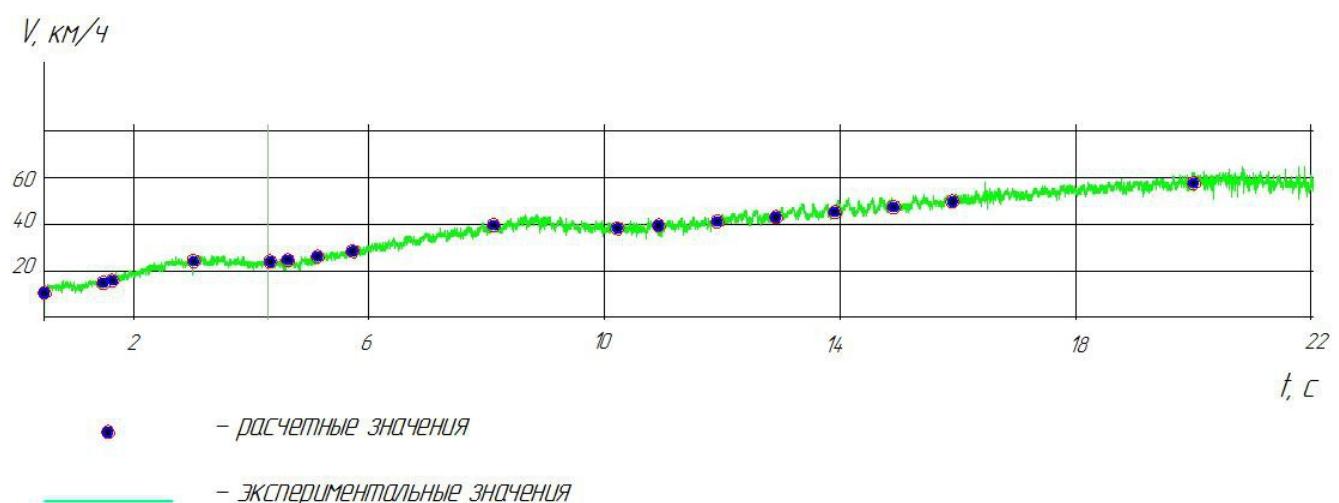


Рис.5. Изменение скорости автомобиля

Как видно из таблицы, максимальная разница расчетной и экспериментальной скоростей составила 1,8 км/ч (выделено) или 6,5%, что свидетельствует о достаточной адекватности разработанной математической модели.

Сравнение расчетной и экспериментальной скоростей автомобиля

Время, с	Положение педали подачи топлива	Расчетная скорость, км/ч	Экспериментальная скорость, км/ч
0	0,6	11,9	12,4
1,3	0,6	16,5	16,0
1,5	1,0	17,4	18,5
3,0	1,0	26,1	25,4
4,3	0,52	25,8	24,4
4,6	0,67	26,5	24,9
5,1	0,67	27,9	26,1
5,7	1,0	30,5	30,0
8,1	1,0	41,8	40,1
10,2	0,52	40,6	41,1
10,9	0,66	41,5	41,1

11,9	0,86	43,4	44,0
12,9	0,86	45,4	46,2
13,9	0,86	47,6	48,4
14,9	0,86	49,8	50,1
15,9	0,86	52,2	52,6
20	0,86	60,5	61,6

В четвертой главе сравниваются существующая и усовершенствованная методики тягово-динамического расчета, анализируется влияние времени переключения передач на время разгона автомобиля на различных скоростях движения и в различных дорожных условиях.

Рассчитано время разгона до 60 км/ч на трех и до 80 км/ч на четырех передачах. Начальная скорость разгона соответствует движению на первой передаче при минимальной устойчивой скорости вращения коленчатого вала, продолжительность каждого переключения передачи 2 с. Скорости начала переключения передач по обеим методикам соответствуют максимальной скорости вращения коленчатого вала двигателя.

По существующей методике время разгона до 60 км/ч составило 8,5 с, до 80 км/ч – 15,3 с, по усовершенствованной – 12,7 с и 22,8 с соответственно, в том числе время, затраченное на переключение передач – 4 с и 6 с. Таким образом, по существующей методике время разгона существенно занижается, что приводит к снижению требований к мощности двигателя.

Влияние времени переключения на время разгона увеличивается с ростом скорости, на которой происходит переключение. При сокращении времени переключения только с третьей передачи на четвертую с 2 до 1 с время разгона до 80 км/ч сократится на 2,2 с. А при сокращении времени переключения до 0,5 с время разгона до 80 км/ч уменьшится на 3,1 с.

С увеличением сопротивления движению влияние времени разгона на тягово-скоростные свойства возрастает. При достаточно больших f , когда потеря скорости при переключении на низких скоростях становится значительной, переключение теряет смысл, поскольку силы тяги на второй передаче недостаточно для преодоления сопротивления движению.

Одним из направлений совершенствования коробок передач является сокращение времени переключения. Существует много технических решений, позволяющих решить эту задачу. Большинство из них предполагают усложнение и удорожание конструкции. Такие решения целесообразны для включения высших передач на больших скоростях движения, а также на низких скоростях, в трансмиссиях машин предназначенных для эксплуатации в широких пределах изменения сопротивления движению, конструкция которых предполагает изменение передаточного отношения при движении в сложных дорожных условиях, например, в автомобилях повышенной проходимости, оснащенных раздаточной коробкой.

Примером может служить коробка передач с изменяемым межосевым расстоянием, разработанная и испытанная с участием автора на Автотракторном факультете Южно-Уральского государственного университета. Кинематическая схема коробки передач позволяет осуществлять переключение по нескольким алго-

ритмам, отличающимся по продолжительности процесса переключения и возникающим при этом динамическим нагрузкам. При переключении с использованием сцепления время переключения с низшей передачи на высшую составляет 0,5 с, а с высшей на низшую 0,8 с. В этом случае время разгона до 60 км/ч составит 9,1 с, и 17,2 с до 80 км/ч. Без использования сцепления переключение на высшую передачу займет 0,3 с, а на низшую 0,4 с. Время разгона 8,5 с и 16,4 с соответственно до 60 км/ч и до 80 км/ч. При способе переключения без сцепления и без нейтрального положения время переключения на высшую передачу составит 0,1 с, на низшую – 0,1 с. Как видим, последний алгоритм имеет наименьшую продолжительность переключения. Однако он может использоваться только в двухступенчатом модуле, т.е. в многоступенчатой коробке передач его можно применить только для включения двух передач. С учетом вышеизложенных выводов можно рекомендовать его применение для третьей и четвертой передач четырехступенчатой коробки передач автомобиля УАЗ-31512. Время разгона до 80 км/ч в этом случае составит 16,1 с.

Таким образом, на основании анализа результатов исследования можно сделать следующие выводы:

- разработанная методика позволяет оценить влияние времени переключения передач на тягово-скоростные свойства автомобиля на различных скоростях движения и в разных дорожных условиях;
- влияние времени переключения на время разгона увеличивается с ростом скорости, на которой происходит переключение;
- на автомобилях, не предназначенных для эксплуатации в условиях большого сопротивления движению, устройства, снижающие время переключения, целесообразно применять на высоких скоростях движения для включения высших передач;
- устройства, снижающие время переключения, целесообразно применять в трансмиссиях автомобилей, предназначенных для эксплуатации в условиях большого сопротивления движению.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1) Усовершенствованная методика тягово-динамического расчета автомобиля, учитывает реальные режимы эксплуатация, а также влияние управления двигателем и трансмиссией, и позволяет аналитически решить три основные задачи:

- определить минимальное время разгона автомобиля в заданном диапазоне скоростей при свободном (т.е. обеспечивающем наибольшую эффективность разгона) режиме управления автомобилем;
- оценить тягово-скоростные свойства автомобиля при заданном режиме управления, характерном для реальных условий эксплуатации;
- определить режимы управления двигателем и трансмиссией, обеспечивающие движение автомобиля по заданному ездовому циклу.

2) Показано, что разгон автомобиля в усовершенствованном тягово-динамическом расчете описывается дифференциальным уравнением Риккати, которое имеет вид, позволяющий решить его аналитически.

3) Подтверждена адекватность усовершенствованной методики сравнением расчетных и экспериментальных значений скорости автомобиля при разгоне, расходжение которых не превысило 6,5%.

4) Учет управления двигателем и трансмиссией, времени переключения передач уточняет расчетное время разгона автомобиля УАЗ-31512 до 80 км/ч на 49%. Это влияние усиливается с ростом скоростей, на которых производится переключение. Переключения передач изменением межосевого расстояния целесообразнее применять для включения высших передач на высоких скоростях движения, а также в трансмиссиях автомобилей, предназначенных для эксплуатации в тяжелых дорожных условиях.

5) Влияние времени переключения на время разгона увеличивается с ростом скорости, на которой происходит переключение. При сокращении времени переключения только с третьей передачи на четвертую с 2 до 1 с время разгона до 80 км/ч сократится на 2,2 с. А при сокращении времени переключения до 0,5 с время разгона до 80 км/ч уменьшится на 3,1 с.

6) Разработанная методика тягово-динамического расчета может быть использована при проектировании новых автомобилей, совершенствовании существующих, а также в учебном процессе при подготовке инженеров в области автомобилестроения.

7) В перспективе возможно совершенствование тягово-динамического расчета автомобилей, оснащенных другими типами двигателей и трансмиссий, с использованием разработанного в диссертации методологического подхода.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах

B изданиях, рекомендованных ВАК РФ

1. Драгунов, Г.Д. Математическое представление скоростных характеристик автомобильных двигателей / Г.Д. Драгунов, И.А. Мурог, А.А. Юсупов // Двигателестроение. – 2010. – № 1. – С. 23-25.

2. Драгунов, Г.Д. Методика расчетно-экспериментального исследования трансмиссии автомобиля / Г.Д. Драгунов, Д.С. Власов, А.А. Юсупов // Вестник Южно-Уральского государственного университета. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2010. – С. 84-88.

3. Драгунов, Г.Д. Оценка тягово-скоростных свойств автомобиля и результаты их экспериментального исследования / Г.Д. Драгунов, А.А. Юсупов // Науковедение. – 2013. – № 6 (19). – С. 23-25.

Другие публикации

4. Драгунов, Г.Д. Целесообразность и ожидаемая эффективность повышения скорости переключения передач в спортивных автомобилях / Г.Д. Драгунов, А.Г. Дудников, А.А. Юсупов // XXVI Российская школа по проблемам науки и технологий. Краткие сообщения. – Екатеринбург: УрО РАН, 2006. – С. 162-168.

5. Драгунов, Г.Д. Экспериментальная оценка адекватности методики тягово-динамического расчета, усовершенствованной учетом управления двигателем и трансмиссией / Г.Д. Драгунов, А.А. Юсупов // VIII Международная научно-практическая конференция «Перспективные разработки науки и техники – 2013». –

Перемышль, Польша: Sp. z o.o. “Nauka I studia”, 2013. – С. 86-91.

6. Драгунов, Г.Д. Оценка тягово-скоростных свойств автомобиля УАЗ-31512 с помощью тягово-динамического расчета, усовершенствованного учетом управления двигателем и трансмиссией / Г.Д. Драгунов, А.А. Юсупов // VIII Международная научно-практическая конференция «Достижения высшей школы – 2013». – София, Болгария: Бял ГРАД-БГ, 2013. – С. 241-246.