

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМ МЕТОДОМ

В статье описан новый эксплуатационный метод обеспечения долговечности двигателей автотранспортных средств. Метод заключается в преимущественной их эксплуатации на таких оптимальных малоизносных нагрузочно-скоростных режимах, при которых интенсивность разрушающих процессов подшипников коленчатого вала и деталей цилиндро-поршневой группы минимальна. Реализация такого эксплуатационного метода обеспечения долговечности автомобильных двигателей стала возможной на основе развития методов исследования обобщенных закономерностей износостойкости подшипников коленчатого вала и теплостойкости цилиндро-поршневой группы в зависимости от параметров режимов работы при движении автотранспортного средства.

Представлена методика и результаты определения оптимальных скоростей движения автотранспортного средства (на примере автобуса НЕФАЗ-5299-08) по разработанному обобщенному критерию долговечности подшипников коленчатого вала и цилиндро-поршневой группы двигателя. Новизной являются методики и результаты исследований закономерностей смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала и их износостойкости по параметру «удельная интегральная износостойкость».

Определено, что фактическая скорость автобуса в условиях городского и загородного движения соответствует оптимальной на всех передачах лишь в 17-20 % случаев. Это обусловлено тем, что фактическая скорость завышена на всех передачах относительно оптимальных скоростей. Поэтому имеется резерв повышения долговечности за счет преимущественной эксплуатации двигателей автотранспортных средств в оптимальных режимах. Расчеты показали, что при движении автобуса на оптимальных скоростях процент увеличения обобщенного критерия долговечности в среднем составляет 33,8 %.

Практической значимостью описанных в статье положений является использование их в автотранспортных предприятиях при обучении водителей оптимальным способам малоизносной эксплуатации двигателей автобусов и автомобилей на автотренажерах-симуляторах.

Ключевые слова: подшипники коленчатого вала, цилиндро-поршневая группа, двигатель, скорость движения, долговечность.

В настоящее время актуальным является решение научных и практических задач совершенствования методов и средств обеспечения работоспособности автотранспортных средств и особенно их двигателей. Одними из элементов двигателя, лимитирующих его ресурс в большей степени и являющихся источниками значительных затрат для устранения отказов, являются подшипники коленчатых валов (ПКВ) и цилиндро-поршневая группа (ЦПГ). Так, по данным исследований А.С. Денисова на долю ПКВ и ЦПГ приходится 31% отказов всех элементов силовых агрегатов КАМАЗ при средней наработке на отказ 36600 км, для устранения которых требуется 71% затрат на запасные части и 57% трудовых затрат. Таким образом, актуальным является повышение долговечности именно ПКВ и ЦПГ двигателя.

Основные причины отказов ПКВ и ЦПГ являются следствием процессов изнашивания трущихся поверхностей и тепловой напряженности деталей при работе двигателя [1]–[3].

Результаты ранее проведенных исследований [4], [5] позволяют сделать предположение, что одним из резервов обеспечения долговечности двигателей является эксплуатация их преимущественно на таких нагрузочно-скоростных режимах, при которых интенсивность разрушающих процессов деталей минимальна. Реализация такого эксплуатационного метода обеспечения долговечности двигателей возможна на основе развития методов оценки износостойкости в ПКВ и теплостойкости ЦПГ. Исходя из вышеизложенного, представляет интерес исследование закономерностей износостойкости ПКВ и теплостойкости ЦПГ автомобильных двигателей в зависимости от параметров режимов работы при движении автотранспортного средства, а также установление параметров режимов работы, обеспечивающих максимальную долговечность ПКВ и ЦПГ.

Исследования проводились на примере автобусов НЕФАЗ-5299-08 с дизельным двигателем КАМАЗ 740.11-240. Двигатели марки КАМАЗ широко распространены на многих грузовых

автомобилях. Например, дизельный двигатель КАМАЗ-740.14-300, который являлся объектом экспериментальных исследований, применяется на автомобилях КАМАЗ-53212, 43353, 53229, 65115 и идентичен по конструкции системы смазки и кривошипно-шатунного механизма с двигателями КАМАЗ 740.11-240, 740.13-260, устанавливаемых на многих транспортных средствах. Поэтому основные положения и результаты настоящего исследования могут быть практически применимы для значительного количества автотранспортных средств.

Критерии долговечности ПКВ и ЦПГ.

Для косвенной оценки теплового состояния деталей ЦПГ двигателя в работе [1] использован критерий q_{II} :

$$q_{II} = 0,010452 \times \left(\frac{S \cdot n}{30000} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{p_e \cdot g_e \cdot T_k}{T_0} \right)^{0,55} \cdot \left(\frac{D}{p_k \cdot \eta_V} \right)^{0,35}, \quad (1)$$

где S – ход поршня, мм; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; T_k – температура воздушного заряда за компрессором, К; T_0 – температура окружающей среды, К; g_e – удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч); p_e – среднее эффективное давление, МПа; D – диаметр цилиндра, мм; p_k – давление за компрессором, МПа; η_V – коэффициент наполнения.

У современных автомобильных двигателей значение критерия на номинальном режиме работы составляет $q_{II,ном} = 3,5-7,5$. Двигатель считается более надежным при меньших значениях критерия.

Введем показатель q_k «критерий долговечности ЦПГ», определяемый как отношение значения критерия $q_{II,ном}$ на номинальном режиме работы к значению критерия q_{II} на текущем режиме:

$$q_k = q_{II,ном} / q_{II}. \quad (2)$$

С учетом допущений, что значения T_k, p_k, η_V отличаются незначительно на разных режимах, получим:

$$q_k = \left(\frac{n_{ном} p_{e,ном} g_{e,ном}}{n p_e g_e} \right)^{0,5}. \quad (3)$$

Значения критерия q_k определяются расчетным методом на основе математических моделей движения автомобиля и расхода топлива, учитывающих основные эксплуатационные и конструктивные параметры двигателя и автомобиля

[6]. Некоторые из них являются функцией других параметров. Конструкция двигателя выражена через индикаторный η_i и механический η_m коэффициенты полезного действия (КПД), коэффициент избытка воздуха α , рабочий объем цилиндров V_h и ход поршня S , номинальная мощность N_{max} . Вид и марка топлива для данного двигателя характеризуются низшей теплотой сгорания H_u и плотностью топлива ρ_m . Конструкция автотранспортного средства выражена через передаточные числа главной передачи i_0 и коробки передач i_k , радиус качения колеса r_k , КПД трансмиссии η_{mp} , снаряженную массу автотранспортного средства m_a^0 , коэффициент сопротивления воздуха k , лобовую площадь кузова F , максимальную скорость V_{max} . К эксплуатационным факторам относится средняя техническая скорость V_a , процент загрузки автотранспортного средства грузом или пассажирами P_z , суммарное сопротивление дороги ψ , процент использования мощности двигателя N_p , ускорение (замедление) движущегося автомобиля, путевой расход топлива Q .

Для конкретного автотранспортного средства критерий q_k зависит от переменных факторов: передаточного числа i_k , скорости движения V_a и процента загрузки грузом или пассажирами P_z :

$$q_k = q_k(i_k, V_a, P_z). \quad (4)$$

Режим работы, при котором значение параметра q_k принимает максимальное значение $q_k \rightarrow q_k^{max}$, считается оптимальным по критерию долговечности ЦПГ.

Для оценки износостойкости ПКВ на различных режимах работы не достаточно разработаны расчетные методы, а экспериментальные методы, использованные, например, в работе [7], не пригодны для исследований в широком диапазоне теплового, нагрузочного и скоростного режимов из-за высокой трудоёмкости, длительности и затратности.

Автором на основе математической модели переходного смазочного процесса [4], [8] для косвенной оценки износостойкости ПКВ предложен параметр «удельная интегральная износостойкость подшипников W_i » [9], [10], определяемый по формуле:

$$W_i = \frac{1}{1 - E_{g,x}} \cdot \frac{M_{ном} n_{ном}}{M_x n_x}, \quad (5)$$

где E_g – параметр «интегральная степень существования смазочного слоя»; $M_{ном}, n_{ном}$ – крутя-

щий момент и частота вращения коленчатого вала на номинальном режиме работы двигателя; M_x, n_x – крутящий момент и частота вращения коленчатого вала на текущем режиме работы двигателя.

Параметр E_g «интегральная степень существования смазочного слоя» дает обобщенную оценку смазочного процесса в шатунных и коренных подшипниках, является безразмерным, принимает значение от 0 до 1: при $(E_g)_{max} = 1$ во всех без исключения ПКВ существует установившийся режим жидкостного трения; при $(E_g)_{max} = 0$ – хотя бы в одном подшипнике существует режим граничного или сухого трения; при $0 < E_g < 1$ в подшипниках существует переходный смазочный процесс. Для определения параметра E_g используется разработанный измерительно-вычислительный комплекс «Автоматизированная система оценки смазочного процесса (АСОСП)» [11].

При работе двигателя параметр E_g зависит от множества эксплуатационных факторов. При одинаковом тепловом состоянии двигателя можно определить значения параметра E_g в зависимости от параметров режима работы M и n , используя модель $E_g = E_g(M, n)$.

Критерий W_i безразмерен и принимает значения от 1 до ∞ , и зависит от режима взаимодействия трущихся поверхностей (E_g) и нагрузочно-скоростного режима работы двигателя (M и n). Физический смысл параметра заключается в том, что его значение показывает во сколько раз интегральная износостойкость ПКВ на текущем режиме работы двигателя больше интегральной износостойкости на режиме номинальной мощности при постоянном контактом взаимодействии подшипников.

Таким образом, возможно определение значений параметра W_i при различных значениях M и n при работе двигателя. Режим работы, при котором значение параметра $W_i \rightarrow W_i^{max}$, считается оптимальным по критерию долговечности ПКВ.

Методика и результаты исследований закономерностей смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала

Разработана методика исследования закономерностей смазочного процесса в ПКВ при стендовых испытаниях двигателя. Установлены экспериментальные закономерности изменения параметра W_i в зависимости от нагрузочно-

скоростного режима работы дизельного двигателя [10]. В качестве объекта испытаний был выбран дизельный двигатель КАМАЗ-740.14-300. Испытания проводились в лаборатории испытаний двигателей завода двигателей ОАО «КАМАЗ». Задачей испытания явилось построение многопараметровой характеристики двигателя по параметру E_g . Последовательно задавались установившиеся режимы работы при частоте вращения коленчатого вала $n=1000, 1400, 1800, 2200$ и 2400 мин⁻¹ при ступенчатом изменении крутящего момента M на каждой частоте от 100 до 1000 Н·м с шагом 100 Н·м.

Опытные данные $E_g(M, n)$ аппроксимированы в программе Table Curve 3D V 4.0.05 Systat Software, и получена полиномиальная модель вида:

$$E_g = a + bn_0 + cM_0 + dn_0^2 + eM_0^2 + fn_0M_0, \quad (6)$$

где a, b, c, d, e, f – коэффициенты модели, значения которых составляют: $a=0,6966$; $b=0,01107$; $c=0,0004422$; $d=-0,0001006$; $e=-2,2726 \cdot 10^{-6}$; $f=-9,3839 \cdot 10^{-6}$.

M_0 и n_0 – относительные величины крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала, %:

$$n_0 = 100(n_x / n_{ном}), \quad (7)$$

$$M_0 = 100(M_x / M_{ном}), \quad (8)$$

где $n_{ном} = 2600$ мин⁻¹ и $M_{ном} = 1000$ Н·м – максимальные абсолютные значения показателей.

Используя модель (6) построены многопараметровые характеристики двигателя по параметру E_g в ПКВ (рисунок 1).

Анализ многопараметровой характеристики двигателя по параметру E_g показывает, что жидкостное трение в ПКВ обеспечивается на режи-

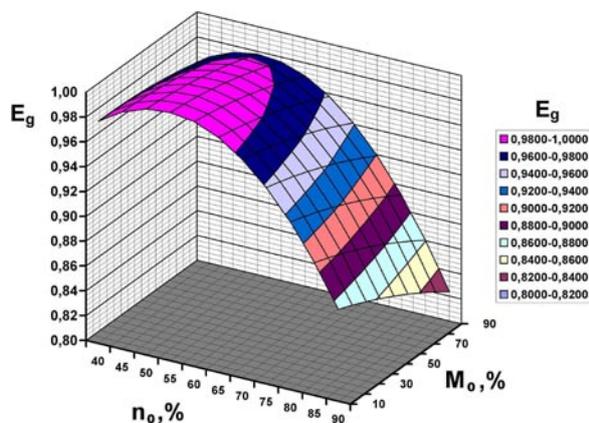


Рисунок 1. Многопараметровая характеристика двигателя КАМАЗ-740.14-300 по параметру E_g

мах $n=40-65\%$ и $M=0-40\%$. Такие частоты соответствуют средней скорости поршня 4,2–6,8 м/с. Эти значения близки к диапазону 5–7 м/с при оптимальных, так называемых «безыносных» частотах вращения коленчатого вала работы двигателя, рекомендуемого в работе [7] на основе результатов стендовых испытаний автомобильного двигателя ВАЗ по определению скорости изнашивания первых поршневых колец и вкладышей шатунных подшипников в зависимости от режима работы двигателя методами взвешивания и определения содержания продуктов износа в пробах масла. Вместе с тем, автор отмечает, что испытания длительные и очень дорогие. Однако, новый метод определения малоизносных режимов работы автомобильного двигателя, использованный в настоящем исследовании, требует существенно меньших трудовых, временных и материальных ресурсов.

Методика и результаты определения оптимального скоростного режима движения автобуса по обобщенному критерию долговечности ПКВ и ЦПГ

Для автобуса НЕФАЗ-5299-08 построены графики зависимостей параметров W_i и q_k . При различных P_3 (100, 50 и 0-процентной) от скорости движения, показанные на рисунке 2. Расчеты велись в рекомендуемых заводом-изготовителем для каждого номера передач диапазонах скоростей: $V_a \leq 10$ км/ч – I передача, $10 < V_a \leq 20$ км/ч – II передача, $20 < V_a \leq 40$ км/ч – III передача, $40 < V_a \leq 65$ км/ч – IV передача, $65 < V_a \leq 90$ км/ч – V передача.

Анализ полученных зависимостей позволяет сделать следующий вывод:

– удельная интегральная износостойкость W_i максимальна на I передаче при $P_3=0\%$ и при

скорости движения 8 км/ч и уменьшается по мере увеличения скорости и номера передачи и степени загрузки пассажирами; на каждой передаче существует оптимальная скорость, при которой показатель максимален: на I – 8 км/ч, на II – 17 км/ч, на III – 30 км/ч, на IV – 47 км/ч, на V – 65 км/ч;

– критерий долговечности ЦПГ q_k имеет максимальное значение на I передаче, при минимальной скорости движения и $P_3=0\%$ и пропорционально уменьшается по мере увеличения скорости, номера передачи и степени загрузки пассажирами; оптимальным по критерию надежности ЦПГ на I...V передачах является режим с минимальной допустимой скоростью;

– оптимальные скорости по отдельным критериям W_i и q_k не совпадают, поэтому для определения оптимальных скоростей на каждой передаче по всем критериям решена задача оптимизации, заключающаяся в поиск таких управляющих параметров i_k , V_a и P_3 , которые обеспечивают максимальные долговечности как ПКВ, так и ЦПГ.

Методика решения задачи оптимизации скоростного режима

Под решением задач оптимизации понимается процесс выбора расчетных параметров, принадлежащих допустимой области и обеспечивающих оптимальное значение характеристик объекта. Эти характеристики, показывающие предпочтение одного варианта перед другим, называются критерием оптимальности или функцией цели. Экстремальное значение критерия оптимальности (функции цели) характеризует наиболее важные свойства объекта.

В задачах оптимизации часто возникает необходимость получить наилучшее значение для нескольких характеристик объекта. Частные

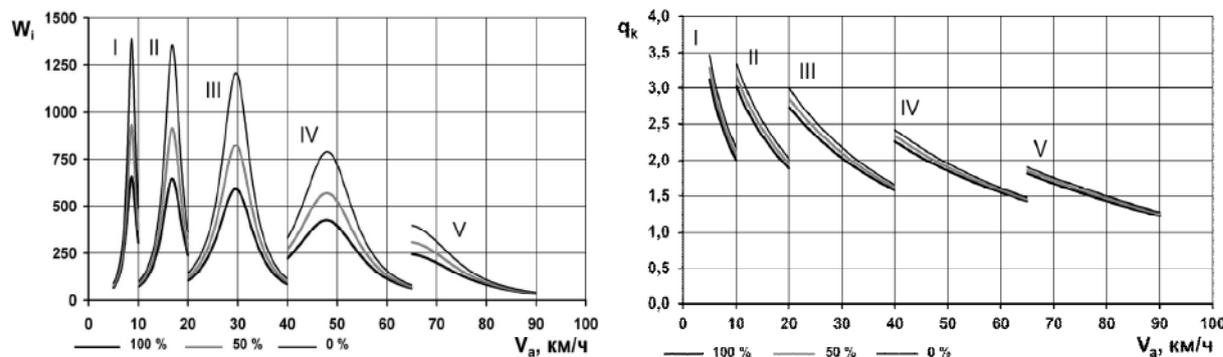


Рисунок 2. Зависимости параметров W_i и q_k от скорости движения автобуса НЕФАЗ-5299-08 на разных передачах при различных степенях загрузки пассажирами

критерии при этом могут оказаться противоречивым. Тогда оптимизация по каждому из них в отдельности будет приводить к разным значениям рассчитываемых параметров. В связи с этим для совместного учета всей совокупности частных критериев назначается векторный критерий оптимальности:

$$\vec{Y} = \vec{Y}_1 + \vec{Y}_2 + \dots + \vec{Y}_n, \tag{9}$$

где \vec{Y}_i – частные критерии.

Решение задачи многокритериальной оптимизации, не являясь оптимальным ни для одного из частных критериев, оказывается компромиссным для вектора в целом. При объединении частных критериев должны быть соблюдены два условия. Во-первых, частные критерии должны быть соизмеримы между собой качественно, то есть по степени полезности. Степень полезности критериев выбирается, как правило, субъективно, на основе анализа экспертных оценок. Во-вторых, частные критерии должны быть соизмеримы между собой количественно. Для соблюдения этого условия в некоторых случаях достаточно уравнивать порядок численных значений критериев. С учетом изложенного, обобщенный критерий оптимальности можно представить в виде суммы:

$$\begin{aligned} \vec{Y} &= \alpha_1 c_1 \vec{Y}_1 + \alpha_2 c_2 \vec{Y}_2 + \dots + \alpha_n c_n \vec{Y}_n = \\ &= \lambda_1 \vec{Y}_1 + \lambda_2 \vec{Y}_2 + \dots + \lambda_n \vec{Y}_n, \end{aligned} \tag{10}$$

где α_i, c_i – коэффициенты качественного и количественного уравнивания частных критериев; λ_i – весовые коэффициенты.

Здесь следует отметить, что при неверном выборе весовых коэффициентов одни критерии будут необоснованно компенсироваться за счет других. Процесс формирования функции цели изложен в работах [12], [13].

При решении задач нелинейного программирования наибольший интерес представляют поисковые методы оптимизации. Среди этих методов широкое распространение получили градиентные методы, на основе которых построены достаточно универсальные способы решения задач нелинейного программирования. Особенностью задач, решаемых градиентными методами, является наличие в них ограничительных условий. Среди градиентных методов теоретически наиболее обоснованным является метод наискорейшего спуска.

Структурная схема оптимизации. Оптимизация параметров осуществлена по схеме,

представленной на рисунке 3. Основными структурными элементами схемы являются: математическая модель объекта (ПКВ и ЦПГ), входные и выходные параметры, система ограничений, функция цели, алгоритм поиска оптимальных параметров, результаты оптимизации (оптимальные параметры).

Математическая модель. Математическая модель объекта представляет собой систему уравнений по расчету его основных параметров: $E_g, M, n, N_1, m_a, \psi, Q, \eta_i$.

Входные параметры. Входными являются заданные и управляющие (варьируемые) параметры. К заданным параметрам относятся: $m_a^0, k, F, \eta_{mp}, i_0, r_{к}, g_{e.ном}, \rho_m, P_{e.ном}, M_{ном}, n_{ном}, V_{max}, H_u, V_h, E_g = E_g(M, n)$ и (или) $E_g = E_g(i_k, v_a)$. В качестве управляющих (варьируемых) параметров выбраны: i_k, V_a, P_3 .

Выходные параметры. К выходным параметрам относятся W_i, q_k .

Рассмотрим зависимость выходных параметров от управляющих. Приведенные на рисунке 2 графики показывают, что влияние каждого из управляющих параметров на выходные может быть противоположным. Так с увеличением V_a критерий W_i сначала увеличивается, а затем уменьшается, а критерий q_k – постоянно снижается. В то же время, с увеличением i_k и P_3 величины W_i, q_k уменьшаются. То есть из приведенных

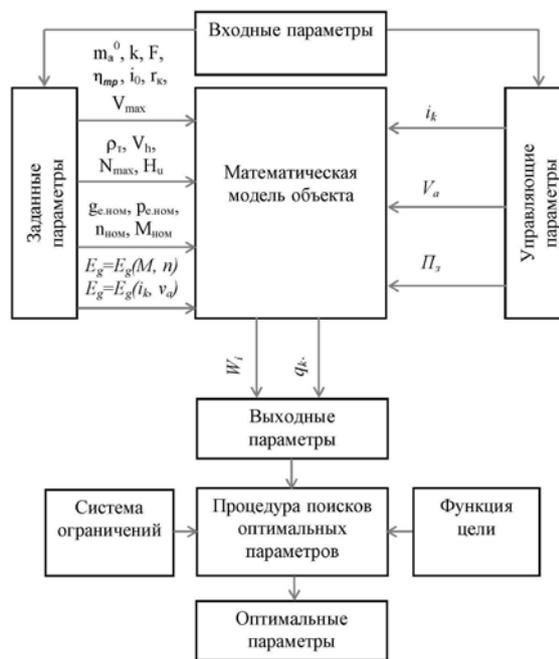


Рисунок 3. Структурная схема оптимизации скоростного режима движения

графиков следует, что с изменением управляющих параметров одни выходные параметры могут улучшаться, а другие – ухудшаться. Отсюда можно заключить, что в рассматриваемом случае выбор основных параметров режима движения автотранспортного средства с применением метода оптимизации является: во-первых актуальным, во-вторых – реализуемым.

Система ограничений.

Передаточное число коробки передач i_k ограничено технической характеристикой коробки передач.

Скорость движения V_a ограничивается максимальным значением V_{max} : $0 < V_a < V_{max}$. На каждой передаче скорости ограничены диапазоном значений. Процент загрузки пассажирами $0 < P_3 < 100$.

Функция цели. Решение оптимизационной задачи зависит от того, какие основные требования предъявляются к объекту оптимизации. Для ПКВ и ЦПГ такими требованиями могут быть: работа с максимальной износостойкостью подшипников и одновременно с максимальной долговечностью ЦПГ.

Обобщенный вид выбранной функции цели:

$$Y = \alpha_w c_w W_i + \alpha_q c_q q_k \rightarrow \max, \quad (11)$$

где Y – обобщенный критерий оптимальности;

α_w и α_q – коэффициенты, уравнивающие W_i и q_k качественно;

c_w и c_q – коэффициенты, уравнивающие W_i и q_k количественно.

Процедура поиска оптимальных параметров. В основе использованной процедуры поиска оптимальных параметров лежит поисковый метод случайных проб.

В процессе поиска координат искомой точки (x_i^{omn}), при которой целевая функция Y максимальна, значения управляющих параметров x_i задаются, как правило, с помощью генератора случайных чисел, позволяющего получать равномерное распределение плотности вероятности этих параметров в пределах, наложенных на них ограничений. За решение задачи случайного поиска принимается наибольшее из всех полученных значение функции цели и соответствующие ей значения управляющих параметров. Выбор искомой точки приведенным методом (методом случайных проб) является,

таким образом, приближенным решением задачи поиска оптимальных параметров. В нашем случае вместо случайных проб применяется последовательный перебор управляющих факторов в пределах наложенных на них ограничений: i_k задается дискретно от максимального до минимального значения в соответствие с номером передачи $k=1 \dots 5$; процент загрузки P_3 задается на уровнях 0, 50 и 100%, скорость задается в диапазоне от минимального до максимального значений на каждой.

Решение задачи оптимизации скоростного режима движения автобуса НЕФАЗ-5299-08.

Произведем уравнивание входящих в функцию цели параметров. Вначале уравнием параметры относительно q_k . Коэффициенты α_q и c_q в этом случае будут равны единице.

Коэффициент α_w назначим также равным единице, так как в рассматриваемом случае нет веских оснований считать какой-то из критериев оптимизации (W_i и q_k) более предпочтительным по отношению к другому.

Исходя из условий конкретных задач, рассчитаем коэффициенты c_w на каждой передаче:

Номер передачи $k=1$.

1. Наибольшее возможное значение критерия износостойкости подшипников ($i_1=5,62$; $V_a=8,7$ км/ч; $P_3=0\%$ (min)): $W_i(\max)=1386$; $q_k=2,408$.

2. Наименьшее возможное значение критерия износостойкости подшипников ($i_1=5,62$; $V_a=5$ км/ч (min); $P_3=100\%$ (max)): $W_i(\min)=68,5$; $q_k=3,125$ (max).

3. Значения W_i (cp) и q_k (cp):

$$W_i(\text{cp})=0,5(W_i(\max)+W_i(\min))=0,5(1386+68,5)=727,25.$$

$$Q_k(\text{cp})=0,5(2,408+3,125)=2,7665.$$

4. Расчет коэффициента c_w

$$c_w=q_k(\text{cp})/W_i(\text{cp})=2,7665/727,25=0,003804.$$

5. С учетом выбранного коэффициента c_w итоговое выражение для искомой функции цели $Y_i=0,003804 W_i+q_k \rightarrow \max$.

Аналогично проводим расчет для других передач.

В таблице 1 представлены последовательность и результаты расчета оптимальных параметров режима движения.

Таким образом, для каждой передачи получены частные функции цели, графически показанные на рисунке 4 в виде зависимостей обоб-

Таблица 1. Оптимизация параметров режима движения

Параметр	Единица измерения	Значения
Заданные параметры		
m_a^0	кг	12400
k	Н·с ² ·м ⁻⁴	0,45
F	М ²	5,96
i_0		5,117
r_k	м	0,555
η_{mp}		0,875
V_{max}	км/ч	90
ρ_m	кг/М ³	0,825
V_h	дм ³	10,85
N_{max}	кВт	176
H_u	кДж/кг	43000
$g_{e.ном}$	г/(кВт·ч)	245
$p_{e.ном}$	МПа	0,82
$n_{ном}$	мин ⁻¹	2200
$M_{ном}$	Н·м	833
$E_g = E_g(M, n)$		$E_g = 0,6966 + 0,01107n + 4,42 \cdot 10^{-4} M - 1,006 \cdot 10^{-4} n^2 - 2,27 \cdot 10^{-6} M^2 - 9,39 \cdot 10^{-6} nM$
Система ограничений		
i_k		$i_I = 5,62;$ $i_{II} = 2,890;$ $i_{III} = 1,640;$ $i_{IV} = 1,000;$ $i_V = 0,724$
$V_{a.k}$	км/ч	$V_{a.I} \leq 10;$ $10 < V_{a.II} \leq 20;$ $20 < V_{a.III} \leq 40;$ $40 < V_{a.IV} \leq 65;$ $65 < V_{a.V} \leq 90.$
Π_3	%	0...100
Функция цели		
Y_k		$Y_I = 0,003804 W_i + q_k \rightarrow \max$
		$Y_{II} = 0,003739 W_i + q_k \rightarrow \max$
		$Y_{III} = 0,002928 W_i + q_k \rightarrow \max$
		$Y_{IV} = 0,004057 W_i + q_k \rightarrow \max$
		$Y_V = 0,007226 W_i + q_k \rightarrow \max$
Оптимальные параметры		
$V_{a.k}^{opt}$	км/ч	$V_{a.I}^{opt} = 8,6$ км/ч
		$V_{a.II}^{opt} = 16,7$ км/ч
		$V_{a.III}^{opt} = 29,2$ км/ч
		$V_{a.IV}^{opt} = 47,2$ км/ч
		$V_{a.V}^{opt} = 65,1$ км/ч

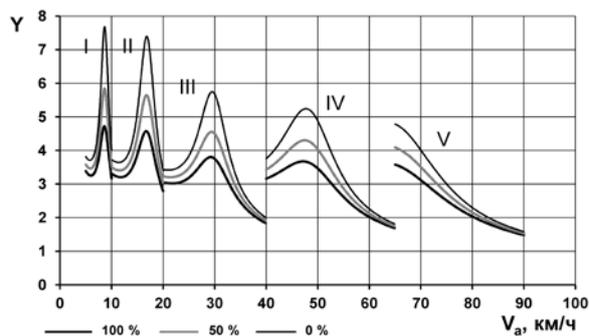


Рисунок 4. Зависимости обобщенного критерия оптимальности Y от скорости движения автобуса НЕФА3-5299-08 на каждой передаче при разной степени загрузки

ценного критерия оптимальности Y от скорости движения. Значение оптимальной скорости не зависит от степени P_z загрузки автобуса, а зависит от скорости движения V_a и передаточного числа коробки передач i_k (номера передачи).

Установлено, что при движении автотранспортного средства существует такая оптимальная скорость на каждой передаче, при которой долговечность ПКВ и ЦПГ максимальны ($Y \rightarrow Y^{max}$). Для автобуса НЕФА3-5299-08 на II передаче — это скорость 17 км/ч; на III — 30 км/ч; на IV — 48 км/ч; на V — 65 км/ч. В практических целях целесообразно говорить о рациональных скоростях, при которых долговечность близка к максимуму: на II передаче 15–19 км/ч; на III передаче 27–33 км/ч; на IV передаче 43–53 км/ч; на V передаче 65–70 км/ч.

В качестве примера были получены распределения частот фактической скорости движения автобуса НЕФА3-5299-08, совершающего регулярные вахтовые рейсы в утренние, послеобеденные и ночные часы в условиях городского и загородного движения (по данным ЗАО «Автоколонна 1825 г. Оренбурга»). Определено,

что фактическая скорость соответствует оптимальной малоизносной на всех передачах лишь в 17–20% случаев, а рациональной малоизносной: на II передаче — в 100%, на III — в 40%, IV — в 45%, на V — в 70%.

Указанные цифры свидетельствуют о том, что имеется резерв повышения долговечности за счет преимущественной эксплуатации двигателей автотранспортных средств на малоизносных режимах. Проведен расчет процента ΔY увеличения обобщенного критерия оптимальности при движении автобуса на оптимальных и рациональных малоизносных скоростях относительно фактических скоростей на каждой передаче. Установлено, что фактическая скорость завышена на всех передачах относительно малоизносных скоростей, вследствие чего Y имеет заниженные значения. При движении автобуса на рациональных малоизносных скоростях ΔY составило бы: на II передаче 2,9%, на III — 20,9%, на IV — 14,1%, на V — 11,4%. При движении автобуса на оптимальных малоизносных скоростях ΔY составило бы: на II передаче 28,1%, на III — 36,9%, IV — 26,7%, на V — 17,3%. В целом, при движении автобуса на рациональных малоизносных скоростях ΔY в среднем составило бы 16,1%, а на малоизносных оптимальных — 33,8%.

Образом, разработанная методика позволяет определять малоизносные скоростные режимы движения автотранспортных средств. Практической значимостью полученных результатов является использование их в автотранспортных предприятиях при обучении водителей оптимальным способам малоизносной эксплуатации двигателей автобусов и автомобилей на автотренажерах-симуляторах.

11.03.2015

Исследование выполнено при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках базовой части государственного задания на проведение научно-исследовательской работы «Методология обеспечения качества эксплуатации автомобильного транспорта» (№ 1829 от 01.02.2014 г.)

Список литературы:

1. Мишин, И.А. Долговечность двигателей [Текст] / И.А. Мишин. — Л.: «Машиностроение», 1976. — 288 с.
2. Holmberg, K. Global energy consumption due to friction in trucks and buses / K. Holmberg, P. Andersson, N-O. Nylund, K. Mäkelä, A. Erdemir // Tribology International. — 2014. — vol. 78. — pp. 94-114.
3. Tung, S.C. Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future / S.C. Tung, M.L. McMillan // Tribology International. — 2004. — vol. 37. — no. 7. — pp. 517-536.

4. Якунин, Н.Н. Совершенствование методики оценки качества приработки подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей [Текст] / Н.Н. Якунин, А.П. Фот, Р.Ф. Калимуллин // Вестник Оренбургского государственного университета, 2006. – № 9. – С.335 – 342.
5. Тюняев, И.В. Влияние скоростного режима движения автотранспортных средств на износостойкость подшипников коленчатых валов двигателей / И.В. Тюняев, В.А. Сологуб [Текст] // Вестник Оренбургского государственного университета. -2011. – № 10. – С. 156-162.
6. Говорушенко, Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте [Текст] / Н.Я. Говорушенко. – М.: Транспорт, 1990. – 135 с.
7. Шабанов, А. Где живет износ [Текст] / А. Шабанов // За рулем, 2009. – № 3. – С.150-152.
8. Калимуллин, Р.Ф. Разработка диагностического обеспечения подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей [Текст] / Р.Ф. Калимуллин // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2012. – № 5 (64). – С. 101 –108.
9. Калимуллин, Р.Ф. Концепция ресурсосберегающей эксплуатации автомобильных двигателей [Текст] / Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2013. – № 2(71). Выпуск 2. – С. 30-35.
10. Калимуллин, Р.Ф. Методика оценки режимов работы автомобильного двигателя по критерию износостойкости подшипников коленчатого вала [Текст] / Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко, И.В. Тюняев, С.Б. Цибизов // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2013. – № 1(69). – С. 216-222.
11. Устройство для контроля состояния подшипников [Текст]: пат. 66046 Рос. Федерация: МПК G 01 M 13/04/ Калимуллин Р.Ф., Коваленко С.Ю., Цибизов С.Б., Янучков М.Р. заявитель и патентообладатель Оренбург. гос. ун-т. – №2007112656/22; заявл. 04.04.07; опубл. 27.08.07. Бюл. № 24. – 3 с: ил.
12. Батищев, Д.И. Методы оптимального проектирования [Текст] /Д.И. Батищев. – М.: Радио и связь, 1984. – 247 с.
13. Ниязов, Х.М. Моделирование и оптимизация гидродинамических параметров подшипников поршневого пальца ДВС [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Х.М. Ниязов. – Челябинск, 2013. – 161 с.: ил.

Сведения об авторе:

Калимуллин Руслан Флюрович, доцент кафедры автомобильного транспорта транспортного факультета Оренбургского государственного университета, кандидат технических наук, доцент

460000, г. Оренбург, пр-т Победы, 149, тел. (3532) 912226, e-mail: rkalimullin@mail.ru