

УДК 621.83.062.1.

## РАСХОД ТОПЛИВА ПРИ ДВИЖЕНИИ В ГОРОДСКОМ ЕЗДОВОМ ЦИКЛЕ АВТОМОБИЛЯ С БЕССТУПЕНЧАТЫМ МЕХАНИЧЕСКИМ ТРАНСФОРМАТОРОМ

А. А. Благодоров, д. т. н., А. А. Юркевич, асп. / Курганский ГУ  
А. В. Юркевич, к. т. н. / Институт машиноведения УрО РАН

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В работе [1] было показано, что в стандартном городском ездовом цикле (ГЕЦ) (ГОСТ 20306–90) для АТС с полной массой до 3 500 кг расход затрачиваемой энергии может быть значительно снижен при использовании в трансмиссии автомобиля бесступенчатого механического трансформатора и маховика-аккумулятора. Но оценка экономии по расходу топлива не была сделана. Кроме того, не было показано, что может дать только применение бесступенчатого трансформатора без маховика-аккумулятора. Цель настоящей статьи — дать такую расчётную оценку.

Может показаться, что методика расчёта расхода топлива при ступенчатой коробке передач (КП) известна и такой расчёт может быть выполнен для любого цикла. Но в стандартном ГЕЦ есть режимы, при которых передаточное число включённой передачи (номер её в стандарте указан) может оказаться настолько велико, что нагрузка двигателя приближается к холостому ходу. А номинальная мощность двигателя выбирается из условия достижения на загородном шоссе скорости 120 км/ч, когда сопротивление воздуха намного больше, чем дорожное сопротивление. Уменьшая коэффициент использования мощности, мы снижаем эффективный КПД двигателя  $\eta_e$ , а он обратно пропорционален эффективному удельному расходу топлива  $g_e$ . Поэтому при приближении коэффициента использования мощности к нулю  $g_e$  стремится к бесконечности. С этим связаны определённые трудности при расчёте расхода топлива в стандартном ГЕЦ. Кроме того, нужно определить пригодный для расчётной оценки режим трогания с места.

Некоторые авторы увлекаются критикой стандартного цикла, применяемого для оценки экономичности и газовой выделенности при испытаниях

на стенде. Конечно, каждый реальный ездовой цикл отличается от стандартного. Но изменится ли что-нибудь на улицах наших городов, если завтра будет принят другой стандартный ГЕЦ? Очевидно, что нет. Если же будет найдено техническое решение, дающее положительный эффект при стандартном ГЕЦ, то велика вероятность того, что это же в той или иной мере будет проявляться в реальности.

Безусловно, исследования статистической динамики городского движения с учётом вероятностного распределения плотности и состава транспортных потоков представляют фундаментальный интерес. Их результаты могут быть использованы при организации городского движения без пробок. Но это уже другая задача.

В данной работе рассматривается расчёт расхода топлива при движении в стандартном ГЕЦ АТС типа «Газель» с массой 3 500 кг с двумя вариантами трансмиссии: ступенчатой КП и бесступенчатым механическим трансформатором.

### ПРИ СТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКЕ ПЕРЕДАЧ

При стандартных испытаниях на стенде последовательно выполняются 25 операций. Продолжительность каждой операции  $t_j$  установлена. Скорость движения  $v_j$  на каждой операции или постоянна, или линейно изменяется во времени. Для АТС со ступенчатой коробкой передач номер включённой передачи на каждой операции определён.

В работе [2] была представлена полученная в НАМИ для двигателя «Газели» характеристика  $g_e(p_e, n)$ , где  $p_e$  — среднее эффективное давление,  $n$  — частота вращения вала двигателя. Там же указаны значения  $n_j$  на операциях с  $v_j = const$ . Значение коэффициентов учёта вращающихся масс  $\delta_j$  опре-

деляем по приближённой формуле, приведённой в справочнике «Проектирование трансмиссий автомобилей» под общей редакцией А. И. Гришкевича. Тогда получим: на нейтрали  $\delta_H = 1,04$ ; на первой передаче  $\delta_1 = 1,76$ ; на второй  $\delta_2 = 1,28$ ; на третьей  $\delta_3 = 1,13$ . Принимаем коэффициент дорожного сопротивления  $\psi = 0,02$ .

При разгоне с места часть энергии затрачивается на работу буксования муфты сцепления. Это нужно учитывать.

В стандартном цикле разгон с места до скорости  $v = 15$  км/ч выполняется на второй, седьмой и четырнадцатой операциях. При этом ускорение автомобиля задаётся постоянным: на второй операции  $a = 1,04$  м/с<sup>2</sup>, на седьмой и четырнадцатой —  $a = 0,83$  м/с<sup>2</sup>. По данным [2] для «Газели», при  $v = 15$  км/ч на первой передаче частота  $n = 2\,600$  мин<sup>-1</sup>.

При трогании с места задаётся такое начальное значение частоты  $n$ , при котором двигатель сможет развить момент, необходимый для обеспечения заданного ускорения  $a$ . При этом педаль сцепления отпускается не полностью, а так, чтобы передаваемый момент трения был равен требуемому значению. Тогда частота вращения вала двигателя во время буксования муфты сцепления остаётся постоянной, а после окончания буксования увеличивается в соответствии с заданным ускорением. Для расчёта зададим начальную частоту вращения  $n = 0,5 \cdot 2\,600 = 1\,300$  мин<sup>-1</sup>, что соответствует линейной скорости  $v = 7,5$  км/ч при окончании буксования муфты сцепления. Тогда операцию разгона можно разделить на два этапа: первый — до  $v = 7,5$  км/ч и вто-

рой — от 7,5 до 15 км/ч. На обоих этапах ускорение одно и то же. Такой идеализированный процесс разгона показан на рис. 1. Здесь площадь под прямой  $v(t)$  представляет путь  $S$ , пройденный за время разгона. Представим этот путь в виде суммы площадей  $S_1$ ,  $S_2$  и  $S_3$ , показанных на рис. 1. Так как ускорение постоянно, то сила тяги  $P$  на ведущих колёсах тоже постоянна. Произведение  $P \cdot S$  равно работе, затраченной на разгон автомобиля. Но двигатель затрачивает энергии несколько больше.

Половину общего времени разгона двигатель работает с частотой, соответствующей половине конечной скорости, обеспечивая развиваемым моментом то же значение силы тяги  $P$ .

При этом суммарный угол поворота вала двигателя при отсутствии буксования соответствовал бы пути, определяемому площадью  $S_1 + S_4$ . Но работа, равная  $P \cdot S_1$ , затрачивается на разгон автомобиля, а такая же по величине работа  $P \cdot S_4$  затрачивается на трение при буксовании муфты сцепления. По рис. 1 нетрудно заметить, что  $S_4 = S_1 = S/4$ . Таким образом, из-за буксования сцепления двигатель производит на 25 % работы больше, чем затрачивается на разгон автомобиля. Повторяем, что рассмотренный процесс разгона идеализирован. При вмешательстве человеческого фактора потери будут больше, но это в расчётной оценке учитывать не будем.

Теперь приступим к расчёту расхода топлива.

Ускорение автомобиля определяется формулой

$$a = g(f_T - \psi) / \delta \text{ м/с}^2, \quad (1)$$

где  $f_T$  — удельная сила тяги, которая здесь используется вместо динамического фактора, поскольку сопротивление воздуха не учитывается, ускорение на каждой операции задано.

Тогда сила тяги на ведущих колёсах

$$P = m(a \cdot \delta + \psi \cdot g) H. \quad (2)$$

Реализуемая мощность

$$N_e = P \cdot v / 3,6 \text{ Вт}. \quad (3)$$

Здесь  $v$  — скорость движения в км/ч.

Среднее эффективное давление

$$p_e = 2 \cdot 6 \cdot 1000 \cdot N_e / V_h \cdot n \text{ Па}. \quad (4)$$

Здесь  $V_h$  — рабочий объём двигателя в литрах;  $n$  — частота вращения вала двигателя в мин<sup>-1</sup>; коэффициент 2 учитывает, что полный цикл в четырёхтактном двигателе выполняется за два оборота.

По величинам  $p_e$  и  $n$  с помощью многопараметровой характеристики  $g_e(p_e, n)$  определяется удельный эффективный расход топлива  $g_e$  в г/кВт·ч. Масса топлива, затраченного на  $J$ -й операции, —

$$m_T = g_e A_J, \quad (5)$$

где  $A_J$  — работа двигателя на  $J$ -й операции в кВт·ч.

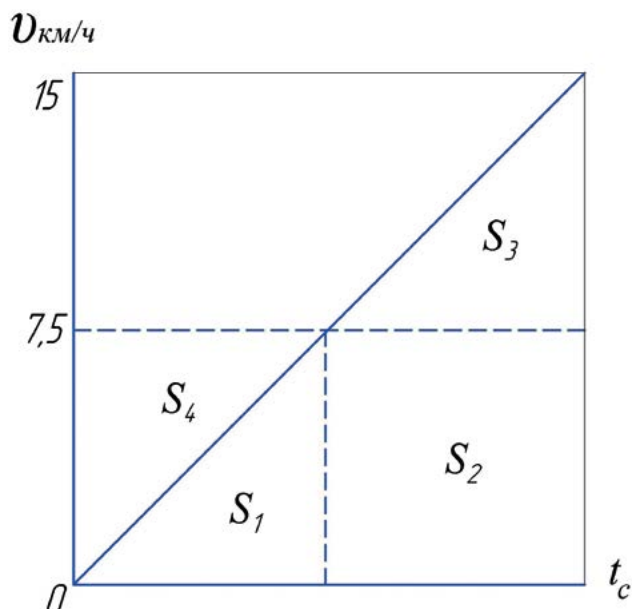


Рисунок 1. Идеализированный процесс разгона

На тех операциях, на которых происходит разгон с места, отдельно рассчитываются два этапа. Если скорость линейно изменяется от  $v_1$  до  $v_2$ , работа  $A_j$  вычисляется по формуле

$$A_j = P(v_1 + v_2) \cdot t_j / 2 \cdot 3,6 \text{ Дж.} \quad (6)$$

На операциях, когда двигатель работает на холостом ходу, расход топлива  $m_T = G_T \cdot \Sigma t$ . Считаем, что при торможении автомобиля с включённой передачей (принудительный холостой ход) подача топлива выключается. При переключении передач вверх благодаря инерции тоже осуществляется принудительный холостой ход.

Представленные формулы и функция  $g_e(p_e, n)$  [2] позволяют определять с достаточной точностью расход топлива не на всех операциях. Дело в том, что линейное интерполирование плоского графика функции  $g_e(p_e, n)$  даёт значительные ошибки и тем большие, чем меньше  $p_e$ . Но на третьей операции (движение со скоростью 15 км/ч на первой передаче) получается слишком малое значение  $p_e = 0,057$  МПа. Выше уже упоминалось, что при слишком малом коэффициенте использования мощности получить достоверную оценку  $g_e$  невозможно. В характеристике  $g_e(p_e, n)$  значения  $p_e < 0,1$  вообще не рассматриваются, поэтому для оценки расхода топлива при малых  $p_e$  нужно применить другую методику.

Пусть известен часовой расход топлива на холостом ходу  $G_T$  при частоте  $n = n_x$ .

При этом удельная работа (отнесённая к рабочему объёму) затрачивается на преодоление внутренних механических потерь за каждые два оборота (за полный рабочий цикл четырёхтактного двигателя) и определяется средним давлением  $p_M = p_{MXX}$ . Если двигатель работает без внешней нагрузки, но с частотой  $n > n_x$ , то  $p_M$  увеличивается. Для определения  $p_M$  бензиновых двигателей в [3] предложена зависимость, которую с учётом насосных потерь и перевода в систему СИ можно представить в виде

$$p_M = 0,0539 + 0,0112 \cdot C_i \text{ МПа,} \quad (7)$$

где  $C_i$  — средняя скорость поршня,  $C_i = S \cdot n / 30$  м/с,  $S$  — ход поршня в м/с.

При увеличении частоты  $n$  работа, затраченная за каждый оборот, а не за два, увеличится на величину  $0,5(p_M - p_{MXX})/p_{MXX}$ . Тогда с учётом количества оборотов в единицу времени часовой расход топлива при работе двигателя без внешней нагрузки, но при  $n > n_x$  можно представить зависимостью

$$G_{T(A/D)} = G_{T(X)} [1 + 0,5(p_M - p_{MXX}) \cdot p_{MXX}^{-1}] \cdot n \cdot n^{-1} x.$$

При наличии внешней нагрузки удельная работа, затраченная на преодоление внутренних и внешних сопротивлений, за каждые два оборота определяется

средним индикаторным давлением  $p_i$ . Работа, затраченная на каждый оборот, увеличивается на величину  $0,5(p_i - p_M)/p_M$ .

Но  $p_i - p_M = p_e$  — среднее эффективное давление. Следовательно, общий часовой расход топлива может быть представлен формулой

$$G_T = G_{T(X)} [1 + 0,5(p_M - p_{MXX}) \cdot p_{MXX}^{-1}] \cdot n \cdot n^{-1} x \cdot (1 + 0,5 \cdot p_e/p_M), \quad (8)$$

где  $p_M$  и  $p_{MXX}$  определяются формулой (7), а  $p_e$  — формулой (4). Но формула (4) получена аналитически, а формула (7) — с использованием опытных данных. В формуле (7) размерность двигателя учитывается через величину хода поршня (во втором члене). При изменении показателя короткоходности первый член может несколько изменяться, но это учитывать не будем.

Для изменения расхода топлива в граммах за  $j$ -ю операцию нужно результат, полученный по формуле (8), умножить на величину  $t_j/3,6$ .

При расчёте расхода топлива для «Газели» возьмём  $G_{T(X)} = 0,75$  кг/ч. При сравнительной оценке АТС со ступенчатой и бесступенчатой КП точность выбора величины  $G_{T(X)}$  большого значения не имеет.

Необходимым и достаточным условием правильности расчётов по формуле (8) является полное сгорание попавшего в цилиндр двигателя топлива. За рабочий ход работа соответствует теплотворной способности этого топлива. Обычно такое условие выполняется.

Если на каждой операции или её этапе ускорение  $a_j$  остаётся постоянным, а именно так назначено в стандартном цикле, то значения переменных в (8) берутся как средние за время  $t_j$ . Если  $a_j = \varphi(t)$ , то нужно интегрировать по  $t$ .

Предложенная здесь методика расчёта расхода топлива значительно проще, чем с использованием функции  $g_e(p_e, n)$ .

## ПРИ БЕССТУПЕНЧАТОМ МЕХАНИЧЕСКОМ ТРАНСФОРМАТОРЕ

При расчёте расхода топлива со ступенчатой КП нам не понадобилась тяговая характеристика, так как значения  $v$  и  $n$  на передачах были приведены в [2]. Для аналогичного расчёта с бесступенчатым трансформатором такая характеристика нужна. В работе [4] представлен расчёт внешней характеристики бесступенчатого трансформатора с регулируемой силовой функцией, возникающей при закрутке торсионных валов, которые вместе с механическими выпрямителями (механизмами свободного хода) соединяют звенья, совершающие угловые колебания, с суммирующим редуктором, передающим вращение на ведомый вал. На основе этой характеристики

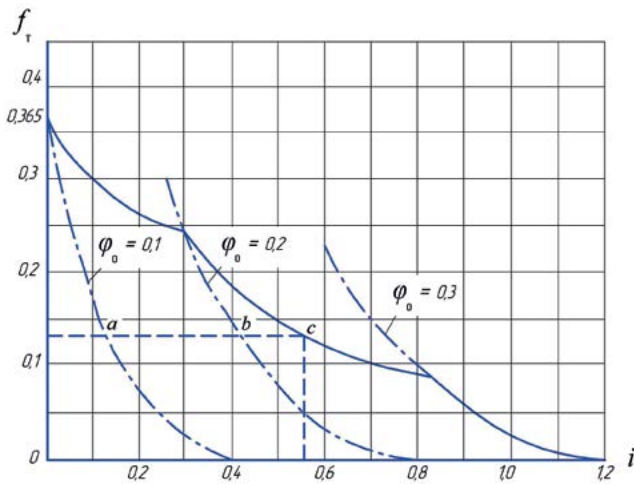


Рисунок 2. Тяговая характеристика бесступенчатого механического трансформатора

в работе [1] получена тяговая характеристика для автомобиля типа «Газель». Но в качестве аргумента используется не скорость, как обычно, а передаточное отношение  $i = n_2/n_1$ , где  $n_2$  — частота вращения ведомого, а  $n_1$  — ведущего валов трансформатора. Однако для расчётов расхода топлива нужно знать скорость движения  $v$  и частоту вращения  $n$  вала двигателя. Для определения этих величин на каждой операции стандартного городского цикла можно использовать график тяговой характеристики, показанный на рис. 2. Здесь передаточное число главной передачи  $u_0$  и радиус ведущего колеса выбраны такими, чтобы при  $n = n_N = 5\,000$  мин<sup>-1</sup> и передаточном отношении  $i = 1$  обеспечивалась скорость  $v = 120$  км/ч.

При движении в городе с ускорением  $a \geq 0$  включение прямой передачи не используется. Поэтому ветвь характеристики, соответствующая прямой передаче, на рис. 2 не показана.

При  $f_T \geq 0$  передаточное отношение  $i$  может самопроизвольно увеличиваться до 1,2. По этой характеристике, зная задаваемую стандартным циклом скорость  $v_j$  и реализуемое передаточное отношение  $i_j$ , можно определить соответствующее им значение  $n_j$ .

Сделаем это сначала для режимов движения с постоянной скоростью. Таких режимов (операций) четыре: со скоростями 50, 35, 32 и 15 км/ч. При  $a = 0$  в соответствии с (1)  $f_T = \psi = 0,02$ . По тяговой характеристике такое значение  $f_T$  реализуется при  $i = 1,02$ .

Для того чтобы при некотором значении скорости  $v = v_j$  получить передаточное отношение  $i = i_j$ , частота вращения входного вала (двигателя)  $n_j$  должна быть меньше  $n_N$  во столько же раз, во сколько скорость  $v_j$  меньше скорости  $120 \cdot i_j$ , или

$$n_j = n_N \cdot v_j / 120 \cdot i_j, \quad (9)$$

Тогда при указанных выше значениях  $v_j$  частоты  $n_j$  соответственно составят: 2 042, 1 429, 1 307 и 612 мин<sup>-1</sup>. Эти величины значительно меньше тех, которые были при тех же скоростях и ступенчатой КП. Это способствует снижению расхода топлива. Но при  $v_j = 15$  км/ч  $n_j = 612$  мин<sup>-1</sup>, что меньше  $n_N = 800$  мин<sup>-1</sup>. Система управления не должна допустить такого положения.

Управление скоростью при равномерном движении и при движении с ускорением осуществляется от одной педали. При этом одновременно регулируются по заданной программе две величины: частота вращения вала двигателя  $n$  и амплитуда угловых колебаний ведущих звеньев выпрямителей  $\varphi_0$ . Программа может быть такая, как показано на рис. 3. Здесь аргументом является ход педали  $S_j$ , а функциями —  $n(S_j)$  и  $\varphi_0(S_j)$ . При  $a < S_i < \dot{a}$  частота  $n = 1\,000$  мин<sup>-1</sup>, а амплитуда  $\varphi_0$  изменяется от 0 до 0,3 рад. Передаточное отношение пропорционально амплитуде  $\varphi_0$  [4]. Поэтому реализуемое передаточное отношение  $i_j$  можно представить так:

$$i_j = \beta \cdot i_{j(\varphi_0 \max)},$$

где  $\beta$  — передаточное отношение при  $\varphi_0 = \varphi_{0 \max} = 0,3$  рад.

Тогда формулу (9) можно представить в виде

$$n_j = n_N \cdot v_j / 120 \cdot \beta \cdot i_{j(\varphi_0 \max)}. \quad (10)$$

Определяя из (10)  $\beta$  при  $n_j = 1\,000$  мин<sup>-1</sup> (горизонтальный участок функции  $n(S_j)$  на рис. 3),  $v_j = 15$  км/ч и  $i_{j(\varphi_0 \max)} = 1,02$  получим  $\beta = 0,612$ . Это значит, что реализуемое значение  $\varphi_{0j} = 0,612 \cdot 0,3 = 0,183$  рад. Такому значению  $\varphi_0$  соответствует (см. рис. 3) определённый ход педали  $S_j$ . Таким образом, для всех режимов движения с постоянной скоростью обороты  $n_j$  определены (при  $v = 15$  км/ч  $n = 1\,000$  мин<sup>-1</sup>).

Теперь следует определить расчётные параметры для операций с разгоном. Их шесть, при этом ускорение  $a$  составляет: 1,04; 0,833; 0,833; 0,944; 0,617; 0,520 м/с<sup>2</sup>. В соответствии с зависимостью (1) потребные для реализации таких ускорений значения удельной силы тяги  $f_T$  соответственно составляют: 0,130; 0,108; 0,108; 0,120; 0,085; 0,075. В трёх операциях осуществляется разгон с места, а в остальных — разгон от одного значения скорости до другого. Несмотря на то, что при бесступенчатом трансформаторе не нужно переключать передачи и разгон на следующей операции может быть продолжением разгона на предыдущей, мы рассматриваем каждую операцию как независимую. Это нужно для того, чтобы сохранить задаваемые стандартом скоростные режимы, общий пробег и общее время.

Разгон с места начинается при  $n = 1\,000$  мин<sup>-1</sup>, а не 1 300 мин<sup>-1</sup>, как при ступенчатой КП. Это возможно потому, что внутренняя автоматичность



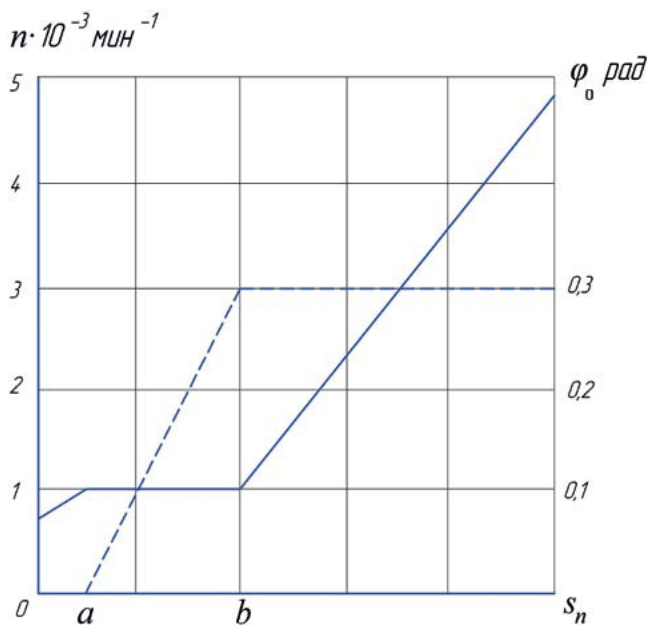


Рисунок 3. Программа управления амплитудой угловых колебаний ведущих звеньев выпрямителей и частотой вращения вала двигателя

трансформатора обеспечивает устойчивость такого режима. Опасность заглохания двигателя при трогании, которая существует при ступенчатой КП даже при большем  $n$ , но при достаточно большом ускорении, здесь отсутствует.

Наиболее интенсивный разгон выполняется на второй операции. Для иллюстрации процесса обратимся к графику тяговой характеристики (рис. 2). Для обеспечения заданного ускорения  $a = 1,04 \text{ м/с}^2$  в соответствии с (1) удельная сила тяги должна быть  $f_T = 0,13$ .

По тяговой характеристике при  $i = 0$  развивается  $f_T = 0,365$ . При этом значение  $\varphi_0 = 0,1$  рад. Такое значение  $\varphi_0$  определяется внутренним устройством трансформатора, не связанным с педалью управления. Это устройство обеспечивает заданную функцию  $\varphi_0(i)$ , ограничивающую до допустимых значений моменты закрутки торсионов и нагрузку на двигатель [4]. Функция  $\varphi_0(S_i)$ , представленная на рис. 3, тоже ограничивает значение  $\varphi_0$ . Управление устроено так, что реализуется меньшее из двух ограничений.

При  $i = 0$  величина  $f_T$  пропорциональна  $\varphi_0$ . Поэтому разгон с заданным ускорением начинается при положении педали управления соответствующим  $\varphi_0 = 0,1$ .  $0,13/0,365 = 0,0356$  рад. По мере увеличения скорости и соответствующего увеличения  $i$  педаль управления перемещается так, чтобы увеличение  $\varphi_0$  (рис. 3) обеспечивало постоянство  $f_T = 0,13$ . На рис. 2 это соответствует горизонтальной прямой, проведенной пунктиром. Точка  $a$  на этой прямой соответ-

ствует пересечению с показанной на рис. 2 тяговой характеристикой, которая была бы получена при постоянном значении  $\varphi_0 = 0,1$  рад.; точка  $\dot{a}$  — с аналогичной характеристикой при  $\varphi_0 = 0,2$  рад.; точка  $c$  — с действительной тяговой характеристикой. В точке  $c$  реализуется  $i = 0,56$ , а  $\varphi_0$  определяется заданной в конструкции трансформатора функцией  $\varphi_0(i)$ . Такое состояние соответствует положению педали управления на рис. 3 несколько левее точки  $\dot{a}$ . Точно определять это положение необязательно.

Преобразуем формулу (9) к виду

$$v = n \cdot 120 \cdot i / n_N. \quad (10)$$

Тогда при  $i = 0,56$  и  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$  получим  $v = 13,44 \text{ км/ч}$ . Это значит, что вторая операция ещё не завершена. Поэтому её следует разделить на два этапа: первый — от  $v = 0$  до  $v = 13,44 \text{ км/ч}$  и второй — с изменением  $v$  от  $13,44$  до  $15 \text{ км/ч}$ . Начальное положение педали управления для второго этапа соответствует точке  $\dot{a}$  (рис. 3). На втором этапе для обеспечения заданного ускорения должно выдерживаться постоянное значение  $i = 0,56$ . Поэтому  $n$  и  $v$  увеличиваются пропорционально, значение  $p_e$ , определяемое по (4), остаётся постоянным, а значение  $p_M$ , определяемое по (7), линейно растёт. На первом этапе было наоборот:  $p_M$  было постоянным, а  $p_e$  линейно увеличивалось. Конечное значение  $n$  в операции определяется по формуле (9).

При разгоне с места на седьмой и четырнадцатой операциях задаётся ускорение  $a = 0,833$ . При этом  $f_T = 0,108$ . По тяговой характеристике это соответствует  $i = 0,675$ . По формуле (10) при  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$  получим  $v = 16,2 \text{ км/ч}$ . Это больше конечной скорости на седьмой и четырнадцатой операциях. Следовательно, эти операции могут быть выполнены при постоянной частоте  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ .

На девятой операции (разгон от  $v_1 = 15 \text{ км/ч}$  до  $v_2 = 32 \text{ км/ч}$ ) имеем следующие значения параметров:  $a = 0,944 \text{ м/с}^2$ ;  $f_T = 0,120$ ;  $i = 0,60$ . Тогда по формуле (9)  $n_1 = 1041 \text{ мин}^{-1}$ ;  $n_2 = 2222 \text{ мин}^{-1}$ . Начальное положение педали управления должно быть правее точки  $\dot{a}$  (рис. 3). Операция выполняется за один этап.

На предыдущей, восьмой операции, на которой при ступенчатой КП осуществлялось переключение передач, происходит холостой ход с  $n = (n_{2(7)} + n_{1(9)})/2$ . Так как  $n_{1(9)} > n_{2(7)}$ , то принудительного холостого хода не происходит и подача топлива не выключается.

На шестнадцатой операции (разгон от  $15$  до  $35 \text{ км/ч}$ ) имеем следующие значения параметров:  $a = 0,617 \text{ м/с}^2$ ;  $f_T = 0,085$ ;  $i = 0,84$ . Так как в соответствии с (9) получим  $n_1 < 1000 \text{ мин}^{-1}$ , то операция делится на два этапа: первый — с  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$  и  $v$  от  $15 \text{ км/ч}$  до  $v_1$  и второй — от  $v_1$  до  $v_2 = 35 \text{ км/ч}$ .

При этом  $v_1$  вычисляется по (10) при  $n = 1\,000$  мин<sup>-1</sup>,  $v_1 = 20,16$  км/ч. На втором этапе обороты  $n$  линейно изменяются от 1 000 до 1 736 мин<sup>-1</sup>.

На восемнадцатой операции (разгон от 35 до 50 км/ч) имеем следующие параметры:  $a = 0,520$  м/с<sup>2</sup>;  $f_T = 0,075$ ;  $i = 0,92$ . Тогда по (9) получим  $n_1 = 1\,585$  мин<sup>-1</sup>,  $n_2 = 2\,264$  мин<sup>-1</sup>.

На предыдущей, семнадцатой операции частота  $n$  снижалась с 1 736 до 1 585 мин<sup>-1</sup>. Поэтому можно считать, что принудительный холостой ход имел место, и расход топлива на семнадцатой операции можно не учитывать.

Теперь следует определиться с расходом топлива при торможениях. Стандартный городской цикл задаёт торможение с включённой передачей до скорости  $v \leq 10$  км/ч. Поэтому при ступенчатой КП при  $v > 10$  км/ч осуществляется принудительный холостой ход с уменьшением или полным выключением подачи топлива. При бесступенчатом трансформаторе обеспечение принудительного холостого хода во время торможения может быть выполнено различными способами. Например, с помощью установки между ведущими и ведомыми частями фрикциона прямой передачи механизма свободного хода (МСХ), не позволяющего ведущим частям вращаться медленнее ведомых. Это обеспечит принудительный холостой ход при торможении. Но экономайзер принудительного холостого хода (ЭПХХ) должен автоматически отключаться при скорости  $v < 10$  км/ч ( $n < 416$  мин<sup>-1</sup>). При этом  $n$  увеличится до  $n_x$ , чему МСХ не препятствует.

При расчёте по представленной методике расход топлива за весь городской цикл с бесступенчатым трансформатором составил 133,8 г. При этом на холостом ходу — 14,3 г (10,7 %), при разгонах — 65,35 г (48,84 %), при движении с постоянной скоростью — 54,09 г (40,4 %).

При ступенчатой КП получены следующие значения: за весь цикл — 183,6 г; на холостом ходу — 14,3 г (7,8 %); при разгонах — 85,2 г (46,4 %); при постоянной скорости — 84,1 г (45,8 %).

Значительное общее снижение расхода топлива (на 37,2 %) при трансформаторе объясняется тремя факторами: устранением потерь на пробуксовку муфты сцепления при трогании с места; уменьшением коэффициента учёта вращающихся масс; уменьшением частот вращения вала двигателя во всех режимах, особенно в режимах движения с постоянной скоростью.

Полученные результаты свидетельствуют о целесообразности проведения плановых ОКР по разработке трансформаторов с регулируемой силовой функцией для АТС с массой до 3 500 кг.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Благонравов А. А., Юркевич А. В. Динамика обмена механической энергией при использовании в трансмиссии автомобиля маховика-аккумулятора с бесступенчатым приводом // Журнал автомобильных инженеров. — 2013. — № 1.
2. ОДВС для комбинированной энергетической установки / Л. И. Вахошин, В. В. Карницкий, И. М. Минкин и др. // Автомобильная промышленность. — 2007. — № 5. — С. 6–8.
3. Теория двигателей внутреннего сгорания: учебник / под ред. Н. Х. Дьяченко. — М.-Л.: Машиностроение, 1965. — 460 с.
4. Благонравов А. А. Расчёт внешней характеристики механического трансформатора с колебательным движением внутренних звеньев // Вестник машиностроения. — 2011. — № 10. — С. 8–13.