

УДК 629.332

А.Г. ВЫГОННЫЙ, канд. техн. наук; Р.Э. ШЕЙБАК
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск

О.С. РУКТЕШЕЛЬ, д-р техн. наук
Белорусский национальный технический университет, г. Минск

ЗАКОН ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ, ОПТИМАЛЬНЫЙ ПО ТЯГОВО-СКОРОСТНЫМ И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИМ ПОКАЗАТЕЛЯМ МАГИСТРАЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА

Разработаны процедуры, позволяющие определять тягово- и топливно-оптимальный закон переключения передач по параметрам оптимальной области работы двигателя, соответствующей заданным параметрам автопоезда и дорожным условиям.

Ключевые слова: автопоезд, двигатель, трансмиссия, моделирование, оптимизация, дорожные условия, удельная производительность, топливная экономичность, закон переключения передач

Введение. Развитие электроники, электротехники и возможностей применения их элементной базы в транспортных системах, делает очевидным необходимость полной интеграции механизмов машин, силовой электроники, микропроцессорной техники и программного обеспечения для наиболее полного использования потенциала автомобильной техники.

Автоматизированные коробки передач (КП) широко применяются на грузовых автомобилях. Европейский парка грузовых автомобилей полной массой свыше 18 т на 60 % состоит из автомобилей с автоматизированными КП и продолжает расти [1].

Автоматизированные КП, предназначенные для магистральных автопоездов представляют собой традиционную механическую конструкцию КП с пневматическим или гидравлическим исполнительным механизмом переключения и блоком управления. Все действия по управлению силовым агрегатом контролируются электронным блоком управления, содержащим в памяти программы переключения передач и различные стили вождения. Также электронный блок управления подает сигналы на исполнительный блок для управления двигателем и сцеплением во время переключения.

В данной работе ставится задача разработки алгоритма, позволяющего определить закон переключения передач, который обеспечивал бы эффективное, с точки зрения динамичности и экономичности, движение автопоезда (в качестве объекта исследования взят автомобиль МАЗ-5440Е9 в составе автопоезда полной массой 40 т) с учетом дорожных условий, заданных реальным макропрофилем дороги, ограничениями скорости и коэффициентом сопротивления качению.

В зарубежной литературе для нахождения закона переключения передач (ЗПП) используют стандартизированные ездовые циклы [2], [3]. Для грузовых автомобилей количество таких циклов весьма ограничено. Поэтому целесообразно в качестве исходных данных, характеризующих условия работы автотранспортного средства (АТС), задавать дорожные условия реальным макропрофилем дорог, которые входят в испытательный комплексный типовой маршрут рассматриваемого АТС, а также ограничениями скорости на дороге и коэффициентом сопротивления качению.

Анализ литературы показал, что вне зависимости от формы представления математической модели самого

объекта (автомобиля, автопоезда), нахождение эффективного закона переключения передач сводится к оптимизационной задаче. Решение задачи при этом определяется выбранным методом оптимизации, критериями оптимальности, оптимизируемыми параметрами и наложенными функциональными ограничениями на модель.

Наиболее эффективным методом решения поставленной задачи является преобразование ее из многокритериальной (критерии, характеризующие тяговую динамичность и топливную экономичность) в однокритериальную [2], [3], [4]. При этом, можно выделить следующие методы сведения многокритериальной задачи к однокритериальной:

- использование целевой функции с весовыми коэффициентами; оптимизируется целевая функция, где вклад каждого из критериев определяется их весовыми коэффициентами значимости [2], [3];
- оптимизация производится по одному наиболее важному критерию, а остальные критерии контролируются с помощью ограничивающего неравенства [3]; в этом случае гарантируется обеспечение требуемого значения второстепенных критериев их допустимыми значениями;
- оптимизация производится по целевой функции, являющейся эксплуатационным показателем эффективности работы автотранспортного средства (себестоимость перевозки, удельная производительность), включающим в себя интересующие критерии [4], [5].

Первые два способа не подходят для решения поставленной задачи, так как в первом случае вид полученного закона переключения передач определяется значениями весовых коэффициентов, а во втором случае зависит от величины значений пороговых ограничений второстепенных критериев. Такие способы приемлемы только, когда существует прототип или имеется достаточно много опыта в проектировании аналогичных объектов. В противном случае время проектирование значительно увеличится.

Поэтому нахождение закона переключения передач осуществляется с помощью эксплуатационного показателя — удельной производительности ω [6].

Решение задачи нахождения оптимального закона переключения в общем виде. В общем виде закон переключения передач представляется зависимостью скорости автомобиля или частоты вращения коленчатого вала двигателя, при которой должно происходить переключение

на смежную передачу, от компонентов оптимального вектора информационных параметров [2, 4], таких как положение рычага регулирования угловой скорости, положение рейки топливного насоса (крутящий момент двигателя), номер включенной передачи, скорость перемещения рычага регулятора и др.

При синтезе ЗПП важны информационные параметры непосредственно влияющие на приемистость автомобиля и топливную экономичность. Такими параметрами являются текущий крутящий момент M (либо текущую мощность P_e) двигателя и текущий удельный расход топлива g_e . Крутящий момент M двигателя задает величину ускорения и скорости автопоезда, а удельный расход топлива g_e — мгновенный расход топлива.

Зависимость $g_e(n, P_e)$, задаваемая многопараметровой характеристикой (МПХ) двигателя внутреннего сгорания (ДВС) определяет функциональную связь между мгновенным расходом топлива и динамическими параметрами на коленчатом валу двигателя (частотой вращения и мощностью). Следовательно, при прочих неизменных параметрах приемистость и топливная экономичность могут быть описаны частотой вращения n и мощностью P_e . Изменения этих параметров на всем испытательном маршруте однозначно характеризуют тягово-скоростные и топливно-экономические свойства автомобиля, которые удобно выразить одним показателем — удельной производительностью:

$$\omega = \Omega(n, P_e), \quad (1)$$

где $\Omega(n, P_e) = m_t \frac{V_m(n, P_e)}{Q_m(n, P_e)}$.

Таким образом, запись (1) следует понимать так, что во время движения в любой момент времени состояние двигателя может быть описано точкой с координатами (n, P_e) . Совокупность этих точек на всем маршруте позволяет определить удельную производительность автопоезда на этом маршруте.

Отличие фактической скорости автопоезда V_a на участке дороги от максимально допустимой $V_{доп}$, определяемой водителем и дорожными условиями, на участке служит количественным критерием, по которому оцениваем на сколько следует повысить загрузку двигателя. С точки зрения системы автоматического регулирования разность $V_{доп} - V_a$ называется величиной ошибки или несогласования. Упрощенно схема регулирования для фиксированных значений сил сопротивления движению показана на рисунке 1.

Звено 1 определяет значение загрузки двигателя H с помощью ПИ-регулятора по величине рассогласования $V_{доп} - V_a$.

Звено 2 описывается формулами (2–3).

$$P_3 = P_e - P_n, \quad (2)$$

где P_e — эффективная мощность двигателя, кВт;

$$P_e = P_{всх}(n) \cdot H, \quad (3)$$

где $P_{всх}(n)$ — зависимость мощности от частоты вращения коленвала двигателя при работе двигателя по внешней скоростной характеристике (ВСХ), кВт; P_n — мощность затрачиваемая на привод навесного оборудования

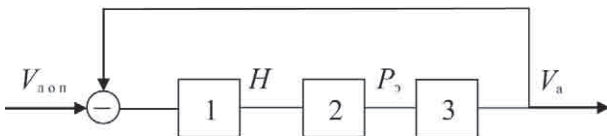


Рисунок 1 — Схема регулирования загрузки двигателя по скорости

двигателя: вентилятора, глушителя, компрессора, гидроусилителя руля, а также потери мощности в системах впуска-выпуска и вследствие ухудшения теплового режима двигателя в подкапотном пространстве, зависит от того, в какой комплектности двигателя снята многопараметровая характеристика, кВт,

Звено 3 представляет собой динамическую систему, описывающую изменение силовых и скоростных параметров в трансмиссии автомобиля при движении по маршруту.

Значение P_e задается ПИ-регулятором в зависимости от разности $V_{доп} - V_a$ и имитирует управление водителем положением педали акселератора. Значение $P_e(n)$ может принимать значение от 0 до $P_{всх}(n)$.

Для автоматической настройки блока типа ПИ-регулятор применяется Simulink Control Design [7]. При этом используется метод настройки коэффициентов ПИ-регулятора, основанный на обратной связи с рабочими характеристиками, которые желает получить пользователь.

Алгоритм нахождения коэффициентов ПИ-регулятора:

- производится линеаризация нелинейных уравнений, описывающих модель;
- определяется передаточная функция модели;
- определяется характеристическое уравнение модели;
- определяется переходная функция, описывающая переходный процесс;
- коэффициенты ПИ-регулятора подбираются таким образом, чтобы время регулирования, максимальное перерегулирование и частота колебаний переходного процесса принимали приемлемое значение.

Задача выбора ЗПП сводится к определению области работы двигателя в зависимости от значения H , а именно, заданию границы этой области. При выходе за границы этой области необходимо производить переключение передачи в КП.

В качестве начального приближения такой границы используются две кривые, ограничивающие частотный диапазон работы двигателя слева и справа (границы переключения на смежную передачу КП вниз и вверх соответственно). Кривые описываются квадратичной функцией n с аргументом H и имеют вид параболы [2]. Вершина параболы находится при значении аргумента $H = 1$ (т. е. при работе двигателя по внешней скоростной характеристике). Для недопущения заклинивания при переключении передач правая область работы двигателя ограничена вертикальной прямой до значения $H = h_c$. Графики функций, описывающих границы области работы двигателя, показаны ниже (рисунок 2).

$$n_n = 1000 + a_n(H - 0,5H^2); \quad (4)$$

$$n_b = h_c \text{ при } H \in [0, h_c]; \quad (5)$$

$$n_b = 1000 + a_b(H - 0,5H^2) \text{ при } H \in [h_c, 1], \quad (6)$$

где n_n, n_b — частоты вращения коленчатого вала при заданном значении H , сигнализирующие о необходимости переключения передачи соответственно вниз и вверх; a_n, a_b, h_c — коэффициенты.

Таким образом, область работы двигателя и ЗПП даем параметрами a_n, a_b, h_c .

Диапазон изменения параметров a_n, a_b, h_c задаем таким, чтобы обеспечить возможность полного использования всей области МПХ. Диапазоны оптимизируемых параметров ЗПП указаны в таблице 1.

Описание математической модели движения автопоезда. Движение автопоезда рассмотрено как прямолинейное движение материальной точки. Масса автопоезда

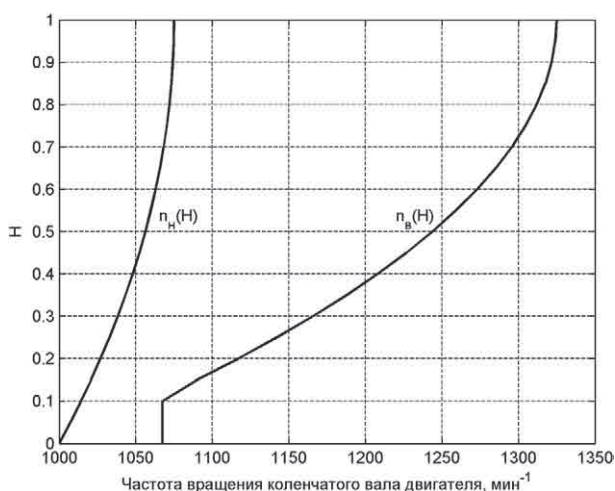


Рисунок 2 — Границы, задающие область работы двигателя

сосредоточена в этой точке, а силы действующие при движении автопоезда приведены к ней. Расчетная схема динамической системы автопоезда, используемая при определении оптимального закона переключения передач, изображена на рисунке 3.

При движении автопоезда по дороге с переменным продольным профилем на автопоезд действуют следующие силы [4]:

- сита тяги F_k

$$F_k = \frac{M \cdot u_{кп} \cdot u_{вм} \cdot \eta_t}{r_k}, \quad (7)$$

где M — текущий крутящих моментов двигателя внутреннего сгорания (ДВС), Н·м; η_t — КПД трансмиссии на соответствующей передаче КП; r_k — радиус качения ведущих колес тягача, м; $u_{кп}$ — текущее значение передаточного числа КП; $u_{вм}$ — передаточное число главной передачи ведущего моста;

- сила сопротивления воздуха F_b

$$F_b = K_b \cdot A_b \cdot V_a^2, \quad (8)$$

где K_b — коэффициент обтекаемости автопоезда, Н·с²/м⁴; A_b — лобовая площадь автопоезда, м²; V_a — текущая скорость движения автопоезда, м/с,

Таблица 1 — Диапазоны оптимизируемых параметров ЗПП

№ п/п	Наименование	Обозначение	Диапазон
1	Коэффициент параболы для переключения КП вниз	a_n	$100 \leq a_n \leq 1300$
2	Коэффициент параболы для переключения КП вверх	a_b	$400 \leq a_b \leq 2000$
3	Загрузка двигателя, при которой следует переключиться на следующую ступень КП	h_c	$0,1 \leq h_c \leq 0,9$

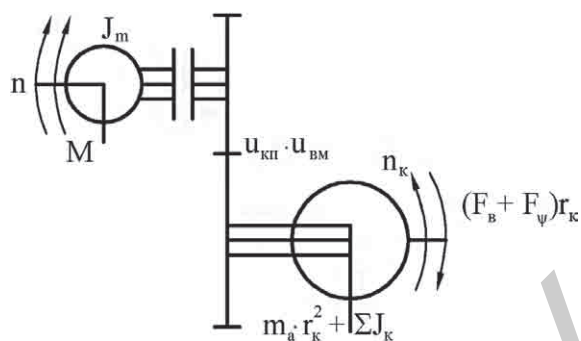


Рисунок 3 — Расчетная схема динамической системы автопоезда

$$V_a = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n \cdot r_k}{u_{кп} \cdot u_{вм}}, \quad (9)$$

где n — текущая частота вращения коленчатого вала ДВС, мин⁻¹;

- сила дорожного сопротивления F_p

$$F_p = 9,81 \cdot \psi \cdot m_a, \quad (10)$$

где m_a — полная масса автопоезда, кг; ψ — коэффициент дорожного сопротивления,

$$\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha, \quad (11)$$

где α — угол наклона текущего элементарного участка маршрута, °; f — коэффициент сопротивления качению автопоезда как одной материальной точки,

$$f = m_a \left(\frac{f_{вщ}}{m_{вщ}} + \frac{f_{вм}}{m_{вм}} \right), \quad (12)$$

где $f_{вщ}, f_{вм}$ — коэффициент сопротивления качению шин соответственно ведущих и ведомых колес; $m_{вщ}, m_{вм}$ — масса приходящаяся соответственно на ведущие и ведомые колеса, кг;

- сила сопротивления разгону F_j

$$F_j = m_a \cdot a \cdot \delta, \quad (13)$$

где a — ускорение автопоезда, м/с²; δ — коэффициент учета вращающихся масс,

$$\delta = \frac{J_m \cdot \eta_t \cdot (u_{кп} \cdot u_{вм})^2}{m_a \cdot r_k^2} + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_k^2}, \quad (14)$$

где J_m — момент инерции вращающихся масс двигателя и сцепления, кг·м²; $\sum J_k$ — суммарный момент инерции колес автопоезда и приводных валов, кг·м².

С учетом того, что $a = \frac{dV_a}{dt}$, то уравнение движения имеет вид

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{F_k - F_b - F_p}{m_a \cdot \delta}. \quad (15)$$

При движении накатом уравнение движения примет вид

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{-F_b - F_p}{m_a \cdot \delta'}, \quad (16)$$

где $\delta' = 1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_k^2}$.

В случае моделирования процесса торможения автопоезда тормозами и двигателем используется уравнение

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{-F_t - F_{\psi}}{m_a \cdot \delta}, \quad (17)$$

где F_t — суммарная тормозная сила автопоезда.

Основные параметры исследуемого автопоезда приведены ниже в таблице 2.

Описание многопараметрической характеристики двигателя. В работе [8] для описания МПХ двигателя используется двухмерный полином. При таком способе аппроксимации линии уровней МПХ с одинаковыми удельными расходами топлива будут образовывать параболы с вершиной вверху (рисунок 4), при этом реальная картина характеристики, (рисунок 5) с замкнутыми областями, не будет образовываться.

На примере МПХ двигателя OM 501LA E5 проведение сравнение точности аппроксимации его характеристики полиномами второй, третьей, четвертой степени и с помощью кусочно-линейной аппроксимации экспериментальных данных МПХ (таблица 3). При использовании линейной аппроксимации табличных значений МПХ отклонение экспериментальной от аппроксимированной характеристик практически отсутствует. Поэтому именно этот способ описания МПХ был использован в новой модели.

Обеспечение оптимальной области работы двигателя с помощью ЗПП. Выше было сказано, что задача выбора закона переключения передач сводится к заданию набора рациональных параметров (в данном исследовании — к набору оптимальных параметров a_n, a_v, h_c). Предварительно определенные оптимальные параметры ЗПП позволят двигателю работать в оптимальной рабочей области МПХ.

В модели обеспечение такой зоны работы двигателя достигается при помощи сравнения значения текущей частоты вращения коленчатого вала двигателя n с частотами, соответствующими границе заданной области работы двигателя (n_n, n_v) параметрами (a_n, a_v, h_c) на каждом шаге интегрирования. При достижении гра-

ницы области осуществляется переключение соответственно на следующую низшую или высшую передачи.

Интегрирование производится по методу Богачка-Шампайна (ode3 Bogacki-Shampine). Метод имеет третий порядок точности и в большинстве случаев превосходит метод Рунге–Кутты четвертого порядка при моделировании систем, подобных рассматриваемой [9].

Определение оптимальных параметров закона переключения передач. Оптимизация методом стохастической аппроксимации с ускоренной сходимостью используется на практике при решении задач проектирования систем управления переключения передач трансмиссии и является эффективным с точки зрения времени поиска [2].

Данный алгоритм реализован авторами статьи в среде MATLAB и изображен на рисунке 6.

Вызов основных процедур и файл-функций осуществляется в корневом файле-сценарии.

Вычисление оценки градиента целевой функции (рисунок 6 операции 7 и 13) осуществляет файл-функция gradient.m.

Контроль граничных условий и функциональных ограничений, а также формирование вектора со значениями параметров для следующего шага оптимизации производится в файл-функции x_next_fun.m (рисунок 6, операции 8 и 14). Вложенная функция nonlcon.m вычисляет значение критерия, служащего функциональным ограничением при оптимизации.

Формирование ЗПП для рассматриваемого шага оптимизации по значениям текущих оптимизируемых параметров, инициализация постоянных параметров автопоезда, запуск имитационной модели Simulink и вычисление значения целевой функции производится в файл-функции Objective_fun.m (рисунок 6, операции 9, 10, 15).

Результаты оптимизации закона переключения передач. Используемая ранее программа моделирования движения магистрального автопоезда выполняла переключение передач, исходя из результата сравнения текущей

Таблица 2— Основные параметры автопоезда

Параметр, единица измерения	Идентификатор	Численное значение
Полная масса автопоезда, кг	m_a	40000
Коэффициент сопротивления воздуха, Н·с ² /м ⁴	Kw	0,41202
Лобовая площадь, м ²	Aw	9,70
Двигатель	OM 501LA E5	
Мощность для вентилятора в номинальном режиме ДВС, кВт	P_{fan}	9,19
Плотность топлива, кг/м ³	$p0$	830
Момент инерции вращающихся масс двигателя, кг·м ²	Jen	4,51
Коробка передач	ZF16S2220TD	
Время разрыва потока мощности при переключении, с	t_{sh}	0,5
Передаточное число ведущего моста	U_{most}	3,45
Радиус качения ведущих колес, м	$R0$	0,522
Коэффициент сопротивления качению, кг·м ²	f	0,003902727
Суммарный момент инерции колес и приводных валов, кг·м ²	Jk	251,136

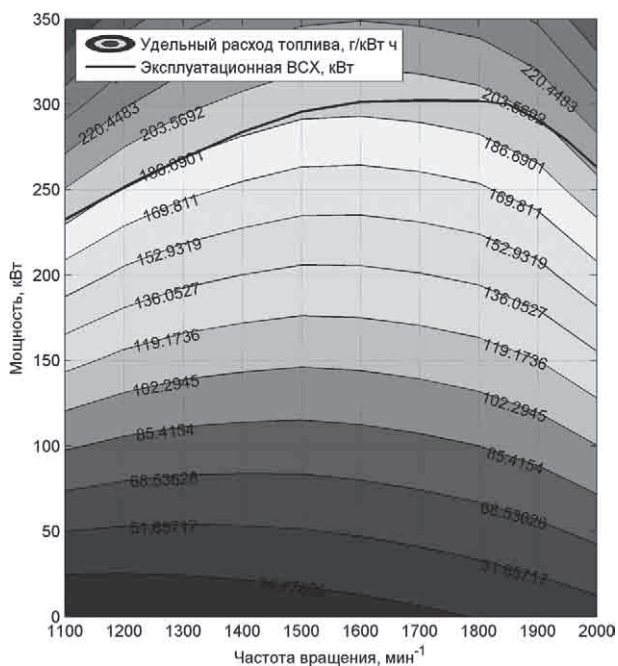


Рисунок 4 — Линии уровней МПХ при аппроксимации полиномом 2-й степени

частоты вращения с граничными частотами работы двигателя без учета загрузки двигателя по мощности [8]. Контроль по мощности осуществлялся через сравнение текущего дорожного сопротивления и текущей тяговой силы на ведущих колесах.

Циклическое использование имитационной модели в алгоритме оптимизационной задачи позволило отыскать зависимость (ЗПП) частоты вращения коленчатого вала n , при которой необходимо производить переключение, от степени загрузки H двигателя по мощности. Это позволило производить переключение передач, контролируя только загрузку двигателя по мощности, при этом контроль за соблюдением требуемого диапазона рабочих частот вращения коленчатого вала осуществлялся косвенно, через найденную зависимость $n(H)$.

Искомые управляемые параметры поставленной оптимизационной задачи (см. таблицу 1) при ограничении

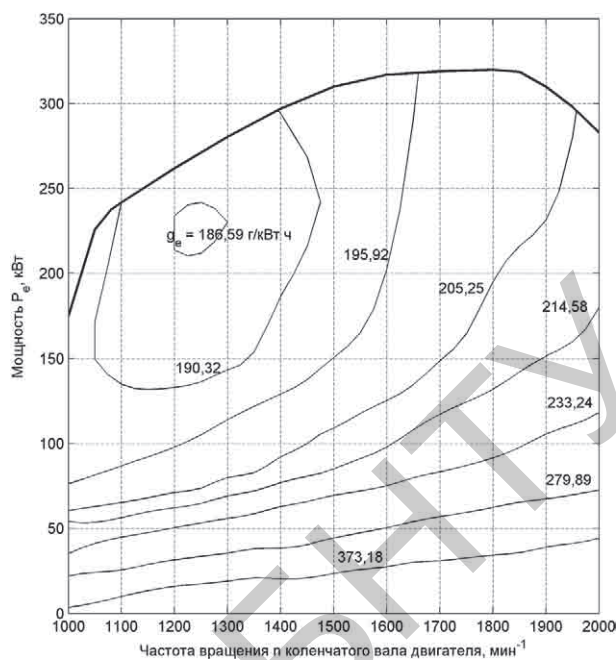


Рисунок 5 — Линии уровня на реальной МПХ

количества переключений передач kol_stop на всем маршруте в 250 приняли значение: $a_n = 105,6$; $a_b = 637,9$; $h_c = 0,3$. ЗПП им соответствующий, показан на рисунке 7; область работы двигателя на МПХ, согласно полученному ЗПП, изображена на рисунке 8. При таких значениях оптимизируемых параметров критерий эффективности движения автопоезда $\omega = 51,19 \text{В} \cdot \frac{\text{км}}{\text{ч}} \cdot \frac{100 \text{км}}{\text{л}}$, что соответствует среднему расходу топлива $Q_m = 36,62 \text{ л/100 км}$, средней скорости движения автопоезда $V_m = 74,84 \text{ км/ч}$ при грузоподъемности $m_r = 25,05 \text{ т}$ и количестве переключений передач равному 219.

Полученное значение удельной производительности на 10,6 % выше, чем у алгоритма, контролирующей мощность с помощью сравнения текущего дорожного сопротивления и текущей тяговой силы на ведущих колесах. Такое улучшение обеспечено относительно более частым переключением передач (на 73 переключе-

Таблица 3 — Сравнение аппроксимаций МПХ двигателя

Способ аппроксимации	Максимальное значение погрешности аппроксимации, г/кВт·ч	Минимальное значение погрешности аппроксимации, г/кВт·ч	Среднее арифметическое значение погрешности аппроксимации для рабочих частот ДВС, г/кВт·ч	Среднеквадратическое отклонение погрешности аппроксимации, (г/кВт·ч) ²
Полиномом 2-й степени	59,06	0,13	21,64	12,11
Полиномом 3-й степени	32,67	0,12	12,45	6,29
Полиномом 4-й степени	19,03	0,01	5,26	3,99
Кусочно-линейная аппроксимация табличных значений	33,12	0	4,87	6,28

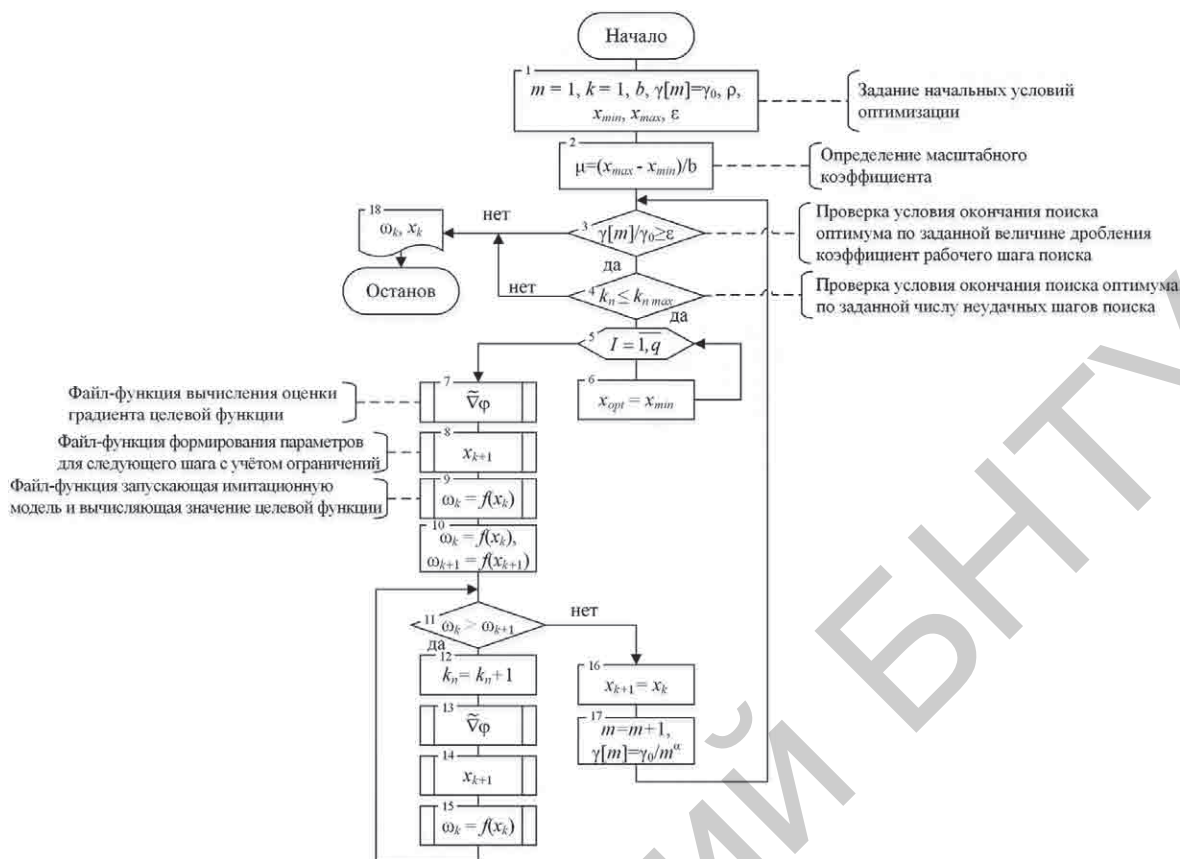


Рисунок 6 — Схема алгоритма оптимизации методом стохастической аппроксимации с ускоренной сходимостью в среде MATLAB

чения больше) без потери в скорости движения (средняя скорость увеличилась на 2,3 %). В свою очередь, более частые переключения позволили работать двигателю на режимах с минимальным удельным расходом топлива (рисунок 8), поэтому средний расход топлива сократился на 7,4 %.

Выводы. 1. Предложено использовать при моделировании движения автопоезда стратегию управления переключением передач, основанную на контроле текущей частоты вращения и загрузки двигателя для обеспечения работы двигателя в тягово- и топливно-оптимальной области МПХ. Рабочая область характеристики двигателя при этом задается посредством решения оптимизационной задачи. Преимущество такой стратегии над стратегией контроля по частоте вращения двигателя

для составляет 7 % по среднему расходу топлива и 11 % по удельной производительности.

2. Анализ математических моделей двигателей внутреннего сгорания показал, что при применении двухмерного полинома, для описания МПХ современных двигателей, не обеспечивается ее качественное и коли-

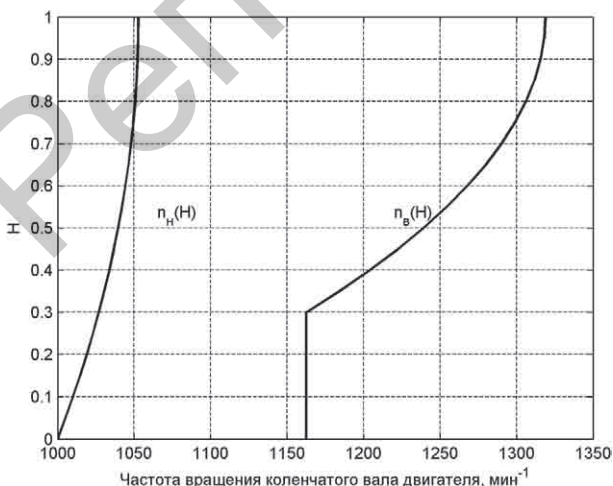


Рисунок 7 — Оптимальный закон переключения передач по ω

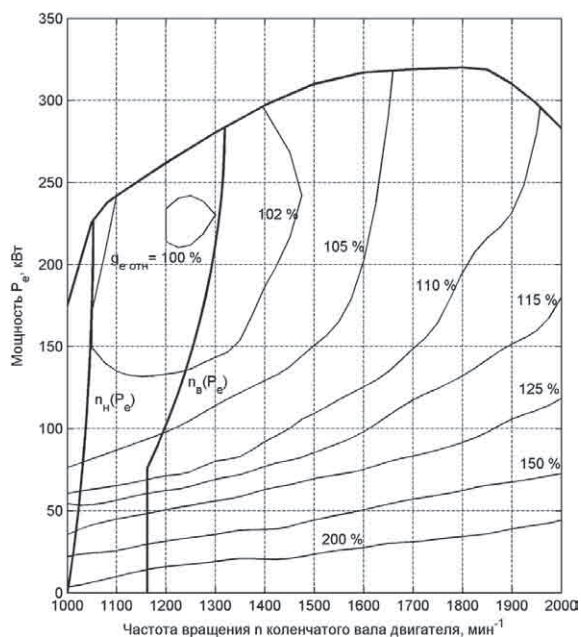


Рисунок 8 — Область работы двигателя на МПХ согласно полученному закону: $n_n(P_e)$ — нижняя граница работы двигателя, сигнализирующая о необходимости переключать КП на ступень ниже; $n_b(P_e)$ — верхняя граница работы двигателя, сигнализирующая о необходимости переключать КП на ступень выше

чественное отображение. Для представления с приемлемой точностью характеристик актуальных на данный момент двигателей необходима аппроксимация полиномами минимум четвертой степени. Наилучшую точность обеспечивает кусочно-линейная интерполяция табличных зависимостей.

3. Разработана программа моделирования движения для магистральных автопоездов по дороге с заданным макропрофилем и ограничениями по скорости движения, использующая предложенные способы описания характеристики двигателя и стратегии управления переключением передач.

4. Создана методика, позволяющая определять закон переключения передач оптимальный по топливной экономичности и тягово-скоростным качествам автопоезда.

Список литературы

1. Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application / H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz, W. Novak. — 2 ed. — Springer, 2011.
2. Definition of gearshift pattern: innovative optimization procedures using system simulation / D. Le Guen, T. Weck, A. Balihe, B. Verbeke — SAE Int. J. Engines 4(1): 412–431. — 2011.
3. Ngo, V. Gear shift strategies for automotive transmissions: PhD dissertation // Eindhoven University of Technology. — 2012.
4. Основы проектирования систем автоматического управления агрегатами транспортного средства: уч.-методич. пособие для студ. спец. 1-37 01 02 «Автомобилестроение» / О.С. Руктешель. — Минск: БНТУ, 2012. — 111 с.
5. Сравнительный анализ многокритериальной и однокритериальной оптимизации параметров двигателя и трансмиссии магистрального автопоезда / А.А. Дюжев [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2014. — № 29(4). — С. 40–46.
6. Токарев, А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля / А.А. Токарев. — М.: Машиностроение, 1982. — 224 с.
7. Simulink Control Design Documentation [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.mathworks.com/help/slcontrol/>. — Дата доступа: 22.10.2014.
8. НИР 2.36-80 «Моделирование движения автомобиля с учетом «стационарной» дорожной обстановки и работы двигателя на частичных нагрузках»: отчет. — Минск: МАЗ, 1980.
9. Чадов, С.Н. Численные исследования модели энергетической системы / С.Н. Чадов. — Ивановск: Вестн. ИГЭУ, 2009.

Vygonny A.G., Ruktshel O.S., Sheibak R.E.

Driveability and fuel optimal gear shift map design for highway road-train

The software package is developed, which can generate the driveability- and fuel-optimal gear shift map for a given parameters of road-train and road conditions.

Поступил в редакцию 12.10.2015.