



DOI: <http://dx.doi.org/10.15688/jvolsu10.2015.1.7>

УДК 621.436  
ББК 31.365

## ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЯ С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

**Гусаков Сергей Валентинович**

Доктор технических наук,  
заведующий кафедрой теплотехники и тепловых двигателей,  
Российский университет дружбы народов  
feggymanworker@yandex.ru  
Подольское шоссе, 8/5, 113093 г. Москва, Российская Федерация

**Афанасьева Ирина Викторовна**

Аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей,  
Российский университет дружбы народов  
feggymanworker@yandex.ru  
Подольское шоссе, 8/5, 113093 г. Москва, Российская Федерация

**Мохсен Ахмадния**

Аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей,  
Российский университет дружбы народов  
feggymanworker@yandex.ru  
Подольское шоссе, 8/5, 113093 г. Москва, Российская Федерация

**Марков Владимир Анатольевич**

Доктор технических наук, профессор кафедры «Теплофизика»,  
Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана  
markov@power.bmstu.ru  
2-я Бауманская, 5, 105005 г. Москва, Российская Федерация

**Аннотация.** Рассмотрен метод улучшения показателей топливной экономичности силовой установки автомобиля с электромеханической трансмиссией. Проведены расчетные исследования энергетического баланса силовой установки автомобиля при его движении в соответствии с новым европейским испытательным циклом *NEDC*.

**Ключевые слова:** силовая установка, автомобиль, двигатель внутреннего сгорания, электромеханическая трансмиссия, новый европейский испытательный цикл, топливная экономичность, выбросы с отработавшими газами.

Показатели топливной экономичности автомобильных двигателей внутреннего сгорания остаются основными показателями их работы. Среди этих показателей – индикаторный и эффективный КПД двигателя на конкретном режиме работы (чаще – номинальном), соответствующие удельные расходы топлива, часовой расход топлива на данном режиме, расход топлива на 100 км пробега автомобиля или эксплуатационный расход топлива. Среди этих показателей наиболее информативным является эксплуатационный расход топлива,

поскольку он отражает топливную экономичность силовой установки автомобиля с учетом распределения режимов работы этой установки в реальных условиях эксплуатации.

Реальные режимы работы автомобильного двигателя моделируются так называемыми ездовыми циклами, которые широко используются для оценки интегральных показателей токсичности отработавших газов автомобильных двигателей. Некоторые из этих ездовых циклов представлены на рисунке 1 [1; 3; 4]. В США двигатели тяжелых грузовых

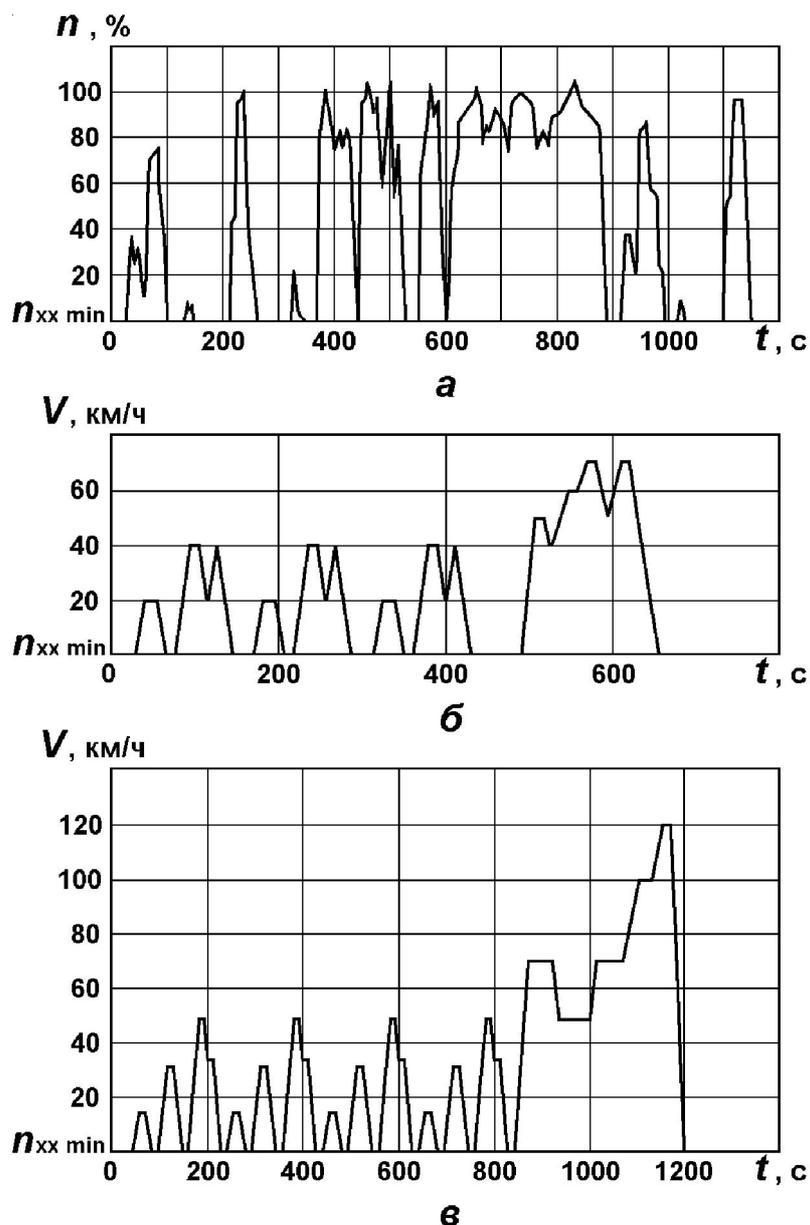


Рис. 1. Ездовые нестационарные циклы для оценки токсичности ОГ дизелей легковых и легких грузовых автомобилей:

а – Transient Cycle (США); б – 10–15-режимный тестовый цикл (Япония); в – ездовой цикл NEDC (Европа)

автомобилей испытываются по нестационарному ездовому циклу (*Transient Cycle*, рис. 1, а). Цикл реализуется на моторном испытательном стенде с беговыми барабанами с холодным пуском двигателя. Этот цикл соответствует работе двигателя при реальном дорожном движении на магистралях США. В Японии для легковых и легких грузовых автомобилей (общей массой менее 2,5 т) используется динамический 10–15-режимный тестовый цикл (рис. 1, б). Этот цикл продолжительностью 660 с, имитирующий характерные условия движения транспорта в Токио, проводится один раз с пуском прогретого двигателя. Причем первые три цикла теста с максимальной скоростью движения  $V = 40$  км/ч имеют 10 режимов, а последний цикл с максимальной скоростью движения  $V = 70$  км/ч – 15 режимов. В европейских странах для оценки токсичности ОГ серийных легковых и легких грузовых автомобилей полной массой до 3,5 т применяют ездовой цикл *NEDC* (*New European Driving Cycle*), представленный на рисунке 1, в. Этот цикл продолжительностью 1 220 с состоит из двух частей. Первая часть цикла – городской ездовой цикл *UDC* (*Urban Driving Cycle*) с максимальной скоростью движения  $V = 50$  км/ч включает четыре последовательных ездовых цикла и имитирует условия движения автомобиля по городу. Вторая часть цикла – скоростной внегородской цикл *EUDC* (*Extra Urban Driving Cycle*) с максимальной скоростью движения  $V = 120$  км/ч имитирует условия движения автомобиля по магистрали. В ездовом цикле *NEDC* автомобиль испытывается на беговых барабанах после за-

пуска холодного двигателя и его прогрева на режиме холостого хода в течение 40 с. Эти ездовые циклы могут быть использованы и для оценки топливной экономичности автомобильной силовой установки.

Следует отметить, что резервы снижения расхода топлива автомобильными двигателями внутреннего сгорания путем совершенствования рабочего процесса на конкретном эксплуатационном режиме практически исчерпаны, и все большее значение приобретает оптимизация работы двигателя в составе транспортного средства. При этом механические трансмиссии с коробками перемены передач не позволяют в полной мере осуществить такую оптимизацию. Выходом из этой ситуации является применение электромеханической трансмиссии, состоящей из последовательно включенных генератора, выпрямителя-инвертора и электромотора, установленных вместо механической коробки перемены передач.

В предлагаемом исследовании сделана попытка оптимизации работы двигателя в составе транспортного средства с электромеханической трансмиссией. При этом в качестве базового цикла принято движение транспортного средства в соответствии с европейским ездовым циклом (*NEDC*). Характеристика исследуемого базового автомобиля с механической пятиступенчатой коробкой перемены передач приведена в таблице 1.

Параметры транспортного средства и его трансмиссии соответствуют типовым значениям легкового автомобиля класса «В». Для проведения расчетного эксперимента была

Таблица 1

**Технические характеристики исследуемых автомобиля, двигателя и трансмиссии**

| Параметр   | Единица измерения       | Численное значение                      |
|--|-------------------------|---|
| Вес автомобиля в ходе процедуры испытаний            | Н                       | 10 000                                  |
| Динамический диаметр колеса автомобиля               | м                       | 0,60                                    |
| Лобовая площадь автомобиля                           | м <sup>2</sup>          | 2,5                                     |
| Коэффициент аэродинамического сопротивления          | -                       | 0,36                                    |
| Номинальная мощность / номинальная частота вращения  | кВт / мин <sup>-1</sup> | 66 / 3 750                              |
| Минимально устойчивая частота холостого хода         | мин <sup>-1</sup>       | 800                                     |
| КПД трансмиссии                                      | -                       | 0,95                                    |
| Передаточное отношение главной передачи              | -                       | 3,06                                    |
| Передаточные числа коробки перемены передач (КПП)    | -                       | 3,727; 2,043;<br>1,393; 1,029;<br>0,795 |
| Процент от номинальной частоты, при переключении КПП | %                       | 70                                      |

использована модифицированная программ, описанная в работе [2]. В качестве силовой установки моделировался дизель с турбонаддувом типа *Volkswagen TDI* модели *ALH* рабочим объемом  $iV_h = 1,9$  л, имеющий номинальную мощность  $N_{e \text{ ном}} = 66$  кВт при частоте вращения  $n = 3\,750$  мин<sup>-1</sup> и развивающий при  $n = 1\,900$  мин<sup>-1</sup> максимальный крутящий момент  $M_e = 210$  Н·м. Двигатель имеет сис-

тему управления фирмы *R. Bosch* типа *Electronic Diesel Control (EDC)*. На рисунке 2 приведена универсальная характеристика двигателя по удельному эффективному расходу топлива, а на рисунке 3 – характеристика развиваемой мощности и крутящего момента на режимах внешней скоростной характеристики (ВСХ) [5]. Эти экспериментальные данные были использованы для проведения оптими-

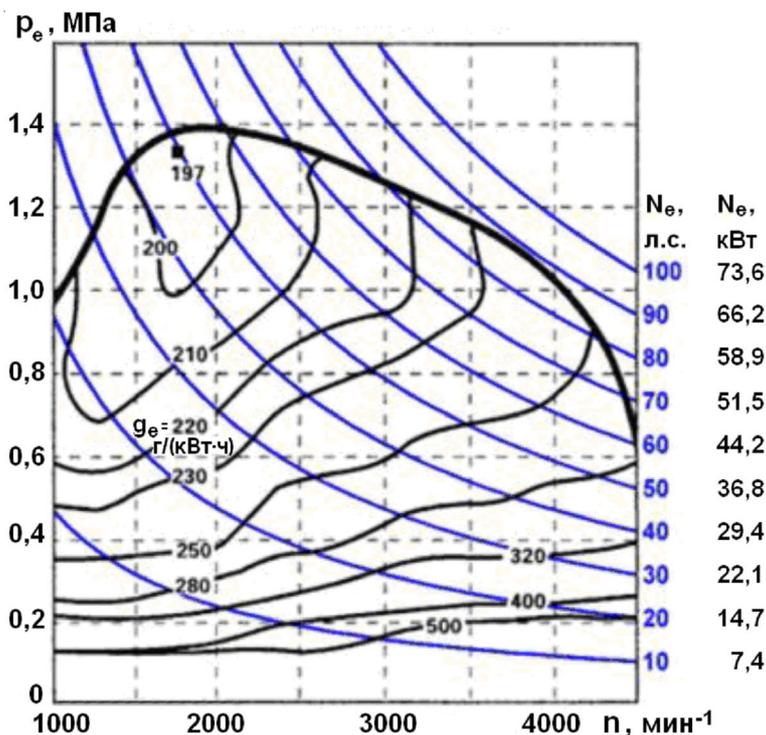


Рис. 2. Универсальная характеристика дизеля типа *Volkswagen TDI* модели *ALH* с рабочим объемом 1,9 л по удельному эффективному расходу топлива  $g_e$

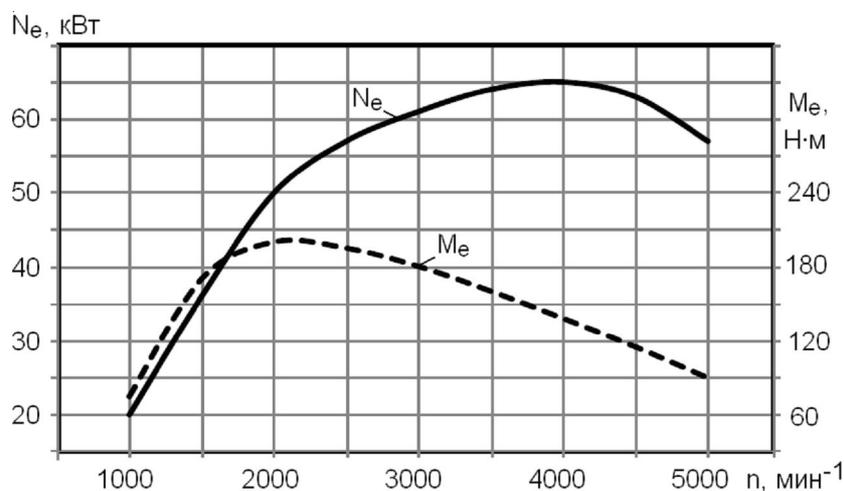


Рис. 3. Внешняя скоростная характеристика дизеля типа *Volkswagen TDI* модели *ALH* с рабочим объемом 1,9 л:

$N_e$  – эффективная мощность;  $M_e$  – крутящий момент

зации режимов работы силовой установки транспортного средства.

Для функционирования разработанных программ по оптимизации режимов работы требуется табличная форма ввода данных по удельному эффективному расходу топлива  $g_e$ , поэтому графики на рисунке 2 были обработаны в массив данных, имеющий 11 интервалов по среднему эффективному давлению  $p_e$  и 10 интервалов по частоте вращения коленчатого вала дизеля  $n$  (см. табл. 2). Таким образом, определяется 110 зон возможных нагрузочно-скоростных режимов работы двигателя шириной  $Dp_e = 0,0127$  МПа по среднему

эффективному давлению (нагрузке) и  $Dn = 320$  мин<sup>-1</sup> по частоте вращения коленчатого вала двигателя. Из этих зон исключаются режимы, лежащие за пределами внешней скоростной характеристики. Для контроля внешней скоростной характеристики аппроксимируется по экспериментальным данным следующей зависимостью

$$N_e = -25.3 + 0,055 \cdot n - 9,94 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 4,55 \cdot 10^{-10} \cdot n^3.$$

На рисунке 4 показан пользовательский интерфейс расчетной программы при расчете движения автомобиля с механической 5-ступенчатой КПП.

Таблица 2

**Экспериментальный массив данных по удельному эффективному расходу топлива в функции среднего эффективного давления  $p_e$  и частоты вращения  $n$**

| $p_e$ средн., МПа | Удельный эффективный расход топлива $g_e$ , г/(кВт·ч), при различных средних в скоростном интервале частот вращения коленчатого вала $n$ , мин-1 |              |              |              |              |              |              |              |              |              |
|-------------------|--|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
|                   | $n = 960$  | $n = 1\ 280$ | $n = 1\ 600$ | $n = 1\ 920$ | $n = 2\ 240$ | $n = 2\ 560$ | $n = 2\ 880$ | $n = 3\ 200$ | $n = 3\ 520$ | $n = 3\ 840$ |
| 1,337             | -  | <b>199</b>   | <b>197</b>   | <b>200</b>   | 205          | 214          | -            | -            | -            | -            |
| 1,209             | -  | 202          | <b>199</b>   | <b>200</b>   | 205          | 212          | 218          | 225          | 232          | -            |
| 1,082             | 210  | 202          | <b>199</b>   | 202          | 208          | 212          | 217          | 223          | 230          | 241          |
| 0,955             | 210  | <b>205</b>   | <b>203</b>   | 207          | 211          | 207          | 220          | 225          | 233          | 240          |
| 0,827             | <b>208</b>   | <b>208</b>   | 210          | 215          | 220          | 225          | 230          | 235          | 240          | 243          |
| 0,700             | <b>210</b>   | <b>213</b>   | 217          | 223          | 230          | 235          | 243          | 246          | 248          | 251          |
| 0,573             | <b>219</b>   | <b>221</b>   | 225          | 232          | 240          | 245          | 250          | 260          | 265          | 270          |
| 0,446             | <b>234</b>   | <b>240</b>   | 243          | 248          | 265          | 270          | 275          | 290          | 300          | 300          |
| 0,318             | <b>260</b>   | <b>265</b>   | 270          | 280          | 290          | 300          | 320          | 340          | 340          | 340          |
| 0,191             | 330  | <b>320</b>   | 340          | 360          | 400          | 410          | 430          | 480          | 500          | 520          |
| 0,064             | 600  | 600          | 600          | 600          | 600          | 600          | 700          | 700          | 800          | 1 000        |

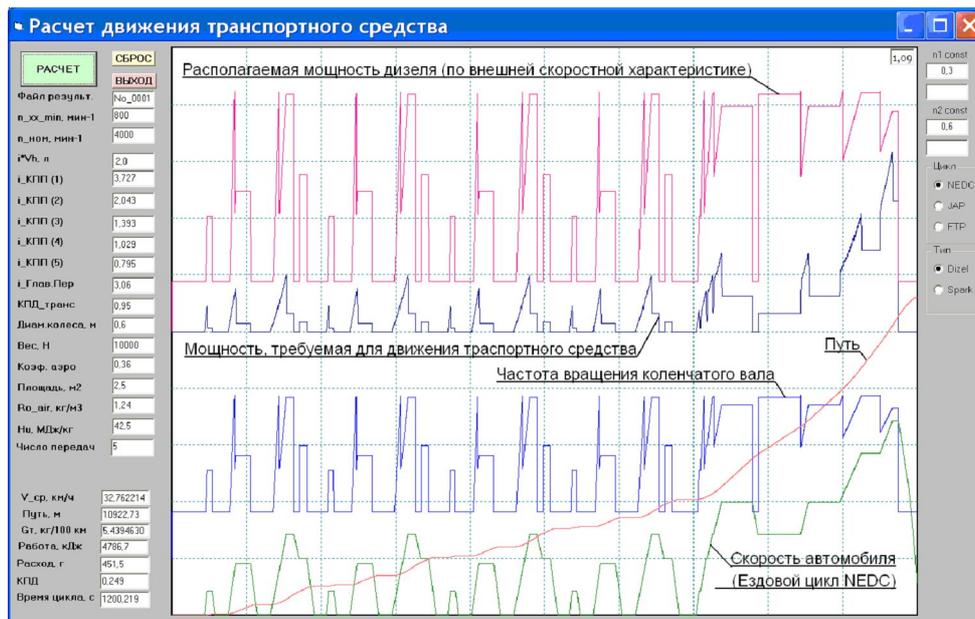


Рис. 4. Вид пользовательского интерфейса программы

Предварительно были проведены расчетно-экспериментальные исследования параметров автомобиля с механической коробкой перемены передач. При этом был получен расход топлива за испытательный цикл  $G_{\text{цикл}} = 566,6$  г. Для проведения численных исследований работы двигателя с электромеханической трансмиссией в программе реализован следующий алгоритм работы ДВС. Двигатель внутреннего сгорания при остановке транспортного средства (скорость автомобиля  $V_a = 0$  и ускорение автомобиля  $J_a = 0$ ) и его замедлении ( $V_a > 0$  и  $J_a < 0$ ) работает на минимально устойчивых оборотах холостого хода  $n_{\text{xx min}}$ . При разгоне ( $V_a > 0$  и  $J_a > 0$ ) и движении с постоянной скоростью ( $V_a > 0$  и  $J_a = 0$ ) двигатель работает на режиме с постоянной частотой вращения  $n_1$  при условии, что его располагаемая мощность  $N_{e \text{ расп}}$  больше потребной мощности  $N_{e \text{ потр}}$  для движения транспортного средства в текущей режимной точке ездового цикла. Если условие  $N_{e \text{ расп}} > N_{e \text{ потр}}$  не выполняется, то двигатель переходит на другой скоростной режим работы  $n_2$  с более высокой частотой вращения. Естественно, что при этом располагаемая мощность увеличивается и условие  $N_{e \text{ расп}} > N_{e \text{ потр}}$  может быть выполнено. В программе можно установить долю от но-

минальной частоты вращения от номинальной для  $n_1$  и  $n_2$  (на рис. 4 доля равна 0,3 от  $n_{\text{ном}}$  для оборотов  $n_1$  и 0,6 от  $n_{\text{ном}}$  для оборотов  $n_2$ ). Программа для контроля числовых значений вычисляет частоту вращения в  $\text{мин}^{-1}$ .

На рисунке 5, а в качестве примера приведены части графиков располагаемой мощности  $N_{e \text{ расп}}$  – мощности, развиваемой двигателем по внешней скоростной характеристике на заданной частоте вращения, и потребной мощности  $N_{e \text{ потр}}$ , необходимой для движения транспортного средства с заданной скоростью  $V_a$  и ускорением  $J_a$ . На рисунке 5, а видно, что имеются три уровня располагаемой мощности: уровень 1 – мощность по внешней скоростной характеристике на частоте, соответствующей минимально устойчивым оборотам холостого хода  $n_{\text{xx min}}$ ; уровни мощности 2 и 3 по ВСХ, соответствующие частотам  $n_1$  и  $n_2$  соответственно. Точка 4 на графике рисунка 5, а соответствует моменту, когда потребная мощность становится равной располагаемой на частоте  $n_1$ , что служит сигналом к переходу на повышенную частоту вращения  $n_2$  и увеличению располагаемой мощности. На рисунке 5, б приведены соответствующие по времени цикла рис. 5, а графики скорости движения автомобиля  $V_a$  и частоты

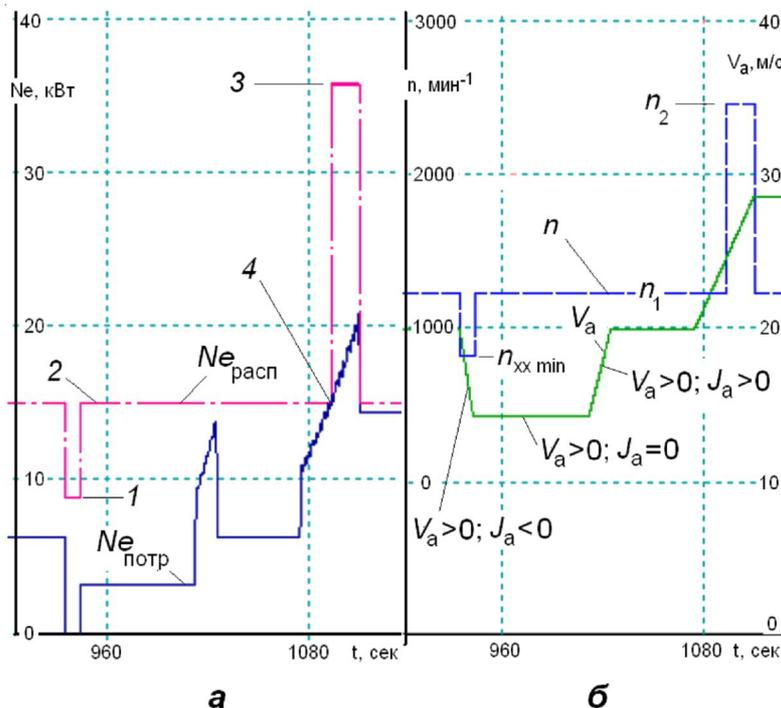


Рис. 5. К объяснению алгоритма работы программы

вращения коленчатого вала  $n$ . При замедлении автомобиля двигатель работает на минимальной частоте вращения холостого хода.

Выбор частот вращения  $n_1$  и  $n_2$  влияет на эксплуатационную топливную экономичность. Слишком малая частота вращения  $n_1$  определяет низкую топливную экономичность в силу ухудшения параметров рабочего процесса дизеля, связанного со снижением качества распыливания топлива, низкой интенсивностью турбулентности воздушного заряда и, как следствие, ухудшением процессов смесеобразования и сгорания, повышением относительного уровня тепловых потерь в стенки камеры сгорания. Слишком высокая частота  $n_1$  также должна приводить к повышенному расходу топлива, так как с повышением частоты вращения растут механические потери и потери на впуске, возрастает продолжительность сгорания в градусах поворота коленчатого вала, вследствие чего снижается термодинамический КПД цикла. Повышенная частота вращения  $n_2$  должна быть достаточно большой, чтобы компенсировать недостаток мощности, но ее рост также ведет к повышенной потере и увеличению расхода топлива.

Авторами был проведен численный эксперимент, в котором для трех уровней  $n_2$ , определяемых значениями  $k_2 = 0,45; 0,55$  и  $0,65$  от  $n_{ном}$ , были проведены расчеты с варьированием  $n_1$  от  $k_1 = 0,42$  до соответству-

ющего значения  $k_2$ . В силу дискретности исходных экспериментальных данных по удельному эффективному расходу топлива исследуемого дизеля (таблица, имеющая 10 столбцов по частоте вращения коленчатого вала и 11 строк по нагрузке двигателя) результаты расчета нестабильны, но их сглаживание полиномом второго порядка дает легко анализируемые данные (см. рис. 6). Действительно, все три кривые по расходу топлива имеют минимум, лежащий в области  $n = 1\ 300\text{--}1\ 400\ \text{мин}^{-1}$ . Указанные данные согласуются с данными таблицы 2: в области больших и средних нагрузок минимальные расходы соответствуют диапазону частот вращения  $n = 1\ 200\text{--}1\ 900\ \text{мин}^{-1}$ , а в области малых нагрузок – более низким частотам вращения с диапазоном  $n = 1\ 000\text{--}1\ 300\ \text{мин}^{-1}$ . В области минимальных расходов топлива (рис. 6) выбор повышенной частоты вращения  $n = 2\ 200\ \text{мин}^{-1}$  (вместо  $n = 2\ 600\ \text{мин}^{-1}$ ) дает снижение эксплуатационного расхода топлива на 5 %, а выбор частоты вращения  $n = 1\ 800\ \text{мин}^{-1}$  снижает расход на 12,5 %. Но, как уже отмечалось, при низких значениях  $n_2$  повышение частоты может не дать необходимую прибавку по мощности.

На рисунке 4 приведены значения полезной работы, совершаемой в ездовом цикле, вычисляемой как

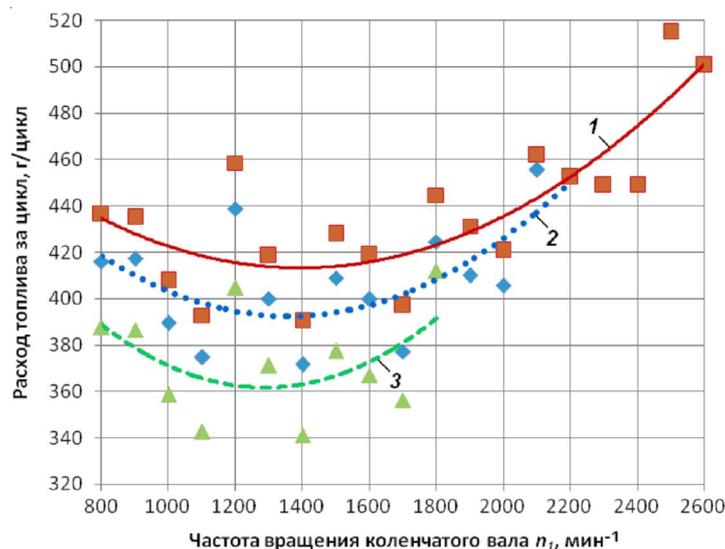


Рис. 6. Расход топлива двигателем автомобиля при выполнении ездового цикла *NEDC* при различных значениях  $n_2$ :

1 –  $2\ 600\ \text{мин}^{-1}$  ( $k_2 = 0,65$ ); 2 –  $2\ 200\ \text{мин}^{-1}$  ( $k_2 = 0,55$ ); 3 –  $1\ 800\ \text{мин}^{-1}$  ( $k_2 = 0,45$ )

$$A_{\text{цикл}} = \Delta t \sum_{i=1}^K N_{e \text{ потр } i},$$

где  $\Delta t$  – шаг расчета (в данном случае – 0,1 с);  $K$  – число шагов расчета.

Из графиков, приведенных на рисунке 7, видно, что для частоты  $n_2 = 1\,800 \text{ мин}^{-1}$  выбор частоты вращения  $n_1$  менее  $1\,200\text{--}1\,300 \text{ мин}^{-1}$  приводит к снижению работы цикла, что может быть объяснено невозможностью обеспечения требуемой мощности на некоторых участках ездового цикла. Наиболее критичным в этом смысле в цикле *NEDC* является наиболее энергоемкий участок ускорения автомобиля со скорости 100 км/час до скорости 120 км/час. Алгоритм программы таков, что в каждой расчетной точке программы проверяется соответствие располагаемой мощности двигателя (максимальной развиваемой двигателем мощности на заданной режимом частоте вращения коленчатого вала) и требуемой мощности для движения в соответствии с циклом. Если условие  $N_{e \text{ расп}} \geq N_{e \text{ потр}}$  не выполняется, то суммарная работа цикла уменьшается и, соответственно, снижается ускорение движения автомобиля при разгоне. Следовательно, как видно из рисунка 7, нельзя снижать частоту  $n_1$  менее  $1\,200\text{--}1\,300 \text{ мин}^{-1}$  при  $n_2$ , равной  $1\,800 \text{ мин}^{-1}$ , и менее  $1\,700 \text{ мин}^{-1}$  при  $n_2 = 2\,200\text{--}2\,600 \text{ мин}^{-1}$ ,

так как при этом не выполняются условия движения по ездовому циклу.

Согласно сформулированным выше условиям с использованием данных рисунка 6 получены значения минимального путевого расхода в цикле *NEDC*, которые приведены в таблице 3. Они свидетельствуют о том, что следует остановиться на регулировке № 1, обеспечивающей минимальный путевой расход топлива. По сравнению с механической 5-ступенчатой КПП эта регулировка позволяет снизить путевой расход топлива на 19 %.

Таблица 3

**Расход топлива при движении по ездовому циклу *NEDC***

| Номер режима | $n_1, \text{ мин}^{-1}$ | $n_2, \text{ мин}^{-1}$ | $G_t, \text{ г/цикл}$ |
|--------------|-------------------------|-------------------------|-----------------------|
| 1            | 1 300                   | 1 800                   | 365                   |
| 2            | 1 700                   | 2 200                   | 400                   |
| 3            | 1 700                   | 2 600                   | 420                   |

Указанный расчет был проведен при КПД электрической трансмиссии, равном 0,95. Но необходимо отметить, что такая трансмиссия предполагает использование современных высокоэффективных электрогенератора и электродвигателя, связь между которыми осуществляет блок управления, использующий цифровое управление частотой и мощностью привода, что

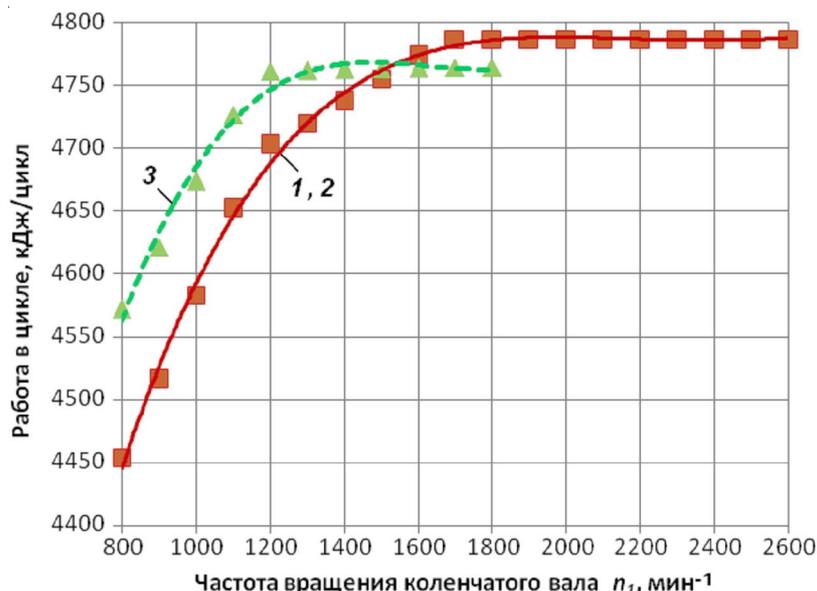


Рис. 7. Работа, совершаемая двигателем транспортного средства с электромеханической трансмиссией при задании условий движения в соответствии с циклом *NEDC* при выборе повышенной частоты вращения  $n_2$ , равной:  
1 и 2 – 2 200 и 2 600 мин⁻¹; 3 – 1 800 мин⁻¹

снижает потери в электрической части трансмиссии. При меньших значениях КПД трансмиссии пропорционально увеличивается путевой расход топлива транспортным средством. Следует отметить, что электромеханическая трансмиссия обладает перспективой еще большего снижения расхода топлива двигателем. При применении аккумулирующего элемента (электрического аккумулятора или суперконденсатора) кроме рекуперации энергии торможения появляется возможность оптимизировать работу двигателя внутреннего сгорания не только по частоте вращения, но и по нагрузке.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Грехов, Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М. : Легион-Автодата, 2005. – 344 с.
2. Гусаков, С. В. Энергетический баланс гибридной силовой установки автомобиля при его движении в соответствии с новым европейским испытательным циклом *NEDC* / С. В. Гусаков, И. В. Афанасьева, В. А. Марков // Грузовик. – 2010. – № 7. – С. 22–34.
3. Кульчицкий, А. Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей / А. Р. Кульчицкий. – Владимир : Изд-во Владимир. гос. ун-та, 2000. – 256 с.
4. Bosch: Системы управления дизельными двигателями : пер. с нем. – М. : За рулем, 2004. – 480 с.

5. Analysis of Automotive Diesel Conversions with KERS for Future Aerospace Applications / L. Piancastelli, N. E. Daidzic, L. Frizziero, I. Rocchi // SAE Technical Paper Series. – 1997. – № 972686. – P. 1–10.

#### REFERENCES

1. Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel Equipment and Control Systems of Diesel Engines]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2005. 344 p.
2. Gusakov S.V., Afanasyeva I.V., Markov V.A. Energeticheskiy balans gibridnoy silovoy ustanovki avtomobilya pri ego dvizhenii v sootvetstvii s novym evropeyskim ispytatelnym tsiklom *NEDC* [Power Installation Balance During the Movement of an Automobile According to the *NEDC* – New European Drive Cycle]. *Gruzovik*, 2010, no. 7, pp. 22–34.
3. Kulchitskiy A.R. *Toksichnost avtomobilnykh i traktornykh dvigateley* [Toxicity of Automobile and Tractor Engines]. Vladimir, Izd-vo Vladimirskogo gosudarstvennogo universiteta, 2000. 256 p.
4. *Bosch: Sistemy upravleniya dizelnymi dvigatelyami* [Bosch: The Systems of Diesel Engines Control]. Transl. from German. Moscow, Za rulem Publ., 2004. 480 p.
5. Piancastelli L., Daidzic N.E., Frizziero L., Rocchi I. Analysis of Automotive Diesel Conversions With KERS for Future Aerospace Applications. *SAE Technical Paper Series*, 1997, no. 972686, pp. 1–10.

## FUEL EFFICIENCY OF AN AUTOMOBILE POWER INSTALLATION WITH ELECTROMECHANICAL TRANSMISSION

Gusakov Sergey Valentinovich

Doctor of Technical Sciences,  
Head of Department of Thermal Technology and Heat Engines,  
People's Friendship University of Russia  
ferrymanworker@yandex.ru  
Podolskoe Highway, 8/5, 113093 Moscow, Russian Federation

Afanasyeva Irina Viktorovna

Postgraduate Student,  
Department of Thermal Technology and Heat Engines,  
People's Friendship University of Russia  
ferrymanworker@yandex.ru  
Podolskoe Highway, 8/5, 113093 Moscow, Russian Federation

**Mokhsen Akhmadnia**

Postgraduate Student,  
Department of Thermal Technology and Heat Engines,  
People's Friendship University of Russia  
ferrymanworker@yandex.ru  
Podolskoe Highway, 8/5, 113093 Moscow, Russian Federation

**Markov Vladimir Anatolyevich**

Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Thermal Physics,  
Bauman Moscow State Technical University  
markov@power.bmstu.ru  
2-ya Baumanskaya St., 5, 105005 Moscow, Russian Federation

**Abstract.** The authors study the method of improving the fuel efficiency parameters of automobile power installation with electromechanical transmission. They also carry out the calculating research of the power installation balance during the movement of an automobile according to the *NEDC* – new European drive cycle. The fuel efficiency of automotive internal combustion engines remain the main indicators of their work. Among these indices, nominal and effective efficiency of the engine at a particular operating mode (often nominal), the corresponding specific fuel consumption, hourly fuel consumption in this mode, the fuel consumption on 100 km of run of the car or operational fuel consumption. Among these indicators is the most informative, operational fuel consumption, since it reflects the fuel efficiency of the powertrain of a car taking into account the distribution of the modes of operation of the installation in real operation conditions.

The specified calculation was carried out for the efficiency of the electric powertrain, equal to 0.95. But it should be noted that such transmission involves the use of modern high-efficiency electric generator and the electric motor, the control unit carries out the relationship between them by using digital control of frequency and power, which reduces the losses in the electric part of the powertrain. For lower values of transmission efficiency, the fuel consumption of the vehicle increases proportionally track. It should be noted that electromechanical transmission has the prospect to further reduce fuel consumption by the engine. When using a storage element (battery or supercapacitor) in recuperation, braking energy becomes possible to optimize the operation of the internal combustion engine not only on speed but also on the load.

**Key words:** power installation, automobile, internal combustion engine, electromechanical transmission, new European drive cycle, fuel economy, exhaust gases emissions.