

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА АВТОМОБИЛЬНОЙ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИИ ТИПА CVT

С. А. Горожанкин, д.т.н., проф.; В. Ф. Мущанов, д.т.н., проф.; Н. В. Савенков, к.т.н., доцент
ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры»

Аннотация. Приведенный в статье материал направлен на исследование эффективности преобразования крутящего момента перспективной бесступенчатой трансмиссией типа CVT (Continuously Variable Transmission) с целью определения сопутствующих потерь энергии. Результаты базируются на выполненных натурных испытаниях процесса движения в городских условиях автомобиля Mitsubishi Lancer EX GLS, который был выбран в качестве объекта. Полученные закономерности и характеристики рабочего процесса бесступенчатой трансмиссии позволяют впоследствии выработать как комплекс рекомендаций по рациональному регулированию силовыми установками, содержащими трансмиссии такого типа, так и разработать для них (с учетом результатов аналогичных исследований) универсальную безразмерную характеристику энергетической эффективности для её последующего применения в инженерных и учебных целях.

Ключевые слова: автомобиль, бесступенчатая трансмиссия, двигатель внутреннего сгорания, нагрузочно-скоростной режим, коэффициент полезного действия, маршрут движения.



*Горожанкин
Сергей Андреевич*



*Мущанов
Владимир Филитович*



*Савенков
Никита Владимирович*

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Стоимость выполнения единицы транспортной работы является важной составляющей соответствующего технологического процесса производства или обслуживания. Одним из наиболее значимых факторов, влияющих на эту стоимость, является мощностной баланс автотранспортного средства (АТС), который обусловлен удельным сопротивлением движению со стороны внешней среды и эффективностью преобразования энергии и её составляющих в агрегатах силовой установки (СУ) колёсной машины (в двигателе и трансмиссии).

Зависимости потерь мощности в СУ являются многопараметрическими и обусловлены её конструктивными особенностями и рабочими режимами. Соответственно, сократить эти потери возможно как совершенствованием рабочих процессов отдельных агрегатов, так и рационализацией их режимов работы, что является основной целью исследований.

В настоящее время конструкции трансмиссий стремительно развиваются. Это обусловлено острой конкурентной борьбой производителей и непрерывными процессами ужесточения норм и стандартов в области автомобильного транспорта.

Значительное количество серийных АТС (например, Toyota Auris, Audi A-6, Nissan X-trail, Mitsubishi Lancer, Renault Megane, Renault Koleos, Dodge Caliber, Subaru Outback, Citroen C-Crosser, Peugeot 4007, Honda Civic, Fiat Punto и др.) оснащаются вариаторными трансмиссиями типа CVT [1], которые позволяют

с помощью соответствующего регулирования изменять нагрузочно-скоростной режим работы двигателя без разрыва потока мощности (в отличие от традиционных ступенчатых коробок передач). Они не имеют фиксированных передаточных чисел, а характеризуются лишь диапазоном их изменения. Такие трансмиссии позволяют в наилучшей степени согласовывать режим работы двигателя с режимом движения колёсной машины. При всех своих преимуществах, трансмиссии типа CVT имеют также и ряд существенных недостатков, основными среди которых являются относительно небольшие ресурс и КПД. В отличие от других видов трансмиссий (ступенчатых механических и гидромеханических), в литературе практически отсутствуют систематические исследования влияния конструктивных параметров и режимов работы вариаторов типа CVT на общий КПД этих агрегатов. Это не позволяет сформировать общие принципы математического моделирования рабочего процесса такой трансмиссии при исследовании процессов движения автомобиля путём численных экспериментов и выработать однозначные рекомендации по рациональному конфигурированию и управлению такими силовыми установками.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ПУБЛИКАЦИЙ

В настоящее время теоретические принципы и практический опыт, выработанные в ходе конструирования, доводки и эксплуатации автомобильных вариаторов типа CVT, излагаются преимущественно в научной литературе стран дальнего зарубежья. В

известной работе [2] приводятся зависимости относительных потерь мощности в одной из моделей вариаторов рассматриваемого типа. Эти данные отличаются по расположению характерных режимных точек на приведенных графиках от результатов теоретических расчетов [3], выполненных по методике [4] на основании обратного инжиниринга агрегата фирмы Jatco модели JF011e автомобиля Nissan Qashqai. Таким образом, наработка материала по натурным испытаниям различных моделей вариаторов типа CVT позволят как расширить теорию их рационального проектирования, так и совершенствовать общие принципы конфигурирования перспективных силовых установок современных автомобилей.

ОСНОВНАЯ ЦЕЛЬ СТАТЬИ

Экспериментальным путем получить характеристику потерь мощности в трансмиссии автотранспортного средства, содержащей вариатор типа CVT.

ОСНОВНОЙ МАТЕРИАЛ ИССЛЕДОВАНИЯ

Натурные исследования рабочих процессов узлов и агрегатов силовой установки АТС, как правило, выполняют в ходе стендовых (лабораторных) либо дорожных испытаний. Объектом испытаний в первом случае может являться как сам агрегат – для этого используют соответствующий нагрузочный стенд, так и автомобиль в сборе, располагающийся в ходе исследований на стенде с беговыми барабанами.

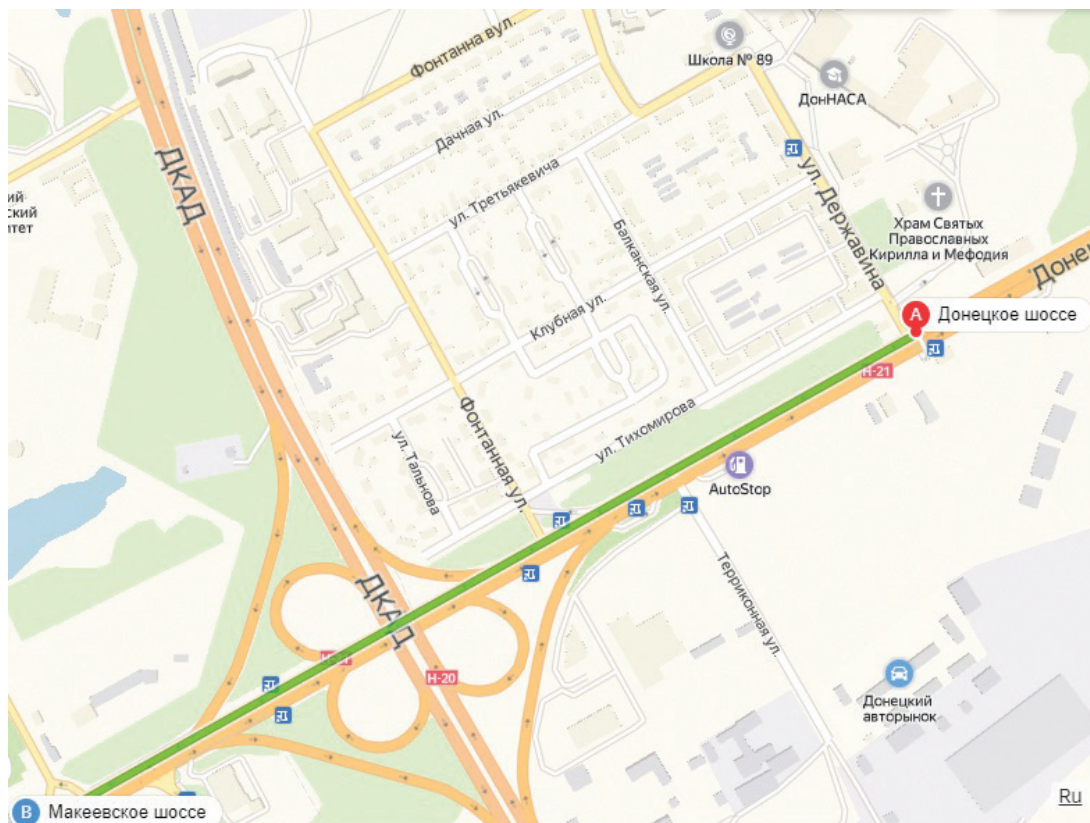


Рис. 1. Схема маршрута дорожных испытаний (прямое направление)

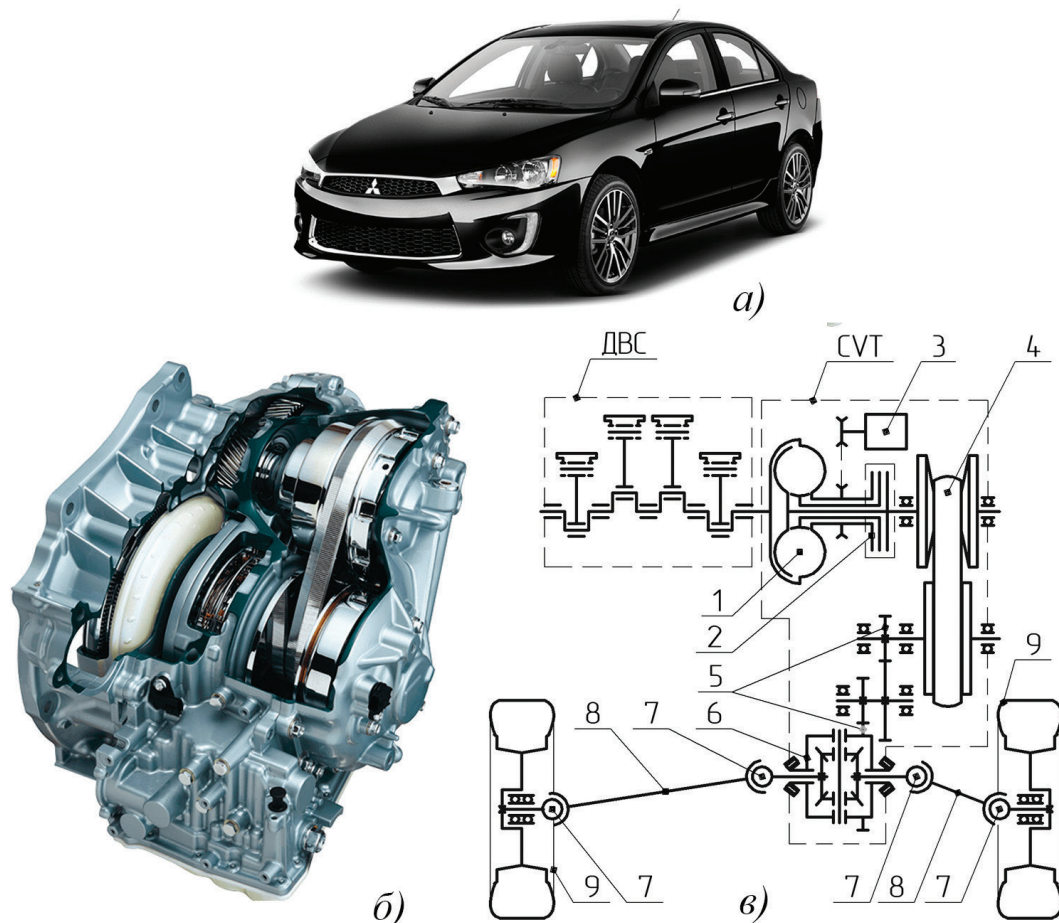


Рис. 2. Автомобиль Mitsubishi Lancer EX GLS и его СУ: а) внешний вид автомобиля, б) трансмиссия CVT модели Mitsubishi INVECS-III (F1CJA), в) кинематическая функциональная схема СУ автомобиля

В основу настоящего исследования положены результаты дорожных испытаний выбранного в качестве примера серийного автомобиля Mitsubishi Lancer EX GLS, который оснащен вариаторной трансмиссией типа CVT, для определения характеристики потерь мощности в этой трансмиссии. Основные параметры и показатели рассматриваемого автотранспортного средства приведены в таблице 1. Измерительный участок (маршрут движения), на котором выполнялся натурный эксперимент, был выбран на Макеевском шоссе, рис. 1: точка «А» - начало прямого направления маршрута и завершение его обратного направления; точка «В» - начало обратного направления маршрута и завершение его прямого направления.

Дорожное покрытие на участке – сухое асфальтобетонное шоссе в хорошем состоянии (коэффициент сопротивления качению пневматической шины радиальной конструкции принят $f = 0,015$, [5]) с относительным продольным уклоном в прямом направлении движения $i = 0,005 \pm 0,001$ (5 ± 1 метров на 1000 м пути) [6]. Соответственно, в обратном направлении (от т. «В» до т. «А», рис. 1) $i = -0,005 \pm 0,001$.

На рис. 2в позициям соответствуют следующие структурные элементы: 1 – гидротрансформатор (ГДТ), 2 – муфта изменения режима работы трансмиссии (блокировка ГДТ, задний ход, нейтральная передача),

3 – насос гидравлической системы вариатора, 4 – бесступенчатая передача CVT, 5 – двойная главная передача, 6 – дифференциал, 7 – шарниры равных угловых скоростей, 8 – приводы колёс, 9 – ведущие колёса.

В ходе дорожных испытаний сбор данных осуществлялся с помощью мультимарочного сканера «Сканматик-2», подключенного к диагностической линии автомобиля через интерфейс OBD-II. Основные параметры (разрежение во впускном коллекторе ДВС, частота вращения коленчатого вала, скорость автомобиля, массовый расход воздуха) и графики их изменения в процессе движения по маршруту показаны на рис. 2.

Дальнейшая работа сводилась к разработке на основании паспортных характеристик АТС и полученных массивов экспериментальных данных математических моделей характеристик эффективных показателей ДВС и процесса движения на выбранном маршруте с целью последующего выражения из полученных уравнений величин КПД вариатора.

Математическое описание нагрузочно-скоростных характеристик эффективных показателей ДВС осуществлялось на основании рекомендаций классической теории автомобиля [5]. Для этого вычислялись коэффициенты приспособляемости ДВС по частоте вращения коленчатого вала K_{ω} и по крутящему моменту K_M :

Основные характеристики автомобиля Mitsubishi Lancer EX GLS

№	Параметры и показатели	Обознач.	Ед. измер.	Значение
Шасси				
1	Снаряжённая масса	m_0	кг	1365
2	Ширина/высота автомобиля	b/h	мм	1760 / 1515
3	Коэффициент сопротивления воздушной среды	C_x	-	0,35 [7]
4	Размерность шин	$H/B D$	мм/% inch	205/60 16
Двигатель				
5	Модель	-	-	4B11
6	Номинальная мощность	N_{max}	кВт	107,35
7	Частота вращения коленчатого вала при N_{max}	n_N	мин ⁻¹	6000
8	Максимальный крутящий момент	M_{max}	Нм	196
9	Частота вращения коленчатого вала при M_{max}	n_M	мин ⁻¹	4200
Трансмиссия				
10	Тип	Бесступенчатая, типа CVT, с автоматическим управлением и гидротрансформатором, оснащённым муфтой блокировки		
11	Модель	Mitsubishi F1CJA CVT INVECS-III (Jatco JF011e)		
12	Диапазон передаточных чисел	$D_{КП}$	-	2,349 / 0,394

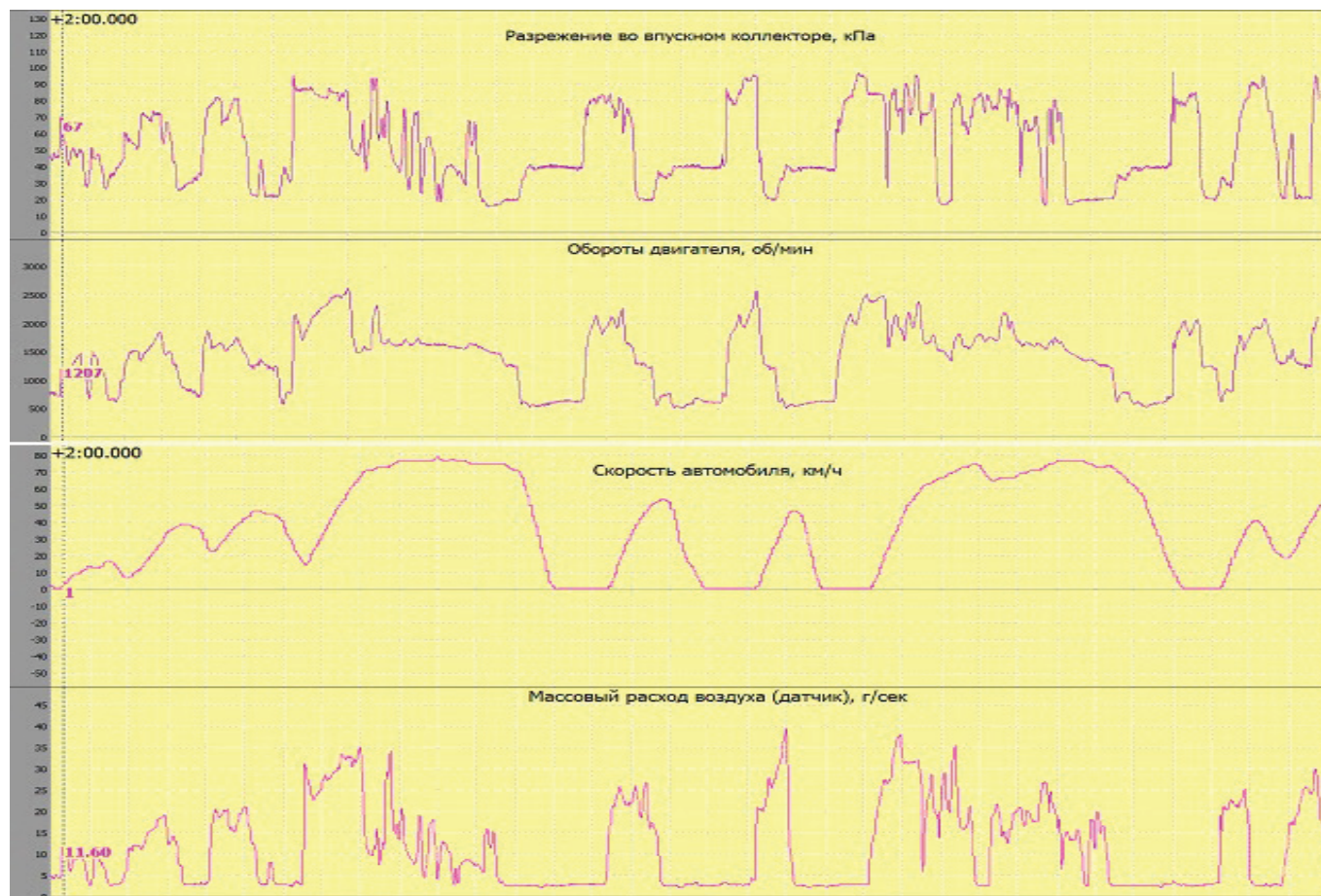


Рис. 3. Результаты проведенных дорожных испытаний, полученные в программной среде мультимарочного сканера «Сканматик-2»

$$K_{\omega} = \frac{n_N}{n_M} = 1,429, \quad (1)$$

$$K_M = \frac{M_{e \max}}{M_{eN}} = 1,147, \quad (2)$$

где M_{eN} – эффективный крутящий момент ДВС на номинальном режиме работы:

$$M_{eN} = 9554 \cdot \frac{N_{e \max}}{n_N} = 171 \text{ Нм}. \quad (3)$$

Полученные в ходе расчета значения K_{ω} и K_M , а также форма зависимостей эффективных показателей ДВС модели 4B11 (рис. 4а) по внешней скоростной характеристике (ВСХ) [8] удовлетворяют предложенным критериям [9] в отношении возможности применения математического аппарата классической теории автомобиля [5] для описания ВСХ рассматриваемой модели двигателя. В соответствии с этой методикой, зависимость развиваемой двигателем эффективной мощности от частоты вращения коленчатого вала n и коэффициента использования мощности k на установленном режиме работы представлена уравнением:

$$N_e = f(k, n) = k \cdot N_{e \max} \cdot \left[a \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right) + b \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right)^3 \right], \text{ кВт} \quad (4)$$

где a , b и c – аппроксимирующие коэффициенты, определяемые выражениями:

$$a = -\frac{2 \cdot K_{\omega} \cdot K_M \cdot (2 - K_{\omega}) - 1}{K_{\omega} \cdot (2 - K_{\omega}) - 1} = 0,348, \quad (5)$$

$$b = -\frac{2 \cdot K_{\omega} \cdot (K_M - 1)}{K_{\omega} \cdot (2 - K_{\omega}) - 1} = 2,281, \quad (6)$$

$$c = \frac{K_{\omega}^2 \cdot (K_M - 1)}{K_{\omega} \cdot (2 - K_{\omega}) - 1} = -1,629. \quad (7)$$

Коэффициент использования мощности k обуславливает долю её использования от полной, характерной для текущего нагрузочно-скоростного режима, и определяется зависимостью:

$$k = \frac{N_e}{N_{eBCX(n)}} = \frac{M_e}{M_{eBCX(n)}}, \quad (8)$$

где $N_{eBCX(n)}$ и $M_{eBCX(n)}$ – эффективная мощность и эффективный крутящий момент ДВС при полной подаче топлива (в режиме ВСХ) и частоте вращения коленчатого вала n .

Начальная и конечная точки зависимости $k=f(P_{AP})$ определены в ходе дорожных испытаний (рис. 5), линейный характер функции подтверждён, в частности, исследованием [10].

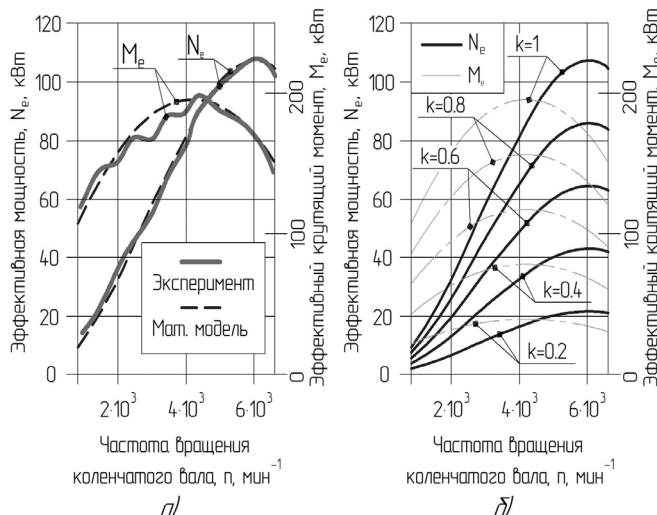


Рис. 4. Внешние и частичные скоростные характеристики двигателя 4B11:

а) аппроксимация экспериментальных данных внешней скоростной характеристики, б) результаты построения частичной скоростной характеристики развиваемой эффективной мощности и создаваемого эффективного крутящего момента ДВС

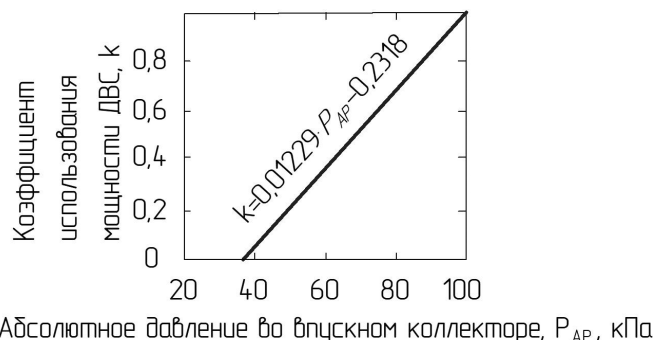


Рис. 5. Зависимость коэффициента k от абсолютного давления во впускном коллекторе

При заданной функции $N_e=f(k,n)$ соответствующая зависимость $M_e=f(k,n)$ имеет вид:

$$M_e = f(k, n) = 9554 \cdot \frac{N_e(k, n)}{n}, \text{ Нм} \quad (9)$$

На рис. 6 показано расположение аппроксимирующей зависимости (4) и соответствующей зависимости (9) при $k=1$, относительно экспериментальных кривых эффективных показателей ДВС.

Величина механической мощности N_p , которую должен развивать силовой агрегат (ДВС и коробка передач) для обеспечения движения автомобиля в заданных дорожных условиях, может быть найдена на основании уравнения баланса мощности [5]:

$$N_T = (N_D + N_B + N_i) / \eta_{п.}, \text{ кВт} \quad (10)$$

где N_K – мощность силы тяги на ведущих колесах, кВт; N_D – мощность силы сопротивления дороги, кВт;

N_B – мощность силы сопротивления воздушной среды, N_I – суммарная мощность сил и моментов инерции, кВт; η_{Π} – общий КПД привода ведущих колес и главной передачи – в эксплуатационном диапазоне крутящих моментов и угловых скоростей этот показатель дифференцирован незначительно [11], принимается равным $\eta_{\Pi} = 0,98$.

$$N_d = 10^{-3} \cdot m_{\text{и}} \cdot g \cdot V \cdot (f + i), \text{ кВт}, \quad (11)$$

где $m_{\text{и}}$ – испытательная масса автомобиля (1850 кг – снаряженная масса m_0 и 3 человека), кг; V – скорость автомобиля, м/с; i – относительный продольный уклон дороги.

$$N_B = 10^{-3} \cdot W \cdot V^3 = 10^{-3} \cdot 0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot F \cdot V^3, \text{ кВт}, \quad (12)$$

где W – фактор обтекаемости кузова автомобиля, кг/м; ρ – плотность воздуха, кг/м³, C_x – коэффициент лобового сопротивления; F – лобовая площадь (миделевое сечение), для исследуемого автомобиля $F = 2,193 \text{ м}^2$ – схема его определения с помощью универсальной системы автоматизированного проектирования КОМПАС-График показана на рис. 6.

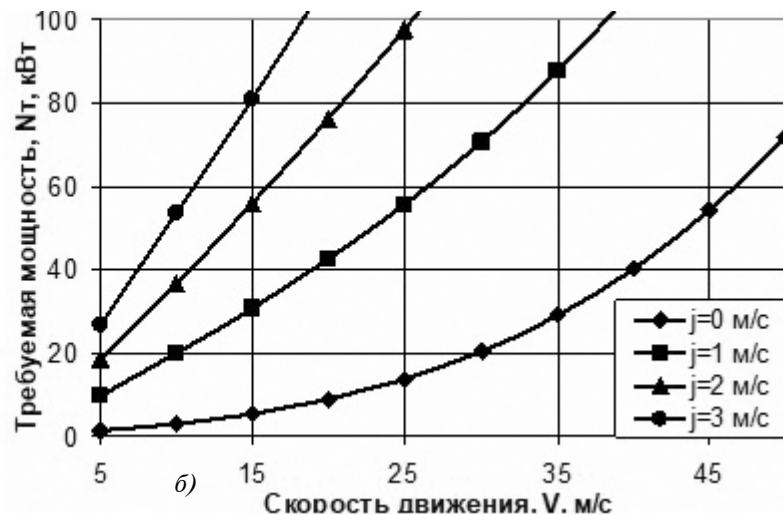
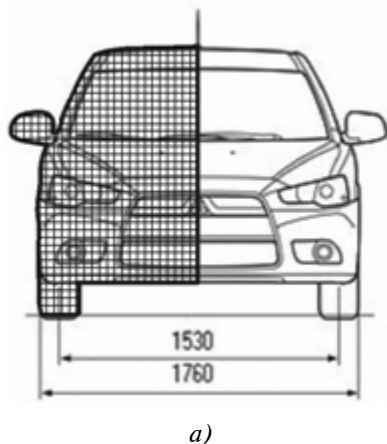


Рис. 6. Сопротивление движению испытуемого автомобиля:

а) определение миделевого сечения, б) характеристика требуемой мощности силовой установки автомобиля Mitsubishi Lancer EX GLS для движения с заданной скоростью и ускорением

$$N_{\text{и}} = 10^{-3} \cdot m_{\text{и}} \cdot j \cdot V \cdot \delta_{\text{вп}}, \text{ кВт}, \quad (13)$$

где j – продольное ускорение автомобиля, м/с²; $\delta_{\text{вп}}$ – коэффициент учета инерции маховых масс ходовой части и трансмиссии автомобиля:

$$\delta_{\text{вп}} = 1 + \frac{n_K \cdot J_K + J_{\text{ТР}}}{m_{\text{и}} \cdot r_K^2} = 1,0288, \quad (14)$$

где n_K – число колёс на автомобиле ($n_K = 4$); r_K – радиус качения ведущего колеса, м, формула (15); J_K и $J_{\text{ТР}}$ – моменты инерции колеса и маховых масс трансмиссии соответственно, кг·м².

В исследовании принимается допущение в отношении равенства статического радиуса ведущего колеса

его динамическому радиусу и, как следствие, радиусу качения: $r_K = r_C = r_D$. Это может быть обусловлено относительно неинтенсивным движением автомобиля во время испытаний (движение осуществлялось без буксования, ускорение в расчетных точках не превышало 1 м/с², а крутящий момент на ведущих колесах составлял менее 60% от максимального по характеристикам ДВС и трансмиссии).

Таким образом, для колеса, оснащенного пневматической шиной размерности 205/60R16 (соответствующие геометрические параметры приведены в таблице 1):

$$r_C = 10^{-3} \cdot \left[B \cdot \frac{H}{100} \cdot \lambda_{\text{СМ}} + \frac{1}{2} \cdot D \cdot 25,4 \right] = 0,32 \text{ м}, \quad (15)$$

где $\lambda_{\text{СМ}}$ – коэффициент смятия пневматической шины под нагрузкой (для легковых автомобилей принимается $\lambda_{\text{СМ}} = 0,88$, [5]).

Момент инерции колеса в сборе для исследуемого автомобиля принимается $J_K = 1,022 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. В соответствии с исследованием [12], ориентировочное соотношение момента инерции маховых масс трансмиссии к моменту инерции колеса легкового автомобиля составляет $J_{\text{Т}} / J_K = 0,625$. Следовательно,

$J_{\text{Т}}$ испытуемого автомобиля вычисляется как: $J_{\text{Т}} = 0,625 \cdot J_K = 0,639 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для определения относительных потерь мощности в вариаторе были выбраны такие режимы работы силовой установки (ДВС и трансмиссия) автомобиля, которые характеризуются заблокированным ГДТ – заштрихованная область на рис. 7, [13]. При этом общий КПД трансмиссии обусловлен выражением:

$$\eta_{\text{Т}} = \eta_{\Pi} \cdot \eta_{\text{КП}}, \quad (16)$$

где $\eta_{\text{КП}}$ – КПД коробки передач типа CVT.

Таким образом, если $N_{\text{Т}} = \eta_{\text{КП}} \cdot N_e$, то выражение для определения искомого в настоящем исследовании

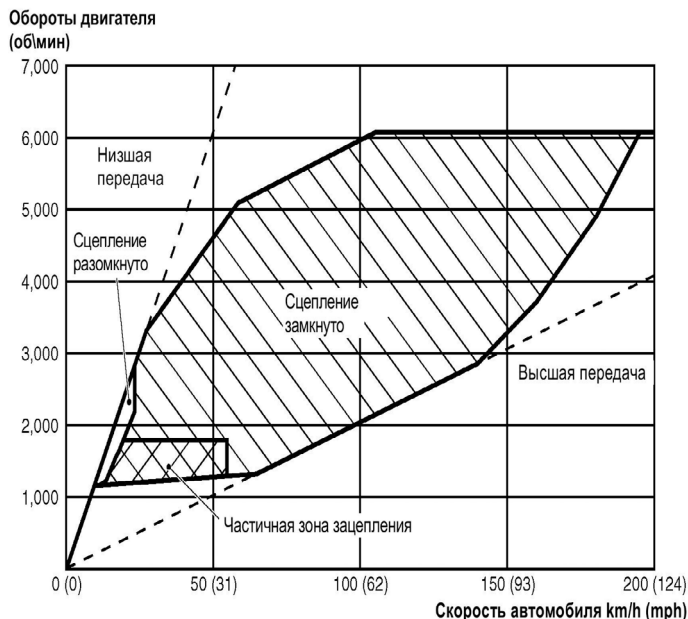


Рис. 7. Характеристика управления блокировкой гидротрансформатора коробки передач Mitsubishi FICJA CVT INVECS-III (Jatco JF011e)

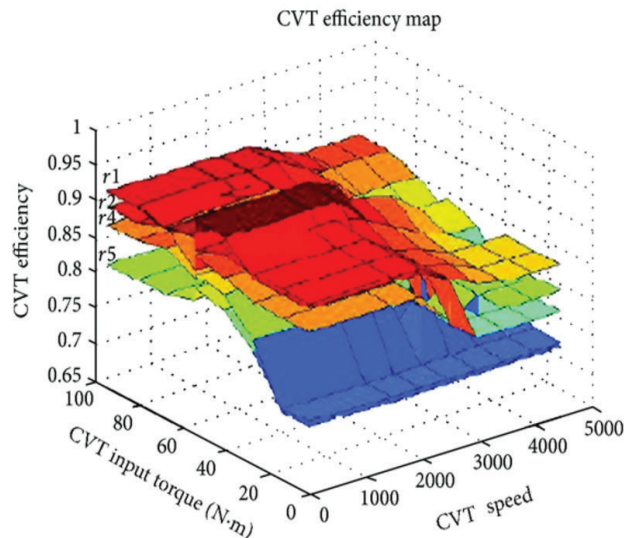


рис. 8. Зависимость КПД вариатора (CVT efficiency) от его режимных параметров: частоты вращения входного вала (CVT speed), мин⁻¹; крутящего момента на входном валу (CVT input torque), Нм; передаточного числа (r1...r5): r1=0,5, r5=2,5.

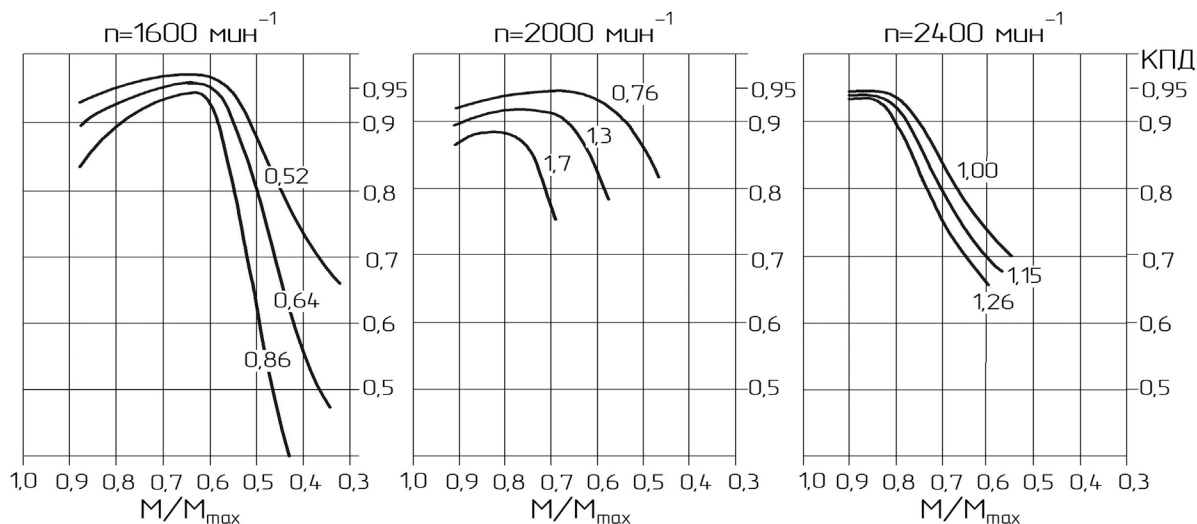


Рис. 9. Результаты экспериментального определения КПД вариатора КП автомобиля Mitsubishi Lancer EX GLS как зависимости от передаточного числа, доли крутящего момента на входном валу (M/M_{max}) и его частоты вращения (n)

показателя имеет вид: $\eta_{КП} = N_T / N_e$. Представим это отношение с учетом функциональных зависимостей:

$$\eta_{КП} = \frac{N_T(j, V)}{N_e(k, n) - N_{eHYP}} = \frac{N_T(j, V)}{N_e(P_{AP}, n) - N_{eHYP}}, \quad (17)$$

где N_{eHYP} – потери эффективной мощности ДВС, вызванные работой на неустановившемся режиме, в настоящем исследовании определяются формулой (18); правая часть уравнения составлена с учетом зависимости $k = f(P_{AP})$, приведенной на рис. 5.

В качестве отдельного допущения стоит отметить принцип математического описания неустановившихся режимов работы ДВС как квазистационарного процесса, в котором потери мощности обусловлены

инерцией вращающихся масс по второму закону Ньютона для вращательного движения (18). Исследованиями [14–16] установлено, что эти потери обусловлены не только механической инерцией, но и потерями другого рода. Таким образом, формула (18) может быть применена только при относительно небольших значениях углового ускорения коленчатого вала и интенсивности изменения нагрузки ДВС на маршруте [14].

$$N_{eHYP} = 10^{-3} \cdot J_M \cdot \varepsilon \cdot \omega = 10^{-3} \cdot J_M \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad \text{кВт}, \quad (18)$$

где ε – угловое ускорение коленчатого вала ДВС, рад/с²; ω – угловая частота вращения коленчатого вала ДВС, рад/с; J_M – момент инерции вращающихся деталей ДВС, кг·м².

В ходе исследования величина J_M определена приближённо [17].

Ускорения в i -й точке маршрута вычислялись путем численного дифференцирования экспериментальных (рис. 3) зависимостей $V=f(t)$ и $n=f(t)$:

$$j = \frac{V_{i+1} - V_i}{t_{i+1} - t_i}, \text{ м/с}^2 \quad (19)$$

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot (n_{i+1} - n_i)}{30 \cdot (t_{i+1} - t_i)}, \text{ рад/с}^2 \quad (20)$$

Таким образом, зависимость (17) позволяет рассчитать КПД вариатора, основываясь на результатах дорожных испытаний. С целью сопоставления, на рис. 8 показаны данные известного исследования [2], а на рис. 9 – результаты настоящего исследования.

Результаты имеют схожие закономерности. В общем случае преобладающими режимными параметрами рабочего процесса вариатора типа CVT, оказывающими влияние на изменение его КПД в процессе работы, являются: доля крутящего момента (от максимального расчетного) на входном валу (M/M_{\max}), передаточное число и скорость вращения входного вала n . Энергетическая эффективность вариатора достигает своего максимума при доле крутящего момента примерно 2/3 от максимального (в диапазоне $M/M_{\max}=0,6...0,85$). Уменьшение скорости вращения входного вала n и передаточного числа приводит к росту КПД, который, в соответствии с выполненным исследованием, на озвученных режимах может достигать 97%, что аналогично механической ступенчатой коробке передач.

ВЫВОДЫ

В выполненном исследовании предложена и применена методика для определения потерь мощности в бесступенчатой трансмиссии колёсной машины методом дорожных испытаний. Результаты характеризуются принципиальной согласованностью с данными сопутствующих исследований в этом направлении и позволяют выполнять количественную оценку энергетической эффективности рабочего процесса вариатора типа CVT при его различном регулировании. Несмотря на высокое значение «пикового» КПД – до 97%, рассматриваемый агрегат имеет и «неблагоприятные» с точки зрения потерь мощности, режимы, которые располагаются внутри эксплуатационного диапазона. При небольших крутящих моментах на входном валу и больших передаточных числах КПД агрегата стремительно уменьшается и может составлять менее 50%.

Поэтому исследования в данном направлении актуальны как для серийных автотранспортных средств, так и для перспективных, что позволит рационализировать процессы совместного регулирования двигателя и бесступенчатой трансмиссии типа CVT путем разработки соответствующих рекомендаций и программ-алгоритмов для электронных блоков управления.

Список литературы

1. Автомобили с вариатором [Электронный ресурс] // Вариатор / Рубрика «Вариатор». – Электрон. дан. – Октябрь 2019. – Режим доступа: <http://variator-cvt.ru/variator/spisok-avtoj-s-variatorom/> – Загл. с экрана.
2. R. Kazemi. Nonlinear Optimal Control of Continuously Variable Transmission Powertrain / ISRN Automotive Engineering // Kazemi, Reza & Rafat, Mohsen & noruzi, Amir. – 2014. 1-11. 10.1155/2014/479590.
3. Савенков Н.В. Исследование и оптимизация режимов работы двигателя и бесступенчатой трансмиссии транспортного средства / Н.В. Савенков, В.В. Бутенко // Вестник ДонНТУ. – 2019. – №2 (16). – С. 52-61.
4. Пронин Б.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) – изд. 3-е, перераб. и доп. / Б.А. Пронин, Г.А. Ревков. – М.: Машиностроение, 1980. – 320 с.
5. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
6. Карта высот над уровнем моря [Электронный ресурс] // QRZ Портал. – Электрон. дан. – Октябрь 2019. – Режим доступа: <http://qrz.pp.ua/vysota>. – Загл. с экрана.
7. Коэффициент аэродинамического сопротивления [Электронный ресурс] // TOPRUSCAR – Автомобильный интернет-проект. – Электрон. дан. – Октябрь 2019. – Режим доступа: <https://topruscar.ru/terminy/koeffitsient-obtekaemosti>. – Загл. с экрана.
8. Технические характеристики Мицубиси Аутлендер [Электронный ресурс] // Автоблог avtopat.ru / Технические характеристики автомобилей Мицубиси. – Электрон. дан. – Октябрь 2019. – Режим доступа: <https://avtopat.ru/tech-mitsubishi/char-outlander/>. – Загл. с экрана.
9. Савенков Н.В. Универсальный способ описания внешних скоростных характеристик автомобильных ДВС, обладающих полкой крутящего момента / Н.В. Савенков, В.В. Понякин, В.В. Бииков // Журнал автомобильных инженеров. – 2018. – №3 (110). – С. 24-28.
10. Савенков Н.В. Определение расхода воздуха бензинового ДВС на неустановившихся режимах работы / Н.В. Савенков // Вестник гражданских инженеров. – 2016. – № 2. – С. 220-224.
11. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи / В.Н. Кудрявцев. – М–Л.: Машиз, 1957. – 263 с.
12. Измерение момента инерции автомобильной автоматической трансмиссии методом выбега / Э.Х. Рабинович, В.П. Волков, Ю.В. Зыбцев // Український метрологічний журнал, 2013, – № 2. – С. 28-33.
13. Вариатор (CVT) группа содержание вариатор управление коробкой передач [Электронный ресурс] // DocPlayer. – Электрон. дан. – Октябрь 2019. – Режим доступа: <https://docplayer.ru/42561800-variator-cvt-gruppa-soderzhanie-variator-upravlenie-korobkoy-peredach.html>. – Загл. с экрана.
14. Савенков Н.В. Метод выбора передаточных чисел силовой установки автомобиля категории N1 на основе ездового цикла [Текст]: дис. ... канд. тех. наук: 05.05.03: защищена 06.06.17 / Савенков Никита Владимирович. ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)». – Москва, 2017. – 206 с.
15. Патрахальцев Н.Н. Неустановившиеся режимы работы двигателей / Н.Н. Патрахальцев, Ю.А. Соколов. – М.: НИИинформтяжмаш, 1976 – № 4 – 76 – 34-42 с.
16. Работа автомобильного двигателя на неустановившемся режиме / Е.М. Акатов, П.М. Белов, Н.Х. Дьяченко, В.С. Мусатов. М–Л.: Машиз, 1960, – 282 с.
17. Бортницкий И.П. Тягово-скоростные качества автомобилей / И.П. Бортницкий, В.И. Задорожный. – К: Вища школа, 1978. – 176 с.