

ВЕСТНИК

ЮЖНО-УРАЛЬСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

№ 23 (123)
2008

ISSN 1990-8504

СЕРИЯ

«МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Выпуск 12

ПОСВЯЩАЕТСЯ
65- ЛЕТИЮ ЮЖНО-УРАЛЬСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА
И 65-ЛЕТИЮ АВТОТРАКТОРНОГО
ФАКУЛЬТЕТА

Учредитель – ГОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет».

Редакционная коллегия серии:

д.т.н., профессор, заслуженный деятель
науки и техники РФ Тверской М.М.
(отв. редактор),

д.т.н., профессор Павлюк Ю.С.,

д.т.н., профессор Прокопьев В.Н.,

д.т.н., профессор Рождественский Ю.В.,

д.т.н., профессор Спиридонов Е.К.,

д.ф.-м.н., профессор Телегин А.И.,

д.т.н., профессор Чернявский О.Ф.,

д.т.н., профессор Шеркунов В.Г.,

к.т.н., доцент Смирнов В.А.
(отв. секретарь)

Серия основана в 2001 году.

Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-26455
выдано 13 декабря 2006 г. Федеральной службой по
надзору законодательства в сфере массовых комму-
никаций и охране культурного наследия.

Журнал включен в Реферативный журнал и Базы
данных ВИНТИ. Сведения о журнале ежегодно пуб-
ликуются в международной справочной системе по
периодическим и продолжающимся изданиям
«Ulrich's Periodicals Directory»

Решением Высшей аттестационной комиссии
Министерства образования и науки Российской Фе-
дерации журнал включен в «Перечень ведущих ре-
цензируемых научных журналов и изданий, в кото-
рых должны быть опубликованы основные научные
результаты диссертации на соискание ученой степени
доктора и кандидата наук»

Подписной индекс 29032 в объединенном катало-
ге «Пресса России»

Периодичность выхода – 2 номера в год

СОДЕРЖАНИЕ

Расчет и конструирование

ПРОКОПЬЕВ В.Н., БОЯРШИНОВА А.К. Влияние на гидромеханические характеристики сложнагруженных подшипников скольжения некруглостей цапфы и вкладыша.....	4
ПРОКОПЬЕВ В.Н., РОЖДЕСТВЕНСКИЙ Ю.В., ГАВРИЛОВ К.В. Применение пакетов прикладных программ при обосновании конструктивных параметров подшипников коленчатых валов на ранней стадии проектирования поршневых двигателей.....	13
ШАРОГЛАЗОВ Б.А., ПОВАЛЯЕВ В.А. Расчетная оценка качества наполнения свежим зарядом цилиндров поршневого двигателя на стадии проектирования.....	20
КОНДАКОВ С.В., ЧЕРЕПАНОВ С.И. Моделирование взаимодействия гусениц с грунтом при неустановившемся повороте быстроходной гусеничной машины.....	26
БЕРЕЗИН И.Я., КОСТЮЧЕНКО В.И., ХАЛТУРИН В.К. Обеспечение прочностной надежности дорожно-строительной техники на основе моделирования процессов эксплуатации.....	32
КОНДАКОВ С.В., НОВОСЕЛЬСКИЙ А.Е. Совмещение характеристик двигателя внутреннего сгорания и электротрансмиссии промышленного трактора.....	40
КАМАЛТДИНОВ В.Г., АБЕЛИОВИЧ Е.В. Влияние состава двухкомпонентного топлива на процесс сгорания в двигателе с объемным самовоспламенением от сжатия.....	46
ЕГОРОВ В.В., НИКИФОРОВ С.С. Определение рационального профиля камеры сгорания форсированного транспортного дизеля.....	54
ЛАЗАРЕВ Е.А. Повышение эффективности охлаждения днища поршня дизеля преобразованием формы и характера движения струи охлаждающего масла.....	60
ВАУЛИН С.Д., КАРТАШЕВ А.Л., КАРТАШЕВА М.А., САФОНОВ Е.В., ШЕСТАКОВ А.Л. Оценка динамических характеристик отопительных приборов при определении теплопотребления инженерными объектами.....	64

Контроль и испытания

СЛИВА О.К., ИВАНОВ Д.Ю., ТАРАНЕНКО П.А. Анализ вибраций корпуса турбокомпрессора ТКР-8,5С при его стендовых испытаниях.....	70
ЛАВРИК А.Н., БОГДАНОВ С.Н., ТЕРЕБОВ А.С. Особенности рабочего цикла при работе двигателя на бензаноле.....	77
БОНДАРЬ В.Н., МАЛОЗЁМОВ А.А., КОПЕИН А.В., ГЕРЦЕВ В.В. Оценка токсичности отработавших газов дизелей одного типоразмера с использованием регрессионных зависимостей.....	81
БОГДАНОВ С.Н., ЛАВРИК А.Н., ТЕРЕБОВ А.С. Влияние добавок оксигенатов на антидетонационные свойства топлив для автомобильных двигателей с принудительным зажиганием.....	86
БОНДАРЬ В.Н., МАЛОЗЁМОВ А.А. Экспериментальное определение выбросов твердых частиц с отработавшими газами дизелей гравиметрическим методом.....	90

Технология

КИРЬЯНОВ А.А., КУДРИН А.И. Восстановление сцепных свойств беговых роликов стендов проверки тормозных систем автомобилей.....	95
--	----

CONTENTS

Calculation and designing

PROKOPIEV V.N., BOYARSHINOVA A.K. Influence of the Pivot and Bearing Brass Nonroundness on Hydra-Mechanical Characteristics of the Complex-Loaded Plain Bearings	4
PROKOPIEV V.N., ROGDESTVENSKY U.V., GAVRILOV K.V. Use of the Application Program Packages when Proving the Design Parameters of the Crankshaft Bearings at the Early Stage of the Piston Engines Designing	13
SHAROGLAZOV B.A., POVALJAEV V.A. Calculated Estimate of the Admission Quality with the Incoming Charge of the Piston Engine Cylinders at the Designing Stage	20
KONDAKOV S.V., CHEREPANOV S.I. Caterpillar Chains and Ground Interaction Modeling during Unstable Turn of the High-Speed Caterpillar Machine	26
BEREZIN I.J., KOSTUCHENKO V.I., HALTURIN V.K. Maintenance of Strength Reliability of the Road-Building Machines on the Basis of Operation Process Modeling	32
KONDAKOV S.V., NOVOSELSKY A.E. Combination of the Internal Combustion Engine Characteristics and the Electric Transmissions of an Industrial Tractor	40
KAMALTDINOV V.G., ABELIOVICH E.V. Influence of the Binary Fuel on the Combustion Process in the Engine with Volumetric Autoignition Caused by Compression	46
EGOROV V.V., NIKIFOROV S.S. Determination of the Efficient Profile of Combustion Chamber of the Boosted Transport Diesel Engine	54
LAZAREV E.A. Efficiency Upgrading of Cooling of a Piston Top of a Diesel Engine by means of Shape Transformation and Movement Character of a Cooling Oil Jet	60
VAULIN S.D., KARTASHEV A.L., KARTASHEVA M.A., SAFONOV E.V., SHESTAKOV A.L. Evaluation of Dynamic Characteristics of Heaters by Determination of Heat Consumption of Engineering Objects	64

Control and test

SLIVA O.K., IVANOV D.U., TARANENKO P.A. Analysis of the Vibrations of the Turbocompressor Frame TKP-8,5C during Bench Testings	70
LAVRIC A.N., BOGDANOV S.N., TEREBOV A.S. Peculiarities of the Engine Operating Cycle Running on Benzanol	77
BONDAR V.N., MALOZEMOV A.A., KOPEIN A.V., GERTSEV V.V. Toxicity Assessment of the Exhaust Gases of the Equal Dimension-Type Diesel Engines Using Regression Relationship ...	81
BOGDANOV S.N., LAVRIC A.N., TEREBOV A.S. Influence of the Oxygenates Supplements on the Qualities of the Antiknock Fuels for the Automobile Spark-Ignition Engines	86
BONDAR V.N., MALOZEMOV A.A. Experimental Determination of Particulate Emission with the Exhaust Gases of Diesel Engines by means of Gravimetric Method	90

Technology

KIRJANOV A.A., KUDRIN A.I. Reconstruction of the Adhesion Abilities of the Racing Rollers of the Test Benches for Car Brake Systems Examination	95
---	----

Расчет и конструирование

УДК 532.5: 532.135; 621.822

ВЛИЯНИЕ НА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ НЕКРУГЛОСТЕЙ ЦАПФЫ И ВКЛАДЫША

В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова

INFLUENCE OF THE PIVOT AND BEARING BRASS NONROUNDNESS ON HYDRA-MECHANICAL CHARACTERISTICS OF THE COMPLEX-LOADED PLAIN BEARINGS

V.N. Prokopiev, A.K. Boyarshinova

Формулируется задача расчёта гидромеханических характеристик (ГМХ) сложонагруженных подшипников скольжения, у которых форма поперечного сечения поверхностей, ограничивающих смазочный слой, отличается от идеальной (круглоцилиндрической) формы. Анализируются результаты расчёта ГМХ шатунного подшипника коленчатого вала дизельного двигателя при наличии овальностей шатунной шейки и вкладыша.

Ключевые слова: подшипник скольжения, гидромеханические характеристики, некруглость, овальность, гидродинамическое давление, тепловой расчет.

The object of calculation of the hydra-mechanical characteristics (HMC) of the complex-loaded plain bearings with the form of the surfaces cross section limiting a lubricant layer which differs from ideal (circular cylindrical) forms is formulated. Results of the HMC calculation of connecting-rod bearing of the diesel engine crankshaft with ovalities of the crank bearing and bushing are analyzed.

Keywords: plain bearing, hydra-mechanical characteristics, nonroundness, ovality, hydrodynamic pressure, thermal design.

Введение. Отклонения формы поперечного сечения поверхностей подшипника от круглоцилиндрической всегда имеют место и могут быть значительными. Это объясняется погрешностями обработки поверхностей, их силовыми и температурными деформациями, износом в процессе эксплуатации.

Некруглости поверхностей могут быть заданы и конструктивно. Так, для статически нагруженных подшипников профилирование, то есть придание поверхности вкладыша (втулки) подшипника формы поперечного сечения, отличающейся от круглоцилиндрической, используется для решения проблемы обеспечения устойчивости роторов.

Находит применение и профилирование вкладыша сложонагруженных подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Известны, например, конструкции шатунных подшипников с разностенными полувкладышами, у которых с целью увеличения усталостной долговечности антифрикционного слоя толщина верхнего (более нагруженного) полувкладыша превышает толщину нижнего.

В статье представлена методика расчёта ГМХ сложонагруженных подшипников, которая в отличие от известных методик, позволяет при анализе геометрии смазочного слоя учесть наличие некруглостей одновременно вкладыша и цапфы.

В качестве примера применения разработанной методики приведены результаты расчёта ГМХ шатунного подшипника коленчатого вала ДВС.

Геометрия смазочного слоя. Смазочный слой радиального подшипника (рис. 1) ограничен

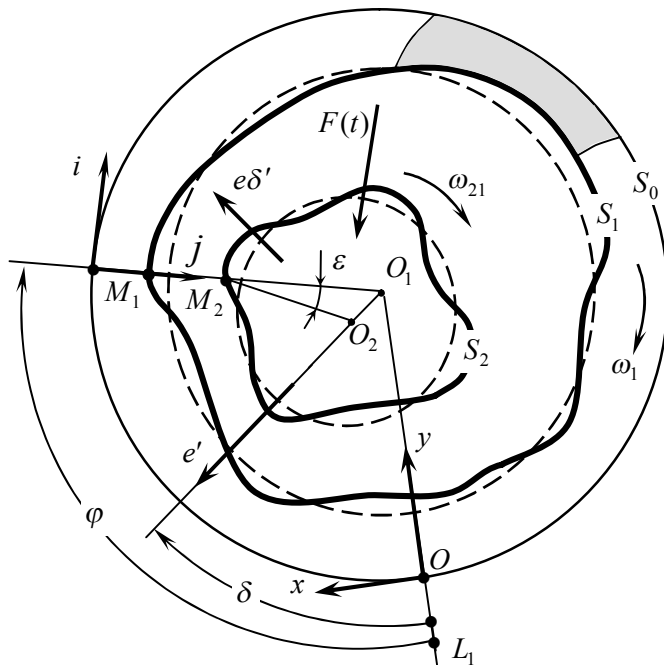


Рис. 1. Схема радиального подшипника

поверхностями вкладыша S_1 и цапфы S_2 . Радиус r_0 круглоцилиндрической поверхности отсчёта S_0 произволен. В частности, S_0 может совпадать с наружной поверхностью вкладыша. Вкладыш и цапфа вращаются вокруг осей Z_i , $i=1,2$, проходящих через центры O_i с абсолютными угловыми скоростями ω_i .

Геометрию смазочного слоя будем описывать в системе координат с полярным углом φ и полярной осью O_1L_1 , жёстко связанной с вкладышем и вращающейся вместе с ним с угловой скоростью ω_1 .

Оси Ox , Oz системы координат $Oxyz$, в которой рассматриваются процессы в смазочном слое, лежат в плоскости, на которую развёртывается поверхность отсчёта S_0 , ось

Oy направлена по нормали к ней, $-B/2 \leq z \leq B/2$, где B – ширина подшипника.

В системе координат $Oxyz$ вкладыш неподвижен, цапфа вращается с угловой скоростью $\omega_{21} = (\omega_2 - \omega_1)$. На цапфу в плоскости Oxy при $z=0$ действует переменная по времени t внешняя сила $F(t)$.

Центр цапфы O_2 движется в плоскости Oxy с относительной скоростью, проекции которой на линию центров и направление ей перпендикулярное равны $e' = de/dt$ и $e\delta' = ed\delta/dt$, где $e(t) = O_1O_2$ – эксцентриситет, $\delta(t)$ – угол положения линии центров.

Макроотклонения полярных радиусов вкладыша $\rho_1 = O_1M_1$ и цапфы $\rho_2 = O_2M_2$ от радиусов r_{i0} базовых окружностей (показаны пунктиром) обозначим через $\Delta_1(\varphi)$, $\Delta_2(\varphi + \varepsilon, t) \approx \Delta_2(\varphi, t)$. Значения Δ_i не зависят от координаты z и считаются положительными (отрицательными), если увеличивают (уменьшают) радиусы r_{i0} .

Координаты y_i точек M_i с учетом малости угла ε определяются с обычной степенью приближения как

$$y_1(\varphi) = M_0M_1 = (r_0 - r_{10}) - \Delta_1(\varphi),$$

$$y_2(\varphi, t) = M_0M_2 = (r_0 - r_{20}) - \Delta_2(\varphi, t) - e \cos(\varphi - \delta),$$

а толщина смазочного слоя $h(\varphi, t) = (y_2 - y_1)$ формулой

$$h(\varphi, t) = H(\varphi, t) - e \cos(\varphi - \delta). \quad (1)$$

Здесь $H(\varphi, t)$ – толщина смазочного слоя при центральном положении цапфы, когда $e(t) = 0$.

Очевидно, что

$$H(\varphi, t) = \Delta_0 + \Delta_1(\varphi) - \Delta_2(\varphi, t), \quad (2)$$

где $\Delta_0 = (r_{10} - r_{20})$.

Из (1, 2), приняв во внимание, что $\partial \Delta_2 / \partial t = -\omega_{21} \partial \Delta_2 / \partial \varphi$, находим

$$\frac{\partial h}{\partial \varphi} = e \sin(\varphi - \delta) + \frac{\partial}{\partial \varphi} (\Delta_1 - \Delta_2); \quad (3)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -\frac{de}{dt} \cos(\varphi - \delta) - e \frac{d\delta}{dt} \sin(\varphi - \delta) + \omega_{21} \frac{\partial \Delta_2}{\partial \varphi}. \quad (4)$$

При $\Delta_i = 0$ толщина смазочного слоя определяется хорошо известной формулой для подшипника с круглыми вкладышем и цапфой:

$$h(\varphi, t) = \Delta_0 - e \cos(\varphi - \delta).$$

Толщина смазочного слоя при центральном положении цапфы. Функция $H(\varphi, t)$ может быть задана таблицей отклонений $\Delta_i(\varphi, t)$, аналитически (линиями второго порядка) или аппроксимирована рядами Фурье.

При наличии элементарных видов некруглостей цапфы и вкладыша (овальностей) их геометрию удобно описывать эллипсами (рис. 2).

На рис. 2 поверхность вкладыша представляет собой эллипс, а поверхность цапфы полуэллипс (область, где отклонения от круглости отсутствуют, заштрихована).

Воспользовавшись известными формулами аналитической геометрии, представим отклонения Δ_i поверхностей вкладыша и цапфы от радиусов базовых поверхностей $r_{0i} = b_i$ в виде

$$\Delta_i = b_i \left\{ v_i \left[v_i^2 - (v_i^2 - 1) \cos^2(\varphi - \theta_i) \right]^{0.5} - 1 \right\}.$$

Здесь, вследствие закрепления полярной оси $O_i L_i$ на вкладыше, угол θ_i от времени не зависит, а угол θ_{20} , определяющий расположение большей оси эллиптической поверхности цапфы при $t = t_0$, связан с относительной угловой скоростью ω_{21} формулой

$$\theta_2(t) = \theta_{20} + \int_{t_0}^t \omega_{21} dt. \quad (6)$$

Параметр v_i , равен отношению большей a_i и меньшей b_i полуосей эллипса.

При односторонней овальности, например, цапфы формула (5) применяется (см. рис. 2) в области $(\pi/2 + \theta_2) \leq \varphi \leq (3/2\pi + \theta_2)$, а вне её $\Delta_2 = 0$.

Из (5) находим

$$\frac{\partial \Delta_i}{\partial \varphi} = -\frac{b_i}{2} v_i (v_i^2 - 1) \sin 2(\varphi - \theta_i) \left[v_i^2 - (v_i^2 - 1) \cos^2(\varphi - \theta_i) \right]^{1.5}.$$

Комплекс прикладных программ «Макрогеометрия». Методика расчета ГМХ сложна нагруженных подшипников с неидеальной геометрией смазочного слоя реализована в комплексе прикладных программ «Макрогеометрия» [1]. Его отличительные особенности:

1. Поле гидродинамических давлений определяется интегрированием модифицированного уравнения Эйлера [2].

2. Траектория центра цапфы за цикл нагружения подшипника t_u рассчитывается интегрированием уравнений равновесия действующих на цапфу внешних сил и реакций смазочного слоя. Алгоритм интегрирования базируется на методе ФДН для уравнений, не разрешённых относительно скоростей движения цапфы [3].

3. Тепловое состояние подшипника оценивается значением эффективной в цикле нагружения t_u температуры смазочного слоя T_s^* . Эта температура определяется из уравнения теплового баланса, отражающего равенство средних за цикл количеств теплоты, выделившейся в смазочном слое и отведенной смазкой, вытекающей в торцы подшипника. Теплоотдача от смазочного слоя во вкладыш и цапфу не учитываются.

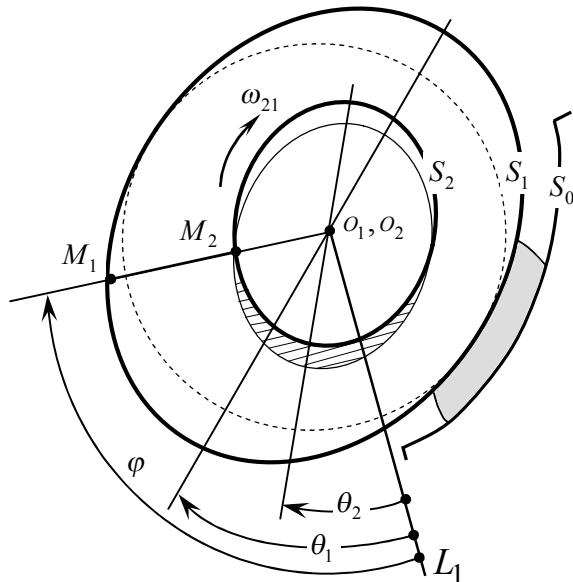


Рис. 2. Схема подшипника при центральном положении цапфы

4. Предусмотрена возможность расчета подшипников при их смазывании неньютоновскими маслами, отличающимися от обычных зависимостью вязкости не только от температуры и давления, но и скоростей сдвига в смазочном слое [4].

Модифицированное уравнение Элрода. Модифицированное уравнение Элрода для ньютоновских масел записывается относительно функции $\Phi(\varphi, \bar{z})$ в виде

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}_s^*} \frac{\partial}{\partial \varphi} (g\Phi) \right] + \frac{1}{a^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}_s^*} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (g\Phi) \right] = \frac{\bar{\omega}_{21}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \{ \bar{h} [1 + (1-g)\Phi] \} + \frac{\partial}{\partial \bar{t}} \{ \bar{h} [1 + (1-g)\Phi] \}, \quad (7)$$

где $\bar{h} = h/H_0$; $\bar{\mu}_s^* = \mu_s^*/\mu_0$; $-1 \leq \bar{z} \leq 1$; $\bar{z} = z/r$; $\varphi = x/r$; $a = B/2r$; $\bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1)/\omega_0$; $\bar{t} = \omega_0 t$; $\bar{h}$, $\bar{\mu}_s$ – безразмерные толщина смазочного слоя и эффективная вязкость смазки; B, r – ширина и радиус подшипника; μ_s^* – эффективная вязкость смазки, соответствующая температуре T_s^* ; H_0 , μ_0 , ω_0 – соответственно характерные толщина смазочного слоя при центральном положении цапфы, вязкость смазки и частота вращения коленчатого вала; g – функция переключения.

Функция $\Phi(\varphi, z)$ связана со степенью заполнения $\theta(\varphi, \bar{z})$, определяющей массовое содержание жидкой фазы (масла) в единице объема зазора между цапфой и вкладышем, соотношением

$$\theta = 1 + (1-g) \cdot \Phi. \quad (8)$$

Степени заполнения θ приписывается двоякий смысл. В активной (несущей) области смазочного слоя, где действуют гидродинамические давления, $\theta = \rho/\rho_c$ (ρ_c – плотность смазки при давлении, равном давлению кавитации p_c), в области кавитации $p = p_c, \rho = \rho_c$.

В области давлений: $\Phi \geq 0$, $g = 1$, $\theta = 1$, а $\Phi = \bar{p} = p\psi^2/\mu_0\omega_0$, где $\bar{p}$ – безразмерное гидродинамическое давление, p – его размерное значение, $\psi = \Delta_0/r$ – относительный зазор.

В области кавитации: $\Phi < 0$, $g = 0$, $\theta = 1 + \Phi$.

Безразмерная толщина смазочного слоя и её производные определяются с учётом (1–4) формулами

$$\bar{h} = \bar{\Delta}_0 - \chi \cos(\varphi - \delta), \quad \bar{h}_\Delta = (\bar{\Delta}_1 - \bar{\Delta}_2); \quad (9)$$

$$\frac{\partial \bar{h}}{\partial \varphi} = \chi \sin(\varphi - \delta) + \frac{\partial \bar{h}_\Delta}{\partial \varphi}, \quad \frac{\partial \bar{h}_\Delta}{\partial \varphi} = \frac{\partial}{\partial \varphi} (\bar{\Delta}_1 - \bar{\Delta}_2); \quad (10)$$

$$\frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} = -\chi \cos(\varphi - \delta) - \chi \dot{\delta} \sin(\varphi - \delta) + \bar{\omega}_{21} \frac{\partial \bar{\Delta}_2}{\partial \bar{t}}, \quad (11)$$

где $\bar{\Delta}_i = \Delta_i/H_0$, $i = 0, 1, 2$, $\chi = e/H_0$ – относительный эксцентриситет, $\dot{\chi} = \partial \chi / \partial \bar{t}$, $\dot{\delta} = \partial \delta / \partial \bar{t}$, $\bar{\Delta} = \Delta/H_0$.

Алгоритм интегрирования уравнения (7). Алгоритм интегрирования модифицированного уравнения Элрода (7) состоит из следующих этапов.

1. При известной температуре масла на входе в подшипник T_0 задаётся начальное (предполагаемое) значение приращения ΔT температуры за цикл нагружения t_u и определяется температура первого приближения $T_s^* = T_0 + \Delta T$, остающаяся на протяжении цикла постоянной.

2. Аппроксимацией уравнения (7) на $(n+1)$ -м временном слое конечными разностями с использованием метода контрольного объёма (рис. 3) на сетке $\varphi_{ij}, \bar{z}_{ij}, \bar{t}^n$:

$$\varphi_i = i\Delta\varphi (i=1, 2, \dots, N, \Delta\varphi = l_\varphi/N-1);$$

$$z_j = j\Delta z (j=1, 2, \dots, M), \Delta z = l_z/M-1, \text{ где } l_\varphi, l_z - \text{протяженности подшипника в направлении}$$

координат $\varphi, \bar{z}$, $\tau^n = n\Delta t$ ($n=0, 1, 2, \dots$), оно сводится к системе алгебраических уравнений относительно функции Φ :

$$P_{ij}\Phi_{ij} = W_{ij}\Phi_{i-1,j} + E_{ij}\Phi_{i+1,j} + S_{ij}\Phi_{i,j-1} + N_{ij}\Phi_{i,j+1} + b_{ij}. \quad (12)$$

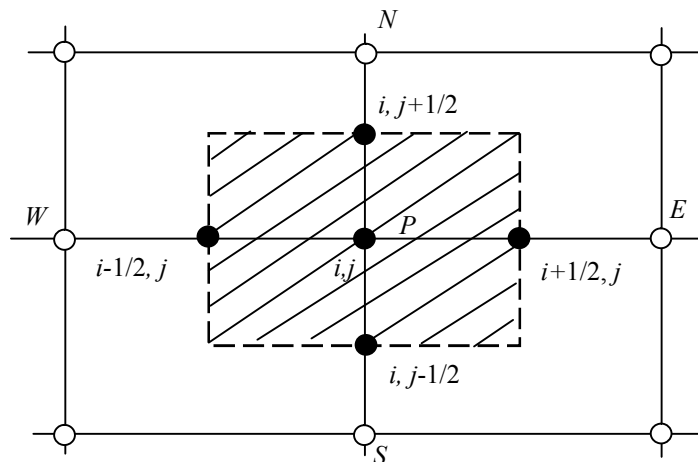


Рис. 3. К методу контрольного объёма

$g_{нов} = 1$, если $\Phi_{нов} \geq 0$; $g_{нов} = 0$, если $\Phi < 0$. Затем выполняются релаксационные процедуры:

$$\Phi_{ij} = \alpha \Phi_{нов} + (1 - \alpha) \Phi_{ij}^{s-1}, \quad \alpha = 0,2;$$

$$g_{ij} = \beta g_{нов} + (1 - \beta) g_{ij}^{s-1}, \quad \beta = 0,01. \quad (13)$$

5. После осуществления $s = 20$ итераций на каждой последующей из них контролируется сходимость решения расчетом критерия

$$\left| \frac{\sum |\Phi_{ij}^{s+1}| - \sum |\Phi_{ij}^s|}{\sum |\Phi_{ij}^s|} \right| \leq \varepsilon, \quad \varepsilon = 10^{-4}. \quad (14)$$

6. При числе итераций $s < 200$ в случае невыполнения критерия (14) итерационный цикл продолжается, в противном случае временной шаг $\Delta \bar{t}$ уменьшается вдвое. После достижения сходимости значения g вновь корректируются: $g_{ij}^{s+1} = 1$, если $\Phi_{ij}^{s+1} \geq 0$; и $g_{ij}^{s+1} = 0$, если $\Phi_{ij}^s \geq 0$ и осуществляется переход в следующую $(n+1)$ -ю точку временной оси $\bar{t}$.

В разработанном алгоритме максимальное число узлов разностной сетки равняется $(N+1) = 96$,

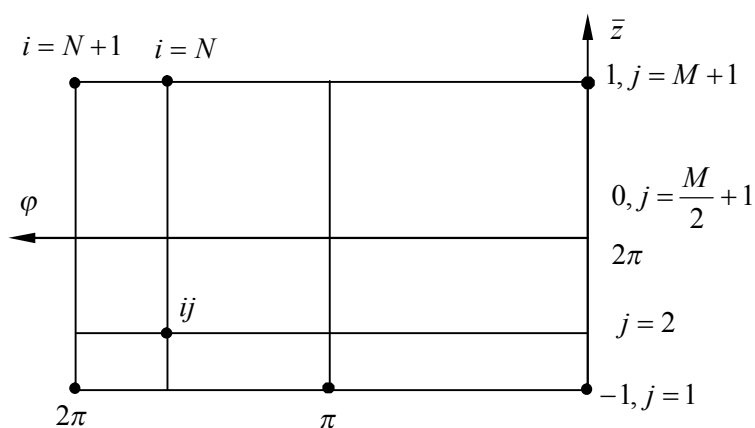


Рис. 4. Развертка поверхности подшипника

3. Система (12) решается точечным итерационным методом Зейделя при обходе узлов по строкам в направлении справа налево, снизу вверх (рис. 4).

Учитывая симметрию подшипника по координате $\bar{z}$, рассматривается только область $-1 \leq \bar{z} \leq 0$. По оси φ ставится условие периодичности, на сеточной линии $j = M/2 + 1$ условие $\partial \Phi / \partial \bar{z} = 0$, на торцах подшипника $\Phi(\bar{z} = \pm 1) = 0$.

4. На каждой итерации сразу после расчёта в точке ij значений $\Phi_{нов}$ корректируются величины g :

$(M+1) = 25$, минимальный шаг $\Delta \bar{t}_{\min} = 0,025$ град. угла поворота кривошипа α , максимальный шаг $\Delta \bar{t}_{\max} = 2$ град. На каждом временном шаге рассчитываются потери на трение и расход масла в торцы подшипника. В конце цикла решением уравнения теплового баланса находится новое значение T_j^* и расчёт траектории движения цапфы повторяется. Критерием окончания циклов расчёта траектории считается совпадение температур T_j^* в

двух соседних циклах с точностью 1°C . Обычно при удачном выборе начального приращения ΔT сходимость температур достигается не более чем за три цикла нагружения подшипника.

На печать выводятся следующие ГМХ: мгновенные за цикл $t_{\text{ц}}$ минимальная толщина смазочного слоя $h_{\min}(\bar{t})$ и максимальное гидродинамическое давление $p_{\max}(\bar{t})$, потери на трение $N(\bar{t})$, расход смазки $Q_B(\bar{t})$ в торцы подшипника; экстремальные $\inf h_{\min}$, $\sup p_{\max}$ и средние $h_{\min}^*$, $p_{\max}^*$, N^* , Q_B^* , $T_{\text{с}}^*$ за цикл величины.

Тестовая задача. В качестве примера применения комплекса программ «Макрогеометрия» рассмотрим результаты решения задачи расчёта ГМХ шатунного подшипника коленчатого вала двигателя 4Т371, форсированного до максимальной мощности 250 л.с. при частоте вращения коленчатого вала 2100 об/мин.

У этого двигателя по сравнению с его модификацией из работы [5] значения некоторых параметров изменены: диаметр подшипника принят равным $2r = 95$ мм, ширина $B = 38$ мм, масса вращающейся части шатуна $m_{\text{с}} = 3,54$ кг, угол подачи смазки в смазочный слой $\varphi_{\text{омс}} = 20$ град. Характерная толщина смазочного слоя при центральном положении цапфы H_0 принята равной среднему радиальному зазору $\Delta_0^* = 0,0515$, рассчитанному исходя из допустимых отклонений размеров цапфы и вкладыша, т. е. $H_0 = \Delta_0^* = (r_{10}^* - r_{20}^*) = (b_1^* - b_2^*)$.

Результаты расчёта гидромеханических характеристик приведены в таблице, расчётный годограф нагрузок, действующих на шатунный подшипник, и траектория движения цапфы на рис. 5, зависимости $\inf h_{\min}(\alpha)$ и $p_{\max}(\alpha)$ на рис. 6. На рис. 5 через 0° , 180° и т. д. обозначены точки, соответствующие углам α поворота кривошипа.

На рис. 5, б и рис. 6 цифрами 1, 10 обозначены номера вариантов из таблицы.

Расчётные значения максимальных $f_{\max}$ и средних f^* удельных нагрузок оказались равными 41,18 МПа и 8,64 МПа.

Анализ результатов показывает, что нагруженность шатунного подшипника форсированного двигателя 4Т371 существенно выше, чем у модификации из работы [5]. Значение $\inf h_{\min}$ и особенно $\sup p_{\max}$ близки к предельным. В то же время, благодаря удачному выбору отношения $a = B/D = 0,4$ снижена температура $T_{\text{с}}^*$.

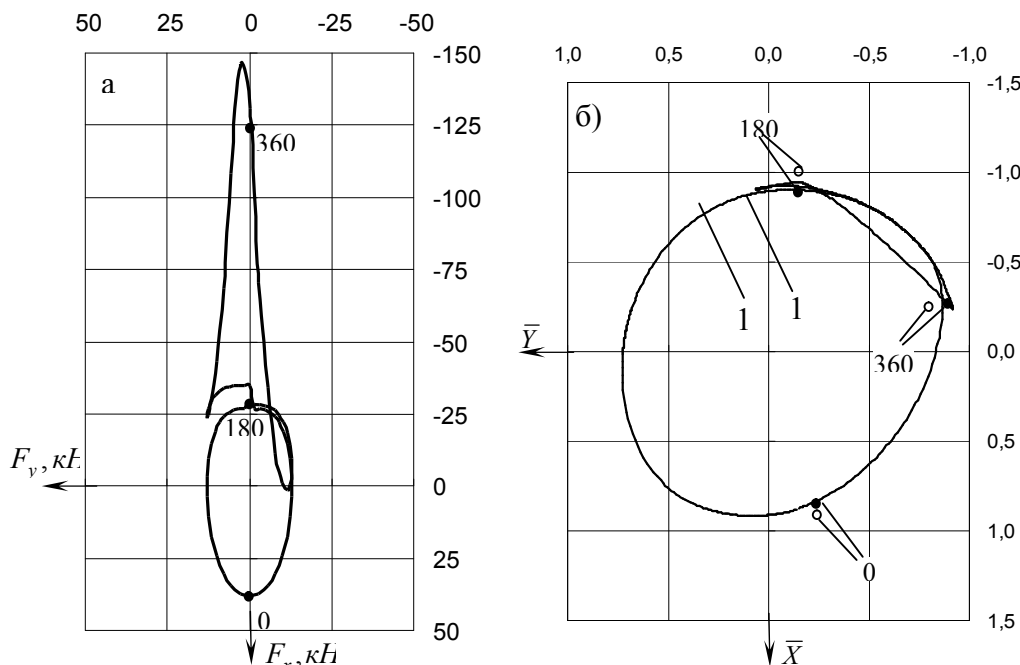


Рис. 5. Годограф нагрузок (а) и траектории движения центра цапфы (б)

Расчет и конструирование

Результаты расчётов ГМХ

Вариант		Характеристики геометрии подшипника	Гидромеханические характеристики					
№	Схема		$\inf h_{\min}$, мкм	$h_{\min}^*$, мкм	$\sup p_{\max}$, МПа	N^* , Вт	Q_B^* , кг/с	T^* , °C
Вкладыш и цапфа круглые								
1			2,092	4,688	261,3	636,1	0,018	108,7
Вкладыш круглый, цапфа эллиптическая								
2		$\theta_{20} = 0^\circ$ $\Delta_{m2} = 0,003$ мм	0,651	4,203	272,7	654,1	0,017	109,5
3		$\theta_{20} = 90^\circ$ $\Delta_{m2} = 0,0064$ мм	2,024	4,561	231,2	633,6	0,017	109,7
Вкладыш круглый, цапфа полуэллиптическая								
4		$\theta_{20} = 90^\circ$ $\Delta_{m2} = 0,0064$ мм	2,290	4,759	233,1	611,2	0,017	108,8
5		$\theta_{20} = 90^\circ$ $\Delta_{m2} = 0,003$ мм	1,449	4,142	262,5	656,2	0,017	109,4
Вкладыш эллиптический, цапфа круглая								
6		$\theta_1 = 0^\circ$ $\Delta_{m1} = 0,0064$ мм	2,153	5,001	239,6	644,3	0,021	105,7
7		$\theta_1 = 90^\circ$ $\Delta_{m1} = 0,0064$ мм	1,927	4,493	292,6	634,5	0,018	108,1
Вкладыш полуэллиптический, цапфа круглая								
8		$\theta_1 = 0^\circ$ $\Delta_{m1} = 0,0064$ мм	2,154	4,840	257,6	646,9	0,019	107,8
9		$\theta_1 = 180^\circ$ $\Delta_{m1} = 0,0064$ мм	2,162	4,911	241,9	651,0	0,019	107,5
Вкладыш и цапфа эллиптические								
10		$\theta_1 = 0^\circ$ $\Delta_{m1} = 0,0064$ мм $\theta_{20} = 90^\circ$ $\Delta_{m2} = 0,0064$ мм	2,191	5,141	208,7	659,8	0,019	107,7

Наличие овальности цапфы отрицательно влияет на ГМХ в большей мере, чем овальности вкладыша. Помимо величин максимальных отклонений Δ_{mi} от Δ_0^* имеет значение и начальный угол θ_{20} расположения большей оси эллипса, что видно, например, из сравнения вариантов 2 и 3, 4 и 5.

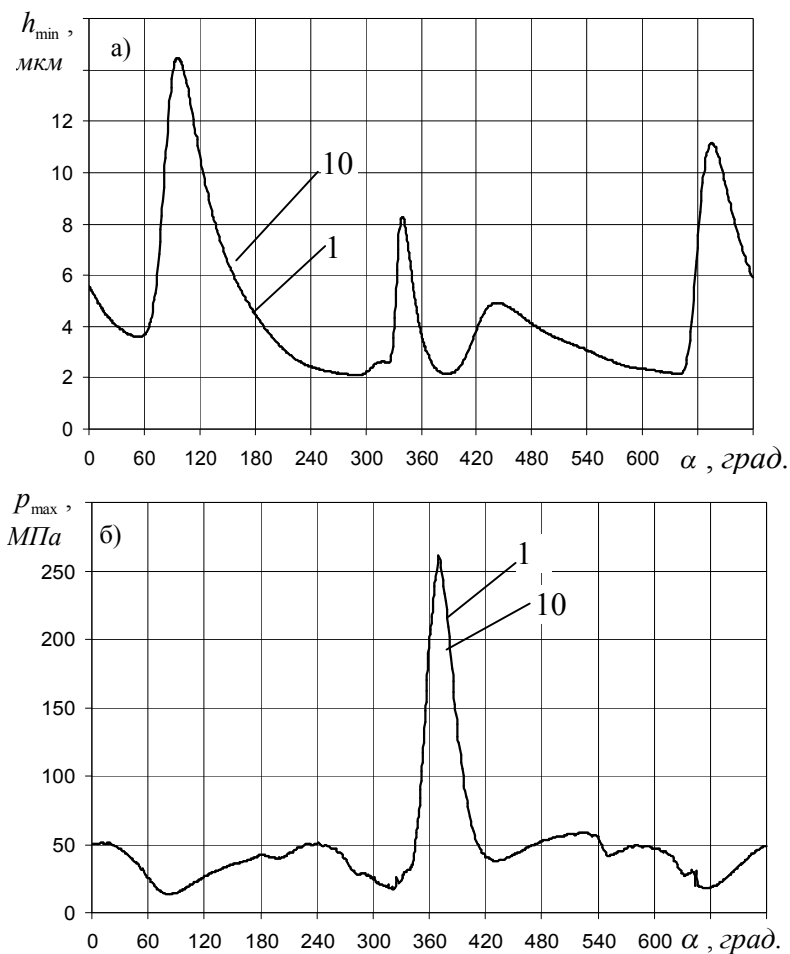


Рис. 6. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя (а) и максимального гидродинамического давления (б) от угла α

При некоторых отклонениях Δ_{mi} и углах θ_{20} наибольшее значение гидродинамических давлений может уменьшиться.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 04-01-96-088) и аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2006–2008 годы)» (код проекта РНП 2.1.2.2285).

Литература

1. Комплекс программ для расчета динамики и гидромеханических характеристик сложнонагруженных подшипников с произвольной геометрией смазочного слоя «Макрогеометрия» / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, К.В. Гаврилов. – № 2008611068 от 28.02.08.
2. Прокопьев, В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте динамики сложнонагруженных опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, К.В. Гаврилов // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2004. – №4. – С. 32–38.
3. Прокопьев, В.Н. Методы решения уравнений движения в задачах динамики опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Н.В. Ширококов // Вестник Уральского межрегионального отделения Российской академии транспорта. – Курган: Изд-во КГУ, 1999. – №2. – С. 79–82.

4. Прокопьев, В.Н. Динамика сложнагруженного подшипника, смазываемого неньютоновской жидкостью / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2005. – № 6. – С. 108–114.

5. Прокопьев, В.Н. Применение пакетов прикладных программ при обосновании конструктивных параметров подшипников коленчатых валов на ранней стадии проектирования поршневых двигателей / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение», 2007. Вып. 12. – №23(123). – С. 13–19.

Поступила в редакцию 15 мая 2008 г.

Прокопьев Валерий Никифорович. Доктор технических наук, профессор, академик Российской академии транспорта, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – динамика подшипников скольжения, трение, износ и смазка машин.

Prokopiev Valery Nikiforovich. Dr.Sc. (Engineering), Professor, Member of the Russian Academy of Transport, Head of the Motor Transport Department of the South Ural State University. Professional interests: plain bearing dynamics, friction, deterioration and oiling of machines.

Бояршинова Алла Константиновна. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – гидродинамическая теория смазки, нелинейная динамика роторов.

Boyarshinova Alla Konstantinovna. Cand.Sc. (Engineering), Associate Professor of the Motor Transport Department of the South Ural State University. Professional interests: hydrodynamic lubrication theory, nonlinear dynamics of rotors.

ПРИМЕНЕНИЕ ПАКЕТОВ ПРИКЛАДНЫХ ПРОГРАММ ПРИ ОБОСНОВАНИИ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ НА РАННЕЙ СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов

USE OF THE APPLICATION PROGRAM PACKAGES WHEN PROVING THE DESIGN PARAMETERS OF THE CRANKSHAFT BEARINGS AT THE EARLY STAGE OF THE PISTON ENGINES DESIGNING

V.N. Prokopiev, U.V. Rogdestvensky, K.V. Gavrilov

Рассматриваются примеры применения пакетов прикладных программ, разработанных для расчета гидромеханических характеристик сложнонагруженных трибосопряжений при обосновании конструктивных параметров подшипников коленчатых валов на ранней стадии проектирования поршневых двигателей.

Ключевые слова: гидромеханические характеристики, сложнонагруженные трибосопряжения, коленчатый вал, гидродинамические давления, пакет прикладных программ

Examples of use of the application program packages engineered for calculation of the hydra mechanical characteristics of the heavy-loaded tribounits when proving the design parameters of the crankshaft bearings at the early stage of the piston engines designing are considered.

Keywords: hydra-mechanical characteristics, heavy-loaded tribounit, crankshaft, hydro dynamical pressure, application program package.

Авторы в течение многих лет занимаются разработкой методов решения разнообразных задач, возникающих при проектировании сложнонагруженных гидродинамических трибосопряжений, типичными представителями которых являются такие сопряжения, как «шейки коленчатого вала – вкладыши» двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Степень совершенства конструкции сложнонагруженных трибосопряжений принято оценивать расчетом стандартного набора гидромеханических характеристик (ГМХ), позволяющих прогнозировать износостойкость и усталостную долговечность антифрикционного слоя вкладышей, потери на трение, теплонапряженность и т. д.

Известные методики расчета ГМХ достигли уровня, позволяющего с высокой степенью достоверности оценивать влияние на них большого количества факторов и продолжают совершенствоваться. Созданы программные комплексы [1–6], которые с успехом применяются при проектировании подшипников коленчатых валов ДВС и роторов малоразмерных турбокомпрессоров, обеспечивая существенное сокращение затрат времени на их проектирование и доводку конструкций.

Известно, что для расчета ГМХ сложнонагруженных трибосопряжений необходимо знать распределение гидродинамических давлений в смазочном слое, разделяющем поверхности трения, на каждом временном шаге численного интегрирования уравнений движения поверхностей. Результаты, анализируемые ниже, получены на основе полей гидродинамических давлений в смазочных слоях, разделяющих шатунные (коренные) шейки и вкладыши, рассчитанных интегрированием уравнения Элрода [7, 8], что в настоящее время считается наиболее последовательным и точным.

В качестве примера применения программных комплексов рассмотрим результаты расчета ГМХ подшипников коленчатого вала одной из модификаций двигателя 4Т371, который входит в семейство тракторных двигателей, серийное производство которых планируется на ООО «Челя-

Расчет и конструирование

бинский тракторный завод – УРАЛТРАК». Этот двигатель рядный, четырехцилиндровый, с максимальной мощностью 165 л.с. при частоте вращения 2000 об/мин и порядком работы цилиндров 1-3-4-2. Исходные данные для расчета ГМХ представлены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные для расчета подшипников коленчатого вала двигателя 4Т371

№	Параметр	Значение	№	Параметр	Значение
1	Диаметр подшипника D , мм	85^1 95^2	10	Динамическая вязкость масла при температурах $T=40^\circ\text{C}$ и $T=100^\circ\text{C}$, $\mu_{40} (\mu_{100})$, Па·с	0,0661 (0,0107)
2	Радиальный зазор h_0 , мм	0,035 0,050	11	Масса поршневого комплекта, кг	4,16
3	Давление подачи смазки p_s , МПа	0,5	12	Эффективная масса цапфы (шатунной шейки) m_{Σ} , кг	3,37
4	Температура подачи смазки T_0 , $^\circ\text{C}$	90	13	Удельная теплоемкость масла c , Дж/кг· $^\circ\text{C}$	2156
5	Частота вращения коленчатого вала ω_2 , об/мин	2000			
6	Ширина подшипника B , мм	50 46	14	Плотность масла ρ , кг/м ³	885
7	Диаметр отверстия для подачи смазки $d_{отв}$, мм	7	15	Коэффициенты теплопередачи шипа и подшипника $\kappa_{ш}$, $\kappa_{п}$, Вт/м ² · $^\circ\text{C}$	50
8	Радиус кривошипа, мм	75	15	Коэффициенты теплопроводности шипа и подшипника $k_{ш}$, $k_{п}$, Вт/м ² · $^\circ\text{C}$	50
9	Длина шатуна, мм	260			

¹ Шатунный подшипник. ² Коренной подшипник.

При расчетах шатунного подшипника угол расположения отверстия для подачи смазки в смазочный слой принимался равным $\varphi_{отв} = 60^\circ$ (рис. 1). Расчетный годограф нагрузок, действующих на шатунный подшипник на режиме максимальной мощности двигателя, приведен на рис. 2, где через $0^\circ, 180^\circ, 360^\circ$ и т. д. обозначены точки, соответствующие углам поворота кривошипа α , отсчитываемым от верхней мертвой точки такта всасывания.

Траектория движения шатунной шейки и рассчитанные на ее основе значения ГМХ представлены на рис. 3 и в табл. 2, где $f_{\max}^*$, f^* – максимальное и среднее удельные давления, действующие на подшипник, $\inf f_{\min}$, $\sup p_{\max}$ – экстремальные за цикл $t_{\text{ц}}$ значения минимальной толщины смазочного слоя и максимального гидродинамического давления, $h_{\min}^*$, $p_{\max}^*$ – их средние значения за цикл, T_{Σ}^* , N^* , Q_B^* – средние значения

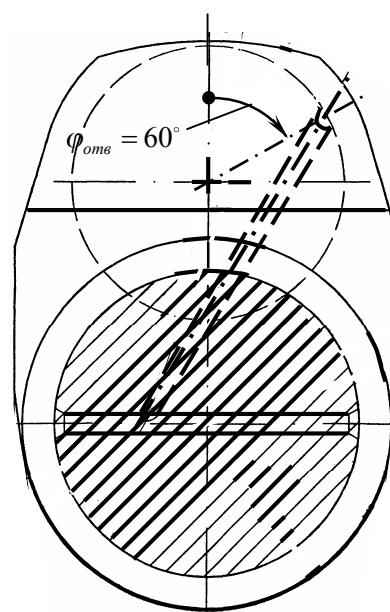


Рис. 1. Схема подвода смазки к шатунной шейке коленчатого вала двигателя 4Т371

соответственно эффективной (расчетной) температуры смазочного слоя, потерь на трение, торцевого расхода смазки.

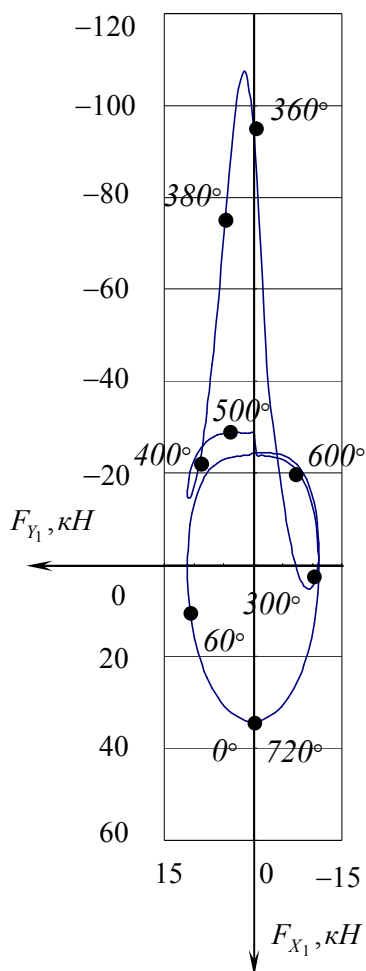


Рис. 2. Годограф нагрузок, действующих на шатунный подшипник

Зависимости некоторых ГМХ от угла поворота кривошипа α на режиме максимальной мощности приведены на рис. 4.

Принятые при проведении расчетов ГМХ коренных подшипников варианты схем коленчатого вала двигателя 4ТЗ71 представлены на рис. 5. В табл. 3 приведены значения параметров, необходимых для расчета нагрузок, действующих на коренные подшипники для первой схемы (рис. 5, а), где $m_{ш}$ – вращательная масса одной щеки, приведенная к радиусу кривошипа, $m_{пр i}$, $i=1 \dots 4$ – вращательные массы противовесов.

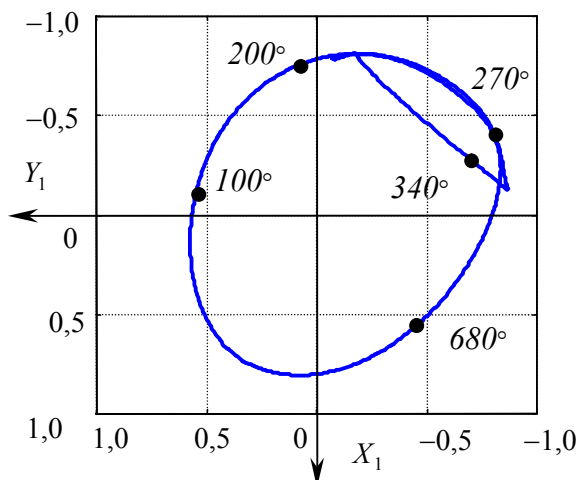


Рис. 3. Траектория движения центра шатунной шейки

В качестве одного из возможных вариантов расположения противовесов рассмотрена вторая схема коленчатого вала (рис. 5, б) с восемью противовесами, масса которых, приведенная к оси кривошипа, одинакова и равна $m_{пр} = 3,03$ кг.

Гидромеханические характеристики шатунного подшипника двигателя 4ТЗ71 (режим максимальной мощности)

Таблица 2

$f_{\max}$, МПа	f^* , МПа	$\inf h_{\min}$, мкм	$h_{\min}^*$, мкм	$\sup p_{\max}$, МПа	$p_{\max}^*$, МПа	T_{Σ}^* , °C	N^* , Вт	Q_T^* , л/с
24,4	5,85	3,20	5,393	102,7	23,4	122,5	328,8	0,051

Значения параметров для расчета нагрузок

Таблица 3

Параметр	l , м	l_1 , м	l_2 , м	l_3 , м	$m_{ш}$, кг	$m_{пр1}$, кг	$m_{пр2}$, кг	$m_{пр3}$, кг	$m_{пр4}$, кг
Значение	0,165	0,0825	0,04232	0,04175	1,348	2,002	1,998	1,998	1,837

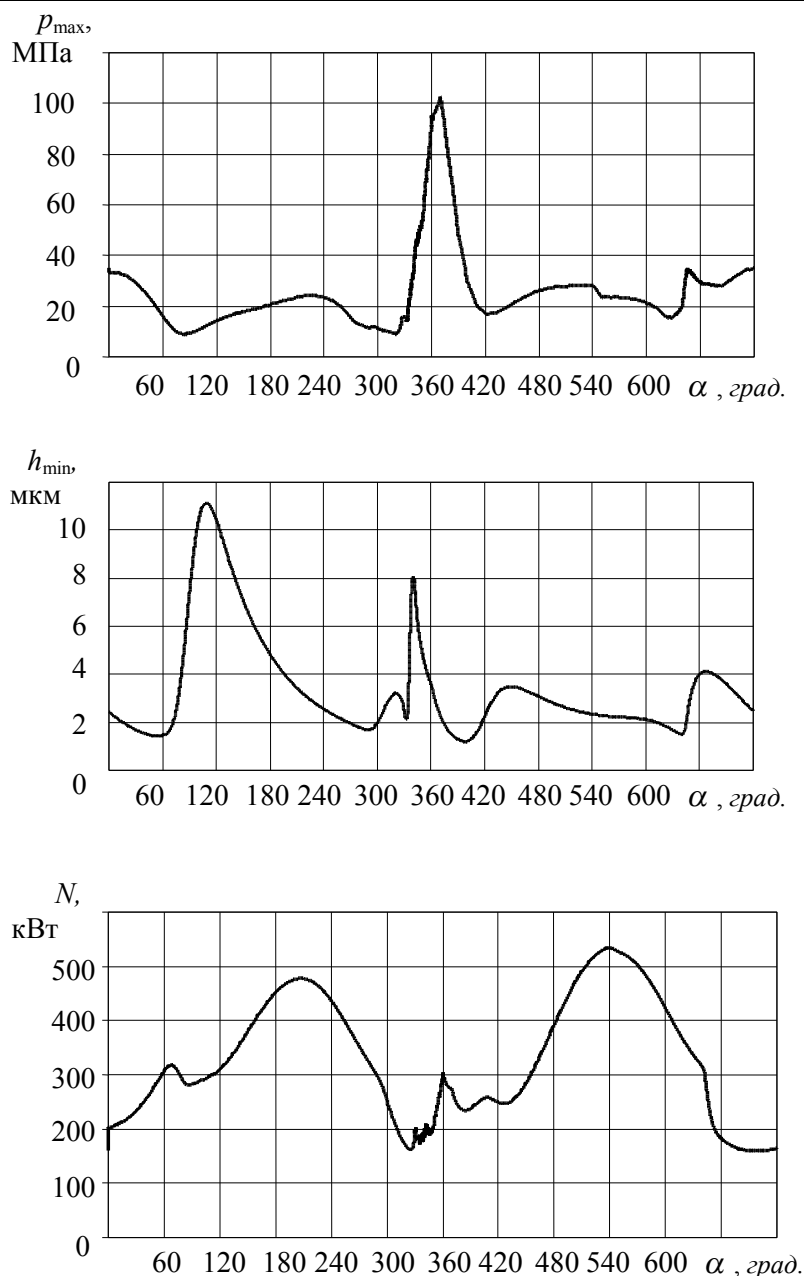


Рис. 4. Зависимости ГМХ шатунных подшипников коленчатого вала двигателя 4Т371

Исследованы два варианта схем подачи смазки в подшипники. В первом из них предусмотрена подача масла из главной масляной магистрали по каналам в блоке к каждому коренному подшипнику, на поверхности верхних вкладышей, которых выполнены канавки. Во второй схеме, смазка подается через коленчатый вал по аналогии со схемой, применяемой в хорошо известной конструкции двигателя V2 (схема с центральной подачей смазки).

Результаты расчетов свидетельствуют, что вторая схема подачи смазки по совокупности ГМХ подшипников уступает первой, что подтверждается и опытом ведущих зарубежных фирм, отдающих предпочтение именно первой схеме.

Расчетные годографы нагрузок, действующих на коренные подшипники при работе двигателя в режиме максимальной мощности для первой схемы коленчатого вала, приведены на рис. 6. Здесь и на рис. 7 индексы а), б), в) относятся к 1, 2, 3-му коренным подшипникам.

Значения ГМХ для первой и второй схем коленчатого вала представлены в табл. 4, 5, а траектории движения коренных шеек для первой схемы на рис. 7.

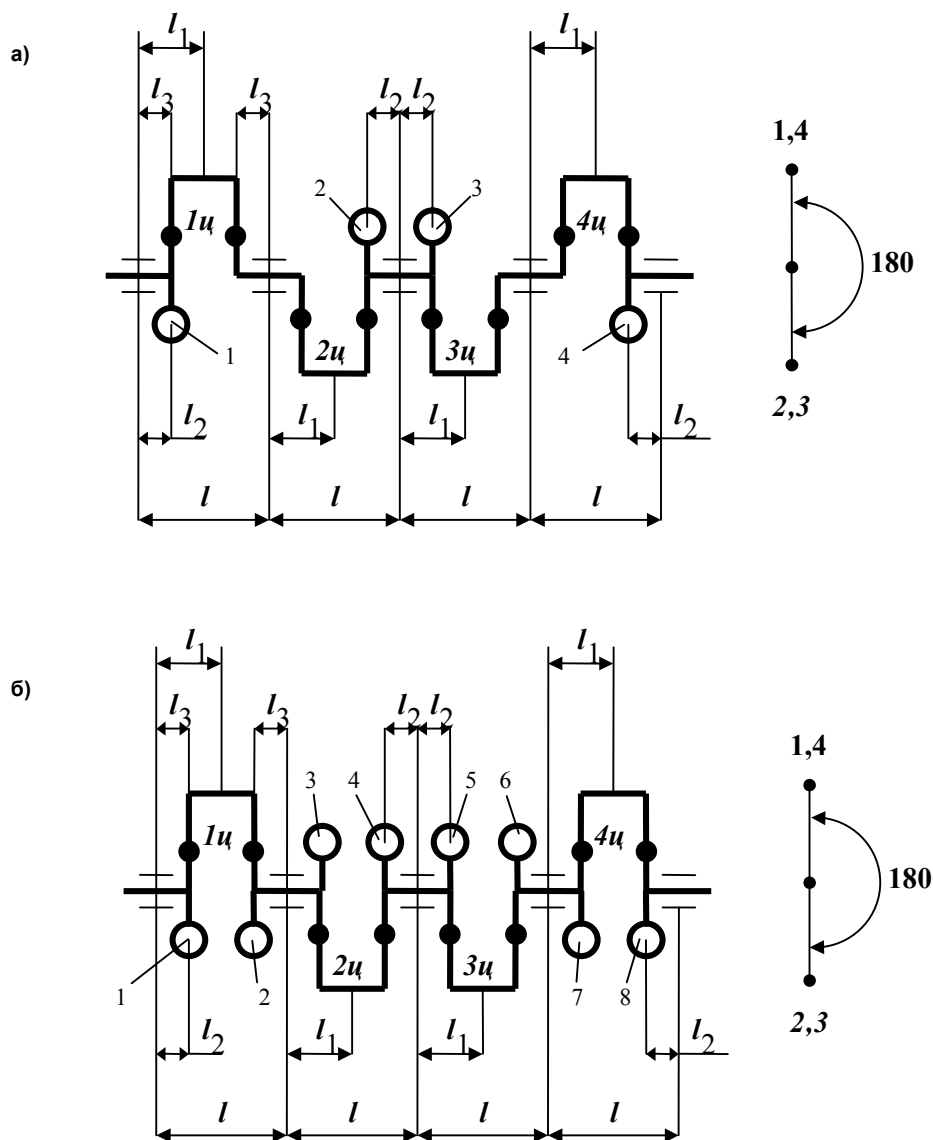


Рис. 5. Схемы коленчатого вала двигателя 4Т371:

а) первая схема; б) вторая схема

Анализ показывает, что значения всех ГМХ как для первой, так и второй схем коленчатого вала находятся в допустимых пределах. Вторая схема предпочтительнее, поскольку для нее, например, у наиболее нагруженного пятого подшипника расчетное значение $\inf h_{\min}$ и $h_{\min}^*$ на 59% больше, а среднее за цикл значение гидродинамического давления в смазочном слое $p_{\max}^*$ на 40% меньше.

Таблица 4

Гидромеханические характеристики коренных подшипников двигателя 4Т371 (первая схема коленчатого вала)

№ под-ка	$f_{\max}$, МПа	f^* , МПа	$\inf h_{\min}$, мкм	$h_{\min}^*$, мкм	$\sup p_{\max}$, МПа	$p_{\max}^*$, МПа	T_{Σ}^* , °C	N^* , Вт	Q_B^* , л/с
1	11,64	3,01	3,799	8,303	45,7	12,15	102,5	353,8	0,014
2	14,63	3,04	5,055	16,98	66,4	12,76	100,4	307,0	0,015
3	7,63	4,63	3,900	8,740	60,8	24,01	102,8	369,4	0,015
4	14,66	3,07	5,090	15,90	65,72	12,87	101,2	302,1	0,014
5	11,56	3,09	2,326	7,930	69,6	13,66	102,4	352,1	0,014

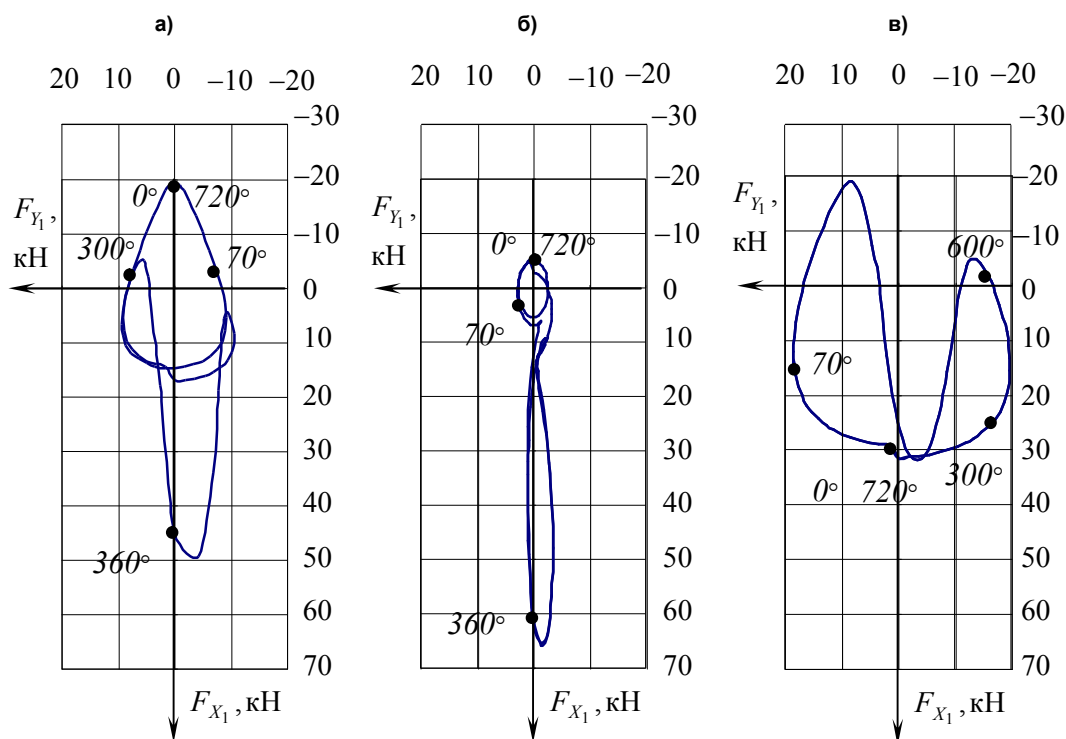


Рис. 6. Расчетные годографы нагрузок

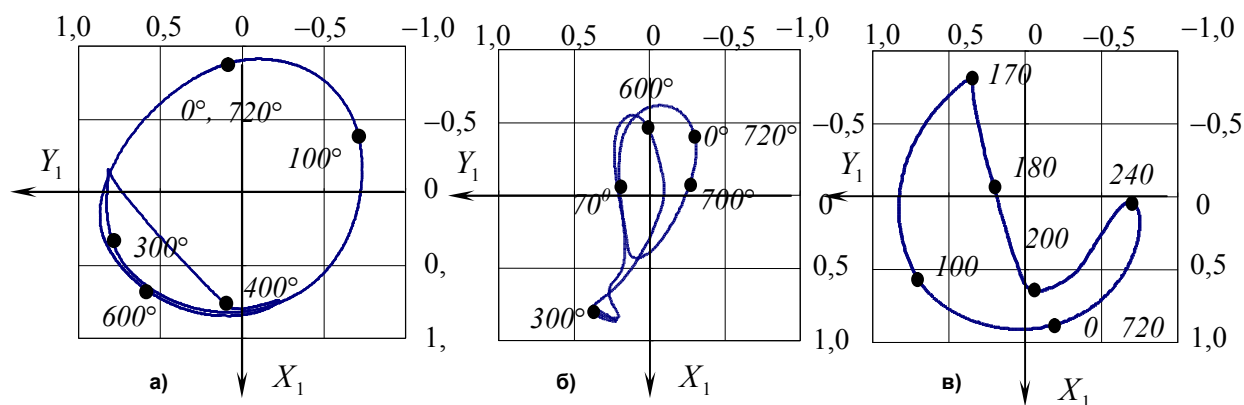


Рис. 7. Траектории движения коренных шеек (первая схема коленчатого вала)

Таблица 5

Гидромеханические характеристики коренных подшипников двигателя 4Т371 (вторая схема коленчатого вала)

№ под-ка	$f_{\max}$, МПа	f^* , МПа	$\inf h_{\min}$, мкм	$h_{\min}^*$, мкм	$\sup p_{\max}$, МПа	$p_{\max}^*$, МПа	$T_{\text{э}}^*$, °C	N^* , Вт	Q_B^* , л/с
1	13,11	2,05	3,600	8,209	46,4	12,17	102,4	353,1	0,014
2	15,44	3,19	5,060	16,98	66,41	12,73	100,4	306,9	0,015
3	11,51	3,14	6,430	11,72	34,68	9,71	101,1	337,5	0,016
4	15,89	3,41	7,500	15,94	66,04	12,86	101,2	301,9	0,014
5	13,53	2,18	5,760	14,14	49,80	8,19	102,0	303,7	0,013

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 04-01-96-088) и аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2006–2008 гг.)» (код проекта РНП 2.1.2.2285) и финансовой поддержке правительства Челябинской области (2008–2009 гг.).

Литература

1. Прокопьев, В.Н. Пакет прикладных программ «ОРБИТА» / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский и др. // Зарегистрирован в реестре программ для ЭВМ в РосАПО под № 940513, 1994.
2. Прокопьев, В.Н. Пакет прикладных программ «ОРБИТА-ПОРШЕНЬ». В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский и др. // Зарегистрирован в реестре программ для ЭВМ в РосАПО под № 950326, 1995
3. Рождественский, Ю.В. Программа оптимизации профиля направляющей части поршня «ОПТИП». Версия 1.1. / Ю.В. Рождественский // Зарегистрирована в реестре программ для ЭВМ в РосАПО под № 960053, 1996
4. Прокопьев, В.Н. Комплекс программ анализа динамики сложнагруженных подшипников скольжения «ЭЛРОД» / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояришнова, К.В. Гаврилов // Зарегистрирован в Российском агентстве по патентам и товарным знакам под № 2003612486, 2003.
5. Комплекс программ для расчета динамики и гидромеханических характеристик сложнагруженных подшипников с произвольной геометрией смазочного слоя «Макрогеометрия» / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояришнова, Е.А. Задорожная, К.В. Гаврилов // Зарегистрирован Федеральной службой по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам под №2008611068 от 28.02.2008.
6. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах «Неньютон-II» / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояришнова, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов // Зарегистрирован Федеральной службой по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам под №2007613507 от 20.06.2007.
7. Прокопьев, В.Н. Модификации алгоритма Элрода и их применение для расчёта гидродинамических давлений в смазочных слоях сложнагруженных опор скольжения / В.Н. Прокопьев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение», – №6(06), 2001. – Вып. 1. – С.52–60.
8. Прокопьев, В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте динамики сложнагруженных опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояришнова, К.В. Гаврилов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – М.: Наука, 2004. – №4. – С. 32–38.

Поступила в редакцию 10 апреля 2008 г.

Прокопьев Валерий Никифорович. Доктор технических наук, профессор, академик Российской академии транспорта, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – динамика подшипников скольжения, трение, износ и смазка машин.

Prokopiev Valery Nikiforovich. Dr.Sc. (Engineering), Professor, Member of the Russian Academy of Transport, Head of the Motor Transport Department of the South Ural State University. Professional interests: plain bearing dynamics, friction, deterioration and oiling of machines.

Рождественский Юрий Владимирович. Доктор технических наук, профессор, академик Российской академии транспорта, декан Автотракторного факультета Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – трение и износ машин, подшипники скольжения двигателей внутреннего сгорания.

Rogdestvensky Yuriy Vladimirovich. Dr.Sc. (Engineering), Professor, Member of the Russian Academy of Transport, Dean of the Motor-and -Tractor Department of the South Ural State University. Professional interests: friction and deterioration of machines, plain bearings of internal combustion engines.

Гаврилов Константин Владимирович. Кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – гидродинамическая теория смазки, динамика подшипников скольжения.

Gavrilov Konstantin Vladimirovich. Cand.Sc. (Engineering), Assistant Professor of the Motor Transport Department of the South Ural State University. Professional interests: hydrodynamic lubrication theory, dynamics of plain bearings.

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА КАЧЕСТВА НАПОЛНЕНИЯ СВЕЖИМ ЗАРЯДОМ ЦИЛИНДРОВ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Б.А. Шароглазов, В.А. Поваляев

CALCULATED ESTIMATE OF THE ADMISSION QUALITY WITH THE INCOMING CHARGE OF THE PISTON ENGINE CYLINDERS AT THE DESIGNING STAGE

B.A. Sharoglazov, V.A. Povaljaev

Предлагается уравнение для численной оценки величины коэффициента наполнения цилиндров двигателя свежим зарядом. Результаты расчетно-теоретических исследований сопоставляются с результатами эксперимента.

Ключевые слова: двигатель, свежий заряд, наполнение цилиндров, коэффициент наполнения, впускной канал, коэффициент расхода.

The formula for the numerical evaluation of the coefficient amount of the cylinders admission with an income charge is offered. Results of the design - theoretical researches are compared with the results of the experiment.

Keywords: engine, incoming charge, filling of cylinders, coefficient of admission, admission port, coefficient of flow.

На современном этапе развития поршневого двигателестроения широко применяются методы расчетного прогнозирования показателей рабочего цикла, основанные на использовании математического и компьютерного моделирования. Важной составляющей этих методов является математическая модель коэффициента наполнения (η_v). Его численное значение определяется большим числом факторов (величиной подъема клапана, диаметром впускной горловины, качеством обработки внутренних поверхностей, геометрическим профилем проточной части канала, степенью сжатия двигателя и др.), оказывающих воздействие на движение заряда по впускному трубопроводу. Методы комплексной оценки воздействия многих из этих факторов на величину η_v , не разработаны. Этим обстоятельством объясняется сравнительная многочисленность применяемых для определения η_v уравнений (табл. 1).

В таблице приняты условные обозначение: ε – степень сжатия; p_a – давление в конце такта впуска, МПа; p_k – давление наддувочного воздуха, МПа; T_k – температура наддувочного воздуха, К; T_a – температура в конце такта впуска, К; γ – коэффициент остаточных газов; p_r – давление остаточных газов, МПа; ΔT – подогрев воздушного заряда, град; $\varphi_{доз}$ – коэффициент дозарядки; $\varphi_{мен}$ – коэффициент, учитывающий неравенство теплоемкостей воздушного заряда и отработавших газов; $\varphi_{оч}$ – коэффициент очистки объема сжатия; T_r – температура остаточных газов, К.

К достоинствам приведенных в таблице уравнений следует отнести их относительную простоту и наглядность. Но им присущи, как уже отмечалось, и определенные недостатки. В частности, сложность на стадии проектирования оценки таких коэффициентов, как $\varphi_{доз}$, $\varphi_{мен}$, $\varphi_{оч}$, γ .

Недостатком, по нашему мнению, является и то обстоятельство, что в уравнениях в явном виде не содержатся составляющие коэффициента наполнения, оказывающие воздействие на характер течения заряда по впускной системе и через это – на величину η_v .

В самом общем виде уравнение для численной оценки величины коэффициента наполнения может быть записано в форме:

$$\eta_v = 1 - \Delta\eta_{\Sigma}, \quad (1)$$

где суммарная составляющая имеющих место потерь при газообмене может быть представлена выражением

$$\Delta\eta_{v_{\Sigma}} = -(\Delta\eta_{v_{\text{газ}}} + \Delta\eta_{v_{\text{под}}} + \Delta\eta_{v_{\text{рас}}} + \Delta\eta_{v_{\text{заб}}}) + \Delta\eta_{v_{\text{доз}}} . \quad (2)$$

В соотношении (2): $\Delta\eta_{v_{\text{газ}}}$ – уменьшение η_v , обусловленное газодинамическими потерями; $\Delta\eta_{v_{\text{под}}}$ – потери от подогрева воздушного заряда, обусловленные подводом теплоты от горячих стенок и переходом части кинетической энергии движущегося заряда в теплоту; $\Delta\eta_{v_{\text{рас}}}$ – потери от расширения остаточных газов; $\Delta\eta_{v_{\text{заб}}}$ – потери вызванные забросом заряда во впускной коллектор; $\Delta\eta_{v_{\text{доз}}}$ – увеличение η_v за счет дозарядки.

Таблица 1

Часто используемые в расчетах уравнения для численной оценки коэффициента наполнения

№ п/п	Вид уравнения	Источник
1	$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma}$	1
2	$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \left(\varphi_{\text{доз}} \varepsilon \frac{p_a}{p_k} - \varphi_{\text{мен}} \varphi_{\text{оч}} \frac{p_r}{p_k} \right)$	2
3	$\eta_v = \varphi_{\text{доз}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \left(1 - \frac{\varphi_{\text{мен}} \varphi_{\text{оч}}}{\varepsilon \varphi_{\text{доз}}} \frac{p_r}{p_a} \right) \frac{T_k}{T_k + \Delta T}$	3
4	$\eta_v = \varphi_{\text{доз}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \left(1 - \frac{\varphi_{\text{мен}}}{\varepsilon} \frac{p_r}{p_a} \right)$	4
5	$\eta_v = \varphi_{\text{доз}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \varphi_{\text{мен}} \varphi_{\text{доз}} \gamma T_r}$	5
6	$\eta_v = \left[\frac{p_a}{p_k} + \left(\frac{p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) \frac{1}{\varepsilon - 1} \right] \frac{T_k}{T_k + \Delta T}$	6
7	$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \varphi_{\text{доз}} \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma}$	7
8	$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}$	8

Потери $\Delta\eta_{v_{\text{под}}}$, а также $\Delta\eta_{v_{\text{рас}}}$ в величине η_v , могут быть определены выражениями [9]:

$$\Delta\eta_{v_{\text{под}}} = \frac{\Delta T_{\text{ст}} + \Delta T_{\text{ад}}}{T_k}, \quad (3)$$

где $\Delta T_{\text{ст}}$ и $\Delta T_{\text{ад}}$ – повышение температуры свежего заряда при наполнении вследствие теплоотдачи от стенок и торможения, сопровождающегося переходом части кинетической энергии в теплоту.

Величина $\Delta T_{\text{ад}}$ оценивается соотношением

$$\Delta T_{\text{ад}} = T_k \left[\left(\frac{p_a}{p_{\text{вн}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (4)$$

в котором k – показатель адиабаты; $p_{\text{вн}}$ – давление заряда в конце впуска при условии отсутствия при впуске перехода части кинетической энергии в потенциальную вследствие торможения заряда ($p_{\text{вн}} \approx p_k - \Delta p_{\text{вн}}$), МПа, где $\Delta p_{\text{вн}}$ – потери давления воздушного заряда при прохождении его через проточную часть и клапанную щель канала, МПа.

Экспериментальные исследования дизелей типа 4ЧН15/20,5 показывают, что повышение температуры заряда при наполнении вследствие теплоподвода от стенок для режимов внешней скоростной характеристики подчиняется зависимости

$$\Delta T_{cm_i} = \frac{\Delta T_{cm_n}}{\kappa \cdot \bar{n}}, \quad (5)$$

где ΔT_{cm_n} – повышение температуры заряда при наполнении вследствие теплоотдачи от стенок для номинальной частоты вращения коленчатого вала, град; $\bar{n} = n_i / n_n$ – относительная частота вращения коленчатого вала (n_i – текущая частота вращения; n_n – частота вращения, соответствующая номинальному режиму работы); κ – эмпирический коэффициент (для дизелей типа 4ЧН15/20,5, по данным авторов, равен 1).

Из (5) и (3) находим

$$\Delta \eta_{v_{нод}} = \frac{\frac{\Delta T_{cm_n}}{\kappa \cdot \bar{n}} + \Delta T_{ад}}{T_{\kappa}}. \quad (6)$$

Из литературных данных [9] следует, что

$$\Delta \eta_{v_{pac}} = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[\left(\frac{p_r}{p_{\kappa}} \right)^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right]. \quad (7)$$

На основании обработки результатов экспериментальных исследований авторы установили, что повышение коэффициента наполнения, обусловленное дозарядкой, подчиняется зависимости

$$\Delta \eta_{v_{доз}} = \frac{\psi(\alpha_{a_1})}{\varepsilon - 1} \frac{\beta_{ен}}{\alpha_{ен}} \cdot \bar{n}, \quad (8)$$

где $\psi(\alpha_{a_1})$ – значение кинематической функции изменения объема цилиндра при положении поршня, соответствующем моменту закрытия впускного клапана (α_{a_1}), $\beta_{ен}$ – фаза запаздывания закрытия впускного клапана, $\alpha_{ен}$ – продолжительность фазы впуска.

Используя известные выражения для составляющих газообмена [10] $\Delta \eta_{v_{газ}}$, $\Delta \eta_{v_{заб}}$, а также соотношения (6)–(8), на основании (1)–(2) находим:

$$\eta_v = 1 - \left\{ \frac{0,5 \cdot 10^{-6} \xi \rho_{\kappa} \left[\frac{C_n F_{ц}}{(\mu f_{\kappa})_{ср} i_{кл}} \right]^2}{p_{\kappa}} + \frac{\frac{\Delta T_{cm_n}}{\kappa \cdot \bar{n}} + T_{\kappa} \left[\left(\frac{p_a}{p_{ен}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_{\kappa}} + \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[\left(\frac{p_r}{p_{\kappa}} \right)^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right] + \right. \\ \left. + \frac{\varepsilon}{\psi(\alpha_{a_1})} \left[\frac{p_a}{p_{\kappa}} \left(\frac{\varepsilon}{\psi(\alpha_{a_1})} \right)^{n_1} - 1 \right] \right\} \bar{n} + \frac{\psi(\alpha_{a_1})}{\varepsilon - 1} \frac{\beta_{ен}}{\alpha_{ен}} \cdot \bar{n}. \quad (9)$$

Здесь ξ – коэффициент гидравлического сопротивления проточной части впускного канала и клапанной щели может быть определен расчетом с учетом рекомендаций [11]; ρ_{κ} – плотность заряда, кг/м³; C_n – средняя скорость поршня, м/с; $F_{ц}$ – площадь поперечного сечения цилиндра, м²; $(\mu f_{\kappa})_{ср}$ – среднее эффективное значение проходного сечения клапанной щели, м²; $i_{кл}$ – число клапанов; n_1 – показатель политропы сжатия.

Обработкой экспериментального материала по продувкам различных каналов (каналы с падающим потоком, тангенциальные, винтовые) авторами получены выражения для определения коэффициента расхода μ применительно для впускных каналов различного профиля.

Для впускного канала с падающим потоком

$$\mu = 1 - \left[(\xi_{np} + \xi_{нов}) \left(\frac{h_{\kappa}}{d_z} \right) + (\xi_{сж} + \xi_{кл.щ}) \left(\frac{h_{\kappa}}{d_z} \right)^2 + \xi_{y\partial} \left(\frac{h_{\kappa}}{d_z} \right)^3 \right]; \quad (10)$$

тангенциального впускного канала

$$\mu = 1 - \left[(\xi_{np} + \xi_{пов} + \xi_{тк}) \left(\frac{h_k}{d_z} \right) + (\xi_{сжс} + \xi_{кл.ц}) \left(\frac{h_k}{d_z} \right)^2 + \xi_{уд} \left(\frac{h_k}{d_z} \right)^3 \right]; \quad (11)$$

винтового впускного канала

$$\mu = 1 - \left[(\xi_{np} + \xi_{пов}) \left(\frac{h_k}{d_z} \right) + (\xi_{сжс} + \xi_{кл.ц} + \xi_{вк}) \left(\frac{h_k}{d_z} \right)^2 + \xi_{уд} \left(\frac{h_k}{d_z} \right)^3 \right]; \quad (12)$$

впускного канала 4-х клапанной головки цилиндров

$$\mu = 1 - K_1 \left[(\xi_{np} + \xi_{пов}) \left(\frac{h_k}{d_z} \right) + (\xi_{сжс} + \xi_{кл.ц}) \left(\frac{h_k}{d_z} \right)^2 + \xi_{уд} \left(\frac{h_k}{d_z} \right)^3 \right]. \quad (13)$$

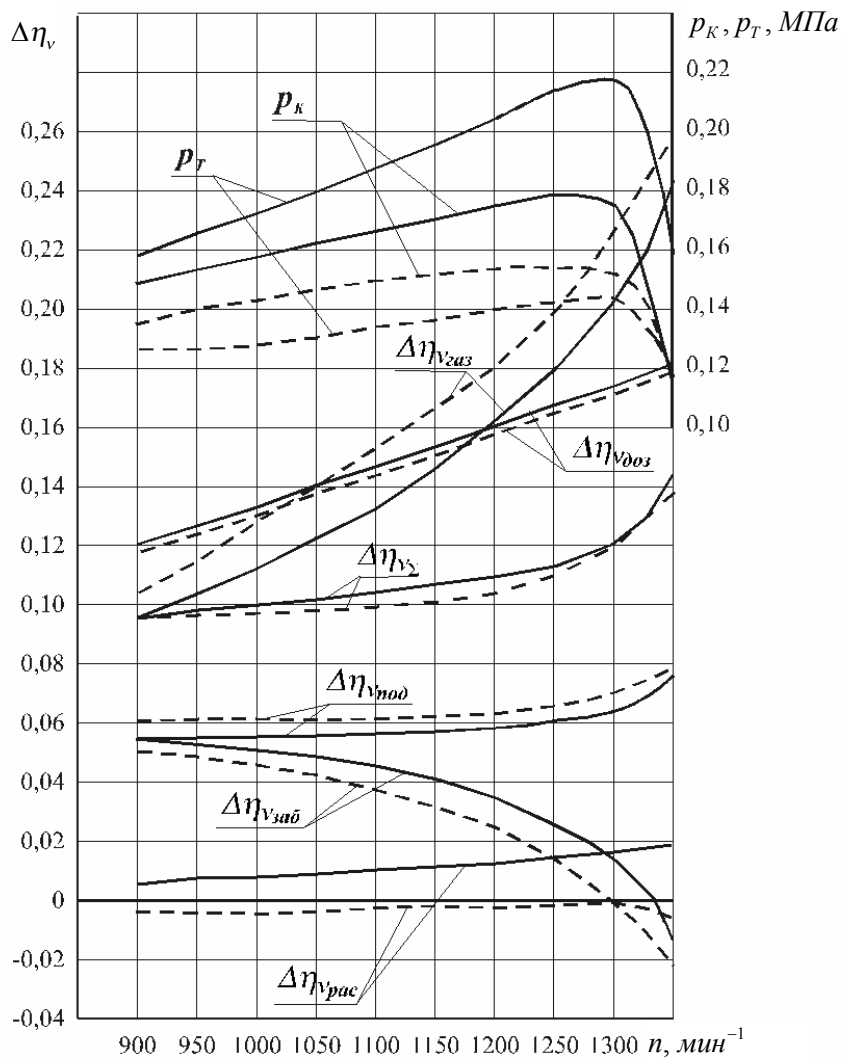


Рис. 1. Изменение составляющих коэффициента наполнения от частоты вращения коленчатого вала дизеля 4СН15/20,5:
— комплектация дизеля ТКР-8,5 (с проставкой);
-- -- комплектация ТКР-11НЗ

В соотношениях (10)–(13) ξ_{np} , $\xi_{пов}$, $\xi_{т.к.}$, $\xi_{сжс}$, $\xi_{кл.ц.}$, $\xi_{вк}$, $\xi_{уд}$ — коэффициенты сопротивления для прямолинейного участка канала, для участка поворота канала, от тангенциального профиля канала, от сжатия в проточной части канала и от сжатия в клапанной щели, от профиля винтового канала, при ударе потока. K_1 — коэффициент, учитывающий потери от взаимного влияния впускных горловин в канале четырехклапанной головки цилиндров ($K_1 = 1$ для каналов с одной горловиной); h_k/d_z — относительный подъем клапана.

Методика определения ξ_{np} , $\xi_{пов}$, $\xi_{т.к.}$, $\xi_{сжс}$, $\xi_{кл.ц.}$, $\xi_{вк}$, $\xi_{уд}$, входящих в (10)–(13), достаточно подробно изложена в [10, 11].

Из анализа результатов расчета и эксперимента вытекает, что профиль проточной части впускного канала, а также количество впускных клапанов, оказывают существенное влияние на величину μ и коэффициента наполнения.

По сравнению с приведенными в табл. 1 уравнение (9) является более сложным, что является недостатком. К достоинствам (9) относится то, что с его помощью учитывается влияние на η_v (см. рис. 1) таких факторов, как коэффициент сопротивления проточной части, средняя скорость поршня, площадь поперечного сечения цилиндра, среднее эффективное проходное сечение клапанной

Расчет и конструирование

щели, число клапанов, величина подъема клапана, диаметр горловины, степень сжатия, фазы запаздывания закрытия впускного клапана и продолжительности впуска, и др.

Для примера рис. 1 иллюстрируется выявленный расчетным путем характер протекания составляющих η_v в зависимости от частоты вращения коленчатого вала дизеля 4ЧН15/20,5, а также давлений наддувочного воздуха и газов на входе в турбину, в условиях комплектации двигателей различными типами турбокомпрессоров (рассмотрены условия работы дизеля по внешней скоростной характеристике). При испытаниях использовались одинаковые впускные коллекторы. Это обусловило необходимость применения для установки на коллектор ТКР-8,5 отдельной установочной проставки.

В табл. 2 применительно к номинальному режиму работы дизеля 4ЧН15/20,5 приведены численные значения коэффициента наполнения, полученные экспериментально, а также расчетным путем по уравнениям таблицы 1 и по предложенному (9). Численные значения η_v при проведении экспериментов определялись в соответствии с требованиями государственного стандарта [12]. Ограничение срока действия стандарта снято (Национальные стандарты. Указатель 2005. – М.: ИКП Издательство стандартов, 2005. – Т. 3. – С. 179).

Важным достоинством (9) является возможность с его помощью расчетным путем выявить влияние на η_v уже упоминавшихся факторов ($\Delta\eta_{v_{газ}}$, $\Delta\eta_{v_{под}}$, $\Delta\eta_{v_{рас}}$, $\Delta\eta_{v_{заб}}$, $\Delta\eta_{v_{доз}}$).

Таблица 2

Численные значения коэффициента наполнения, соответствующие номинальному режиму работы дизеля 4ЧН15/20,5

η_v по результатам измерений	Значения η_v , определенные по уравнениям в табл. 1 и по (9)								
	по № 1	по № 2	по № 3	по № 4	по № 5	по № 6	по № 7	по № 8	по (9)
0,910 (с ТКР-8,5)	0,878	0,925	0,925	0,897	0,889	0,886	0,895	0,877	0,886
0,901 (с ТКР-11НЗ)	0,891	0,906	0,905	0,904	0,904	0,891	0,909	0,892	0,890

Отклонение численных значений η_v , полученных по уравнениям, приведенным в таблице 1, с результатами эксперимента находятся в пределах от –3,6% до +1,7%.

Полученное по (9) значение η_v меньше определенного экспериментально на 2,64% (для дизеля 4ЧН15/20,5 с ТКР-8,5) и на 1,24% для дизеля 4ЧН15/20,5 с ТКР-11НЗ. Это обстоятельство указывает на правомерность использования, полученного авторами соотношения (9) для расчетно-теоретических исследований и оценки η_v на стадии предпроектных и проектных разработок поршневых двигателей.

Литература

1. Орлин, А.С. Краткий обзор деятельности кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», МВТУ 1906–1954 г.г. / А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов // Двигатели внутреннего сгорания: сб. статей. – М.: Машигиз, 1955. – 205 с.
2. Автомобильные двигатели: учебник / под ред. М.С. Ховаха. – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.
3. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы: учебник / под ред. Н.Х. Дьяченко. – 2-е изд. перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. 1974. – 552 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей: учебник / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания: учебник: в 3 кн. Кн. I. Теория рабочих процессов / под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высшая школа, 1995. – 368 с.

6. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов: учебник/ под ред. Б.А. Шароглазова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. – 382 с.
7. Портнов, Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия: теория, рабочий процесс и характеристики/ Д.А. Портнов. – М.: Машигиз, 1963. – 639 с.
8. Иванченко, Н.Н. Высокий наддув дизелей/ Н.Н. Иванченко, О.Г. Красовский, С.С. Соколов. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. – 198 с.
9. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: учебник / А.Э. Симсон, А.З. Хомич, А.А. Куриц и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1987. – 536 с.
10. Шароглазов, Б.А. Показатели оценки качества впускных каналов двигателей и их взаимосвязь/ Б.А. Шароглазов, В.А. Поваляев // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Тр. Междун. науч.-техн. конф. – Челябинск, 2006. – С. 237–241.
11. Поваляев, В.А. Определение коэффициента расхода впускных каналов тракторного дизеля/ В.А. Поваляев, В.М. Бунов // Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин: сб. науч. тр. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2002. – С. 47–51.
12. ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. М.: Изд-во стандартов, 1988. – 70 с.

Поступила в редакцию 21 мая 2008 г.

Шароглазов Борис Александрович. Доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки Российской Федерации, заведующий кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – исследование и моделирование процессов поршневых двигателей внутреннего сгорания и ДВС необычных схем.

Sharoglazov Boris Aleksandrovich. Dr.Sc. (Engineering), Professor, Honored Worker of Science of the Russian Federation, Head of the Internal Combustion Engines Department of the South Ural State University. Professional interests: research and modeling of the piston internal combustion engines processes and the nonstandart schemes of ICE.

Поваляев Валентин Александрович. Ведущий конструктор ООО «ГСКБ «ТРАНСДИЗЕЛЬ». Область научных интересов – процессы газообмена в двигателях внутреннего сгорания, управление газообменом.

Povalyaev Valentin Aleksandrovich. Chief Designer of the limited liability company «Main Specialized Engineering Department «TRANSDIESEL» (ООО «Golovnoe Specializirovannoe Konstruktorskoe Byuro «Transdisel»). Professional interests: gas exchange processes in the internal combustion engines, gas exchange control.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГУСЕНИЦ С ГРУНТОМ ПРИ НЕУСТАНОВИВШЕМСЯ ПОВОРОТЕ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

С.В. Кондаков, С.И. Черепанов

CATERPILLAR CHAINS AND GROUND INTERACTION MODELLING DURING UNSTABLE TURN OF THE HIGH-SPEED CATERPILLAR MACHINE

S.V. Kondakov, S.I. Cherepanov

Рассмотрены вопросы описания взаимодействия гусениц с грунтом в математической модели управляемого движения быстроходной гусеничной машины.

Ключевые слова: быстроходная гусеничная машина, трение гусениц о грунт, математическая модель, управляемость на границе заноса, гидростатическая передача, нелинейность характеристик.

The authors consider the problems of description of the caterpillar chains and ground interaction within the mathematical model of a high-speed caterpillar machine control movement.

Keywords: high-speed caterpillar machine, friction of caterpillar chains on the ground, mathematical model, controllability on the skidding verge, hydrostatic drive, nonlinearity of the characteristics.

Введение. Вопросы управляемого движения быстроходных гусеничных машин (БГМ) приобретают все большую актуальность в связи с ростом удельных мощностей двигателей, совершенствованием агрегатов механизмов поворота, применении в системах управления микропроцессорной техники. Для выработки алгоритмов управления движением перспективных и модернизируемых машин стала очевидной необходимость совершенствования известных моделей на основе: учета смещения полюсов поворота не только вдоль опорной поверхности гусеницы, но и поперек; отказа от принципа независимости действия не только продольной и поперечной составляющих сил трения, но и момента трения, возникающего при взаимодействии трущихся поверхностей одновременно с силой трения; увязки кинематических параметров криволинейного движения с координатами мгновенного центра поворота; определения всех силовых параметров поворота, а именно продольной и поперечной составляющих сил трения и момента трения, по координатам мгновенного центра поворота; учета анизотропности трения вдоль и поперек гусеничного трака; перераспределения нагрузки между бортами и опорными катками на одном борту вследствие действия инерционной силы при повороте; характера распределения нагрузки вдоль опорной поверхности гусеницы (равномерная или сосредоточенная).

Выдвинутая научная гипотеза о возможности движения в повороте с максимальной скоростью [16] требует соответствующего математического описания взаимодействия гусениц с грунтом, в том числе при нелинейности их характеристик. В связи с вышеизложенным, в статье приведен краткий обзор литературы, в том числе иностранных источников, в котором рассмотрены современные математические модели взаимодействия гусениц с грунтом, уточнена математическая модель управляемого движения БГМ на границе заноса, детально рассмотрены уравнений связи между кинематическими параметрами движения быстроходной гусеничной машины и смещением полюса поворота гусениц в продольном и поперечном направлениях.

1. Известные модели взаимодействия гусениц с грунтом. Взаимодействие гусениц с грунтом при установившемся повороте рассматривается в первую очередь при тяговом расчете тихоходных гусеничных машин. Известные модели этого взаимодействия основаны на работах В.И. Заславского [5], Е.Д. Львова [7], М.И. Медведева [9], А.О. Никитина [10, 11]. В этих работах

за коэффициент пропорциональности между поперечными реакциями грунта и нормальными нагрузками принят коэффициент сопротивления повороту, определяемый экспериментально. Коэффициент сопротивления μ зависит от характеристик грунта через максимальный коэффициент $\mu_{\max}$ и радиуса поворота R . Момент сопротивления и поперечная составляющая силы сопротивления повороту считаются независимым от продольной составляющей силы сопротивлению передвижению. Упомянутые модели не учитывают разницу взаимодействия трака с грунтом от его положения на опорной поверхности и скорости движения машины.

Авторы работ [3, 4, 14, 15], развивая теорию тягового расчета при повороте, для машин с относительно большой удельной мощностью проанализировали вход в поворот и выход из него, поворот на косогоре, на грунтах с различными свойствами. Выражение для момента сопротивления уточнено на основе учета влияния на него конструктивных особенностей гусеничных машин, уточнили, а принцип независимости действия сил и момента сопротивления при повороте сохранен.

Исследования, проведенные в [6, 8] позволили достоверно описать удельное давление гусениц на грунт (равномерное или сосредоточенное). Показано, что при числе опорных катков на одном борту равном шести и более можно считать распределение веса машины по площади опорной поверхности равномерным; рассмотрено влияние направления перемещения трака относительно грунта. Недостатком работ [6, 8] является не совсем корректное допущение о движении гусеничной машины по траектории небольшой кривизны и зависимости поперечной силы от величины перемещения лишь в пределах $0 \leq \sigma \leq \sigma_{\max}$, то есть при линейной зависимости $\mu(\alpha)$. Кроме того, использована модель Красненькова В.И., которая не позволяет учесть зависимость момента трения от сил сопротивления повороту, всегда присутствующий при связях с трением.

В статье Ф.А. Опейко [25] показано, что сила взаимодействия трака с грунтом зависит от величины и направления его перемещения относительно грунта, поскольку опорная поверхность трака имеет сложную форму и силы сопротивления его перемещению в продольном и поперечном направлениях не равны. Автор ввел понятие годографа коэффициента взаимодействия трака с грунтом μ .

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{\sqrt{\mu_x^2 \cdot \sin^2 \alpha + \mu_y^2 \cdot \cos^2 \alpha}}, \quad (1)$$

где μ_x и μ_y – значения коэффициентов взаимодействия трака с грунтом при перемещениях (раздельно) трака на величину σ в продольном и поперечном направлениях; α – угол между направлением смещения трака и продольной осью гусеничной машины.

Ф.А. Опейко экспериментально подтвердил наличие связи между продольной и поперечной составляющими силы трения трака о грунт, при этом трак перемещается по грунту хоть и под углом α , но все-таки по прямой. Заметим, что реальный процесс перемещения трака по грунту имеет более сложный характер – трак кроме прямолинейного движения постоянно поворачивается относительно мгновенного центра вращения.

Теория криволинейного движения гусеничных машин получила дальнейшее развитие в последующих работах Ф.А. Опейко, В.В. Гуськова и А.Ф. Опейко [1, 12], которые основаны на теории трения плоских поверхностей Н.Е. Жуковского. В теории трения плоских поверхностей, совершающих сложное относительное движение считается, что уравнения, описывающие продольную, поперечную составляющие сил, а также момент трения являются взаимосвязанной системой уравнений.

Главным преимуществом модели Ф.А. Опейко, является минимальное количество необходимых экспериментальных данных для подсчета продольной и поперечной составляющих силы трения и момента трения. Все перечисленные силовые факторы зависят только от координат мгновенного центра поворота.

2. Известные модели управляемого криволинейного движения БГМ. Для решения задач управляемого поворота БГМ необходима математическая модель движения быстроходной гусеничной машины, которая дает достоверную информацию о взаимодействии гусениц с грунтом и фиксирует необходимые для ее функционирования параметры, такие как координаты мгновенного центра поворота. Модели, приведенные в работах [3–7, 14, 18–23] не учитывают смещения полюса поворота в направлении поперек опорной поверхности гусениц. По теории трения Н.Е. Жуковского, Ф.А. Опейко в этом случае отсутствует буксование гусениц относительно грунта в

продольном направлении, что не соответствует реальному процессу, в указанных работах буксование задано через эмпирические зависимости. В той или иной степени применен принцип суперпозиций (независимости) действия сил и моментов при связях трением, что не соответствует теоретическим основам трения при вращении.

Модель криволинейного движения гусеничной машины, предложенная Бекетовым С.А. [17], основана на допущении о совпадении продольной оси гусеничной машины и касательной к траектории криволинейного движения, что не соответствует реальному процессу и не позволяет определить реальное положение машины при повороте.

В работах Академии национальной обороны Японии [18–22] движение гусеничной машины рассматривается в неподвижной системе координат, связанной с грунтом. Трение между гусеницей и грунтом считается анизотропным при движении по грунту и изотропным при движении по твердой поверхности. Коэффициент трения определяется в зависимости от коэффициента скольжения S : $\mu = \mu_{\max}(1 - e^{-ks})$, где $\mu_{\max}$ – максимальный коэффициент трения, k – экспериментальная постоянная. Эта модель позволяет исследовать равномерный поворот, учитывает взаимосвязь поперечной и продольной составляющих сил сопротивления, определенных экспериментально. Момент сопротивления определяется независимо от них.

В модели криволинейного движения гусеничной машины, разработанной Вискбургской экспериментальной станцией ВС США [22, 23], учтены составляющие центробежной силы по осям подвижной системы координат, направленные вдоль X и поперек Y корпуса машины, определены нагрузки сдвига по этим направлениям. Составляющие сил сопротивления определены экспериментально и не рассмотрено смещение полюса поворота в направлении Y , что является недостатком.

Таким образом, известные математические модели криволинейного движения БГМ не определяют координаты мгновенного центра поворота гусеницы относительно грунта, необходимые для вычисления сил и момента трения по теории Н.Е. Жуковского, которая в свою очередь позволяет отказаться от принципа суперпозиций сил и момента трения в контакте гусеницы и грунта.

3. Уточненная математическая модель управляемого движения быстроходной гусеничной машины. За основу описания взаимодействия гусениц с грунтом взята модель Ф.А. Опейко для случая анизотропного трения:

$$\begin{aligned} M(x, y) &= \iint_F \varphi_x(\xi, \eta, x, y) q(\xi, \eta) \frac{(y - \eta)^2}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} dF + \\ &+ \iint_F \varphi_y(\xi, \eta, x, y) q(\xi, \eta) \frac{(x - \xi)^2}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} dF; \\ T_x(x, y) &= - \iint_F \varphi_x(\xi, \eta, x, y) q(\xi, \eta) \frac{y - \eta}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} dF; \\ T_y(x, y) &= \iint_F \varphi_y(\xi, \eta, x, y) q(\xi, \eta) \frac{x - \xi}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} dF. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь ξ, η – текущие координаты элементарной площадки пластинки; $\varphi_x(\xi, \eta, x, y)$, $\varphi_y(\xi, \eta, x, y)$ – коэффициенты трения скольжения в точке ξ, η , связанные годографом; $q(\xi, \eta)$ – нормальное давление на площадке в точке ξ, η ; x, y – координаты центра вращения.

Сложность использования этой модели состоит, во-первых, в процедуре определения силовых факторов трения от координат мгновенного центра поворота (x, y) методом численного интегрирования по площади контакта трения, в силу чего модель Ф.А. Опейко долгое время не могла найти практического применения. Во-вторых, в определении самих координат мгновенного центра поворота в процессе численного интегрирования во времени при математическом моделировании криволинейного движения быстроходной гусеничной машины.

Современный уровень развития вычислительной техники позволяет достаточно просто определять интегралы по площади контакта F , входящие в правые части уравнений системы (2) с учетом переменности $\varphi_x(\xi, \eta, x, y)$, $\varphi_y(\xi, \eta, x, y)$ и $q(\xi, \eta)$ [24] на каждом шаге численного по

времени. Введение в динамическую модель управляемого криволинейного движения [16] модели анизотропного трения Ф.А. Опейко существенно расширяет ее возможности (рис. 1).

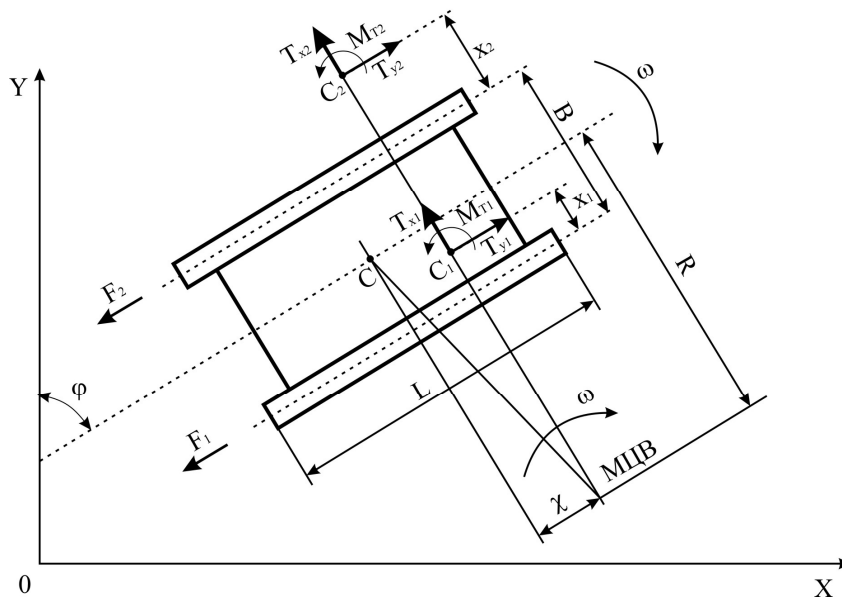


Рис. 1. Силовое взаимодействие гусеничной машины с грунтом

Координаты мгновенного центра поворота для системы уравнений (2) определяются в математической модели следующим образом. Скорость буксования отстающей и забегающей гусениц:

$$V_1 = V_{C1} - (V_{C\text{пр}} - \omega(B/2)), \quad (3)$$

$$V_2 = V_{C2} + (V_{C\text{пр}} + \omega(B/2)), \quad (4)$$

где $V_{C1} = \omega_{BK1} R_{BK}$ – относительная скорость перемещения гусеничного обвода отстающего борта относительно корпуса машины, она же линейная скорость полюса поворота для отстающего борта, ω_{BK1} – частота вращения ведущего колеса отстающего борта, R_{BK} – радиус ведущего колеса; $V_{C2} = \omega_{BK2} R_{BK}$ – то же для забегающего борта, $V_{C\text{пр}}$ – составляющая действительной скорости движения центра тяжести машины, направленная вдоль продольной оси, $\omega = d\varphi/dt$ – угловая скорость поворота машины, B – поперечная база машины.

На рис. 2 $V_{C\text{бок}}$ – боковая составляющая скорости центра тяжести. Поскольку гусеница не имеет свободы перемещения поперек корпуса, то $V_{C\text{бок}}$ и является скоростью скольжения корпуса относительно грунта в поперечном направлении.

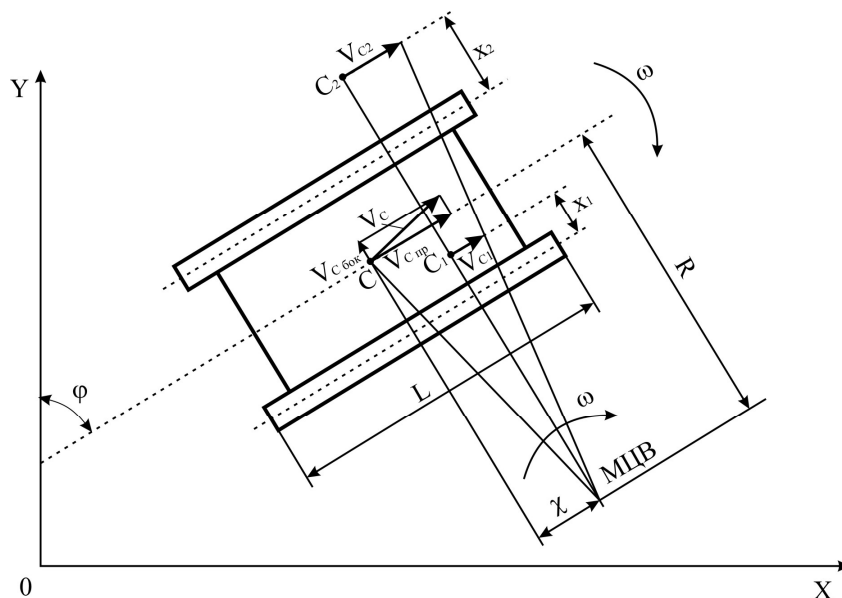


Рис. 2. Расчетная схема кинематических параметров поворота

Расчет и конструирование

Связь скоростей буксования или скольжения с координатами мгновенного центра поворота имеет вид: $x_1 = V_1 / \omega$; $x_2 = V_2 / \omega$; $y = V_{C_{бок}} / \omega$.

Для анизотропного трения справедливо применить годограф Ф.А. Опейко из работы [25], в которой угол α между осью машины и направлением действия результирующей силы трения определяется зависимостями: $\sin \alpha = V_1(V_1^2 + V_{C_{бок}}^2)^{-1/2}$; $\cos \alpha = V_{C_{бок}}(V_1^2 + V_{C_{бок}}^2)^{-1/2}$ для забегающего борта, аналогично для отстающего борта: $\sin \alpha = V_2(V_2^2 + V_{C_{бок}}^2)^{-1/2}$; $\cos \alpha = V_{C_{бок}}(V_2^2 + V_{C_{бок}}^2)^{-1/2}$. На рис. 2 α – угол между векторами V_c и $V_{пр}$.

Распределение веса вдоль опорной поверхности гусеницы $q(\zeta, \eta)$ задано с учетом продольной составляющей инерционной силы, а между бортами – с учетом поперечной составляющей инерционной силы.

Заключение

1. Использование модели взаимодействия гусениц с грунтом на основе теории трения Н.Е. Жуковского (применительно к гусеничным машинам Ф.А. Опейко) с учетом конструктивных особенностей траков гусениц и характеристик различных грунтов, позволяет достовернее описать процесс движения быстроходной гусеничной машины на границе заноса.

2. Уточнена математическая модель управляемого движения быстроходной гусеничной машины введением: анизотропии трения в описание взаимодействия гусениц с грунтом; неравномерности распределения веса по опорной поверхности гусениц и между бортами в повороте; уравнений связи между кинематическими параметрами поворота и координатами полюса поворота. В таком виде математическая модель соответствует задачам отработки алгоритмов автоматизированного управления трансмиссией и механизмом поворота БГМ с целью достижения максимальной средней скорости движения на криволинейных участках трассы по границе заноса.

Литература

1. Гуськов, В.В. Теория поворота гусеничных машин / В.В. Гуськов, А.Ф. Опейко. – М.: Машиностроение, 1984. – 332 с.
2. Держанский, В.Б. Критерии управляемости гусеничной машины и синтез оптимального управления: дис. ... д-ра техн. наук / В.Б. Держанский. – Курган, 1997. – 350 с.
3. Динамика быстроходного танка / А.А. Благоданов, С.Е. Бурцев, А.А. Дмитриев и др. – М.: Изд. АБТВ, 1968. – 505 с.
4. Забавников, Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Н.А. Забавников. – М.: Машиностроение, 1968. – 396 с.
5. Заславский, В.И. Краткий курс расчетов танков и их механизмов / В.И. Заславский. – М.: Госвоениздат, 1932. – 128 с.
6. Красеньков, В.И. Основы теории управляемости транспортных гусеничных машин / В.И. Красеньков. – М.: МВТУ им. Баумана, 1977. – 264 с.
7. Львов, Е.Д. Теория трактора / Е.Д. Львов. – М.: Машигиз, 1952. – 388 с.
8. Красеньков, В.И., Ловцов, Ю.И., Данилин А.Ф. Взаимодействие гусеничного движителя с грунтом // Труды МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1984. – № 411. – С. 108–130.
9. Медведев, М.И. Гусеничное зацепление тракторов / М.И. Медведев. – Киев: Машигиз, 1959. – 248 с.
10. Никитин, А.О. Коэффициент сопротивления μ и тяговый баланс танков при повороте / А.О. Никитин // Вестник танковой промышленности. – 1945. – № 4. – С. 1–8.
11. Никитин, А.О. О механизме поворота для тяжелого танка / А.О. Никитин // Вестник танковой промышленности, 1945. – № 5–6. – С. 4–9.
12. Опейко, Ф.А. Колесный и гусеничный ход / Ф.А. Опейко. – Минск: Изд. Академии сельскохозяйственных наук Белорусской ССР, 1960. – 228 с.
13. Позин, Б.М., Трояновская И.П. Кинематические соотношения при взаимодействии движителя с грунтом на повороте / Б.М. Позин, И.П. Трояновская // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение», 2005. – Вып. 7 – № 14 (54). – Челябинск: Изд. ЮУрГУ. – С. 93–96.
14. Сергеев, Л.В. Теория танка / Л.В. Сергеев. – М.: Изд. Академии бронетанковых войск, 1973. – 494 с.

15. Фаробин, Я.Е. Теория поворота транспортных машин / Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1970. – 212 с.
16. Кондаков, С.В. Обеспечение управляемости быстроходных гусеничных машин на переходных режимах криволинейного движения: монография. – 2-е изд., исправленное и дополненное / С.В. Кондаков. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. – 102 с.
17. Бекетов, С.А. Повышение средней скорости движения за счет улучшения управляемости: дис. ... канд. техн. Наук / С.А. Бекетов. – М.: ВА БТВ, 1992. – 139 с.
18. Kitano M. and Jyozaki H. A theoretical analysis of steerability of tracked vehicle. *Journal of terramechanics*, 1976, v.13, № 4, pp. 241–258.
19. Kitano M. and Kuma M. An analysis of horizontal plane motion of tracked vehicles. *Journal of terramechanics*, 1977, v.14, № 4, pp.211–226.
20. Kitano M. and Eiyo F. Study on transient steering characteristics of tracked vehicles. *JSAE Rev.* 90-96 (1985).
21. Kitano M., Watanabe K., Takaba Y. and Togo K. Lane-change maneuver of high speed tracked vehicles. *Journal of terramechanics*, 1988, v.25, № 2, pp. 91–102.
22. Baladi G.Y., Rohani B. A mathematical model of terrain-vehicle interaction for predicting the steering performance of track-laying vehicles. *Proc. 6-th ISTVS, Austria*, 1978, vol.III, pp. 959–990.
23. Baladi G.Y., Rohani B.. Analysis of steerability of tracked vehicles. Theoretical predictions vs field measurements. *Proc. 7-th ISTVS, Canada*, 1981, vol.III, pp. 1175–1220.
24. Сборник трудов ВА БТВ. – М.: ВА БТВ, 2005. – 110 с.
25. Опейко, Ф.А. Экспериментальное исследование анизотропного трения / А.Ф. Опейко // МИМЭСХ: Сб. научно-технических трудов. – М.: Советская наука, 1952. – С. 57–64.

Поступила в редакцию 13 мая 2008 г.

Кондаков Сергей Владимирович. Кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – теория движения, бесступенчатые передачи военных гусеничных машин.

Kondakov Sergey Vladimirovich. Cand.Sc. (Engineering), Associate Professor, Professor of the Special and Road Building Machines Department of the South Ural State University. Professional interests: theory of movement, continuous variable transmissions of the military caterpillar machines.

Черепанов Сергей Игнатьевич. Доцент кафедры «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – силовые установки, трансмиссии гусеничных машин.

Cherepanov Sergey Ignatievich. Associate Professor of the Special and Road Building Machines Department of the South Ural State University. Professional interests: power plants, transmissions of caterpillar machines.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ

И.Я. Березин, В.И. Костюченко, В.К. Халтурин

MAINTENANCE OF STRENGTH RELIABILITY OF THE ROAD-BUILDING MACHINES ON THE BASIS OF OPERATION PROCESS MODELING

I.J. Berezin, V.I. Kostuchenko, V.K. Halturin

Предложена методика прогнозирования прочностной надежности элементов несущих систем дорожно-строительных машин, включающая этапы моделирования рабочих процессов в условиях реальной эксплуатации, конечно-элементный анализ напряженного состояния деталей и моделирование процессов формирования усталостных повреждений.

Ключевые слова: математическая модель, промышленный трактор, натурные полевые испытания, корпус заднего моста, конечно-элементная модель, усталостная долговечность.

The method of forecasting of strength reliability of elements of the load-carrying systems of road-building machines is considered. It includes stages of operation processes modelling in conditions of real operation, the finite-element analysis of the detail tense condition and the modeling of processes of fatigue damages formation.

Keywords: simulator, industrial tractor, field tests on location, back axle frame, finite-element scheme, fatigue endurance.

Применяемые в настоящее время нормативные методы прочностных расчетов в большинстве случаев базируются на учете максимальных статических нагрузок и кратковременных характеристик прочности материалов. Очевидно, такой подход не отражает динамический характер нагружения, а также процессы накопления усталостных и износных повреждений деталей, преимущественно возникающих при эксплуатации мобильной техники. Применительно к дорожно-строительной технике предложен инженерный подход, при реализации которого в условиях, приближенных к реальным, в режиме непрерывного вычислительного мониторинга воспроизводится эксплуатация тракторных агрегатов различного назначения. Подход предусматривает последовательное выполнение следующих этапов:

- определение и анализ случайных процессов внешнего воздействия на рабочие органы и ходовую систему трактора, соответствующие видам и условиям выполняемых технологических операций;
- компьютерное моделирование работы тракторных агрегатов и определение силовых и кинематических процессов взаимодействия элементов конструкций;
- конечно-элементное моделирование полей напряжений и выявление потенциально опасных зон тяжелонагруженных узлов и деталей;
- моделирование процессов формирования усталостных, износных и других видов отказов с учетом случайного характера нагружения и конструкторско-технологических особенностей деталей;
- прогнозирование ресурса конструкций и, в случаях необходимости, корректировка исходных данных проекта с целью обеспечения требуемых показателей надежности.

Исследованиям динамического поведения тракторов и различных агрегатов на их базе посвящены многочисленные работы [1–4]. С учетом современного состояния вычислительных средств авторы разработали актуальную, более сложную математическую модель промышленно-

го трактора при работе в составе бульдозерно-рыхлительного агрегата (рис. 1), принципиальные особенности которой состоят в учете следующих факторов:

двухвходового внешнего воздействия в виде силового нагружения со стороны рабочего органа и кинематического со стороны случайного профиля дорожного полотна на ходовую систему;

особенностей полужесткой подвески, характерной для конструкций промышленных тракторов;

наличия экстремального буксования гусеничного движителя, являющегося неотъемлемой частью рабочих операций бульдозирования и рыхления;

компактного задания случайного внешнего воздействия на рабочие органы.

Система дифференциальных уравнений относительно обобщенных координат $X, Y_{np}, Y_{лев}, \varphi_{np}, \varphi_{лев}, \psi, \gamma_{np}$ и $\gamma_{лев}$, определяющих прямолинейное движение промышленного трактора с полужесткой подвеской при случайном воздействии со стороны рабочих органов и случайного микропрофиля, составлена с применением процедуры Лагранжа второго рода, уравнения движения вала дизеля и уравнения связи, определяющего режим экстремального буксования [2]:

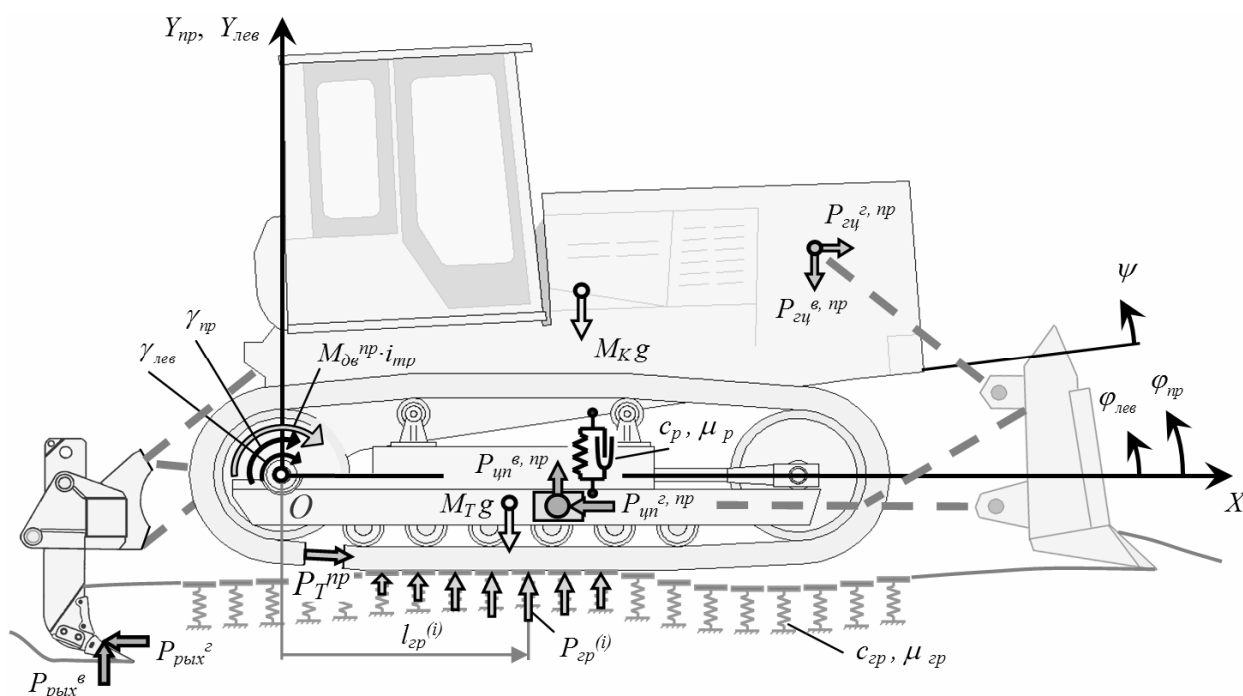


Рис. 1. Схема к математической модели промышленного трактора в составе бульдозерно-рыхлительного агрегата

$$\begin{aligned}
 (M_K + 2M_T) \ddot{X} &= P_T^{лев} + P_T^{нр} - (P_{цп}^c - P_{зц}^c); \\
 \left(\frac{1}{2}M_K + M_T\right) (\ddot{Y}_{лев} + g) + \frac{1}{2}M_T l_T \ddot{\varphi}_{лев} + \frac{1}{4}M_K l_K \ddot{\psi} &= F_{лев}; \\
 \left(\frac{1}{2}M_K + M_T\right) (\ddot{Y}_{нр} + g) + \frac{1}{2}M_T l_T \ddot{\varphi}_{нр} + \frac{1}{4}M_K l_K \ddot{\psi} &= F_{нр}; \\
 \frac{1}{4}M_T l_T (\ddot{Y}_{лев} + g) + \frac{1}{6}M_T l_T^2 \ddot{\varphi}_{лев} + \frac{1}{2}\mu_p l_p^2 (\dot{\varphi}_{лев} - \dot{\psi}) + \frac{1}{2}c_p l_p (\varphi_{лев} - \psi) + \frac{1}{2}c_p l_p a &= M_{лев}^{<1>}; \\
 \frac{1}{4}M_T l_T (\ddot{Y}_{нр} + g) + \frac{1}{6}M_T l_T^2 \ddot{\varphi}_{нр} + \frac{1}{2}\mu_p l_p^2 (\dot{\varphi}_{нр} - \dot{\psi}) + \frac{1}{2}c_p l_p (\varphi_{нр} - \psi) + \frac{1}{2}c_p l_p a &= M_{нр}^{<1>}; \\
 \frac{1}{2}M_K l_K \left(\frac{\ddot{Y}_{лев} + \ddot{Y}_{нр}}{2} + g\right) + \frac{1}{3}M_K l_K^2 \ddot{\psi} - \mu_p l_p^2 \left(\frac{\dot{\varphi}_{лев} + \dot{\varphi}_{нр}}{2} - \dot{\psi}\right) &=
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$-c_P l_P^2 \left(\frac{\varphi_{лев} + \varphi_{np}}{2} - \psi \right) - c_P l_P a = M^{<2>} ;$$

$$J_{\dot{\omega}_{\partial\partial}} \dot{\omega}_{\partial\partial} = M_{\partial\partial}^{лев} + M_{\partial\partial}^{np} - (P_T^{лев} + P_T^{np}) \frac{r_{вк}}{i_{np}} ;$$

$$\frac{(\dot{\gamma}_{лев} + \dot{\gamma}_{np}) r_{вк} - 2 \dot{X}}{(\dot{\gamma}_{лев} + \dot{\gamma}_{np}) r_{вк}} = 1 - \left(1 - \frac{j_{кр}}{j_{кр \max}} \right)^{0,15} ,$$

где $F_{лев} = P_{цп}^{лев} - P_{цп}^{лев} + \sum_i P_{зр,лев}^{(i)}$,

$$F_{np} = P_{цп}^{np} - P_{цп}^{np} + \sum_i P_{зр,np}^{(i)} ,$$

$$M_{лев}^{<1>} = P_{цп}^{лев} x_{цп} + P_{цп}^{лев} y_{цп} + \sum_i P_{зр,лев}^{(i)} l_{зр}^{(i)} ,$$

$$M_{np}^{<1>} = P_{цп}^{np} x_{цп} + P_{цп}^{np} y_{цп} + \sum_i P_{зр,np}^{(i)} l_{зр}^{(i)} ,$$

$$M^{<2>} = -(P_{цп}^{лев} + P_{цп}^{np}) x_{цп} - (P_{цп}^{лев} + P_{цп}^{np}) y_{цп} + (P_T^{лев} + P_T^{np}) r_{вк} - (M_{\partial\partial}^{лев} + M_{\partial\partial}^{np}) i_{np} ,$$

$\omega_{\partial\partial}$ – угловая скорость вращения вала дизеля; i_{np} – передаточное число трансмиссии на первой передаче; a – статический прогиб поперечной балки под действием веса корпуса; $j_{кр}$ – коэффициент сцепления по тяговому усилию на крюке; $j_{кр \max}$ – максимальный коэффициент сцепления по тяговому усилию на крюке.

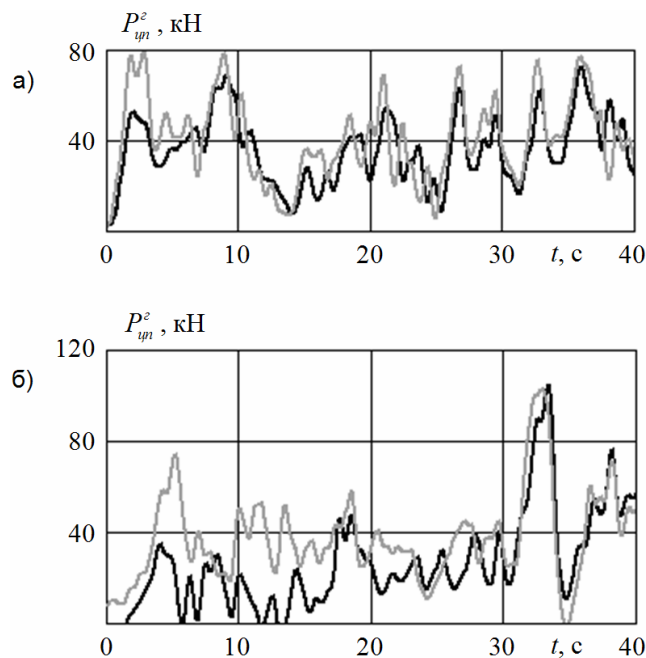


Рис. 2. Фрагменты осциллограмм процессов изменения горизонтальных усилий, действующих на правую (—) и левую (---) цапфы при разработке суглинка (а) и разборного каменистого грунта (б)

Этапу моделирования процессов реальной эксплуатации тракторных агрегатов предшествовали натурные полевые испытания бульдозерно-рыхлительного агрегата, в ходе которых осуществлялась непрерывная регистрация случайных процессов изменения вертикальных и горизонтальных усилий, действующих на корпус трактора со стороны шарниров гидроцилиндров $P_{цп}$ и цапф толкающих брусьев $P_{цп}$ (рис. 1).

Характерные осциллограммы усилий, действующих на цапфы, при работе бульдозера на суглинке (6–9 ударов по ударнику ДорНИИ) и на разборном каменистом грунте в карьере показаны на рис. 2. На каждом рабочем цикле бульдозерного агрегата можно выделить три участка: набор, перемещение призмы и откат. В дальнейшем при оценке усталостной долговечности элементов конструкции в расчет закладываются только участки набора и перемещения призмы, поскольку именно они играют основную роль в накоплении усталостных повреждений.

Статистической обработкой случайных процессов обосновано допущение об их стационарности и эргодичности. Спектральные плотности процессов (рис. 3) указывают на то, что их основная мощность сосредоточена в узкой низкочастотной области в интервале 0...10 рад/с. Отмеченное объясняется наличием в процессах постоянных составляющих, обусловленных резанием грунта и перемещением призмы, а также низкочастотным (1,5...4 рад/с) управляющим воздействием со стороны водителя по выглублению и

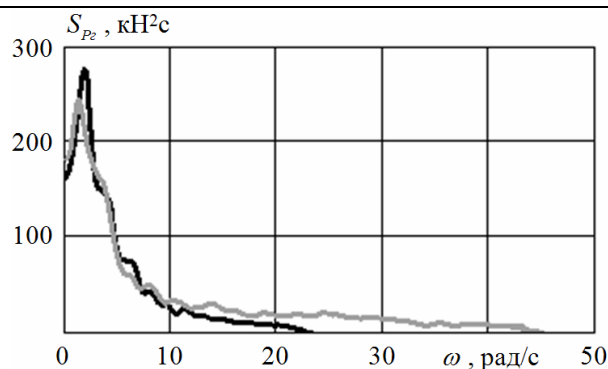


Рис. 3. Спектральные плотности процессов изменения суммарного горизонтального усилия, действующего на корпус трактора при разработке суглинка (—) и разборного каменистого грунта (---)

заглублению отвала с целью исключения из технологического процесса остановки трактора, вызванного экстремальным буксованием.

В результате численного решения системы существенно нелинейных уравнений (1) определены случайные процессы изменения всех обобщенных координат во времени. В последующем эти процессы применяются для определения усилий, воспринимаемых разнообразными деталями и узлами несущей системы трактора, подлежащими расчетному анализу.

При проектировании новых и модернизации существующих образцов техники происходит совершенствование конструкции трактора, что вызывает необходимость повторного проведения экспериментальных исследований.

В связи с этим предложено задавать входные случайные процессы в виде усилий, действующих не на корпус трактора, а на рабочий орган в форме виртуального случайного вектора равнодействующей нагрузки. На рис. 4 приведена схема бульдозерного оборудования и комплекс, действующих на корпус трактора сил, регистрация которых осуществлялась во время эксперимента: $R_1^H, R_1^H, \dots, R_5^H, R_5^H$.

Отвал воспринимает усилия со стороны обрабатываемого грунта, равнодействующая этих

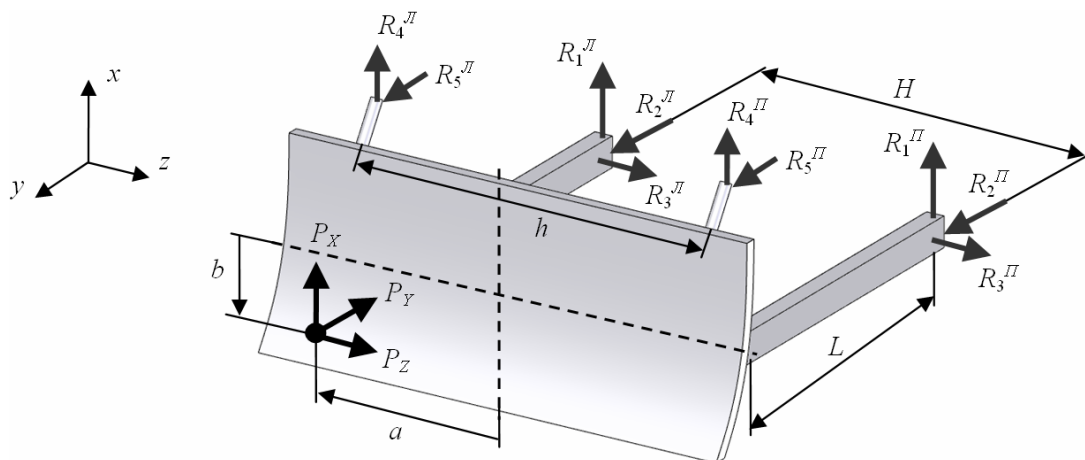


Рис. 4. Схема бульдозерного оборудования

сил представляет собой случайную нагрузку с тремя составляющими P_x, P_y, P_z и случайными во времени координатами точки приложения a и b . Из условий статического равновесия отвала получена система уравнений, связывающих компоненты P_x, P_y, P_z и две координаты a, b с реакциями в цапфах и пальцах гидроцилиндров:

$$\begin{aligned} P_x &= -(R_1^H + R_1^H + R_4^H + R_4^H); \\ P_y &= R_2^H + R_2^H + R_5^H + R_5^H; \\ P_z &= -(R_3^H + R_3^H); \\ a &= -\frac{\frac{H}{2}(R_2^H - R_2^H) + \frac{h}{2}(R_5^H - R_5^H) + L(R_3^H + R_3^H)}{R_2^H + R_2^H + R_5^H + R_5^H}; \\ b &= -\frac{L(R_1^H + R_1^H)}{R_2^H + R_2^H + R_5^H + R_5^H}. \end{aligned} \quad (2)$$

Расчет и конструирование

Обоснование возможности применения предложенного подхода выполнено путем сравнения результатов, полученных для двух различных схем приложения нагрузок: непосредственно к корпусу трактора через цапфы и штоки гидроцилиндров и в виде виртуального вектора через отвал. На рис. 5 представлены спектральные плотности и гистограммы мгновенных значений процессов изменения нагрузки на балансирную балку трактора со стороны корпуса. Сопоставление

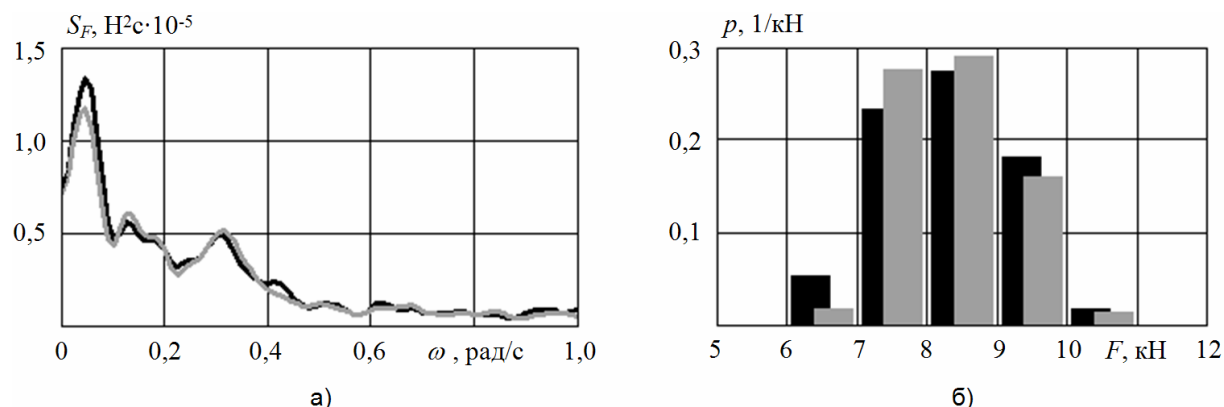


Рис. 5. Сравнение спектральных плотностей (а) и гистограмм мгновенных значений (б) процесса изменения нагрузки на поперечную балку, полученного приложением нагрузки к корпусу (—) и отвалу (—) бульдозера

приведенных результатов указывает на их хорошую сходимость. Таким образом, становится возможным по измеренным во время эксперимента нагрузкам определять обобщенные характеристики внешнего воздействия в виде случайных процессов изменения компонентов вектора. Это позволяет задавать внешнее воздействие на рабочий орган более компактным и универсальным, независимым от изменений конструкции трактора, способом.

Следующим этапом в решении задач прочностной надежности становится определение случайных процессов изменения напряжений в исследуемых деталях несущей системы трактора. В качестве иллюстрации рассматриваются наиболее нагруженные элементы несущей системы промышленного трактора Т10: рама и балансирная балка, выполненные в виде сварных конструкций сложной формы. На рис. 6 показаны внешний вид рамы трактора (а) и поле напряжений в верхнем листе корпуса бортовых фрикционов (б), вызванных нагрузками со стороны ходовой части при работе трактора в транспортном режиме.

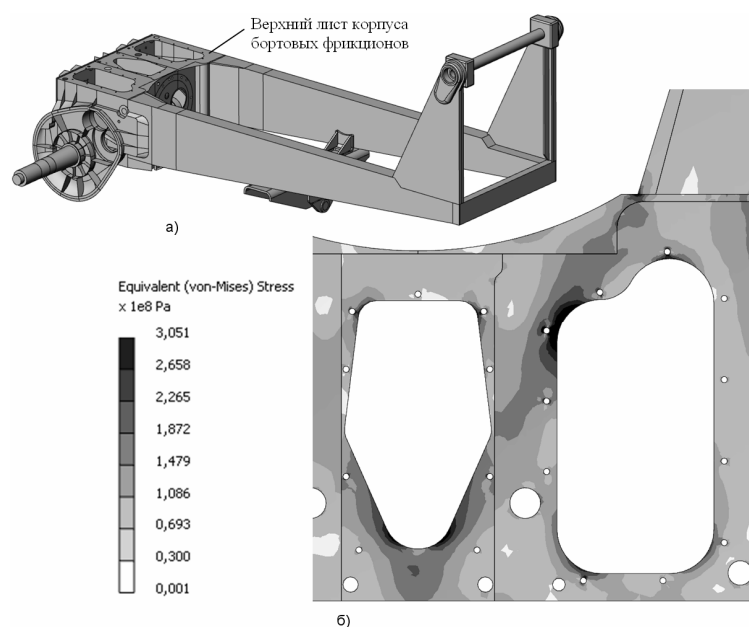


Рис. 6. Внешний вид рамы промышленного трактора Т10 (а); фрагмент поля напряжений в верхнем листе корпуса бортовых фрикционов (б)

Анализ поля напряжений, полученного методом конечных элементов, свидетельствует о достаточно большой нагруженности верхнего листа, что подтверждается случаями обнаружения усталостных трещин в наиболее напряженных зонах. На рис. 7 показана картина поля напряжений в балансирной балке, которая позволяет выявить потенциально опасные зоны конструкции (а, б). Процессы изменения напряжений в этих зонах во времени могут быть получены расчетным путем методом коэффициентов влияния (рис. 7, в).

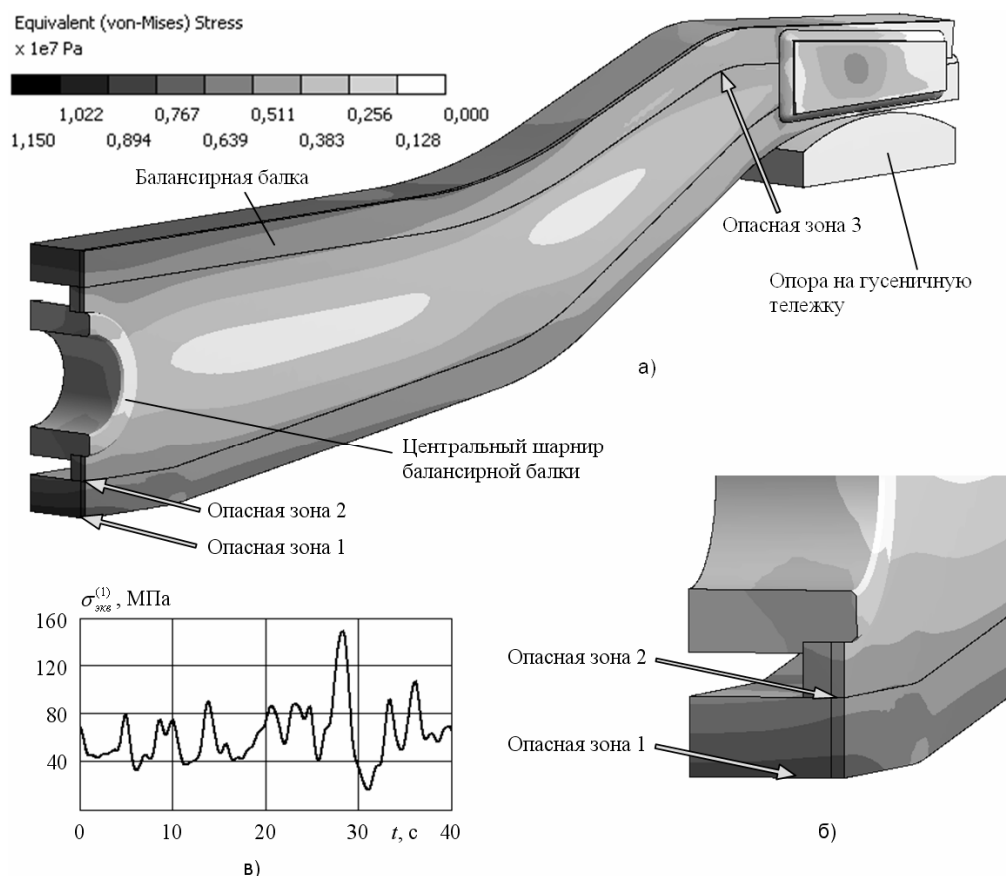


Рис. 7. Поле эквивалентных напряжений в балансирной балке (а); поле эквивалентных напряжений в опасных зонах в центральной части балки (б); фрагмент расчетной осциллограммы процесса изменения эквивалентных напряжений в опасной зоне 1 (в)

Оценка ресурса поперечной балки выполнена по критерию усталостной долговечности, с учетом случайного характера нагружения и рассеяния усталостных свойств. В расчетах учтены факторы, снижающие характеристики усталостной прочности, в частности, концентрация напряжений, наличие зон термического влияния в сварных швах и другие конструкторско-технологические факторы.

Переход от случайного процесса изменения напряжений (рис. 7, в) к схематизированному нерегулярному симметричному гармоническому процессу осуществлен по методу полных циклов («дождя»). Плотность распределения амплитуд схематизированного процесса соответствует усеченному распределению Релея с параметрами $u_0 = -8,5$ МПа и $\alpha = 12,4$ МПа.

Расчет усталостной долговечности выполнен с использованием скорректированной гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений; оценки математического ожидания и среднеквадратического отклонения долговечности по моменту зарождения микротрещин определяется по выражениям [5]:

$$T_{cp} = \frac{a_p N_G \sigma_{-1D}^m}{\sum_{i=1}^k v_i \sigma_{ai}^m}; \quad \sigma_{lg T} = 0,43 v_{\sigma_{-1D}},$$

Расчет и конструирование

где σ_{-1D} , N_G , m – предел выносливости детали, базовое число циклов и параметр наклона кривой выносливости; a_p – корректирующий коэффициент, зависящий от соотношения параметров нагружения; $v_{\sigma_{-1D}}$ – коэффициент вариации предела выносливости детали.

На рис. 8 приведена расчетная функция вероятностей безотказной работы балансирной балки бульдозерного агрегата, из которой следует, что гамма-процентный ресурс, соответствующий вероятности 0,8, составляет $T_{\gamma=0,8} = 17\,000$ моточасов ($\lg T_{\gamma=0,8} = 4,23$). С учетом непроизводительных затрат времени ресурс поперечной балки составляет 6–8 лет эксплуатации бульдозерного агрегата при работе в условиях каменного карьера.

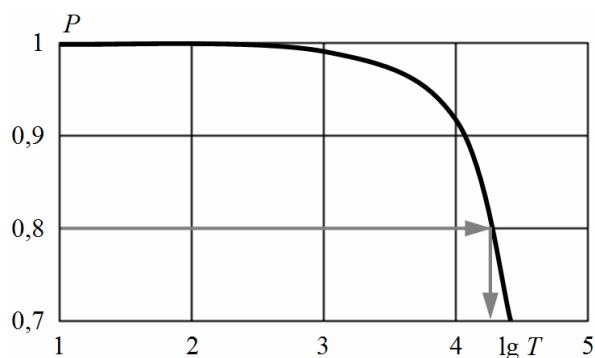


Рис. 8. Функция вероятностей безотказной работы

Приведенные в статье результаты можно рассматривать как практическую реализацию инженерного подхода, позволяющего на ранних стадиях проектирования новых и модернизации существующих изделий прогнозировать и управлять надежностью ответственных элементов ходовых и несущих систем промышленных тракторов.

Литература

1. Барский, И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
2. Гинзбург, Ю.В. Промышленные тракторы / Ю.В. Гинзбург, А.И. Швед, А.П. Парфенов. – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.
3. Кутьков, Г.М. Тяговая динамика тракторов / Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.
4. Лурье, А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов / А.Б. Лурье. – М.: Колос, 1981. – 382 с.
5. Когаев, В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В.П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1993. – 364 с.

Поступила в редакцию 1 июня 2008 г.

Березин Игорь Яковлевич. Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – динамика связанных нелинейных систем при нестационарном многопараметрическом случайном воздействии, компьютерное моделирование эксплуатационной нагруженности и прогнозирование прочностной надежности транспортных машин.

Berezin Igor Yakovlevich. Dr.Sc. (Engineering), Professor, Professor of the Applied Mechanics, Dynamics and Strength of Machines Department of the South Ural State University. Professional interests: dynamics of coupled nonlinear systems during non-stationary multivariate random input, computer simulation technique of the operation loading and forecasting of the strength reliability of transport machines.

Костюченко Валерий Иванович. Кандидат технических наук, начальник испытательного центра ОАО «Челябинский тракторный завод». Профессор кафедры «Автомобили» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – исследования рабочих процессов промышленных тракторов, оптимизация параметров тяговых характеристик.

Kostuchenko Valery Ivanovich. Cand.Sc. (Engineering), Head of the Test Center of the open joint stock company «Chelyabinsk Tractor Plant» (ispytatelny centr ОАО «Chelyabinsky Traktorny Zavod»). Professor of the Motor Cars Department of the South Ural State University. Professional interests: analysis of the industrial tractors operating processes, parameter optimization of the towing performances.

Халтурин Виктор Константинович. Аспирант кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – динамика связанных нелинейных систем при нестационарном многопараметрическом случайном воздействии, компьютерное моделирование эксплуатационной нагруженности и прогнозирование прочностной надежности транспортных машин.

Halturin Victor Konstantinovich. Post-Graduate Student of the Applied Mechanics, Dynamics and Strength of Machines Department of the South Ural State University. Professional interests: dynamics of coupled nonlinear systems during non-stationary multivariate random input, computer simulation technique of operation loading and forecasting of the strength reliability of transport machines.

СОВМЕЩЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ И ЭЛЕКТРОТРАНСМИССИИ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА

С.В. Кондаков, А.Е. Новосельский

COMBINATION OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE CHARACTERISTICS AND THE ELECTRIC TRANSMISSIONS OF AN INDUSTRIAL TRACTOR

S.V. Kondakov, A.E. Novoselsky

Предлагается методика совмещения характеристик двигателя внутреннего сгорания и электрической трансмиссии постоянного тока промышленного дизель-электрического трактора, обеспечивающая получение максимальной производительности дорожно-строительного агрегата на базе этого трактора.

Ключевые слова: Промышленный трактор, дорожно-строительный агрегат, электрическая трансмиссия, двигатель внутреннего сгорания, производительность, скоростная характеристика, передаточное число.

The combination system of the internal combustion engine characteristics and the electric transmission of direct current of an industrial diesel-electric tractor providing production of the maximum capacity of the road-building unit on the basis of this tractor is offered.

Keywords: industrial tractor, road-building unit, electric transmission, internal combustion engine, capacity, speed ability, gear-ratio.

Условия работы промышленных тракторов, как базы дорожно-строительных агрегатов, характеризуются: резким изменением внешних нагрузок, требующих соответствующих изменений тяговых усилий и скоростей движения; цикличностью технологического процесса, особенностью которого является чередование в каждом цикле рабочих ходов с холостыми откатами; повышенным динамическим режимом и вибрацией, особенно при работе на тяжелых и мерзлых грунтах; эксплуатацией в разнообразных климатических условиях, в частности при особо низких температурах.

Указанные особенности условий работы промышленного трактора показывают, что для него особенно важное значение приобретают возможность автоматического регулирования тяговых усилий и скоростей движений в широком диапазоне, возможность легкого и простого управления моторно-трансмиссионной установкой [1, 2]. Это достигается применением прогрессивных электрических трансмиссий (ЭТ), осуществляющих относительную стабилизацию режима двигателя внутреннего сгорания (ДВС) на номинальной мощности и непрерывное изменение тягового усилия и скорости движения трактора в широких пределах. Тракторный агрегат приспосабливается к действующим на него внешним нагрузкам, при этом обеспечивается высокая степень использования мощности ДВС.

На промышленном тракторе с ЭТ труд водителя значительно облегчается за счет устранения его от процесса управления режимами работы трансмиссии при изменении нагрузки и исключения случаев перегрузки и заглохания ДВС.

Обобщенным техническим критерием оценки эффективности промышленного трактора, как базы дорожно-строительного агрегата, является его эксплуатационная производительность [1]. Известно, что указанный критерий есть функция трех групп показателей: технической производительности, надежности и организационных факторов. В процессе проектирования конструктор непосредственно влияет на первые две независимые друг от друга группы показателей, причем техническая производительность трактора напрямую зависит от правильного выбора его основ-

ных параметров. Приведенные удельные затраты, определяемые эксплуатационной производительностью, помимо первых двух групп показателей, определяются организационными факторами, воздействие на которые конструктором ограничены. Таким образом, за частный критерий оценки эффективности промышленного трактора, определяемый проектировщиком, может быть принята его техническая производительность.

Тягово-скоростные показатели характеризуют потребительские свойства промышленного трактора и наряду с другими эксплуатационными показателями влияют на техническую производительность агрегата на базе этого трактора. В связи с модернизацией промышленного дизель-электрического трактора ДЭТ-250М2 производства ООО «Челябинский тракторный завод – УРАЛТРАК», разработкой и выпуском новой модели трактора – ДЭТ-320 с установкой на него более мощного дизельного двигателя ЯМЗ-7511.10-18 производства ОАО «АВТОДИЗЕЛЬ» возникают предпосылки повышения тягово-скоростных показателей этих тракторов путем рационального совмещения характеристик ДВС и ЭТ. Основным способом повышения технической производительности землеройного агрегата авторами предлагается внесение изменений именно в параметры моторно-трансмиссионной установки трактора, к которым относится выходная характеристика моторно-трансмиссионного блока, обуславливаемая номинальной мощностью ДВС, характеристикой бесступенчатой трансформаторной установки (силовой генератор – тяговый электродвигатель) и способом совмещения трансформирующего блока и приводного двигателя. Все остальные характеристики, такие как конструкция и параметры рабочего оборудования, вес трактора и агрегата на его базе, тип движителя, вид и состояние грунта и т. д., влияющие на тягово-скоростные показатели, остаются неизменными. В этом случае за частный критерий оценки эффективности землеройного агрегата на базе промышленного дизель-электрического трактора может быть принят удельный показатель – коэффициент производительности k_n , зависящий, при прочих равных условиях, только от параметров трактора и определяющий производительность тракторного агрегата [4].

С этих позиций авторами разработана методика рационального совмещения характеристик ДВС и ЭТ промышленного дизель-электрического трактора, направленная на достижение максимальной производительности дорожно-строительного агрегата на базе этого трактора и обеспечение максимального значения средней выходной мощности моторно-трансмиссионной установки.

Рассмотрим результаты применения методики при совмещении характеристик двигателей В-31М2 и ЯМЗ-7511.10-18, используемых на промышленных дизель-электрических тракторах, с нагружающими характеристиками ЭТ этих тракторов.

ДВС и ЭТ постоянного тока по системе генератор-электродвигатель, соединенные в единый рабочий агрегат, образуют силовую установку промышленного трактора (рис. 1).

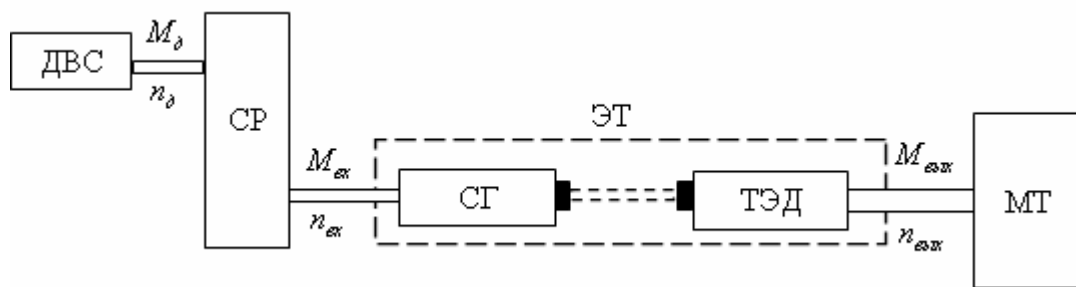


Рис. 1. Силовая установка промышленного трактора

Для получения различных точек совместной работы двигателя В-31М2 и ЭТ выбирается ряд передаточных отношений повышающего согласующего редуктора привода силового генератора в пределах $0,6 \leq i_{cp} \leq 0,707$ с учетом к.п.д. согласующего редуктора $\eta_{cp} = 0,99$ (пара косозубых цилиндрических шестерен). Для каждого передаточного отношения согласующего редуктора строится график совместной работы двигателя и ЭТ. Для примера на рис. 2 представлен график совместной работы двигателя В-31М2 и ЭТ с согласующим редуктором, передаточное отношение которого $i_{cp} = 0,707$.

После нахождения координат точек совместной работы ДВС и ЭТ известным способом [2] определяется выходная характеристика силовой установки трактора в виде зависимости крутящего момента на выходе ЭТ от частоты вращения выходного вала $M_{вых} = \varphi(n_{вых})$.

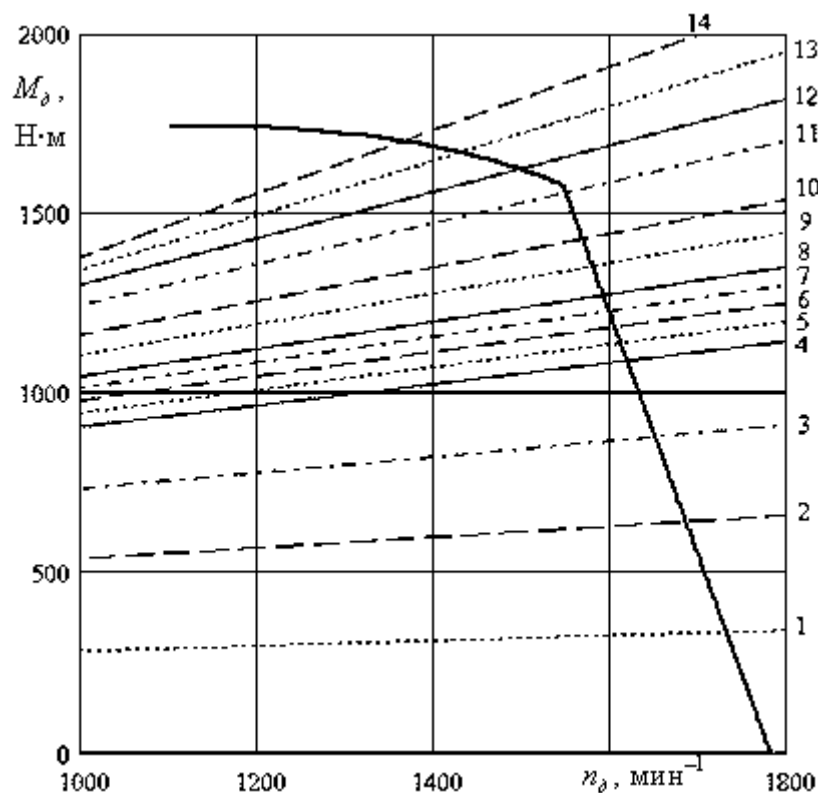


Рис. 2. График совместной работы двигателя В-31М2 и ЭТ с согласующим редуктором $i_{cp} = 0,707$

В ходе лабораторно-полевых испытаний [3] при выполнении трактором бульдозерных работ по разработке траншей в суглинистом грунте II–III категорий плотности на рабочем режиме (I передача) получен статистический ряд значений частоты вращения выходного вала ЭТ и построена его графическая интерпретация – гистограмма плотности распределения f частоты вращения тягового электродвигателя (рис. 3).

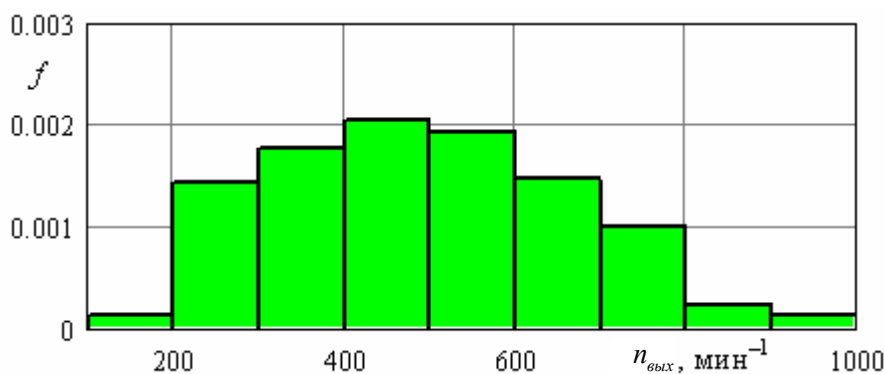


Рис. 3. Плотность распределения f частоты вращения тягового электродвигателя

Для определения аппроксимирующего закона распределения частоты вращения тягового электродвигателя (выравнивания статистического ряда) по экспериментальным данным определены начальный и четыре центральных момента, описывающих свойства распределения случайной величины. Проверка нулевой гипотезы (соответствия аппроксимирующей кривой и полученного эмпирического распределения) проводилась при помощи критерия согласия Пирсона χ^2 . В ходе сглаживания статистических данных распределения случайной величины установлено, что частота вращения вала тягового электродвигателя распределена по одномодальному асимметричному закону, описываемому двумя числовыми характеристиками: математическим ожидани-

ем $\bar{n}_{вых} = 486 \text{ мин}^{-1}$ и средним квадратическим отклонением $\sigma = 158,4 \text{ мин}^{-1}$. После определения выходной характеристики силовой установки трактора и плотности распределения вероятности частоты вращения вала тягового электродвигателя $\varphi(n_{вых})$ определяется средняя мощность на выходном валу ЭТ:

$$\bar{N}_{вых} = \int_{n_{вых}^{\min}}^{n_{вых}^{\max}} [M_{вых} = \varphi(n_{вых})] \cdot f(n_{вых}) \cdot dn_{вых},$$

где $n_{вых}^{\max}$, $n_{вых}^{\min}$ – соответственно, максимальная и минимальная расчетные частоты вращения выходного вала ЭТ трактора, мин^{-1} .

Рассчитанные подобным образом значения средних мощностей на выходном элементе ЭТ для всего диапазона передаточных отношений согласующего редуктора привода силового генератора приведены в табл. 1 и на рис. 4. Совокупность найденных решений аппроксимирована квадратической параболой $\bar{N}(i_{cp}) = a \cdot i_{cp}^2 + b \cdot i_{cp} + c$, где $a = -2,686 \cdot 10^3$, $b = -3,414 \cdot 10^3$, $c = -888,84$.

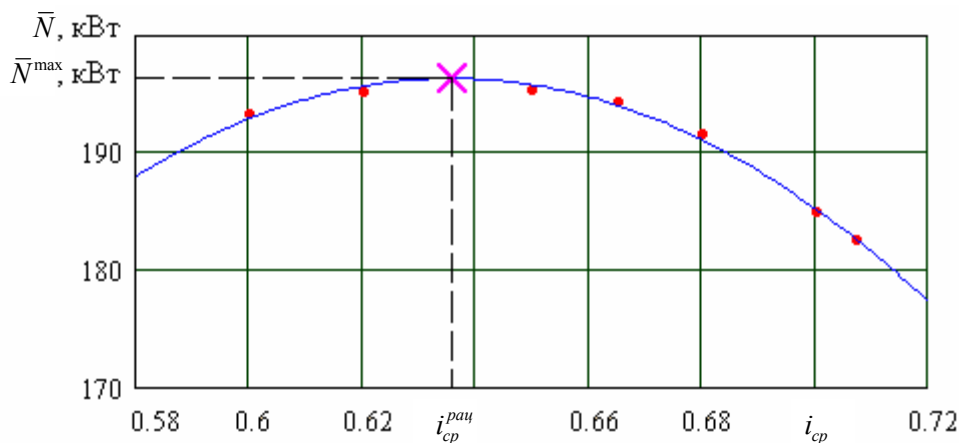


Рис. 4. Зависимость средней мощности на выходном элементе ЭТ от передаточного отношения согласующего редуктора

Таблица 1

Зависимость средней выходной мощности ЭТ от передаточного отношения согласующего редуктора

$i_{\bar{n}d}$	0,600	0,620	0,650	0,665	0,680	0,700	0,707
$\bar{N}$, кВт	193,2	195,2	195,3	194,3	191,6	184,9	182,5

Методом квадратичного программирования, когда целевая функция квадратична, а ограничения – линейные равенства и неравенства ($0,6 \leq i_{cp} \leq 0,707$), определено максимальное значение средней выходной мощности ЭТ, которая для электропривода трактора с дизелем В-31М2 $\bar{N}^{\max} = 196 \text{ кВт}$ обеспечивается при установке в силовую передачу согласующего редуктора привода силового генератора с передаточным отношением $i_{cp}^{pac} = 0,636$.

Рациональное совмещение характеристик двигателей ЯМЗ-7511.10-18 с перенастроенной на ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» топливной аппаратурой и без регулировок топливного насоса двигателя с нагружающими характеристиками ЭТ проведено аналогичным образом. Полученные результаты сведены в табл. 2.

Полученный запас выходной мощности ЭТ реализован в тяговую мощность землеройного агрегата при оптимальных расчетных значениях тяговых усилий трактора, обеспечивающих его максимальную техническую производительность.

Для оценки тягово-скоростных качеств промышленных дизель-электрических тракторов с рационально совмещенными характеристиками ДВС и ЭТ построены их тяговые характеристики, определен коэффициент производительности k_n тракторного агрегата в каждой точке выходной

Расчет и конструирование

характеристики моторно-трансмиссионной установки трактора. Его зависимость от развиваемого удельного крюкового тягового усилия определяется выражением:

$$k_n = \frac{\varphi_{кр} \cdot V_{xx}}{1 + \frac{(\varphi_{кр} + f_a) \cdot V_{xx}}{\frac{N_T}{G_a} \cdot \eta_M \cdot c_p \cdot (1 - \delta)}},$$

где $\varphi_{кр}$ – удельное крюковое тяговое усилие тракторного агрегата; V_{xx} – скорость холостого хода; N_T – тяговая мощность; G_a – вес; f_a – коэффициент сопротивления движению; η_M – механический к.п.д. силовой передачи и гусеничного зацепления; c_p – коэффициент потери скорости рабочего хода; δ – буксование гусеничного движителя.

Таблица 2

Результаты рационального совмещения характеристик ДВС и ЭТ промышленных дизель-электрических тракторов ДЭТ-250М2 и ДЭТ-320

Параметры совмещения	Трактор ДЭТ-250М2 с двигателем В-31М2		Трактор ДЭТ-320 с двигателем ЯМЗ-7511.10-18 (с перенастроенной топливной аппаратурой)		Трактор ДЭТ-320 с двигателем ЯМЗ-7511.10-18	
	i_{cp}	$\bar{N}_{max}$, кВт	i_{cp}	$\bar{N}_{max}$, кВт	i_{cp}	$\bar{N}_{max}$, кВт
Существующие	0,707	182,5	0,806	170,4	0,806	207,4
Расчетные	0,636	196,0	0,690	199,0	0,734	214,0

После этого определен максимум полученной функциональной зависимости $k_n(\varphi_{кр})$, и искомое удельное тяговое усилие, обеспечивающее максимальную производительность тракторному агрегату.

Изменяя передаточное число механической части трансмиссии i_{mpl} на рабочей передаче в достаточно широком диапазоне ($i_{mpl}=20...90$), для каждого его значения определен максимальный коэффициент производительности и соответствующее ему удельное тяговое усилие.

По полученным данным сделан вывод о том, что для промышленного дизель-электрического трактора с ЭТ существуют оптимальные расчетные тяговые усилия (передаточные числа механической части трансмиссии), обеспечивающие максимальную производительность землеройному агрегату, и достаточно широкая область расчетных удельных тяговых усилий $\varphi_{кр,расч}$, внутри которой производительность практически не меняется. После изменения передаточного числа механической части трансмиссии со значения $i_{mpl} = 33,273$ на $i_{mpl} = 50$ можно ожидать повышение коэффициента производительности землеройного агрегата на базе трактора ДЭТ-250М2 с рационально совмещенными характеристиками ДВС и ЭТ на 8 % по сравнению с существующей конструкцией.

Аналогичным образом проведен выбор удельных тяговых усилий, обеспечивающих максимум технической производительности бульдозерно-рыхлительному агрегату на базе трактора ДЭТ-320 с дизельным двигателем ЯМЗ-7511.10-18.

Таким образом, для совершенствования конструктивных параметров моторно-трансмиссионной установки промышленного дизель-электрического трактора, авторы рекомендуют следующее:

1. Установить на трактор ДЭТ-250М2 согласующий редуктор привода силового генератора с передаточным отношением $i_{cp} = 0,636$. Это позволит получить значение средней выходной мощности моторно-трансмиссионной установки $\bar{N}_{вых} = 196$ кВт, что на 7,4 % больше этого же показателя существующей конструкции трактора, а реализация этого запаса мощности в тяговую мощность с повышением удельного тягового усилия (передаточного числа механической части трансмиссии) ведет к росту производительности землеройного агрегата на 8 %.

2. Модернизировать промышленный дизель-электрический трактор ДЭТ-320 путем применения дизельного двигателя ЯМЗ-7511.10-18 и рационального совмещения его характеристик с нагружающими характеристиками ЭТ, что позволит повысить среднюю выходную мощность моторно-трансмиссионной установки на 17,3 % по сравнению с существующей конструкцией моторно-трансмиссионной установки трактора ДЭТ-250М2, а реализация этого запаса мощности в тяговую мощность с повышением удельного тягового усилия приведет к увеличению производительности землеройного агрегата на 14 %.

Литература

1. Гинзбург, Ю.В. Промышленные тракторы / Ю.В. Гинзбург. – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.
2. Исаков, П.П. Электромеханические трансмиссии гусеничных тракторов / П.П. Исаков. – Л.: Машиностроение, 1981. – 302 с.
3. Бондарь, В.Н. Испытания бульдозерно-рыхлительного агрегата на базе трактора ДЭТ-320 / В.Н. Бондарь, Г.П. Мицын, А.Е. Новосельский // Строительные и дорожные машины, 2005. – № 11. – С. 12–15.
4. Позин, Б.М. Вопросы методологии в теории тяговой характеристики трактора: монография / Б.М. Позин. – Челябинск: Изд-во ЧГАУ, 2006. – 123 с.

Поступила в редакцию 18 апреля 2008 г.

Кондаков Сергей Владимирович. Кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – теория движения, бесступенчатые передачи военных гусеничных машин.

Kondakov Sergey Vladimirovich. Cand. Sc. (Engineering), Associate Professor, Professor of the Special and Road-Building Machines Department of the South Ural State University. Professional interests: theory of movement, continuous variable transmission of military caterpillar vehicles.

Новосельский Алексей Евгеньевич. Ассистент кафедры «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета, научный сотрудник открытого акционерного общества «Научно-исследовательский институт автотракторной техники» (ОАО «НИИ АТТ»). Область научных интересов – силовые установки промышленных тракторов, бесступенчатые передачи автотракторной техники.

Novoselsky Aleksey Evgenievich. Assistant of the Special and Road-Building Machines Department of the South Ural State University, Scientific Researcher of the open joint-stock company Scientific Research Institute of Automotive Engineering (ОАО «Nauchno-Issledovatel'sky Institut Avtotraktornoy Tekhniki» (ОАО «НИИ АТТ»)). Professional interests: power plants of industrial tractors, continuous variable transmission of automotive engineering.

ВЛИЯНИЕ СОСТАВА ДВУХКОМПОНЕНТНОГО ТОПЛИВА НА ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В ДВИГАТЕЛЕ С ОБЪЕМНЫМ САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ

В.Г. Камалтдинов, Е.В. Абелиович

INFLUENCE OF THE BINARY FUEL ON THE COMBUSTION PROCESS IN THE ENGINE WITH VOLUMETRIC AUTOIGNITION CAUSED BY COMPRESSION

V.G. Kamaltdinov, E.V. Abeliovich

Разработана модель процесса сгорания двухкомпонентного топлива, в которой отдельно описываются процессы сгорания для каждого компонента, протекающие одновременно по законам химической кинетики с переменными энергиями активации. Выполнены расчеты рабочего цикла двигателя с воспламенением гомогенного заряда от сжатия при использовании в качестве топлива смеси диметилового эфира и метана. Проанализировано флегматизирующее влияние метана на способность к самовоспламенению диметилового эфира.

Ключевые слова: моделирование, HCCI двигатель, гомогенный заряд, двухкомпонентное топливо, энергия активации, закон Аррениуса, объемное самовоспламенение, процесс сгорания.

Model of the binary fuel combustion process in which combustion processes for each component are described separately has been developed. Both processes occur simultaneously according to the laws of chemical kinetics using variable activation energies. HCCI engine cycle calculations fueled with the dimethyl ether and methane mixture were carried out. Phlegmatic influence of methane on the autoignition capability of the dimethyl ether was analyzed.

Keywords: modeling, HCCI engine, homogeneous charge, binary fuel, activation energy, Arrhenius law, volumetric autoignition, combustion process.

Введение. Одними из наиболее перспективных и интенсивно развивающихся типов поршневых двигателей являются двигатели с самовоспламенением гомогенного заряда от сжатия (двигатели с HCCI процессом или HCCI двигатели). Основными достоинствами этих двигателей являются:

- малое содержание в выхлопных газах окислов азота и сажи за счет низкотемпературного и полного сгорания топлива;
- высокий термический КПД за счет одновременного выделения теплоты во всей камере сгорания;
- возможность использования альтернативных видов топлив и их многокомпонентных смесей.

Интерес к HCCI процессу за рубежом появился в конце 70-х годов прошлого века. С того времени проведено большое количество экспериментальных и теоретических исследований. По их результатам определены основные проблемы, препятствующие внедрению HCCI процессов в практику двигателестроения. На первое место поставлена проблема управления процессом сгорания. Для поиска путей ее решения учеными всего мира применяются методы физического и математического моделирования, основанные на однозональных и многозональных моделях процесса сгорания с детальными кинетическими схемами реакций окисления топлива. Модели такого типа позволяют рассчитывать процесс сгорания с учетом многочисленных факторов, влияющих на его протекание, и получить величины всех показателей рабочего цикла двигателей (индикаторных, экологических и др.) [1].

Практическим результатом работ стал выпуск легковых автомобилей Saturn Aura, Opel Vectra и Mercedes-Benz F700 с двигателями, работающими по НСЦИ процессу [2, 3].

1. Моделирование процесса сгорания в НСЦИ двигателях. В отечественных публикациях при расчетах процесса сгорания в НСЦИ двигателях, в отличие от обычных двигателей, где закон выгорания, как правило, задается по И.И. Вибе, за основу принимается закон Аррениуса, и рассматриваются различные кинетические схемы сгорания топлива, например, метановоздушной смеси [4].

Однако наибольший интерес для применения в двигателях с НСЦИ процессом представляет смесевое топливо, состоящее из природного газа (99 % метан и 1 % примеси) и диметилового эфира (ДМЭ). В этом топливе метан является основным носителем энергии, а ДМЭ облегчает воспламенение в силу своих специфических свойств, определяемых наличием кислорода в молекуле ДМЭ. Основные известные физико-химические параметры этих топлив (молекулярная масса μ , молярная теплоемкость при постоянном давлении в зависимости от температуры $\mu C_p(T)$, низшая теплотворная способность H_u и соотношение углерода С, водорода Н и кислорода О в составе молекул) приведены в табл. 1.

Для моделирования процесса сгорания такого двухкомпонентного топлива, кинетическая схема горения которого значительно сложнее, в работе [5] установлена взаимосвязь эффективной энергии активации с цетановым числом смесевое топлива. При очевидной простоте такого подхода нельзя не заметить, что цетановое число по своей сути определяет лишь характеристики воспламенения топлива, а не механизм его сгорания. Поэтому при одном и том же цетановом числе смесевое топлива возможен различный характер протекания основной фазы сгорания.

Таблица 1

Физико-химические параметры компонентов топлива

Компонент топлива	μ , г/моль	$\mu C_p(T)$, Дж/(моль К)	H_u , кДж/кг	С/Н/О
Диметиловый эфир	46,069	$16,18 + 183,9 \cdot T \cdot 10^{-3} - 58,7 \cdot T^2 \cdot 10^{-6}$	28 875	0,5214 / 0,1313 / 0,3473
Метан	16,043	$14,32 + 74,66 \cdot T \cdot 10^{-3} - 17,43 \cdot T^2 \cdot 10^{-6}$	50 065	0,7487 / 0,2513 / 0

Так как «большинство моделей предсказывают более высокую динамику нарастания давления в основной фазе рабочего процесса, чем это наблюдается в экспериментах», для учета особенностей процесса сгорания предлагается коррекция «кинетических коэффициентов в зависимости от концентрации конечных продуктов реакции» сгорания [6].

На наш взгляд для этой цели предпочтительнее применять переменную условную энергию активации, которая в момент воспламенения соответствует механизму процесса окисления при низких температурах, а по мере развития процесса сгорания эта энергия увеличивается (в первом приближении по линейному закону) и принимает значения, соответствующие механизму процесса окисления при высоких температурах. В предлагаемой модели процесса сгорания для каждого компонента топлива принята следующая зависимость текущего значения условной энергии активации от температуры сгорания:

$$E_y = E_{yH} + \frac{E_{yK} - E_{yH}}{T_{\max} - T_{\min}} \cdot (T_{cz} - T_{\min}),$$

где E_{yH} , E_{yK} – условные энергии активации в начале и конце сгорания соответственно; $T_{\min}$, $T_{\max}$, T_{cz} – минимальная (начальная), максимальная и текущая температуры сгорания соответственно.

При моделировании процесса сгорания двухкомпонентного топлива в НСЦИ двигателе в работе [7] за основу принята модель процесса сгорания, основанная на уравнениях химической кинетики и учитывающая динамику изменения параметров рабочего тела. Отличительной особенностью этой модели является применение условной продолжительности реакции окисления группы активных молекул топлива, энергия которых больше условной энергии активации согласно закону Аррениуса. Эта продолжительность определяется с использованием концентраций

Расчет и конструирование

молекул топлива, кислорода и инертных составляющих рабочего тела, а также кинетических коэффициентов, индивидуальных для каждого конкретного топлива.

При таком подходе отпадает необходимость применения, как это делается в работе [6], переменного по времени шага, обусловленная значительным возрастанием скорости реакций в течение процесса горения. Проведенная ранее серия расчетов рабочего цикла НСЦИ двигателя, работающего отдельно на ДМЭ и метане, и сопоставление их результатов с экспериментальными позволили определить для каждого из топлив все необходимые параметры, описывающие механизм процесса их сгорания [7].

Поскольку кинетика процесса сгорания двухкомпонентного топлива, состоящего из относительно легко воспламеняющегося ДМЭ и трудно воспламеняющегося природного газа (практически чистого метана), значительно сложнее, чем для каждого компонента, а взаимное их влияние в условиях ДВС практически неизвестно, сначала были проанализированы известные результаты экспериментальных и теоретических исследований других авторов.

2. Анализ экспериментальных данных. Наиболее известны экспериментальные данные, полученные при исследованиях двигателя производства Yanmar Co. Ltd (диаметр цилиндра – 0,092 м, ход поршня – 0,096 м, степень сжатия – 17,7) на постоянной частоте вращения коленчатого вала 960 мин⁻¹ при различном составе двухкомпонентного топлива [8], на которые ориентируются при верификации расчетных моделей многие авторы [5, 6, 9 и др.]. Коэффициенты избытка воздуха ($\alpha_{\text{ДМЭ}}$, $\alpha_{\text{СН}_4}$) [8] и количества молекул ($Z_{\text{ДМЭ}}$, $Z_{\text{СН}_4}$) ДМЭ и метана на исследованных режимах приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры топливно-воздушной смеси на экспериментальных режимах работы ДВС с самовоспламенением гомогенного заряда от сжатия

№ режима работы	$\alpha_{\text{ДМЭ}}$	$\alpha_{\text{СН}_4}$	$Z_{\text{ДМЭ}} \cdot 10^{-20}$	$Z_{\text{СН}_4} \cdot 10^{-20}$	$\frac{Z_{\text{СН}_4}}{Z_{\text{ДМЭ}}}$
1	6,5	7,1	1,251	1,718	1,373
2	10,3	7,1	0,7921	1,724	2,176
3	14,7	7,1	0,5552	1,725	3,107
4	11,9	4,0	0,6783	3,028	4,464
5	14,3	4,0	0,5631	3,021	5,365
6	15,5	4,0	0,5189	3,016	5,812

Экспериментальные кривые давления [8], которые анализировались с позиции взаимного влияния каждого компонента на процессы самовоспламенения и сгорания для соответствующих режимов, приведены на рис. 1.

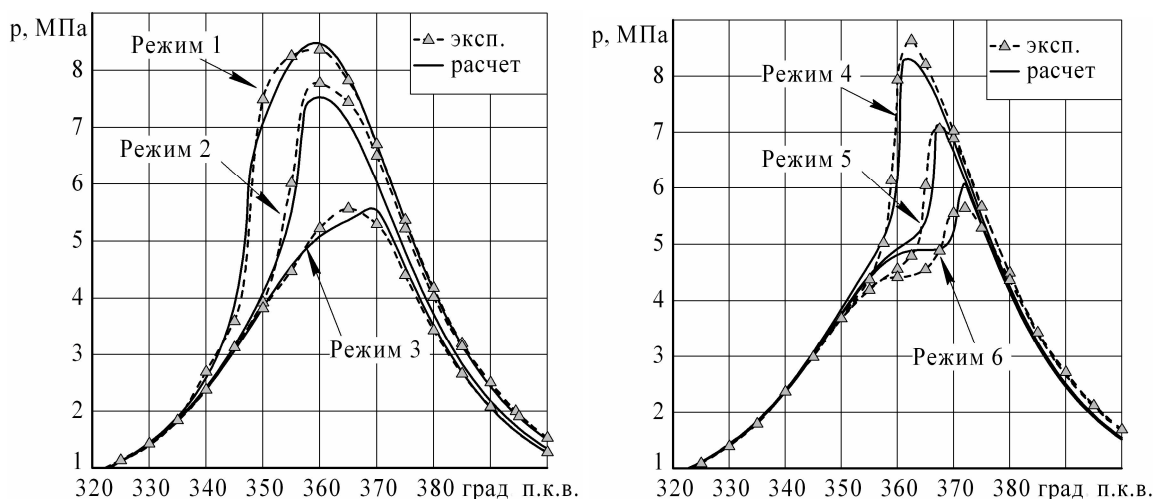


Рис. 1. Экспериментальные [8] и расчетные кривые давления в цилиндре НСЦИ двигателя производства Yanmar Co. Ltd на соответствующих режимах

При большом содержании ДМЭ в составе двухкомпонентного топлива (режим №1) резкое нарастание давления в цилиндре начинается очень рано (при 345 град п.к.в.), и максимальное давление сгорания превышает 8,3 МПа. Уменьшение подачи ДМЭ на 36,7 % (режим №2) приводит к тому, что сгорание начинается при ~350 град п.к.в. и происходит значительно медленнее. Уменьшение подачи ДМЭ на 55,6 % (режим №3) приводит к медленному повышению давления всего до 5,5 – 5,6 МПа с невыраженным отрывом линии сгорания от линии сжатия.

Аналогичное влияние величины подачи ДМЭ на процессы воспламенения и сгорания проявляется и при повышенных подачах метана (режимы №4–6). Например, при уменьшении подачи ДМЭ всего на 23,5 % (на режиме №6) по сравнению с режимом №4 начало сгорания смещается с 353 град п.к.в. почти на 10 град п.к.в. При этом максимальное давление сгорания снижается с 8,6 МПа до 5,6 МПа. Скорее всего, это вызвано большим флегматизирующим эффектом увеличенной подачи метана по сравнению с режимами №1–3.

В то же время повышенная подача самого метана интенсифицирует процессы самовоспламенения и сгорания. Например, из сравнения графиков для режимов №3 и №5 видно, что при почти постоянной подаче ДМЭ увеличение подачи метана в ~1,75 раза обеспечило интенсивное сгорание на режиме №5.

Проведенный анализ экспериментальных данных показал, что наличие метана в составе двухкомпонентного топлива снижает способность к самовоспламенению ДМЭ; происходит блокирование перехода низкотемпературного воспламенения ДМЭ в высокотемпературную стадию. По-видимому, молекулы метана нарушают кинетику окисления ДМЭ, и в результате снижается положительный эффект наличия атома кислорода в молекуле ДМЭ, причем чем в большей пропорции присутствует метан, тем сильнее он оказывает тормозящее действие на воспламенение ДМЭ.

3. Модель процесса сгорания. Ориентируясь на приведенный анализ результатов экспериментальных исследований, модель процесса сгорания была доработана применительно к двухкомпонентному топливу. В ней применен метод разделения реагирующей смеси на два условно отдельных объема для каждого из топлив, но с общими давлениями и температурами, схема которого приведена на рис. 2.

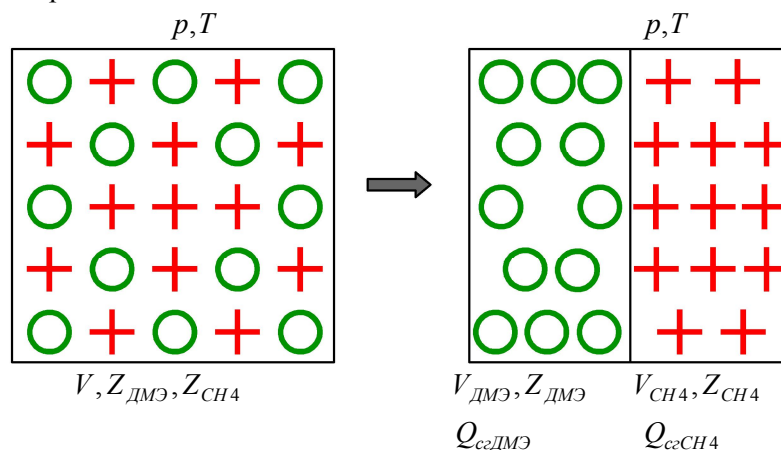


Рис. 2. Схема условного разделения смеси на отдельные объемы для ДМЭ и метана: $V, V_{ДМЭ}, V_{CH4}$ – объемы (общий, занимаемые ДМЭ и метаном соответственно); $Z_{ДМЭ}, Z_{CH4}$ – количества молекул ДМЭ и метана соответственно; $Q_{сгДМЭ}, Q_{сгCH4}$ – количества теплоты, выделяющиеся при сгорании ДМЭ и метана соответственно

Разделение общего объема смеси производится пропорционально количеству молекул каждого компонента топлива:

$$V_{ДМЭ} = \frac{Z_{ДМЭ}}{Z_{ДМЭ} + Z_{CH4}} \cdot V; \quad V_{CH4} = \frac{Z_{CH4}}{Z_{ДМЭ} + Z_{CH4}} \cdot V.$$

Расчет и конструирование

Общий кислород воздуха Z_{O_2} , находящийся в объеме V , делится для каждого из объемов в той же пропорции, что и объем: на $Z_{O_2DMЭ}$ для сгорания ДМЭ и $Z_{O_2CH_4}$ для сгорания метана. Таким образом

$$Z_{O_2DMЭ} = Z_{O_2} \cdot \frac{Z_{DMЭ}}{Z_{DMЭ} + Z_{CH_4}}; \quad Z_{O_2CH_4} = Z_{O_2} \cdot \frac{Z_{CH_4}}{Z_{DMЭ} + Z_{CH_4}}.$$

Взаимосвязь и взаимовлияние первого и второго объемов осуществляется через общие давление и температуру. В модели принимается, что в каждом из объемов одновременно происходят независимые процессы сгорания по законам химической кинетики с различными скоростями в соответствии с принятыми ранее кинетическими коэффициентами, индивидуальными для ДМЭ и метана. На каждом шаге расчета указанное разделение уточняется по мере изменения количеств молекул каждого из реагирующих веществ.

Суммарное количество теплоты, выделившееся при сгорании обоих топлив на шаге расчета, определяемое по выражению $Q_{сг} = Q_{сгDMЭ} + Q_{сгCH_4}$, расходуется на изменение внутренней энергии рабочего тела и совершение работы.

На основании выявленного эффекта тормозящего действия метана на самовоспламенение ДМЭ произведена корректировка его способности к самовоспламенению через увеличение условной начальной энергии активации. Так как окисление топлива происходит на молекулярном уровне, флегматизирующий эффект учитывался через соотношение количеств молекул ДМЭ и метана на каждом режиме работы (табл. 2). Чем большее количество молекул метана приходится на каждую молекулу ДМЭ, тем больше увеличивается условная начальная энергия активации ДМЭ (рис. 3). Для приведенных режимов работы НССИ двигателя на рисунке отмечены величины условной начальной энергии активации ДМЭ.

Эта зависимость является монотонной, несмотря на то, что на режимах №4–6 подача метана в ~1,75 раза больше, чем на режимах №1–№3. Характер зависимости подтверждает оправданность принятого предположения, что наиболее важным является не количество одного или другого углеводорода, а их соотношение. Остальные параметры, полученные ранее для однокомпонентных топлив (метана и ДМЭ), включая энергии активации метана, в расчетах принимались неизменными. Температура свежего заряда на впуске принималась постоянной и равной 340 К, температура поверхности внутрицилиндрового пространства – в диапазоне 480–525 К в зависимости от величин температуры и давления в цилиндре двигателя.

Расчетные кривые давления для рассмотренных режимов работы НССИ двигателя приведены на рис. 1. При сравнении полученных кривых с результатами экспериментальных исследований видно, что расчетные кривые давления в цилиндре двигателя с двухкомпонентным топливом адекватно отражают изменение параметров топливоподачи.

4. Анализ влияния на процессы самовоспламенения и сгорания компонентов топлива.

Разработанная модель процесса сгорания позволяет анализировать вклад в общий процесс сгорания любого из двух отдельных компонентов топлива. При этом в расчетах термодинамики рабочего цикла участвуют все параметры каждого топлива. Исключение тепловыделения одного из компонентов, то есть блокирование его горения, производится за счет увеличения в десятки раз его условной начальной энергии активации. Таким образом установлено, что блокирование горения метана на режиме №1 практически не влияет на момент воспламенения ДМЭ, скорость и полноту его выгорания. Но максимальное давление сгорания при этом составляет 6,8 МПа (рис. 4).

При блокировании горения метана на режиме №2 характер процесса сгорания ДМЭ изменяется незначительно, но максимальное давление сгорания составляет всего 5,6 МПа (см. рис. 4).

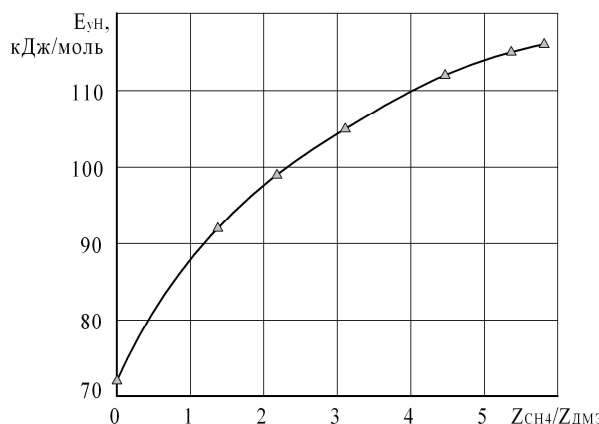


Рис. 3. Зависимость величины условной начальной энергии активации ДМЭ от отношения количеств молекул метана к количеству молекул ДМЭ

Столь большая разница в максимальных давлениях обусловлена меньшей на 36,7 % подачей ДМЭ на этом режиме. При блокировании горения метана на остальных исследованных режимах (№3–6) сгорание малого количества подаваемого ДМЭ ($\alpha_{\text{ДМЭ}} = 11,9 - 15,5$) незначительно увеличивает давление в цилиндре двигателя по сравнению с режимом прокрутки без сгорания.

Блокирование горения активного воспламеняющего компонента – ДМЭ на режимах №1–3 приводит к резкому замедлению и растягиванию процесса сгорания поданного метана. Максимальная доля его выгорания составляет 0,11–0,13 в зависимости от температуры поверхности камеры сгорания. При увеличении подачи метана в ~1,75 раза (на режимах №4–6) процессы его самовоспламенения происходят значительно активнее, что приводит к увеличению доли его выгорания до уровня 0,16–0,67 (при блокировании горения ДМЭ).

5. Анализ влияния на процессы самовоспламенения и сгорания условной начальной энергии активации ДМЭ. Проведенные расчетные эксперименты показали, что рабочие циклы на режимах №1–2 при относительно небольшой подаче метана ($\alpha_{\text{CH}_4} = 7,1$) и повышенных подачах ДМЭ отличаются устойчивым воспламенением и управляемостью процессом горения, что определяется в основном характером выгорания ДМЭ. Рабочий цикл на режиме №1 при большом избытке ДМЭ ($\alpha_{\text{ДМЭ}} = 6,5$) легко воспроизводится расчетом, так как процесс сгорания здесь начинается рано, и ДМЭ выгорает быстро (до 350 град п.к.в.). Отклонение условной начальной энергии активации ДМЭ ($E_{\text{yH(ДМЭ)}}$) от величины, рекомендуемой по графику на рис. 3, на ± 2 кДж/моль мало трансформирует индикаторную диаграмму давления (см. рис. 4).

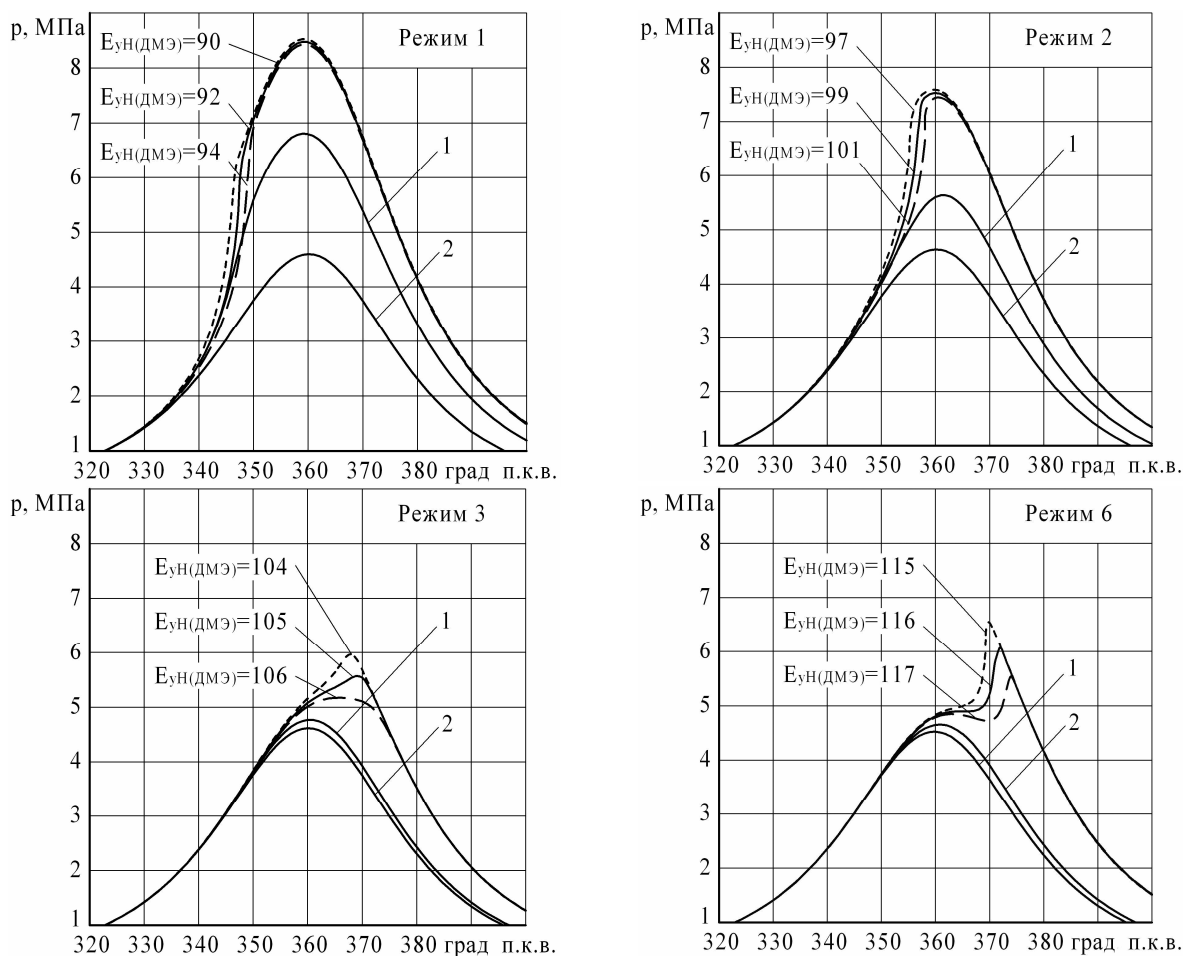


Рис. 4. Расчетные кривые давления в цилиндре HCCI двигателя производства Yanmar Co. Ltd при различных условных начальных энергиях активации ДМЭ ($E_{\text{yH(ДМЭ)}}$): 1, 2 – блокирование горения метана или ДМЭ соответственно при исходных начальных энергиях активации ДМЭ согласно рис. 3

Когда подача ДМЭ уменьшена на 36,7 % (режим №2, $\alpha_{\text{ДМЭ}} = 10,3$), изменение $E_{\text{yH(ДМЭ)}}$ от рекомендуемой величины на ± 2 кДж/моль уже заметно влияет на характер его сгорания и макси-

Расчет и конструирование

мальную скорость нарастания давления в цилиндре (см. рис. 4). При уменьшенной на 55,6 % подаче ДМЭ (режим №3, $\alpha_{\text{ДМЭ}} = 14,7$) небольшое его количество легко флегматизируется метаном, и изменение $E_{\text{yH(ДМЭ)}}$ от рекомендуемой величины всего на ± 1 кДж/моль приводит к существенному изменению формы индикаторной диаграммы и максимального давления сгорания (см. рис. 4).

Из приведенного анализа следует, что чем большее количество молекул метана приходится на каждую молекулу ДМЭ, тем более чувствителен процесс сгорания к отклонению $E_{\text{yH(ДМЭ)}}$ от величины, рекомендуемой по графику на рис. 3.

При большой подаче метана (около $8 \cdot 10^{-6}$ кг, $\alpha_{\text{CH}_4} = 4$) эта закономерность более выраженная, как при средней подаче ДМЭ (режим №4, $\alpha_{\text{ДМЭ}} = 11,9$), так и при малой подаче (режим №6, $\alpha_{\text{ДМЭ}} = 15,5$). Рабочий цикл на режиме №6 наиболее сложно воспроизводится расчетом, так как отличается поздним и вялым сгоранием из-за самой малой подачи ДМЭ. Отклонение $E_{\text{yH(ДМЭ)}}$ на этом режиме от рекомендуемой величины всего на ± 1 кДж/моль существенно изменяет угол начала сгорания, скорость нарастания давления, величину и угловое положение максимального давления сгорания (см. рис. 4). Таким образом, несмотря на большую подачу метана, он не только сам плохо воспламеняется, но и флегматизирует небольшое количество ДМЭ, что в результате приводит к неустойчивому процессу сгорания. Этот эффект отмечается в статье [9], в которой автор пытался найти устойчивые режимы управления процессом сгорания метана при малых количествах подаваемого ДМЭ.

Приведенные на рис. 4 фрагменты индикаторных диаграмм, рассчитанных на каждом режиме при различных $E_{\text{yH(ДМЭ)}}$, показывают, что кривые давления на линии расширения практически не зависят от величины $E_{\text{yH(ДМЭ)}}$, следовательно, в основном определяются характером сгорания метана, параметры которого во всех расчетах принимались неизменными.

Заключение. На основании выполненной работы можно сделать следующие выводы.

1. Новизной разработанной модели является метод разделения процесса сгорания двухкомпонентного топлива на два процесса, протекающих одновременно по законам химической кинетики с различными скоростями в условно отдельных объемах, но с общими давлениями и температурами.

2. В результате анализа опубликованных экспериментальных данных по рабочему циклу НССИ двигателя, работающего на смеси ДМЭ и природного газа, выявлен эффект флегматизирующего влияния метана на способность к самовоспламенению ДМЭ. В разработанной модели этот эффект учитывается изменением условной начальной энергии активации ДМЭ. Расчетными исследованиями определена зависимость этой энергии от отношения количеств молекул метана к количеству молекул ДМЭ.

3. Расчетным экспериментом установлено, что при большой подаче ДМЭ блокирование горения метана практически не влияет на момент воспламенения ДМЭ, скорость и полноту его сгорания. При большой подаче метана, наоборот, он не только сам плохо воспламеняется, но оказывает тормозящее действие на ДМЭ и дестабилизирует процесс сгорания при уменьшении подачи ДМЭ.

4. Результаты выполненных расчетов рабочего цикла НССИ двигателя, работающего на смеси ДМЭ и метана, удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными в диапазоне изменения состава двухкомпонентного топлива $\alpha_{\text{ДМЭ}} = 6,5 - 15,5$ и $\alpha_{\text{CH}_4} = 4 - 7,1$.

5. Представленная модель процесса сгорания позволяет выполнять поисковые инженерные расчеты для НССИ двигателей при работе на двухкомпонентном топливе, состоящем из ДМЭ и метана.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке гранта губернатора Челябинской области (договор №Г2007366).

Литература

1. Aceves, S.M. HCCI combustion: analysis and experiments / S.M. Aceves, D. Flowers, J. Martinez-Frias, R. Smith, R. Dibble, M. Au, J. Girard // SAE Paper 2001-01-2077.
2. Корпорация General Motors. GM Takes New Combustion Technology Out of the Lab and Onto the Road. – http://www.gm.com/explore/fuel_economy/news/2007/adv_engines/new-combustion-technology-082707.jsp
3. Noakes, A. The Magic of DiesOtto and HCCI / A. Noakes. – <http://www.edmunds.com/insideline/do/Features/articleId=123274>
4. Федянов, Е.А. Математическое моделирование самовоспламенения гомогенных метано-воздушных смесей в ДВС / Е.А. Федянов, Е.М. Иткис, В.Н. Кузьмин // Двигателестроение, 2007. – № 2(228). – С.3–5.
5. Гусаков, С.В. Опыт моделирования рабочего процесса ДВС с воспламенением гомогенного заряда от сжатия / С.В. Гусаков, Махмуд Мохаммед Эль Гобаши Эль Хагар // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия «Инженерные исследования», 2004. – №2(9). – С. 25–28.
6. Злотин, Г.Н. Математическое моделирование индикаторного процесса в двигателе с самовоспламенением от сжатия гомогенной метановоздушной смеси / Г.Н. Злотин, Е.А. Федянов, Е.М. Иткис, В.Н. Кузьмин // Сборник научных трудов по материалам Международной конференции Двигатель-2007, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 57–61.
7. Камалтдинов, В.Г. Моделирование процесса сгорания в двигателях внутреннего сгорания с воспламенением гомогенного заряда от сжатия / В.Г. Камалтдинов, Е.В. Абелиович, А.С. Теремов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение», 2007. – Вып. 10 – № 25(97). – С. 44–47.
8. Chen, Z. Experimental study of CI natural-gas/DME homogeneous charge engine / Z. Chen, M. Konno, M. Ogita, T. Yanai // SAE Paper 2000-01-0329.
9. Kong, S.C. A study of natural gas / DME combustion in HCCI engines using CFD with detailed chemical kinetics / S.C. Kong // Fuel 86. – 2007. – P. 1483–1489.

Поступила в редакцию 17 мая 2008 г.

Камалтдинов Вячеслав Гилимянович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – расчетное моделирование процесса сгорания в ДВС на эксплуатационных режимах, инициирование сгорания топливно-воздушных смесей различного состава высокоэнергетическим плазменным факелом.

Kamaltdinov Vyacheslav Gilimyanovich. Cand.Sc. (Engineering), Associate Professor of the Internal Combustion Engines Department of the South Ural State University. Professional interests: calculation modeling of combustion process in IC engines on the operating conditions, initiation of combustion of the fuel-air mixtures of various composition by means of a high-energy plasma jet.

Абелиович Егор Вадимович. Аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – процесс сгорания в ДВС, альтернативные виды топлива, высокоэнергетические системы зажигания.

Abeliovich Egor Vadimovich. Post-Graduate Student of the Internal Combustion Engines Department of the South Ural State University. Professional interests: combustion process in IC engines, alternative types of fuel, high-energy ignition systems.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОФИЛЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ФОРСИРОВАННОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

В.В. Егоров, С.С. Никифоров

DETERMINATION OF THE EFFICIENT PROFILE OF COMBUSTION CHAMBER OF THE BOOSTED TRANSPORT DIESEL ENGINE

V.V. Egorov, S.S. Nikiforov

Рассматривается методика проектирования рационального профиля открытых камер сгорания в поршнях без выточек под клапаны при условии отсутствия организованного движения воздушного заряда. Методика базируется на теоретических исследованиях процесса взаимодействия топливного факела со стенкой камеры сгорания и результатах экспериментальных исследований влияния конструктивных параметров камеры сгорания на показатели рабочего процесса дизеля.

Ключевые слова: дизель, поршень, камера сгорания, топливная струя.

The system of designing the efficient profiles of the open combustion chambers in pistons without valve recess and under the condition of the absence of the organized air charge motions is considered. This system is based on the theoretical researches of the process interaction of fuel jet with the combustion chamber wall and on the results of the experiments discovering the influence of the combustion chamber construction parameters on the parameters of diesel engine operating process.

Keywords: diesel engine, piston, combustion chamber, fuel jet.

Показатели рабочего процесса для различных типов смесеобразования в ряде случаев улучшаются изменением геометрических параметров камеры сгорания (КС) и, в основном, за счет изменения формы днища поршня. На серийно выпускавшихся транспортных дизелях типа Ч и ЧН15/18, а также на опытных вариантах дизелей типа ЧН15/16 применялась КС типа Гессельман, которая традиционно считается камерой сгорания объемного смесеобразования. Форма КС Гессельман по распространенному выражению «согласована с формой топливных факелов». Многими исследованиями доказано значительное улучшение показателей рабочего процесса дизелей различных типов при применении КС Гессельман взамен КС объемного смесеобразования другого типа, в которых форма днища поршня не согласуется с формой топливных факелов (например, цилиндрическая камера сгорания).

Попытки улучшения формы самой КС Гессельман сводятся фактически к увеличению расстояния от распылителя до днища поршня по оси топливного факела, т.е. к углублению камеры в поршне. При условии сохранения степени сжатия резервы для углубления КС изыскиваются либо в уменьшении надпоршневого зазора, либо в изменении формы центрального выступа днища поршня. Реализация соответствующих изменений конструкции в серийном производстве в первом случае влечет за собой ужесточение допусков на размеры при изготовлении и износы сопряжений кривошипно-шатунного механизма. Изменять форму центрального выступа днища поршня не эффективно по ряду причин. Во-первых, изменения объема воздушного заряда на периферии КС и длины свободного полета топливных факелов, полученные за счет этого мероприятия, незначительны. Во-вторых, высока вероятность взаимодействия топливных факелов на начальном участке их развития с днищем поршня, если не в условиях конкретной экспериментальной сборки то, во всяком случае, в серийных изделиях, имеющих отклонения размеров при изготовлении деталей кривошипно-шатунного механизма и топливной аппаратуры. Подобная «стесненность» развития топливных факелов на начальном участке отрицательно влияет на экономичность дизеля, о чем свидетельствуют многочисленные эксперименты, проведенные авторами. Таким образом, напрашивается вывод о том, что резервы улучшения показателей рабочего про-

цесса за счет совершенствования формы КС типа Гессельман в ее «классическом» варианте практически исчерпаны.

Что касается «объемности» смесеобразования в КС Гессельман форсированного транспортного дизеля, то в условности этого понятия в настоящее время мало кто сомневается. Многочисленные расчетные и экспериментальные исследования динамики «холодного» и «горячего» топливного факела указывают на то, что длина свободного факела в форсированных транспортных дизелях превышает не только радиус камеры в поршне, но и цилиндра. Об этом в частности свидетельствует наличие отпечатков факелов на днище поршней дизелей типа Ч и ЧН15/18 с КС Гессельман. При согласовании формы днища поршня и топливного факела в таких КС предполагается наличие малого надпоршневого зазора и применение выточек на кроне поршня с целью предотвращения контакта клапанов газораспределительного механизмов с поршнем. Однако для топливных факелов, попадающих на выточки под клапаны, характер смесеобразования изменяется относительно заданного. Поэтому в конструкциях с расположением форсунки по оси цилиндра и отсутствии фиксации распылителя от проворота маловероятно обеспечение идентичных условий смесеобразования по цилиндрам многоцилиндрового дизеля.

С применением поршней без выточек под клапаны (рис. 1) обеспечиваются идентичные условия смесеобразования для каждого топливного факела, улучшается технологичность изготовления поршня и уменьшается его тепловоспринимающая поверхность. Вместе с тем, в камере сгорания образуется равномерный увеличенный надпоршневой зазор, в котором сосредоточена значительная часть воздушного заряда. Например, для КС с поршнем по рис. 1, б эта величина составляет порядка 30%, в связи с чем, возникает задача использования этого воздуха в процессе смесеобразования путем организации отражения топливного факела от днища поршня и рационального распределения воздушного заряда в объеме КС между топливом, отраженным в разных направлениях. Топливный факел отражается от периферийной части днища поршня (стенки КС), за счет чего осуществляется перераспределение топлива по объему. Отражение происходит как в направлении крышки головки, так и в направлении центральной части днища поршня. Соотношение долей цикловой подачи топлива, отраженного в различные области камеры сгорания, а также доли топлива, осажденного на стенку, зависит от параметров топливной аппаратуры и конструкции КС. В условиях отсутствия организованного движения воздушного заряда процесс отражения топливного факела от стенки КС является определяющим при организации смесеобразования в камерах такого типа. Изучение и моделирование этого процесса необходимо при выборе рациональной формы днища поршня для дизелей с камерой сгорания с увеличенным надпоршневым зазором.



Рис. 1. Поршни дизеля типа ЧН15/18: а – с выточками под клапаны, КС типа Гессельман; б – без выточек под клапаны, КС с увеличенным надпоршневым зазором

В разработанной авторами модели процесса взаимодействия топливного факела со стенкой камеры сгорания [1] факел представляется двухфазной турбулентной стационарной струей, состоящей из капель топлива усредненного диаметра (жидкая фаза), движущихся в спутном потоке воздуха (газообразная фаза). Спутный поток образуется путем обмена количеством движения между впрыснутым топливом и частью воздушного заряда. По длине струи выделяются начальный и основной участки. На протяжении начального участка происходят, во-первых, процессы распада струи топлива на отдельные капли, во-вторых, обмен количеством движения между топливом и воздухом в объеме факела, в третьих, сохранение постоянной скорости топлива на оси и суммарного потока топлива через любое нормальное к оси сечение струи (согласно теории тур-

Расчет и конструирование

булентных струй [3]). На протяжении основного участка струи происходит торможение капель топлива в спутном потоке воздуха с диссипацией энергии без обмена количеством движения между жидкой и газообразной фазами струи [2]. Для описания поля скоростей фаз и концентрации жидкой фазы в нормальном сечении струи в зависимости от текущего радиуса согласно [3] принято соотношение Шлихтинга.

Для определения положения переходного сечения по длине топливного факела, исходя из принятых допущений, получена система уравнений:

$$\begin{aligned} U_{ot} &= \mu_c \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(P_{всп} - P_g)}{\rho_t}}; \\ U_{mnt} &= U_{ot} \cdot \sqrt{\frac{0,3541 \cdot \rho_t \cdot f_c}{\rho_v \cdot (0,13352 \cdot f_n - 0,6459 \cdot f_c)}}; \\ \frac{6}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{\nu_v}{d_{32} \cdot (U_{ot} - U_{mnv})}} + 1 - 0,281 \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot f_n}{f_c}} &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где μ_c – коэффициент расхода отверстия распылителя форсунки; $P_{всп}$ – среднее давление топлива за период впрыска; P_g – среднее давление в цилиндре за период впрыска; ρ_t и ρ_v – плотности топлива и воздуха соответственно; U_{ot} – скорость истечения топлива через отверстие распылителя форсунки; U_{mnv} – скорость воздуха на оси факела в переходном сечении; ν_v – кинематическая вязкость воздуха; f_n и f_c – площади переходного сечения факела и отверстия распылителя форсунки; d_{32} – средний диаметр капель распыленного топлива.

Система уравнений (1) решается методом последовательных приближений относительно расстояния L_n по оси факела от отверстия распылителя форсунки до переходного сечения. Площадь переходного сечения f_n определяется в зависимости от величины L_n при известной геометрии факела.

Система уравнений для определения параметров на оси факела в пределах основного участка при расстоянии от отверстия распылителя форсунки L имеет вид:

$$\begin{aligned} C_{mt} &= C_{mnt} \cdot \frac{U_{ot} \cdot R_n}{U_{mt} \cdot R}; \\ U_{mnv}^2 \cdot f_n \cdot \left(0,13352 - 0,08624 \cdot \frac{C_{mnt}}{\rho_t} \right) &= U_{mv}^2 \cdot f \cdot \left(0,13352 - 0,08624 \cdot \frac{C_{mt}}{\rho_t} \right); \\ U_{mt} \cdot dU_{mt} &= - \left[A \cdot (U_{mt} - U_{mv}) - B \cdot (U_{mt} - U_{mv})^2 \right] \cdot dl. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь $A = 0,75 \cdot k_1 \cdot \mu_v \cdot (\rho_t \cdot d_{32}^2)^{-1}$ и $B = 0,54 \cdot k_2 \cdot \rho_v \cdot (\rho_t \cdot d_{32})^{-1}$ – коэффициенты, введенные для упрощения вида уравнений; C_{mnt} и C_{mt} – концентрации топлива на оси факела в переходном и произвольном сечении радиуса R и площадью f на текущей длине l ; μ_v – динамическая вязкость воздуха; U_{mt} и U_{mv} – скорости топлива и воздуха на оси факела в произвольном сечении на текущей длине по оси факела l ; k_1 и k_2 – коэффициенты аэродинамического сопротивления капли топлива; R_n – радиус переходного сечения.

При встрече топливного факела со стенкой КС образуется область взаимодействия, где прослеживается влияние стенки на поток и происходит разворот топливного факела вдоль ее поверхности в направлениях прямого и обратного тока. Принято, что отклонение капель топлива от первоначальной траектории начинается в области взаимодействия под действием потока газовой составляющей, которая в свою очередь отклоняется стенкой как автономная турбулентная газовая струя. Размеры области взаимодействия и координаты ее границ определяются согласно результатам проведенных авторами безмоторных экспериментальных исследований по регистрации взаимодействия с плоской стенкой топливного факела дизельной форсунки и стационарных дымовых струй. Граница раздела течения в направлениях прямого и обратного тока определяется согласно [4]. Параметры топливной и воздушной фаз на входе в область взаимодействия вычис-

ляются по уравнениям (2). В результате анализа процесса торможения капель топлива в спутном потоке воздуха в объеме области взаимодействия получена следующая система уравнений:

$$\begin{aligned}\frac{dV_t}{dx} &= \frac{(V_t - V_v)^2}{V_t} \cdot \left[\frac{A}{(V_t - V_v)} + B \right]; \\ \frac{dU_t}{dy} &= \frac{(U_t - U_v)^2}{U_t} \cdot \left[\frac{A}{(U_t - U_v)} + B \right]; \\ \frac{dy}{dx} &= \frac{V_t}{U_t}.\end{aligned}\quad (3)$$

Здесь V_t , V_v – проекции скорости капли и воздуха на ось x и U_t , U_v – на ось y ; x и y – координаты капли в области взаимодействия.

Решением уравнений (3) определяются траектории движения капель топлива в области взаимодействия топливного факела со стенкой камеры сгорания. По результатам расчетов выделяется группа капель, унесенная спутным потоком в объем КС или попавших в пристеночную зону. Исходя из условия минимизации доли пристеночного топлива, определяется диапазон углов φ между осью факела и стенкой КС. Согласно расчетам для топливной аппаратуры исследуемого типа дизелей этот диапазон составляет 20...60°.

Расчетные исследования показали существенное влияние на величину доли пристеночного топлива параметра L_f – расстояния по оси факела от сопловых отверстий до стенки КС. Из условия минимизации доли пристеночного топлива целесообразно увеличивать значение L_f , которое определяется геометрическими параметрами пространства сжатия. Такими параметрами являются минимально допустимый зазор между кроной поршня и головкой цилиндра, степень сжатия и размеры центрального выступа днища поршня. Эти размеры выбираются конструктивно из условия отсутствия взаимодействия топливных факелов на начальном участке их развития с днищем поршня, другими словами, свободного развития топливного факела до момента его организованного отражения от стенки КС. Расчеты параметров пространства сжатия экспериментального одноцилиндрового дизеля типа 1ЧН15/16 показали, что для степени сжатия 14 обеспечить вышеназванные условия возможно при величинах $L_f < 53...55$ мм, а для степени сжатия 9,5 при $L_f < 70$ мм.

При взаимодействии факела со стенкой камеры сгорания отражение топлива происходит как на периферию КС (зона прямого тока) и вглубь камеры в поршне (зона обратного тока). Условие обеспечения равного суммарного коэффициента избытка воздуха по этим зонам сформулировано как требование к рациональному профилю исследуемого типа КС. Расчеты показали, что при обеспечении этого требования за счет изменения профиля днища поршня несколько уменьшается величина L_f . Это противоречит сформулированному требованию обеспечения максимально возможного значения параметра L_f .

Для проверки сформулированных требований к рациональному профилю исследуемого типа камер сгорания проведены серии экспериментальных исследований на различных одноцилиндровых отсеках дизелей типа ЧН15/16 и ЧН15/18. Часть экспериментальных исследований на дизеле 1ЧН 15/16 со степенью сжатия 14 представлена в настоящей статье.

Спроектированы, изготовлены и испытаны несколько вариантов поршней с различной формой днища (рис. 2), обеспечивших различные условия развития и отражения топливных факелов от стенки КС и различные условия распределения воздуха по зонам КС.

Вариант днища поршня № 1 спроектирован с применением методики, разработанной для камер сгорания типа Гессельман, и не обеспечивает условия свободного развития топливного факела до момента его организованного отражения от стенки КС. Вариант днища поршня № 2 спроектирован из условия обеспечения максимально возможного расстояния от сопловых отверстий до стенки КС по оси факела при свободном его развитии. Однако в этом варианте не обеспечивается условие равенства суммарного коэффициента избытка воздуха по зонам прямого и обратного тока. Соблюдение этого условия достигается в камере сгорания с поршнем по варианту № 3. Результаты экспериментов подтвердили правильность такого подхода – удельный расход

Расчет и конструирование

топлива одноцилиндрового дизеля с КС № 3 снизился на 5,5 г/кВт·ч по сравнению с КС № 2 (рис. 3).

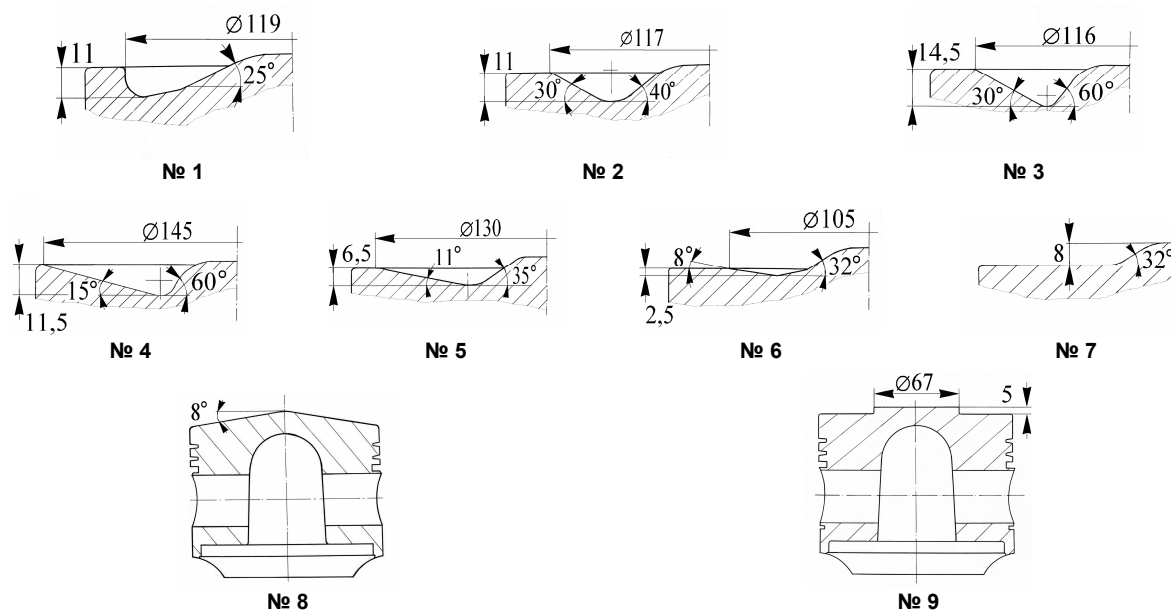


Рис. 2. Профиль дна поршня в опытных вариантах камеры сгорания

Варианты дна поршня № 4–7 также спрофилированы с учетом условия обеспечения равенства суммарного коэффициента избытка воздуха по зонам прямого и обратного тока. При этом с уменьшением угла между осью факела и стенкой КС уменьшается расстояние от сопловых отверстий до стенки КС, что приводит к ухудшению экономичности дизеля (см. рис. 3).

В камерах сгорания с поршнями № 8 и 9 топливный факел взаимодействует с днищем поршня в пределах своего начального участка, удельный расход топлива при этом резко возрастает (см. рис. 3).

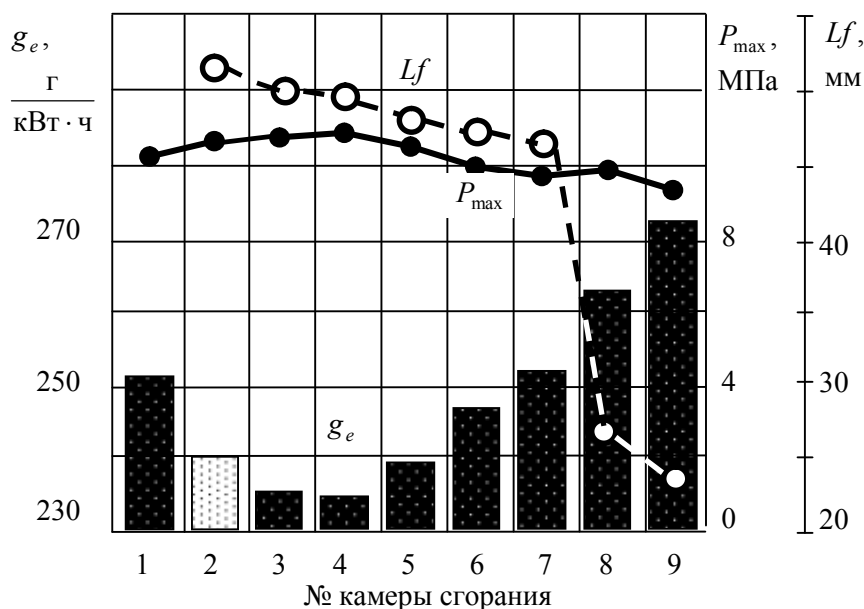


Рис. 3. Значения удельного эффективного расхода топлива g_e , максимального давления цикла P_{max} и расстояния от сопла до стенки КС L_f дизеля 14Н15/16 со степенью сжатия 14 и различными камерами сгорания. Режим номинальной мощности

В результате проведенных исследований создана методика профилирования КС с рациональной организацией отражения топливных факелов от стенки. Профиль такой КС должен соот-

ветствовать совокупности следующих требований, каждое из которых в отдельности является необходимым, но не достаточным:

- 1) распределение воздуха по зонам прямого и обратного тока в камере сгорания пропорционально поступившему в эти зоны количеству топлива;
- 2) свободное, без бокового контакта с центральной выступающей частью днища поршня и поверхностью головки цилиндра, развитие топливного факела до начала его организованного взаимодействия со стенкой камеры сгорания;
- 3) максимальная длина свободного развития факела до стенки КС.

Разработанные по представленной методике камеры сгорания внедрены в серийное производство в дизелях типа 6ЧН15/16, 12Ч15/18 и 12ЧН15/18 в ООО «ЧТЗ – Уралтрак», а также использованы при создании опытного дизеля типа 12ЧН15/16.

Литература

1. Егоров, В.В. Моделирование взаимодействия топливного факела со стенкой в камере сгорания быстроходного транспортного дизеля / В.В. Егоров, С.С. Никифоров // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение», 2005. – Вып. 7. – № 14 (54). – С. 42–49.
2. Соу, С. Гидродинамика многофазных систем / С. Соу. – М.: Изд-во Мир, 1971. – 536 с.
3. Теория турбулентных струй / под ред. Г.Н. Абрамовича. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1984. – 716 с.
4. Юдаев, Б.Н. Теплообмен при взаимодействии струй с преградами / Б.Н. Юдаев, М.С. Михайлов, В.К. Савин. – М.: Машиностроение, 1977. – 247 с.

Поступила в редакцию 23 апреля 2008 г.

Егоров Владимир Владимирович. Кандидат технических наук, заместитель главного конструктора ООО «ГСКБ «Трансдизель» Область научных интересов – рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания.

Egorov Vladimir Vladimirovich. Cand.Sc. (Engineering), Deputy Chief Designer of the limited liability company «Main Specialized Engineering Department «Transdiesel» (ООО «Golovnoe Specializirovannoe Konstruktorskoe Byuro «Transdisel»). Professional interests: working processes of internal combustion engines.

Никифоров Сергей Степанович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобили» Южно-Уральского государственного технического университета. Область научных интересов – процессы смесеобразования в дизелях.

Nikiforov Sergey Stepanovich. Cand.Sc. (Engineering), Associate Professor of the Motor Cars Department of South Ural State University. Professional interests: carburetion processes in diesel engines.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ДНИЩА ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ ПРЕОБРАЗОВАНИЕМ ФОРМЫ И ХАРАКТЕРА ДВИЖЕНИЯ СТРУИ ОХЛАЖДАЮЩЕГО МАСЛА

Е.А. Лазарев

EFFICIENCY UPGRADING OF COOLING OF A PISTON TOP OF A DIESEL ENGINE BY MEANS OF SHAPE TRANSFORMATION AND MOVEMENT CHARACTER OF A COOLING OIL JET

E.A. Lazarev

Рассмотрены факторы, влияющие на эффективность охлаждения поршня масляным орошением внутреннего днища. Для повышения эффективности рекомендована интенсификация теплообмена на поверхности днища за счет преобразования формы и характера движения струи охлаждающего масла с помощью специальной вставки.

Ключевые слова: поршень, температура, охлаждение, особенности движения струи масла.

The factors which influence on efficiency of a piston cooling by means of oil irrigation of an inner bottom are considered. To increase the efficiency the heat transfer enhancement on the piston top by means of shape transformation and character of movement of cooling oil jet using a special insert is suggested.

Keywords: piston, temperature, cooling, peculiarities of oil jet movement.

Среди относительно простых способов снижения тепловой нагруженности поршней форсированных дизелей широко используется струйное охлаждение внутреннего днища маслом, непрерывно истекающим из сопла неподвижной форсунки. Форсунка соединена с главной масляной магистралью системы смазки дизеля. Недостатками такого способа охлаждения поршня являются локализация охлаждаемой области, вследствие сосредоточенного контактирования струи с поверхностью внутреннего днища, высокий уровень потерь охлаждающего масла из-за отражения струи при ударе о поверхность с последующим сливом в картер дизеля и ограниченное время соприкосновения масла с поверхностью внутреннего днища.

В целях повышения эффективности струйного охлаждения необходимо увеличить поверхность днища, омываемого маслом, и создать направленное движение масла вдоль этой поверхности и одновременно увеличить время контактирования. Для этого целесообразно образование под внутренним днищем поршня плоского канала охлаждения, формирующего поток масла в виде пленки определенной толщины с развитой охлаждающей граничной поверхностью. Это снижает потери масла, участвующего в процессе теплообмена, и обеспечивает его равномерное распределение по омываемой поверхности внутреннего днища поршня.

Указанное достигается постановкой специальной вставки 1 под внутреннее днище 2 поршня, повторяющей форму днища и стенок 3 и образующую с поверхностью днища канал охлаждения 4, постоянного сечения в продольном направлении с высотой h (рис. 1, а, б). Стенки 12 вставки опираются посредством отверстий 13 на поршневой палец. Направляющие 9 вставки отогнуты в сторону сопла, образуя со стенками поршня входной 11 конфузورный и выходной диффузорный каналы. Масляная струя 10, истекая из сопла 5 (с внутренним диаметром d_c , равным 2,0 мм) неподвижной форсунки, попадает во входной конфузорный канал, далее в охлаждающий канал и стекает в картер через выходной диффузорный канал. При этом форма поперечного сечения струи преобразуется, приобретая плоскую прямоугольную форму поперечного сечения канала с высотой h .

Для обеспечения эффективной работы рассматриваемого устройства выполнена оптимизация высоты h канала с использованием разработанной в этих целях модельной установки (рис. 2, г). В верхней части модельного поршня 17 укреплено прозрачное стекло 16, через которое наблюдалось движение масла в канале охлаждения и оценивалась в статике доля F_m омываемой верхней поверхности канала. Одновременно с использованием устройства сбора 21 масла, прошедшего через канал, в емкость 19 и секундомера 20 определялся расход G_m масла в канале при различных значениях его высоты h .

Установлено, что с увеличением h уменьшается омываемая поверхность внутреннего днища поршня и повышается расход масла в канале (рис. 2, в). Изменяется и характер его циркуляции. При уменьшении высоты канала ослабевают вихревые токи и обратные течения в потоке масла и характер его циркуляции напоминает ламинарное движение. Оптимальная величина $h_{\text{опт}}$ установлена на компромиссной основе в результате анализа изменения расхода охлаждающего масла G_m и поверхности теплообмена F_m . При этом преследовалась цель обеспечения наибольшей эффективности теплообмена между поршнем и охлаждающим маслом. Значение $h_{\text{опт}}$ составляет 1...2 внутреннего диаметра d_c сопла 5.

Ограничить высоту h канала необходимо для обеспечения при заданном давлении максимального расхода масла. Уменьшение высоты h сопровождается увеличением гидравлического сопротивления за счет роста профильных потерь трения. Чрезмерное увеличение высоты h , помимо снижения площади омываемой поверхности днища, приводит к увеличению гидравлического сопротивления за счет появления колебательной составляющей скорости потока масла в поперечном направлении под действием инерционных сил перемещения поршня.

При частичном заполнении канала охлаждения на характер циркуляции масла, зависящий от инерционных сил, формы поперечного сечения, условий подачи и слива, наибольшее влияние оказывает движение поршня.

Можно предположить, что движение масла в канале охлаждения поршня подчиняется законам механики твердого тела, о чем свидетельствуют кадры скоростной киносъемки, выполненные специалистами фирмы Fata (Италия). При частичном заполнении масло попеременно омывает верхнюю и нижнюю поверхности канала в зависимости от направления движения поршня. В этом случае в теплообмене участвует не вся поверхность канала охлаждения, а лишь та часть, которая омывается маслом. Большую часть хода поршня масло оказывается

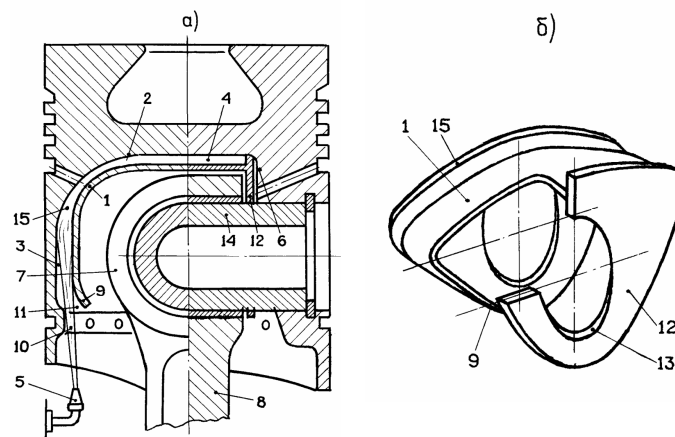


Рис. 1. Струйное охлаждение поршня (а) повышенной эффективности в канале, образованном внутренним днищем и специальной вставкой (б)

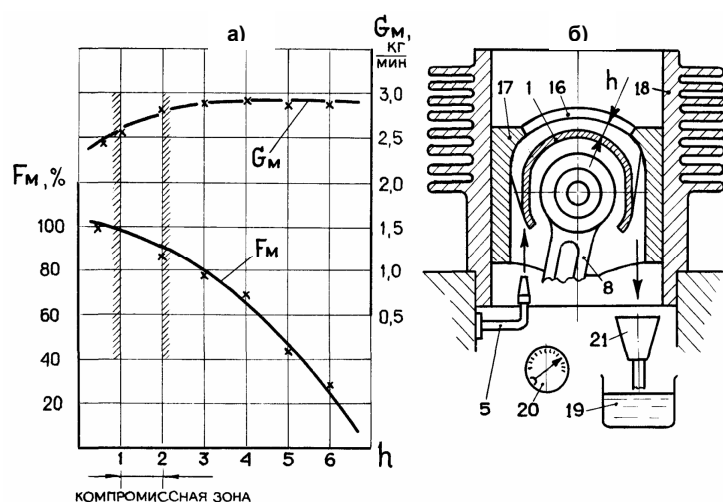


Рис. 2. Зависимости расхода охлаждающего масла и доли омываемой маслом поверхности внутреннего днища поршня от высоты h канала (а), определенные при испытании модели (б) ($d_c=2$ мм, $P_m=0,25$ МПа, $t_m=90$ °C)

прижатом к той или иной части поверхности и лишь вблизи ВМТ и НМТ происходит смена положения масла в канале. При заданной форме поперечного сечения канала охлаждения величина на поверхности, омываемой маслом, зависит от степени его заполнения. Степень заполнения канала охлаждения оказывает влияние на коэффициент теплоотдачи от поршня к маслу. Величина поверхности канала, омываемой маслом, зависит от его расхода, значение которого также определяет степень заполнения канала. При выборе высоты h авторы преследовали цель обеспечить полное заполнение канала.

Эффективность струйного масляного охлаждения для снижения тепловой нагруженности поршня оценивалась экспериментально в одноцилиндровом отсеке дизеля 8ЧН 15/16 воздушного охлаждения при работе с двумя типами камер сгорания по нагрузочным характеристикам с частотой вращения коленчатого вала $n=1700$ мин⁻¹. Температурное состояние определялось с использованием прерывистого токосъемного устройства и хромель-копелевых термопар, установленных в 8-ми характерных точках исследуемых поршней.

Результаты испытаний (рис. 3) показывают, что наибольшие абсолютный уровень и градиент температур в головке поршня наблюдаются при использовании камеры сгорания типа ЦНИДИ. Максимальные значения температур имеют место на кромке горловины камеры сгорания и составляют 330...350 °С. При использовании камеры сгорания типа ЯМЗ эти температуры равны 290...305 °С. Разность температур между кромкой горловины и днищем камеры сгорания в поршне с камерой сгорания типа ЦНИДИ составляет 130...150 °С, а в поршне с камерой сгорания типа ЯМЗ – 20...35 °С. При этом абсолютное значение температуры днища камеры сгорания типа ЦНИДИ составляет 200 °С, а камеры сгорания типа ЯМЗ – 270 °С.

При использовании камеры сгорания типа ЯМЗ температурное поле головки поршня более равномерное, чем в поршне с камерой сгорания типа ЦНИДИ.

Отсюда следует важный вывод о необходимости (в целях выравнивания температурного поля и снижения температурных градиентов) локального охлаждения области кромок горловины камеры сгорания типа ЦНИДИ.

При анализе характера изменения температуры поршней с изменением нагрузки дизеля замечена большая чувствительность температурного состояния кромки горловины в поршне с камерой сгорания типа ЦНИДИ. Изменение среднего эффективного давления P_e от 0,9 МПа до 0,3 МПа сопровождается уменьшением температуры кромки горловины камеры сгорания типа ЦНИДИ на 120 °С, а камеры сгорания типа ЯМЗ – на 110 °С. Иное изменение температур наблюдается в других областях поршней. При аналогичном изменении нагрузки температура области верхнего компрессионного кольца снижается у поршня с камерами сгорания типа ЦНИДИ и ЯМЗ соответственно на 70 °С и на 80 °С. На днище камер сгорания типа ЦНИДИ и ЯМЗ температура в этих условиях снижается на 70 °С и на 80 °С. Чем дальше удалены характерные точки от огневой поверхности днища поршня, тем более чувствительно к нагрузке температурное состояние поршня с камерой сгорания типа ЯМЗ.

Использование вставки для интенсификация теплообмена на внутренней поверхности поршня в дизеле преобразованием формы и характера движения струи охлаждающего масла снижает температуры кромок горловины камер сгорания типа ЦНИДИ и ЯМЗ на $\Delta t_{2п} = 20...25$ °С и температуры области верхнего компрессионного кольца – на $\Delta t_{4п} = 15...18$ °С. Снижаются температуры и в других характерных точках исследуемых поршней. Однако на характер изменения температуры поршней в зависимости от нагрузки применение рассматриваемого способа охлаждения поршня практически не влияет.

Достигнутое повышение эффективности струйного масляного охлаждения поршня не решает радикально проблему тепловой нагруженности, в частности поршней с торообразной камерой сгорания типа ЦНИДИ, но может быть полезно для поршней с камерой сгорания типа ЯМЗ и ей подобными.

Современные требования к надежности дизелей с торообразной камерой сгорания типа ЦНИДИ заставляют изыскивать способы снижения тепловой нагруженности более высокой эффективности. Одним из таких способов является галерейное масляное охлаждение, реализующее концепцию локального охлаждения наиболее нагруженных в температурном отношении элементов, например острой кромки горловины камеры сгорания. Этот способ широко распространен за рубежом в дизелях повышенного форсирования.

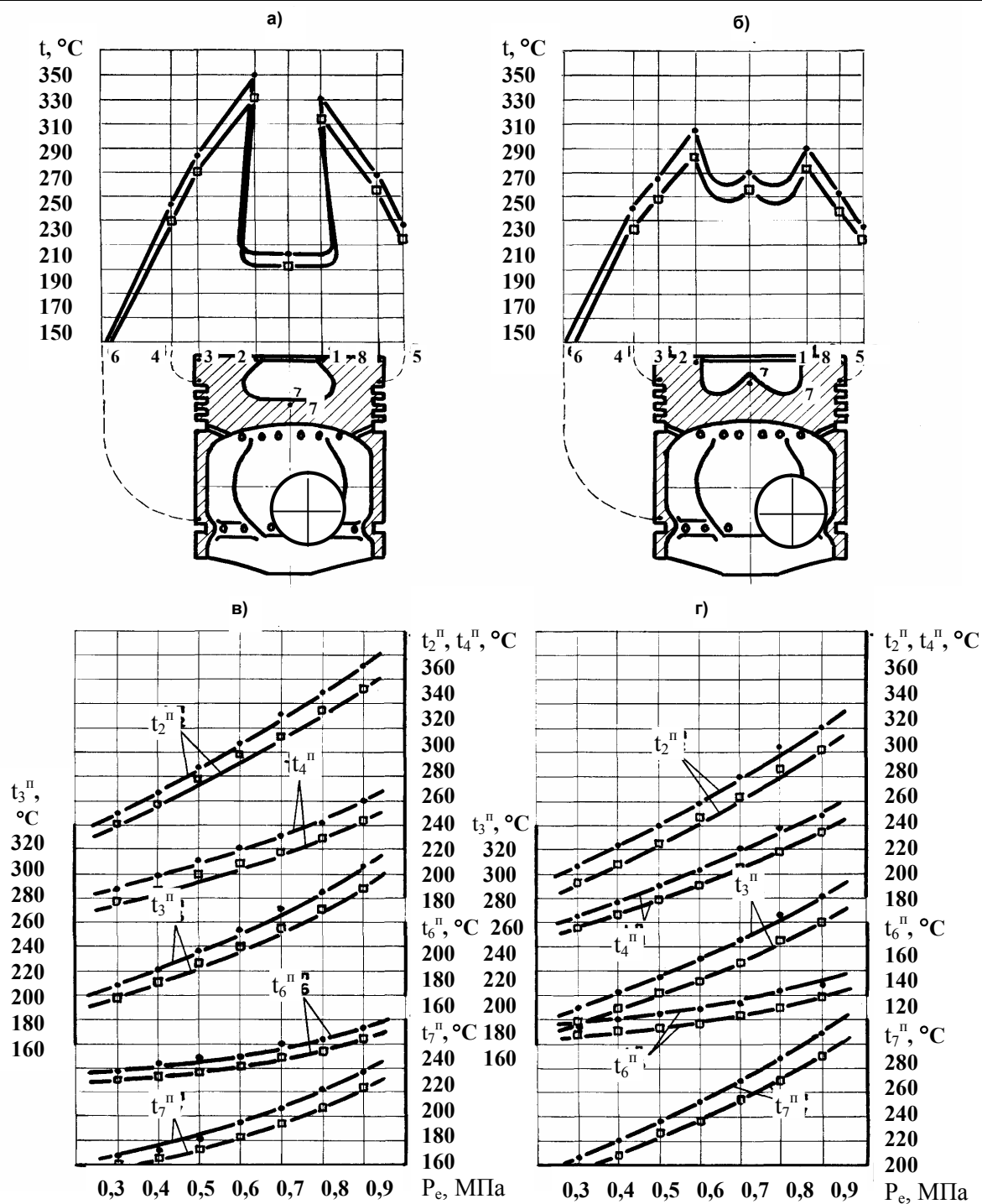


Рис. 3. Температуры поршней при $P_e = 0,80 \text{ МПа}$ и $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ и зависимость их от нагрузки при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ дизеля 8ЧН 15/16 с камерами сгорания: (а), (в) – ЦНИДИ; (б), (г) – ЯМЗ; $\bullet$ – без вставки; $\square$ – со вставкой

Поступила в редакцию 20 мая 2008 г.

Лазарев Евгений Анатольевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов: исследование и моделирование процессов в поршневых двигателях внутреннего сгорания.

Lazarev Evgeny Anatolevich. Dr.Sc. (Engineering), Professor of the Internal Combustion Engines Department of the South Ural State University. Professional interests: research and modeling of the processes in the internal combustion piston engines.

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ ИНЖЕНЕРНЫМИ ОБЪЕКТАМИ

С.Д.Ваулин, А.Л. Карташев, М.А. Карташева, Е.В. Сафонов, А.Л. Шестаков

EVALUATION OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF HEATERS BY DETERMINATION OF HEAT CONSUMPTION OF ENGINEERING OBJECTS

S.D. Vaulin, A.L. Kartashev, M.A. Kartasheva, E.V. Safonov, A.L. Shestakov

Рассмотрены отопительные приборы инженерных объектов, включающие отопительные элементы (радиаторы) и измерительные элементы (сенсоры температуры и расхода), являющиеся структурной составляющей интегрированной Системы индивидуального учета, распределения и потребления энергетических ресурсов. Важнейшей особенностью Системы является наличие сенсоров расхода и температуры теплоносителя, оснащенных беспроводным интерфейсом. Снятие измерений производится путем опроса сенсоров через заданные промежутки времени. Поэтому одной из важнейших характеристик отопительных приборов являются их динамические характеристики, определяющие период опроса сенсоров. Предлагаемая оценка динамических характеристик радиаторов может быть использована при разработке систем охлаждения автомобильной техники.

Ключевые слова: динамическая характеристика, отопительный прибор, радиатор, сенсоры температуры и расхода теплоносителя, период опроса сенсоров.

The heaters of engineering objects, including heating elements (radiators) and measurement instrumentation (sensors of temperature and flow quantity) which are structural component of integrated System of individual calculation, distribution and consumption of energy resources are considered. The prime feature of the System is the presence of sensors of flow quantity and temperature of heating medium, equipped with wireless interface. The measurement is realized by scanning the sensors after fixed periods of time. Therefore, one of the prime characteristics of heaters is their dynamic parameters determining the period of scanning of sensors. Introduced evaluation of dynamic characteristics of radiators can be applied to design of cooling systems for automobiles.

Keywords: dynamic characteristic, heater, radiator, sensors of temperature and flow quantity of heating medium, period of scanning of sensors.

При эксплуатации системы отопления в результате действий потребителя или поставщика услуг может изменяться расход и температура теплоносителя. Указанные действия приводят к изменению величины теплового потока в помещение, при этом переход системы отопления на новый тепловой режим происходит в течение некоторого конечного промежутка времени. При внедрении в инженерном объекте системы индивидуального учета, распределения и потребления энергетических ресурсов для обеспечения точного коммерческого теплового учета необходимо знать время переходного процесса для установления минимального периода опроса датчиков температуры и расхода.

Анализ динамики тепловых и гидравлических процессов в отопительной системе показывает, что наиболее инерционным ее элементом является радиатор.

Все радиаторы, применяемые в настоящее время в системах отопления, можно разделить на следующие типы:

– чугунные радиаторы;

- алюминиевые радиаторы;
- стальные конвекторы;
- биметаллические радиаторы.

Типовые характеристики радиаторов представлены в табл. 1 (по данным производителей).

Таблица 1

Характеристики радиаторов отопления при нормальных условиях*

Материал радиатора	Тип (марка)	Масса секции, кг	Номинал. мощность секции, Вт	Число секций	Суммарн. мощность, Вт	Падение температуры, °С
Чугунные радиаторы	MC-140-500 ГОСТ 8690-94	7,12	160	6	960	2,28
				9	1440	3,42
				12	1920	4,56
	MC-140M-500-0.9	7,1	160	6	960	2,28
				9	1440	3,42
				12	1920	4,56
Алюминиевые радиаторы	CALIDOR Super 500	1,6	199	5	995	2,36
				6	1194	2,84
				8	1592	3,78
	Nova Florida (Fondital Group)	1,47	198	5	990	2,35
				6	1188	2,82
				8	1584	3,76
	CLAN	1,24	190	5	950	2,26
				6	1140	2,71
				8	1520	3,61
	Helyos R	1,6	198,5	5	992,5	2,36
				6	1191	2,83
				8	1588	3,77
Стальные конвекторы	KCK 20-1,049 к/п	13,2	1049	1	1049	2,49
	KN20-1,15K(п)	13,32	1150	1	1150	2,73
Биметаллические радиаторы	RS Bimetal	1,92	199	5	995	2,36
				6	1194	2,84
				8	1592	3,78
	Rifar B	2,0	204	5	1020	2,42
				6	1224	2,91
				8	1632	3,88

*Примечание. Нормальные условия:

- температура теплоносителя на входе: +90 °С;
- температура окружающего воздуха: +20 °С;
- температурный напор: +70 °С;
- давление окружающего воздуха – 760 мм рт. ст.;
- массовый расход теплоносителя через радиатор – 0,1 кг/с.

Оценка времени переходного процесса в радиаторе базируется на нестационарном уравнении теплового баланса в предположении мгновенного выравнивания поля температур по всему объему конструкции и осуществляется с использованием теории систем автоматического регулирования [Л]. Учет конечного времени распространения температурной волны осуществляется увеличением полученного значения на величину времени релаксации:

$$c m \frac{dT}{dt} = \alpha_1 F_1 (T_{f1} - T) - \alpha_2 F_2 (T - T_{f2}) - \varepsilon_{эф} \sigma (T^4 - T_{f2}^4) F_2 \varphi, \quad (1)$$

где c – теплоемкость материала радиатора, m – масса одной секции радиатора; T , T_{f1} , T_{f2} – температура средняя по объему радиатора, теплоносителя в радиаторе и воздуха в помещении соот-

Расчет и конструирование

ветственно; α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи к внутренней поверхности радиатора и от наружной поверхности к окружающему воздуху; F_1, F_2 – внутренняя и наружная поверхность секции радиатора; $\varepsilon_{эфф} = 0,9$ – эффективная степень черноты поверхности теплового излучения окрашенной поверхности; $\varphi = 0,4$ – доля поверхности излучения, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·град) – постоянная Стефана–Больцмана.

При этом коэффициент теплоотдачи к внутренней тепловоспринимающей поверхности является функцией расхода теплоносителя через радиатор G :

$$\alpha_1 \approx \text{const} \cdot G^n, \quad (2)$$

где $n=0,33$ – для чугунных радиаторов; $n=0,8$ – для алюминиевых, стальных и биметаллических радиаторов.

Исходное уравнение может быть линеаризовано и записано в отклонениях от параметров установившегося теплового режима, отвечающего нормальным условиям:

$$\left(\frac{cm}{\bar{\alpha}_1 F_1 + \bar{\alpha}_2 F_2 + \frac{4\bar{q}_0}{\bar{T}} F_2 \varphi} \right) \frac{d}{d\tau} (\delta T) + \delta T = \left(\frac{\bar{\alpha}_1 F_1}{\bar{\alpha}_1 F_1 + \bar{\alpha}_2 F_2 + \frac{4\bar{q}_0}{\bar{T}} F_2 \varphi} \right) \delta T_{f1} + \left(\frac{n\bar{\alpha}_1 F_1}{\bar{\alpha}_1 F_1 + \bar{\alpha}_2 F_2 + \frac{4\bar{q}_0}{\bar{T}} F_2 \varphi} \right) \delta G, \quad (3)$$

где $\delta T = \frac{\Delta T}{\bar{T}_{f1} - \bar{T}} = \frac{T - \bar{T}}{\bar{T}_{f1} - \bar{T}}$, $\delta T_{f1} = \frac{\Delta T_{f1}}{\bar{T}_{f1} - \bar{T}} = \frac{T_{f1} - \bar{T}_{f1}}{\bar{T}_{f1} - \bar{T}}$, $\delta G = \frac{\Delta G}{\bar{G}} = \frac{G - \bar{G}}{\bar{G}}$ – относительное изменение

средней температуры радиатора, температуры теплоносителя и расхода; $\bar{T}, \bar{T}_{f1}$ – средняя температура радиатора и теплоносителя в установившемся тепловом режиме; $\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2$ – коэффициенты теплоотдачи при установившемся тепловом режиме радиатора в нормальных условиях; $\bar{q}_0 = \varepsilon_{эфф} \sigma (\bar{T}/100)^4$ – максимальный лучистый тепловой поток от радиатора.

Уравнение (3) может быть преобразовано по Лапласу на комплексной плоскости к виду:

$$(T^* s + 1) \delta T(s) = a_1 \delta T_{f1}(s) + a_2 \delta G(s), \quad (4)$$

где $T^* = \frac{cm}{\bar{\alpha}_1 F_1 + \bar{\alpha}_2 F_2 + \frac{4\bar{q}_0}{\bar{T}} F_2 \varphi}$ – постоянная времени;

$a_1 = \frac{\bar{\alpha}_1 F_1}{\bar{\alpha}_1 F_1 + \bar{\alpha}_2 F_2 + \frac{4\bar{q}_0}{\bar{T}} F_2 \varphi}$ – коэффициент усиления по температуре теплоносителя;

$a_2 = \frac{n\bar{\alpha}_1 F_1}{\bar{\alpha}_1 F_1 + \bar{\alpha}_2 F_2 + \frac{4\bar{q}_0}{\bar{T}} F_2 \varphi}$ – коэффициент усиления по расходу через радиатор.

Длительность переходного режима на радиаторе при колебаниях температуры теплоносителя или расхода определяется постоянной времени. Изменение средней температуры радиатора во времени при ступенчатом изменении расхода:

$$\delta T(\tau) = a_2 \left[1 - \exp\left(-\frac{\tau}{T^*}\right) \right], \quad (5)$$

средней температуры радиатора во времени при ступенчатом изменении температуры теплоносителя:

$$\delta T(\tau) = a_1 \left[1 - \exp\left(-\frac{\tau}{T^*}\right) \right]. \quad (6)$$

Время завершения переходного процесса определяется при достижении радиатором нового температурного состояния соответствующего 90% величины конечного значения температуры.

Тогда:

$$1 - \exp\left(-\frac{\tau_n}{T^*}\right) = 0,9 \quad (7)$$

в результате, время переходного процесса определяется соотношением:

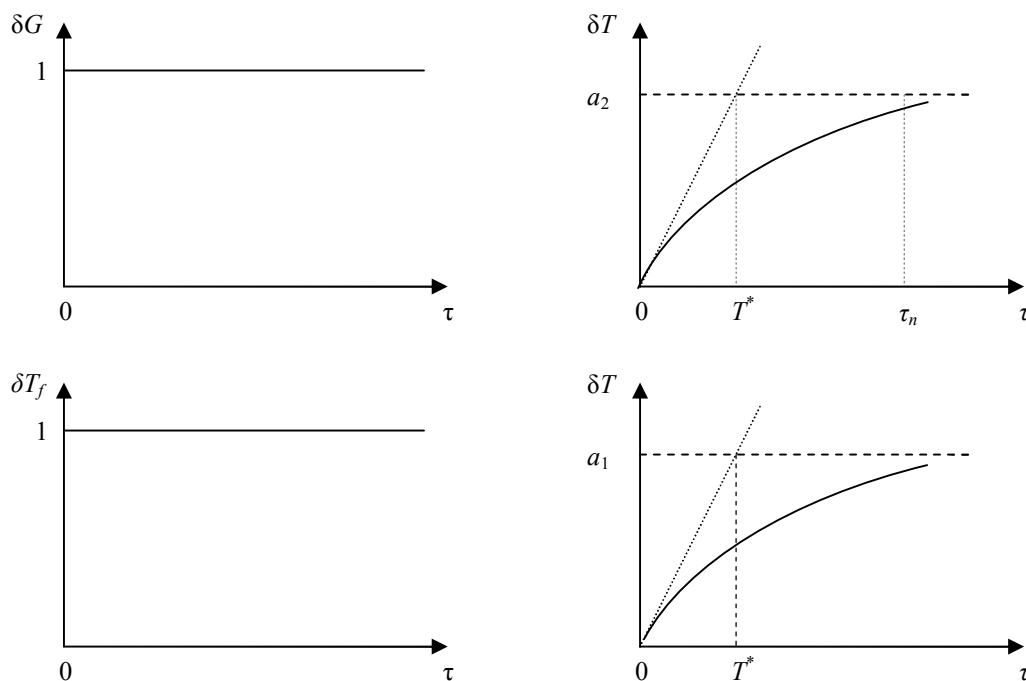
$$\tau_n = 2,3 T^*. \quad (8)$$

Время релаксации температурного поля определяется временем распространения температурной волны на характерное расстояние. Для чугунных радиаторов характерное расстояние соответствует приведенной толщине стенки; для алюминиевых, биметаллических и стальных радиаторов с развитой поверхностью теплообмена – средняя длина ребра:

$$\tau_p = \frac{\delta^2}{a_T}, \quad (9)$$

где $a_T = \frac{\lambda}{c\rho}$ – коэффициент температуропроводности материала радиатора.

График переходного процесса показывает инерционный характер выхода на новый тепловой режим (см. рисунок).



Графики переходных процессов в радиаторе

Типовые значения параметров установившегося теплового режима при нормальных условиях для различных типов радиаторов представлены в табл. 2.

Таким образом, анализируя результаты проведенного моделирования параметров переходных процессов в радиаторах типовых конструкций, использующихся в современных системах отопления, можно определить минимальное время, за которое происходит переход с одного температурного уровня на другой.

Время опроса сенсоров температуры может быть задано исходя из различных критериев: максимальная точность определения теплопотребления в режиме реального времени, определение величины теплопотребления с заданной точностью, максимальное время работы сенсора и т.д.

Параметры радиаторов системы отопления

Параметр	Ед. изм	Чугунный радиатор	Алюминиевый радиатор	Биметаллический радиатор
Удельная теплоемкость c	Дж/кг·К	502	896	800
Коэффициент температуропроводности	м ² /с	$1,3 \cdot 10^{-5}$	$7,85 \cdot 10^{-5}$	$6,84 \cdot 10^{-5}$
Масса секции m	кг	7,1	1,5	2
Площадь внутренней поверхности секции, F_1	м ²	0,126	0,05	0,025
Площадь наружной поверхности секции F_2	м ²	0,244	0,46	0,46
Коэффициент внутренней теплоотдачи $\bar{\alpha}_1$	Вт/м ² К	200	600	900
Коэффициент внешней теплоотдачи $\bar{\alpha}_2$	Вт/м ² К	6,1	6,1	6,1
Средняя температура при нормальных условиях $\bar{T}$	К	358	357	355
Максимальный тепловой поток $\bar{q}_0$	Вт/м ²	830	810	800
Характерная длина пути δ	м	0,008	0,029	0,029
Постоянная времени T^*	с	70,6	40,0	60,8
Время переходного процесса τ_n	с	162,4	92,0	140,0
Время релаксации τ_p	с	4,8	10,7	12,3
Полное время переходного процесса в радиаторе	с	167,2	102,7	152,3

Исходя из критерия максимальной точности определения теплотребления, представляется целесообразным определить минимальный период опроса сенсора температуры как время порядка длительности переходного режима для алюминиевого радиатора, что составляет около 100 секунд. Для использования в Системе индивидуального учета, распределения и потребления энергетических ресурсов минимальный период опроса может составить 2 минуты. Увеличение периода опроса приведет к повышению погрешности определения теплотребления инженерного объекта (помещения, квартиры), для расчета которой требуется проведение дополнительных исследований.

Литература

Бесекерский, В.А. Теория систем автоматического регулирования / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. – М.: Наука, 1966. – 992с.

Поступила в редакцию 2 сентября 2008 г.

Ваулин Сергей Дмитриевич. Доктор технических наук, профессор, проректор по научной работе Южно-Уральского государственного университета, заведующий кафедрой «Двигатели летательных аппаратов». Область научных интересов – проектирование регулируемых энергетических установок и сложных технических систем, теория теплофизических систем.

Vaulin Sergei Dmitrievich. Dr.Sc. (Engineering), Professor, pro-rector for scientific work of South Ural State University, Head of «Engines of flying machines» department. Pro-

professional interests: designing of adjustable power devices and complex engineering systems, theory of heat transfer systems.

Карташев Александр Леонидович. Доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели летательных аппаратов» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – математическое моделирование и проектирование энергетических установок и сложных технических систем, исследование гидрогазодинамических процессов и процессов теплообмена в технических системах.

Kartashev Alexander Leonidovich. Dr.Sc. (Engineering), professor of «Engines of flying machines» department of South Ural State University. Professional interests: mathematical simulation and designing of power devices and complex engineering systems, investigation of hydro- and gas-dynamic processes and processes of heat transfer in engineering systems.

Карташева Марина Анатольевна. Старший научный сотрудник кафедры «Двигатели летательных аппаратов» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – математическое моделирование и проектирование энергетических установок и сложных технических систем, исследование гидрогазодинамических процессов и процессов теплообмена в технических системах.

Kartasheva Marina Anatolyevna. Senior staff scientist of «Engines of flying machines» department of South Ural State University. Professional interests: mathematical simulation and designing of power devices and complex engineering systems, investigation of hydro- and gas-dynamic processes and processes of heat transfer in engineering systems.

Сафонов Евгений Владимирович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели летательных аппаратов» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – проектирование энергетических установок, математическое моделирование гидрогазодинамических и тепловых процессов в технических системах.

Safonov Eugeney Vladimirovich. Cand.Sc. (Engineering), Associate Professor of «Engines of flying machines» department of South Ural State University. Professional interests: designing of power devices, mathematical simulation of hydro- and gas-dynamic and heat processes in engineering systems.

Шестаков Александр Леонидович. Доктор технических наук, профессор, ректор Южно-Уральского государственного университета, заведующий кафедрой «Информационно-измерительная техника». Область научных интересов – разработка перспективных образцов информационно-измерительной техники, применение современных достижений микросистемной техники в различных отраслях промышленности.

Shestakov Alexander Leonidovich. Dr.Sc. (Engineering), Professor, Rector of South Ural State University, Head of «Information and measurement instrumentations» department. Area of scientific interests – development of perspective models of information and measurement instrumentations, application of modern achievements of micro system technology in industries.

Контроль и испытания

УДК 658.58

АНАЛИЗ ВИБРАЦИЙ КОРПУСА ТУРБОКОМПРЕССОРА ТКР-8,5С ПРИ ЕГО СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ

О.К. Слива, Д.Ю. Иванов, П.А. Тараненко

ANALYSIS OF THE VIBRATIONS OF THE TURBOCOMPRESSOR FRAME TKP-8,5C DURING BENCH TESTINGS

O.K. Sliva, D.U. Ivanov, P.A. Taranenko

С целью оценки антивибрационных свойств подшипников ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С экспериментально измерялись виброускорения его корпуса. Расчетные значения виброускорений получены с помощью конечно-элементной модели. Сопоставлением результатов расчета с экспериментальными спектрами идентифицированы составляющие, усиленные резонансными колебаниями корпуса.

Ключевые слова: подшипники скольжения, вибродиагностика, корпус турбокомпрессора, измерение вибрации, спектр, акселерометр, гибкий ротор, виброускорение, метод конечных элементов, собственная частота.

To study antivibration characteristics of the turbocompressor TKP-8,5C rotor bearings experimental measurements of its frame vibrating acceleration were made. The calculated value of the vibrating acceleration are obtained by means of the finite-element model. The components intensified by the frame resonance oscillations were identified by means of the comparison of the results of calculation with the experimental spectrum.

Keywords: plain bearings, vibration monitoring, turbocompressor frame, vibration measurement, spectrum, accelerometer, flexible rotor, vibrational acceleration, finite-element method, eigenfrequency.

Некоторые дизельные двигатели тепловозов, тракторов и даже легковых автомобилей оборудуются малоразмерными высокооборотными турбокомпрессорами (ТК). Их безотказная работа определяется, в первую очередь, техническим состоянием подшипников ротора. Кафедрой «Автомобильный транспорт» ЮУрГУ совместно с заводом-изготовителем разработано несколько модификаций подшипниковых узлов ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С. Конструкция подшипникового узла с двумя плавающими вращающимися (ПВ) втулками и дистанционной распорной втулкой (рис. 1, а) внедрена в серийное производство. Другим вариантом является подшипниковый узел с плавающей невращающейся (ПН) моновтулкой (рис. 1, б). У этого варианта в отличие от ранее выпускаемой серийной конструкции ПН втулка облегчена, кроме того изменена схема подачи смазки в наружный и внутренний смазочные слои.

Кафедрой разработана методика расчета динамики и гидромеханических характеристик подшипников с ПВ и ПН втулками учитывающая гибкость ротора [1]. Траектории движения цапф ротора и проекции реакций R смазочного слоя, действующие на корпус ТК, для схем на рис. 1 получены численным интегрированием системы 44 дифференциальных уравнений движения элементов гибкого ротора (колес, цапф и втулок). Исходные данные для расчета приведены в [1]. Проекция сил внешнего смазочного слоя R_x и R_y на оси системы координат, связанной с корпусом ТК, и соответствующие им результирующие спектры для компрессорного и турбинного подшипников приведены на рис. 2.

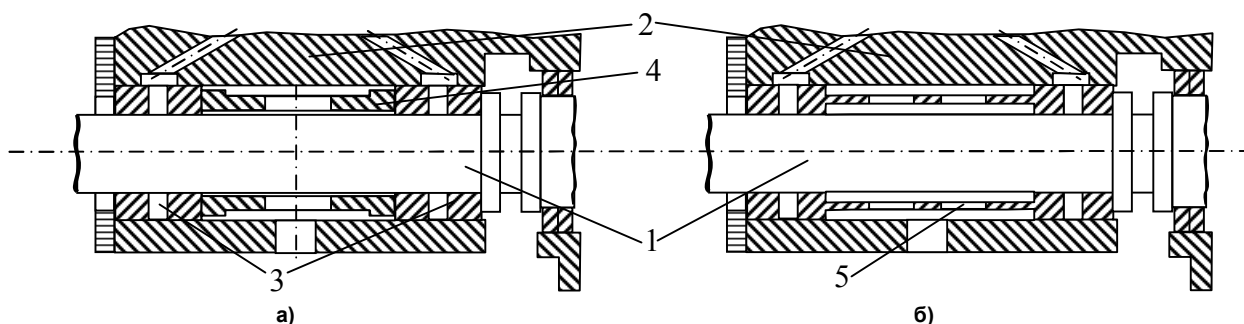


Рис. 1. Конструкции подшипниковых узлов роторов турбокомпрессоров с ПВ втулками – а, с ПН моновтулкой – б: 1 – ротор, 2 – корпус подшипников, 3 – ПВ втулки, 4 – дистанционная втулка, 5 – ПН моновтулка

На спектрах расчетных реакций внешнего смазочного слоя присутствует два всплеска: на частотах 334 Гц и 1114 Гц. Частота $f_p=1114$ Гц («роторная») совпадает с частотой вращения ротора и определяется его дисбалансом, частота $f=334$ Гц соответствует прецессии центров масс цапф ротора [2, 3]. Из сопоставления амплитуд двух спектральных составляющих следует, что силы от дисбаланса ротора малы.

Экспериментальные исследования турбокомпрессоров ТКР-8,5С с двумя вариантами конструкций подшипников (см. рис. 1) проводились на безмоторном стенде для испытаний ТК. Вибрации его корпуса измерялись трехкомпонентным пьезоэлектрическим акселерометром в радиальном, тангенциальном и осевом направлениях.

Виброизмерительные каналы состояли из трехкомпонентного датчика 4321 и трех предусилителей ZM0060 фирмы Briel&Kjaer, 8-канального синхронного регистратора «Атлант» фирмы «Виброцентр». Сигналы вибраций записывались на жесткий диск ПК. Спектры виброускорений на некоторых режимах работы ТК, полученные с помощью быстрого преобразования Фурье, представлены на рис. 3, 4, где приведены их абсолютные значения, вычисленные по составляющим спектров виброускорений по осям X и Y. Всплеск на частоте 100 Гц – это реакция системы на воздействие приводного электродвигателя маслостанции, закрепленной на раме стенда.

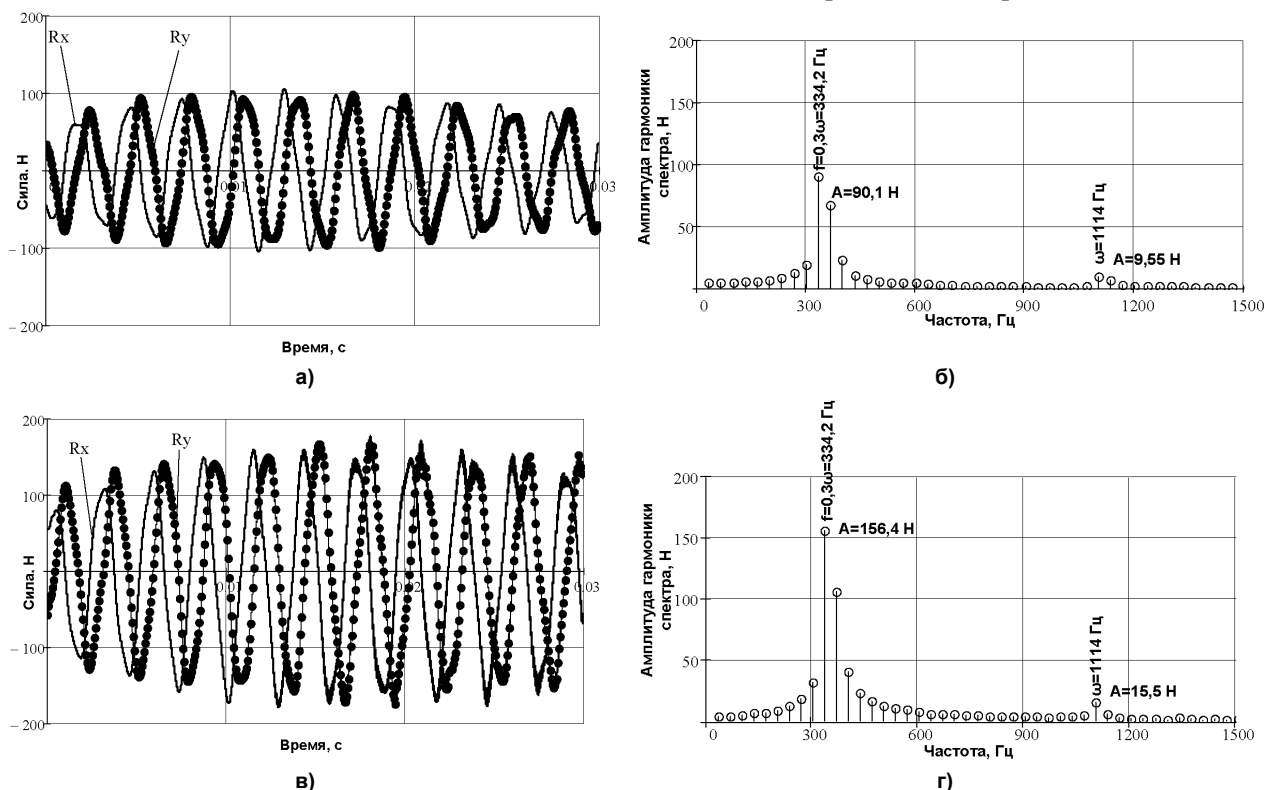


Рис. 2. Проекции R_x , R_y и соответствующие им спектры сил: а), б) компрессорный, в), г) турбинный подшипники

Известно [2–4], что смазочные слои подшипников скольжения могут вызывать интенсивную вибрацию на частоте $(0,42...0,48)f_p$ и ее гармониках, объясняемую прецессией вала в подшипнике. Наш опыт расчетов динамики подшипников с ПВ и ПН втулками [1, 2] показывает, что ее частота может составлять и меньшую величину $f=(0,25...0,4)f_p$ (см. рис. 2).

На рис. 3, а отмечена «роторная» частота $f_p=517,58$ Гц. Спектральная составляющая $f=0,425f_p=219,73$ Гц идентифицирована как частота прецессии. На спектре присутствуют вторая $2f=439,45$ Гц и третья $3f=659,19$ Гц гармоники. При этом необъяснимо большой оказывается амплитуда третьей гармоники – она в 1,7 раза превосходит 2-ю.

Еще менее понятными являются результаты спектрального анализа при $f_p=1205$ Гц (рис. 3, б): амплитуда второй гармоники с частотой $2f=603,03$ Гц в 4,3 раза превосходит амплитуду основной гармоники, а амплитуда гармоники $4f$ более чем вдвое превосходит третью.

Основной особенностью спектра, представленного на рис. 4, являются повышенные (по сравнению с ротором на невращающихся втулках) амплитуды виброускорений на всех частотах и, особенно, на частоте вращения ротора $f_p=1194$ Гц.

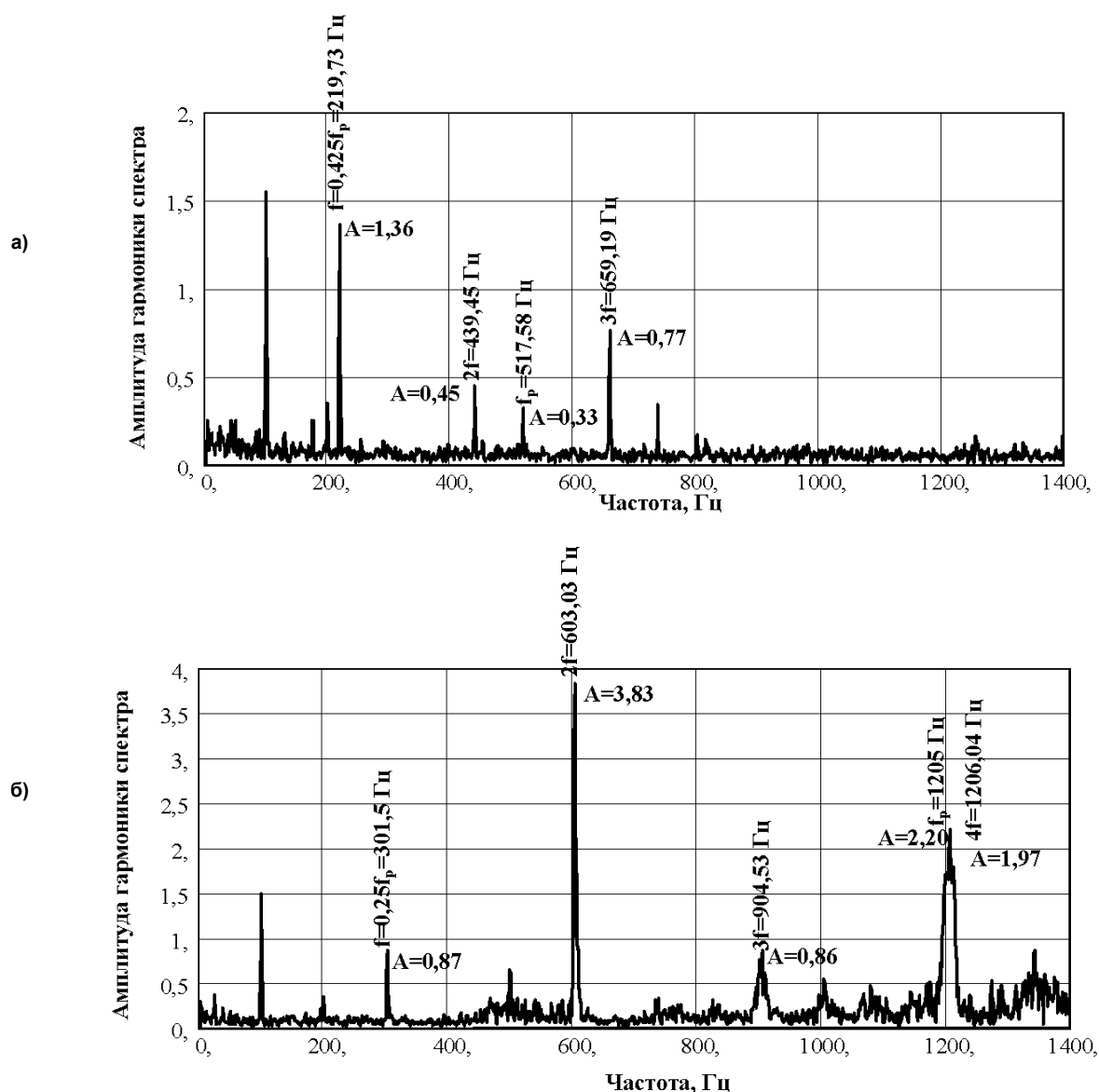


Рис. 3. Экспериментальные спектры виброускорений корпуса подшипников с ПН моновтулкой:
а) $f_p=517$ Гц, б) $f_p=1205$ Гц

Общая для трех рассмотренных спектров особенность (см. рис. 3, 4) – аномальный рост амплитуд спектральных составляющих в диапазоне частот $600...660$ Гц и около частоты 1200 Гц.

Это наводит на мысль о резонансном усилении амплитуд колебаний корпуса в этих областях частот.

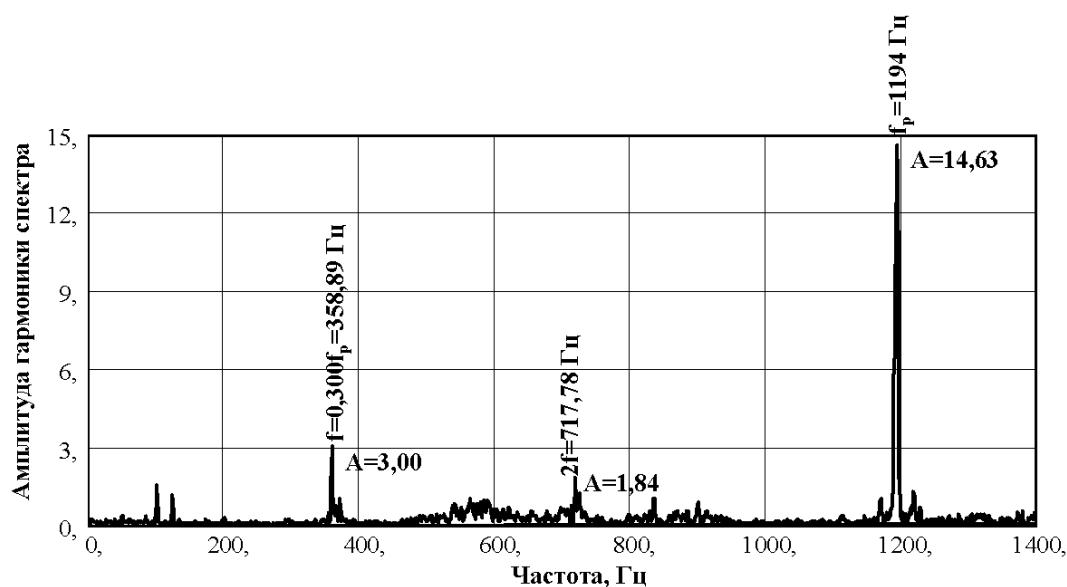


Рис. 4. Экспериментальные спектры виброускорений корпуса подшипников с ПВ втулками, $f_p = 1194$ Гц

Обычно при проведении подобного рода экспериментов по умолчанию принимается упрощенное представление корпуса в виде абсолютно твердого тела. Однако, как показали приведенные выше примеры, такое представление затрудняет идентификацию спектра виброакустического сигнала, полученного с корпуса ТК на высоких частотах. Авторы уточнили модель канала связи, которым является корпус турбокомпрессора, передающий сигнал датчику виброускорений [4], дополнив ее расчетом вынужденных колебаний корпуса ТК с построением конечноэлементной модели исследуемой конструкции, составные части которой и место установки датчика представлены на рис. 5.

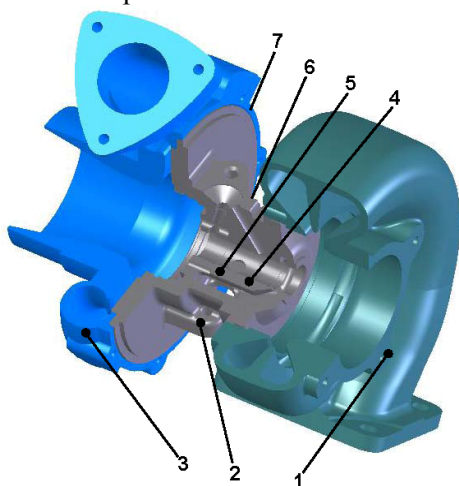


Рис. 5. Элементы корпуса турбокомпрессора:
1 – корпус турбины 7,42 кг; 2 – корпус подшипников, 2,95 кг;
3 – корпус компрессора 1,72 кг; 4, 5 – точки корпуса подшипников, 6 – датчик; 7 – точка корпуса компрессора

дают уже 4 собственных частоты корпуса. Анализ форм колебаний показывает, что первым двум частотам соответствуют его «изгибные» колебания в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Третьей частоте соответствуют «продольные» колебания вдоль оси ротора, а четвертой – «крутильные» вокруг этой оси. Во всех случаях речь идет, конечно, о преимущественном виде перемещений, поскольку каждая точка корпуса совершает колебания по всем трем направлениям.

При расчете собственных частот и форм колебаний корпуса ТК, закрепленного фланцем корпуса турбины на стенде, последний моделировался пластиной, шарнирно опертой по контуру.

Конечноэлементные модели корпусов компрессора, подшипников и турбины в сумме содержат 58 137 элементов типа Solid187 (десятиузловой тетраэдр). Низшие ненулевые частоты составляющих элементов корпуса, рассчитанные в пакете AnSYS, приведены в табл. 1, из которой видно, что только низшая собственная частота корпуса компрессора, изготавливаемого из алюминиевого сплава, попадает в диапазон частот вращения ротора $f_p \leq 1200$ Гц. Модель всего корпуса ТК получена «склеиванием» отдельных элементов по плоскостям разреза. Результаты расчета собственных частот свободного корпуса в сборе в диапазоне до 1500 Гц представлены в 4 столбце табл. 1. Теперь в зону виброактивности ротора ТК попа-

Влияние присоединенных газопроводов не учитывалось. Закрепление корпуса ТК кардинально меняет спектр частот системы, делая его очень плотным. Некоторые собственные частоты приведены в табл. 2. Если у свободного корпуса в диапазон частот 0...1500 Гц попадало 4 ненулевых частоты, то теперь в этот диапазон попадает 62 собственные частоты системы корпус – стенд.

Таблица 1

Собственные частоты свободного корпуса ТК				
Частота	Корпус компрессора	Корпус подшипников	Корпус турбины	Корпус ТК в сборе
p_1 , Гц	1131,7	3039,0	2392,5	993,0
p_2 , Гц	1419,5	3160,0	2880,1	1020,0
p_3 , Гц	1812,1	3738,2	3394,5	1206,0
p_4 , Гц	2114,4	4150,4	3564,7	1438,0

Таблица 2

Амплитуды некоторых точек (собственных формы) турбокомпрессора, закрепленного на стенде					
Точки корпуса	Собственная частота, p_k				
	$p_{18}=537$ Гц	$p_{19}=557$ Гц	$p_{34}=883$ Гц	$p_{44}=1132$ Гц	$p_{51}=1294$ Гц
Подшипник 1 (точка 4, рис. 5)	2,80	3,92	2,30	2,13	3,83
Подшипник 2 (точка 5, рис. 5)	0,94	0,80	3,13	1,75	3,02
Датчик (точка 6, рис. 5)	3,43	5,53	0,60	2,36	7,75
Корпус компрессора (точка 7, рис. 5)	7,57	13,0	9,1	13,2	19,6

Подавляющему большинству этих частот соответствуют преимущественно колебания пластины стенда, «засоряющие» полезный сигнал.

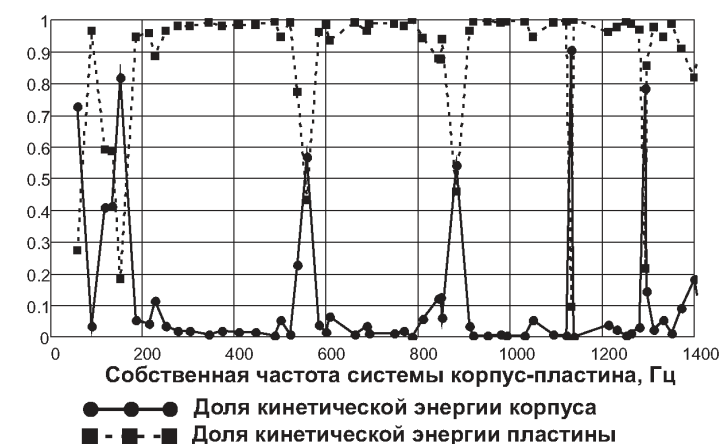
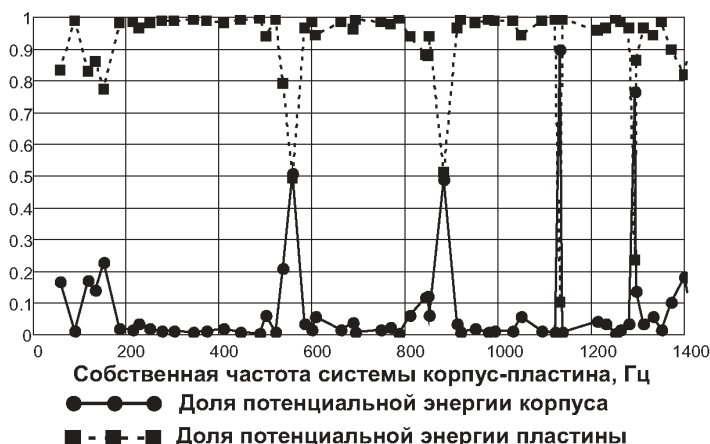


Рис. 6. Относительная кинетическая и потенциальная энергии корпуса и пластины

Выделить частоты, на которых проявляется виброактивность корпуса, позволяет сопоставление величины потенциальной и кинетической энергии пластины и корпуса ТК на всех собственных частотах системы. В диапазоне до 1500 Гц выделяются 9 собственных частот, на которых кинетическая энергия корпуса составляет заметную величину от ее суммарной величины (рис. 6).

В нижней части спектра расположены 4 собственные частоты, на которых корпус ТК движется, практически, как твердое тело. Этот вывод следует из сопоставления кинетической энергии, сосредоточенной преимущественно в корпусе, с энергией деформации, сосредоточенной преимущественно в пластине. Область частот, где в наибольшей мере проявляется виброактивность, это частоты прецессии ротора $f=(0,25...0,48)f_p$ и ее гармоники, а также роторные гармоники kf_p ($k=1, 2, 3, \dots$). Эта область начинается с 220 Гц и простирается за пределы максимальной рабочей частоты $f_p=1200$ Гц. В частотный диапазон $220 \text{ Гц} < f_p \leq 1200 \text{ Гц}$ попадают четыре

резонансных частоты корпуса. Близким частотам 537 Гц и 557 Гц соответствуют «изгибные» колебания корпуса, параллельные плоскости пластины и отличающиеся формой ее деформации,

частоте 883 Гц – «изгибные» колебания из плоскости пластины, а частоте 1132 Гц – преимущественно «продольные» колебания элементов корпуса вдоль оси ротора. На этой частоте энергия колебаний корпуса составляет 90% энергии всей системы и корпус ТК представляет собой почти самоуравновешенную, слабо связанную со стендом систему, что объясняет малое отличие ее частоты от частоты 1206 Гц «продольных» колебаний свободного корпуса.

Расчет вынужденных колебаний корпуса ТК выполнен в пакете AnSYS методом разложения по собственным формам. В качестве вынуждающих сил в диапазоне 200...700 Гц взята система двух противофазных вращающихся векторов (рис. 7), соответствующая конической форме прецессии ротора [1], а на частотах выше 700 Гц – система коллинеарных вращающихся векторов. Реакции внешнего смазочного слоя и их спектральный состав представлены на рис. 2.

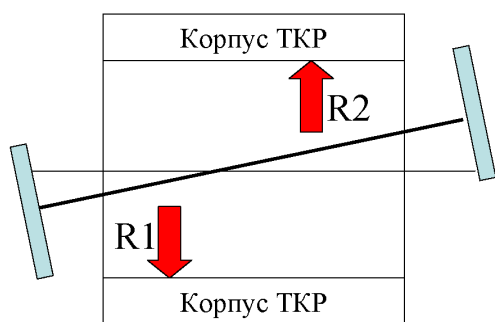


Рис. 7. Схема сил, действующих со стороны ротора на корпус ТК

Виброускорения корпуса в точке расположения датчика, полученные расчетным путем, представлены на рис. 8. Может показаться, что результат демонстрирует ортогональность заданной системы сил к собственной форме, соответствующей частоте 883 Гц. Однако из табл. 2, где представлены абсолютные значения амплитуд некоторых точек корпуса (формы колебаний), видно, что малые амплитуды, фиксируемые датчиком на частоте 883 Гц, обусловлены его расположением вблизи узловой точки соответствующей формы колебаний.

Знание динамических свойств корпуса ТК позволяет объяснить казавшиеся странными результаты экспериментов, представленных на рис. 3, 4.

Так, чрезмерно большая амплитуда третьей гармоники $3f=659,19$ Гц на рис. 3, а объясняется тем, что эта частота близка к резонансной частоте корпуса 557 Гц, найденной расчетным путем.

Тем же объясняется увеличение гармоники $2f=603,03$ Гц на рис. 3, б. Учитывая, что для конструкции сложной формы, граничные условия которой заданы приближенно, нельзя ожидать совпадения расчетных и экспериментальных частот, можно предположить, что истинное значение резонансной частоты корпуса при проведении эксперимента находилось в диапазоне 600...650 Гц.

Понятной становится большая амплитуда гармоник $4f=1206$ Гц, $f_p=1205$ Гц (см. рис. 3, б) и $f_p=1194$ Гц (см. рис. 4), поскольку они близки к расчетной собственной частоте корпуса $p_{51}=1132$ Гц.

Таким образом, сопоставление результатов расчетного исследования с данными экспериментов подтверждает наличие резонансных частот корпуса ТК в зоне виброактивности его ротора, неортогональность вынуждающих сил к соответствующим формам колебаний, а также достаточно высокий коэффициент динамичности, приводящий к значительному усилению сигналов, попадающих в резонансную зону.

Это значит, что при малых случайных изменениях частоты вращения ротора f_p одновременно изменяются частота f и ее гармоники, что приводит к случайным сближениям или удале-

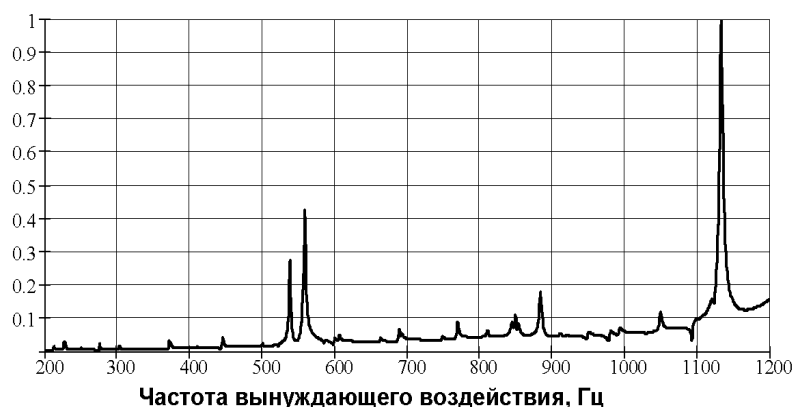


Рис. 8. Относительные виброускорения точки установки датчика

ниям этих гармоник от резонансных частот корпуса и, соответственно, к случайному, не связанному с техническим состоянием подшипников, изменению амплитуд гармоник спектра и соотношению их составляющих, получаемых в эксперименте. Следовательно, амплитуды гармоник, подлежащих дальнейшему количественному анализу, должны быть достаточно удалены от резо-

нансных частот корпуса ТК. Этого можно достичь, подобрав (расчетным путем или экспериментально) такую частоту вращения ротора f_r , при которой малые ее изменения приводят к малым изменениям соотношения амплитуд составляющих спектра виброакустического сигнала.

Все сказанное относится к случаю, когда необходимо количественное сопоставление спектральных составляющих виброакустического сигнала из различных частотных областей. Если же требуется сопоставить его средние квадратические значения в достаточно широкой частотной области, например, при сопоставлении антивибрационных свойств подшипников разных типов, то «мешающее» влияние резонансных свойств корпуса ТК можно не учитывать, поскольку они не зависят от конструктивных особенностей подшипников ротора.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 07-08-00554а) и аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2006-2008 годы)» (код проекта РНП 2.1.2.2285).

Литература

1. Задорожная, Е.А. Результаты расчета динамики ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С. / Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк, П.А. Тараненко // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение», 2006. – Вып. 8. – №11 (66). – С. 69–77.
2. Иванов, Д.Ю. Вибрационное диагностирование турбокомпрессоров ТКР-8,5С / Д.Ю. Иванов // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Труды Международной научно – технической конференции. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. – С. 267–273.
3. Ширман, А.М. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А.М. Ширман, А.К. Соловьев. – М.: Машиностроение, 1996. – 276 с.
4. Генкин, М.Д., Соколова, А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 282 с.

Поступила в редакцию 31 мая 2008 г.

Слива Олег Кириллович. Кандидат технических наук, профессор кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – теория механических колебаний, динамика роторных машин.

Sliva Oleg Kirillovich Cand.Sc. (Engineering), Professor of the Applied Mechanics, Dynamics and Strength of Machines Department of the South Ural State University. Professional interests: theory of mechanical oscillations, dynamics of rotor machines.

Иванов Дмитрий Юрьевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – вибродиагностика машин, динамика подшипников.

Ivanov Dmitry Yurievich. Cand.Sc. (Engineering), Associate Professor of the Motor Transport Department of the South Ural State University. Professional interests: vibration monitoring of machines, dynamics of bearings.

Тараненко Павел Александрович. Ассистент кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин». Область научных интересов: теория механических колебаний, динамика роторов на подшипниках скольжения, метод конечных элементов, численные методы интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений движения.

Taranenko Pavel Aleksandrovich. Assistant of the Applied Mechanics, Dynamic and Strength of Machines Department. Professional interests: theory of mechanical oscillations, dynamics of rotors on plain bearings, finite-element method, numerical approach integration of the ordinary differential equations of motion.

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ПРИ РАБОТЕ ДВИГАТЕЛЯ НА БЕНЗАНОЛЕ

А.Н. Лаврик, С.Н. Богданов, А.С. Теребов

PECULIARITIES OF THE ENGINE OPERATING CYCLE RUNNING ON BENZANOL

A.N. Lavric, S.N. Bogdanov, A.S. Terebov

Сравниваются показатели рабочего цикла бензинового двигателя при работе на бензине А-76 и бензаноле.

Ключевые слова: топливо для двигателей внутреннего сгорания, альтернативное топливо, бензин, бензанол, оксигенаты, кислородосодержащие компоненты топлива.

The authors compare indexes of the operating cycle of the gasoline engine, running on A-76 type fuel and benzanol.

Keywords: fuel for internal combustion engines, alternate fuel, petrol, benzanol, oxygenates, oxygen-containing propellants.

На основании ранее проведенных исследований по обеспечению фазовой стабильности, детонационной стойкости и формированию фракционного состава изготовлены два образца бензанолов [1, 2]. Бензанол летний (БЛ) предназначен для эксплуатации двигателей при температурах окружающей среды выше минус 8 °С, а бензанол зимний (БЗ) – при температурах выше минус 40 °С. Топливо БЛ состоит, по массе из прямогонной бензиновой фракции – 84%, этанола (с содержанием воды 4,8 %) – 12,5%, изопропанола (с содержанием воды 3,5 %) – 3,5%. Топливо БЗ – из прямогонной бензиновой фракции – 80%, этанола (с содержанием воды 4,8%) – 10%; изопропанола (с содержанием воды 3,5%) – 10%. Октановое число по моторному методу бензиновой фракции – 72, бензанола летнего – 78,1, зимнего – 79, серийного бензина А-76 – 76. Спиртовые компоненты повышают детонационную стойкость бензиновой фракции на 6...7 пунктов по моторному методу. Этанол и изопропанол являются эффективными антидетонационными добавками.

Спиртовые компоненты оказывают большое влияние на важнейшую характеристику топлива – фракционный состав, характеризующий вместе с давлением насыщенных паров его испаряемость. На рис. 1 приведены характеристики фракционной разгонки бензиновой фракции, бензина А-76, летнего БЛ и зимнего БЗ бензанолов, полученных стандартным методом. Оксигенаты существенно снижают температуры выкипания 10% и 50% топлива и оказывают малое влияние на температуры начала и конца кипения. Следовательно, бензанолы должны положительно влиять на приемистость двигателя. Оксигенаты снижают давление насыщенных паров топлива. Этот показатель качества для бензиновой фракции – 44 900

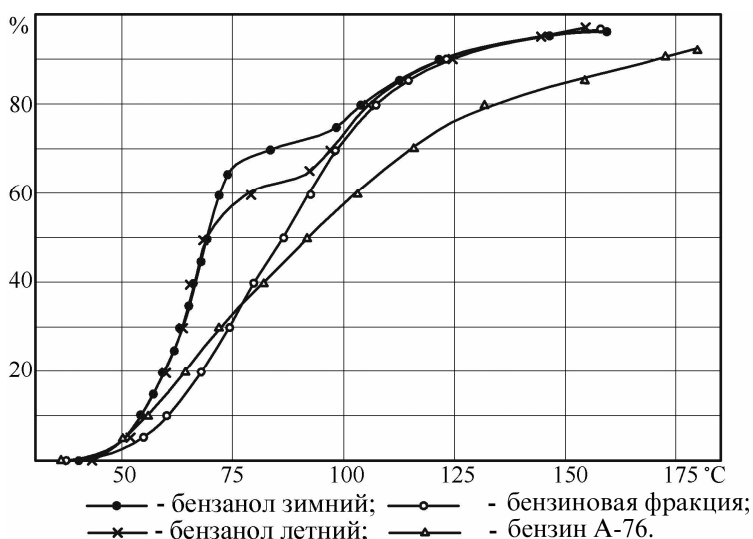


Рис. 1. Характеристики фракционной разгонки

Па (337 мм рт. ст.), для БЛ – 16 100 Па (121 мм рт. ст.), для БЗ – 8700 Па (65 мм рт. ст.). Снижение давления насыщенных паров улучшает стабильность топливоподачи, снижает потери топлива при хранении и эксплуатации, но не смотря на снижение температуры выкипания 10% топлива, может оказывать отрицательное влияние на карбюраторные и пусковые свойства топлива.

Исследования, проведенные на серийном четырехтактном, четырехцилиндровом двигателе с внешним смесеобразованием ЗМЗ-2401 (4Ч 9,2/9,2). У этого двигателя расположение цилиндров – вертикальное, рядное, рабочий объем – 2,445 дм³, диаметр цилиндра – 92 мм, ход поршня – 92 мм, степень сжатия – 7,64, максимальная частота вращения коленчатого вала – 4500 мин⁻¹, максимальная мощность – 62 кВт (85 л.с.), максимальный крутящий момент – 172 Нм при 2200–2400 мин⁻¹, требуемое топливо – бензин А-76.

Для оценки работы двигателя на бензине А-76 и бензаноле летнем (БЛ) снимались внешние скоростные характеристики (рис. 2). Определялись мощность N_e после коробки передач, часовой расход топлива G_T , удельный эффективный расход топлива g_e , температура рабочей смеси во впускном коллекторе $t_{вп}$.

Нагрузка двигателя обеспечивалась обкаточно-тормозным стендом КИ-2118 и измерялась маятниковым силоизмерителем. Тормозной стенд соединен с двигателем через коробку передач (КПП). Частота вращения коленчатого вала контролировалась электронным частотомером ЧЗ-33, а частота вращения ротора тормозного стенда – электронным тахометром ТЦ-3М. Расход топлива замерялся индикатором расхода АИР-50; температура отработавших газов хромель-алюмелевой (ХА) термопарой и потенциометром КВП1-519; температура во впускном коллекторе – хромель-копелевой (ХК) термопарой и потенциометром КСП1-001. Уровень детонации замерялся в четвертом цилиндре комплектом детонатора ДП-60 с магнитно-стрикционным датчиком, установленного в камере сгорания.

Внешние скоростные характеристики (см. рис. 2) при работе на топливах А-76 и БЛ снимались в диапазоне частоты вращения коленчатого вала 1800–3000 мин⁻¹, при полностью открытых дроссельных заслонках карбюратора и включенной прямой передаче.

В исследованном диапазоне мощность двигателя при работе на топливах А-76 и летнем бензаноле БЛ практически совпадает, но наблюдается тенденция к ее увеличению на 0,5–1,0 кВт при использовании бензанола, несмотря на его меньшую теплоту сгорания. Это обстоятельство свидетельствует о более эффективном сгорании бензанола по сравнению с товарным углеводородным топливом.

Часовой расход бензанола на 0,1–0,2 кг/ч меньше, чем бензина А-76, что объясняется повышенной вязкостью бензанола, влияющей на его расход через жиклеры карбюратора. Снижение часового расхода в сочетании с лучшей эффективностью его сгорания обеспечило и снижение удельного эффективного расхода бензанола на 3–5 г/кВт·ч. Таким образом, экономичность двигателя несколько улучшилась.

Температура топливно-воздушной смеси во впускном коллекторе при работе на бензаноле снизилась на 5–7 °С, что объясняется повышенной теплотой парообразования спиртовых компо-

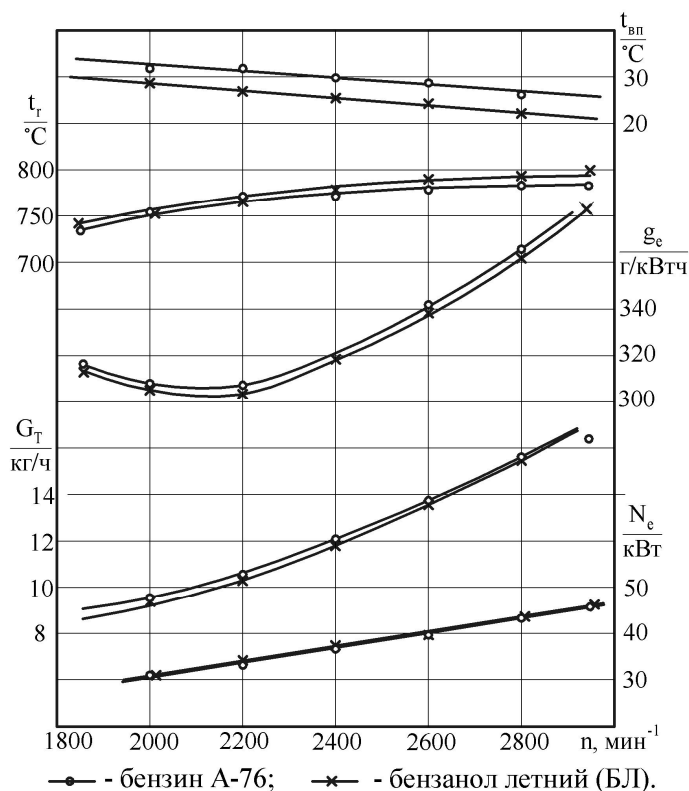


Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика двигателя 4Ч 9,2/9,2

нентов. При пуске холодного двигателя это не желательный эффект, а при форсировании двигателя по среднему эффективному давлению – положительный.

Температура отработавших газов при работе на бензаноле, во всем исследованном диапазоне, на 10–20 °С выше, чем на бензине А-76. На бензаноле двигатель работает на более бедной смеси по сравнению с бензином А-76 за счет снижения часового расхода топлива и увеличения расхода воздуха вызванного снижением его температуры во впускном коллекторе. Это, вероятно, повлияло на снижение потерь теплоты в систему охлаждения и на температуру отработавших газов.

При использовании зимнего бензанола показатели рабочего цикла близки по величине к показателям летнего, о чем свидетельствуют данные таблицы для режимов максимального крутящего момента ($n=2400 \text{ мин}^{-1}$) и максимальной мощности ($n=4500 \text{ мин}^{-1}$). Режим максимальной мощности снимается при включенной второй передаче в КПП ($i=2,26$), так как вращения ротора нагрузочного стенда ограничена величиной 3000 мин^{-1} .

При работе на бензанолах двигатель легко пускался, сразу останавливался при выключении зажигания, в стендовых условиях работал устойчиво, с хорошей приемистостью. Показания детонметра не выявляли детонационного сгорания бензанолов.

Таблица

Топливо	$n=2400 \text{ мин}^{-1}$				$n=4500 \text{ мин}^{-1}$			
	P_e	g_e	t_r	$t_{вп}$	P_e	g_e	t_r	$t_{вп}$
	МПа	г/кВт·ч	°С	°С	МПа	г/кВт·ч	°С	°С
А-76	0,758	325	760	30	0,511	352	902	22
БЛ	0,765	320	775	25	0,515	344	915	17
БЗ	0,758	323	775	24	0,513	344	915	15

Результаты исследований позволяют сделать вывод, что при использовании бензанолов с содержанием до 20% кислородосодержащих компонентов обеспечиваются удовлетворительные мощностные и экономические показатели рабочего цикла без изменения конструктивных и регулировочных параметров двигателя.

Литература

1. Богданов, С.Н. Обеспечение фазовой стабильности этанольных топлив для автомобильных двигателей / С.Н. Богданов, А.Н. Лаврик, А.С. Теремов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение», 2007. Вып.10. – №25(97). – С. 102–106.
2. Лаврик, А.Н. Влияние оксигенатных добавок на фракционный состав бензанолов / А.Н. Лаврик, С.Н. Богданов, А.С. Теремов // Труды XLVII Международной научно-технической конференции «Достижения науки – агропромышленному производству». – Челябинск, 2008. – С. 94–96.

Поступила в редакцию 7 июня 2008 г.

Лаврик Александр Николаевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета, академик РАН. Область научных интересов – рабочий цикл ДВС, многотопливность ДВС, химотологий топлив и смазочных материалов.

Lavric Aleksandr Nikolaevich. Dr.Sc. (Engineering), Professor of the Internal Combustion Engines Department of the South Ural State University, Academician of the Russian Academy of Sciences. Professional interests: operating cycle of an internal combustion engine, multifuel capacity of an internal combustion engine, chemistry of fuels and lubricating oils.

Теремов Антон Сергеевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы и проектирования машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – рабочий цикл и техническое обслуживание ДВС, конструкция и расчет ДВС.

Terebov Anton Sergeevich. Cand.Sc. (Engineering), Associate Professor of the Machine Basis and Design Department of the South Ural State University. Professional interests: operating cycle and technical maintenance of an internal combustion engine, design and engineering design of an internal combustion engine.

Богданов Сергей Николаевич. Аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – рабочий цикл ДВС, альтернативные виды автотракторных топлив.

Bogdanov Sergey Nikolaevich. Post-Graduate Student of the Internal Combustion Engines Department of the South Ural State University. Professional interests: operating cycle of an internal combustion engine, alternate types of car-and-tractor fuels.

ОЦЕНКА ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ ОДНОГО ТИПОРАЗМЕРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РЕГРЕССИОННЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ

В.Н. Бондарь, А.А. Малозёмов, А.В. Копеин, В.В. Герцев

TOXICITY ASSESSMENT OF THE EXHAUST GASES OF THE EQUAL DIMENSION-TYPE DIESEL ENGINES USING REGRESSION RELATIONSHIP

V.N. Bondar, A.A. Malozemov, A.V. Kopein, V.V. Gertsev

Приводятся результаты регрессионного анализа результатов экспериментального определения выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизелей производства ОАО «ПО Алтайский моторный завод» (АМЗ) одного типоразмерного ряда. Сформулированы рекомендации по использованию регрессионных зависимостей для расчетной оценки выбросов оксидов азота.

Ключевые слова: дизель, типоразмерный ряд, испытания, токсичность отработавших газов, оксиды азота, линейная регрессия.

The results of the regression analysis of experimental determination of hazardous emissions with the exhaust gases of the diesel engines of equal dimension-type produced by the open joint stock company "Production Enterprise Altai Motor Plant" (AMP) (OAO "Proizvodstvennoe Obedinenie Altaisky Motorny Zavod" (AMZ) are considered. Recommendations for use of the regression relationship for estimation of the nitric oxides emissions are defined.

Keywords: diesel engine, dimension-type, testing, exhaust toxicity, nitric oxides, linear regression.

Введение. Одной из актуальных проблем современного двигателестроения является снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизелей различных типов. В связи с этим, перед заводами-изготовителями встает проблема доводки выпускаемых дизелей по параметрам токсичности. Для этого необходимы расчетные методики, позволяющие оценить влияние конструктивных изменений на выбросы вредных веществ с отработавшими газами. В настоящее время такие методики разработаны и реализованные в виде программ, наиболее известными из которых являются зарубежные «GT-Power» фирмы «Gamma Technologies», AVL-Boost, Ricardo Wave и разработка МГТУ им. Баумана – «Дизель-RK». Кроме того, образование токсичных веществ можно оценить с помощью некоторых универсальных программных пакетов для расчета газовой динамики, например «Star-CD» фирмы Adapco, AVL-Fire, Fluent, KIVA. Однако, высокая стоимость программ, сложность и трудоемкость расчетов мешают их широкому распространению. Существует потребность в простых и быстрых методах расчета, которые позволяют на основании имеющихся экспериментальных данных оценить влияние различных факторов на характеристики токсичности дизелей одного типоразмерного ряда.

1. Линейная однопараметровая регрессия. Авторами выполнен анализ возможности использования линейных регрессионных зависимостей, полученных обработкой результатов испытаний дизелей, для оценки влияния различных факторов (в первую очередь частоты вращения коленчатого вала, цикловой подачи топлива и степени наддува) на выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Для этого проведены испытания пяти различных дизелей производства АМЗ по методикам ГОСТ 7.2.2.05 и ГОСТ Р 41.96-2005 (методика ГОСТ Р 41.96-2005 отличается только количеством экспериментальных точек и коэффициентами весомости). С целью распространения результатов на весь типоразмерный ряд дизелей АМЗ размерностью 13/14, в качестве объектов испытаний выбраны типичные представители ряда: 4- и 6-цилиндровые дизели с надду-

Контроль и испытания

вом и без наддува и поставленная на производство в 2008 году высокофорсированная модификация Д-4037. Основные технические характеристики двигателей приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные технические характеристики испытанных дизелей АМЗ

Параметр	Модель двигателя				
	А-41СИ	А-01МСИ	Д-442ВСИ	Д-461	Д-3047К
Число цилиндров	4	6	4	6	4
Номинальная мощность, кВт	69,0	99,0	116,2	161,7	183,8
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	1750	1700	1850	2000	2000
Наличие газотурбинного наддува	Нет	Нет	Есть	Есть	Есть

Испытания подтвердили соответствие дизелей требованиям нормативных документов. Для выявления влияния основных параметров, характеризующих режим работы двигателей, на характеристики токсичности проведена статистическая обработка экспериментальных данных. Первоначально был выполнен регрессионный анализ (линейная однопараметровая регрессия) влияния на концентрацию вредных веществ в отработавших газах частоты вращения, крутящего момента, часового расхода топлива и воздуха. Среднее квадратичное отклонение между экспериментальными данными и расчетом удельных выбросов оксидов азота (NO_x) в зависимости от крутящего момента составило $R^2=0,749$, для оксида углерода II (CO) $R^2=0,011$, для углеводородов (CH) $R^2=0,008$, что проиллюстрировано рис. 1.

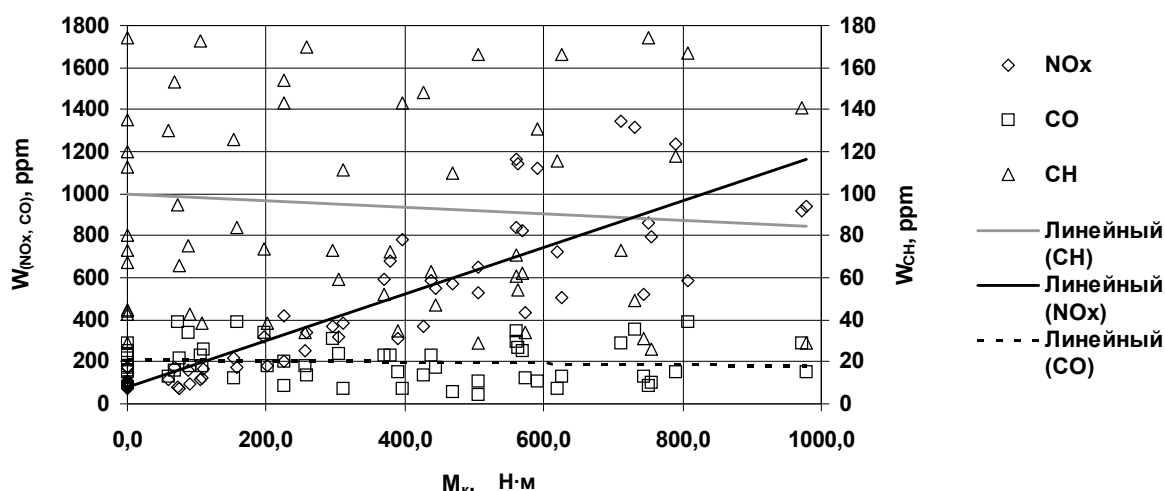


Рис. 1. Регрессионный анализ результатов испытаний дизелей АМЗ (линейная однопараметровая регрессия)

Аналогичный расчет, выполненный для фактора среднего эффективного давления дал следующие результаты: для NO_x — $R^2=0,324$, для CO — $R^2=0,144$, для CH — $R^2=0,009$. Анализ показал, что корреляция между основными параметрами двигателя и концентрацией вредных веществ выражена очень слабо и однопараметровая регрессионная зависимость не может использоваться для прогнозных расчетов.

2. Линейная многопараметровая регрессия. Был выполнен многопараметровый регрессионный анализ с теми же влияющими факторами (частота вращения, крутящий момент, часовые расходы топлива и воздуха). Для оксидов азота коэффициент парной корреляции расчетных и экспериментальных значений составил 0,952 (рис. 2), для оксида углерода II $R^2=0,126$ (рис. 3), для углеводородов (CH) $R^2=0,326$ (рис. 4).

Регрессионная зависимость имеет вид:

$$W_{\text{NO}_x} = 0,181n + 2,94M_{\text{кр}} - 49,3G_T - 0,451G_B + 141,62, \quad (1)$$

где W_{NO_x} — концентрация оксидов азота, ppm; n — частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент, Нм; G_T — расход топлива, кг/ч; G_B — расход воздуха, кг/ч.

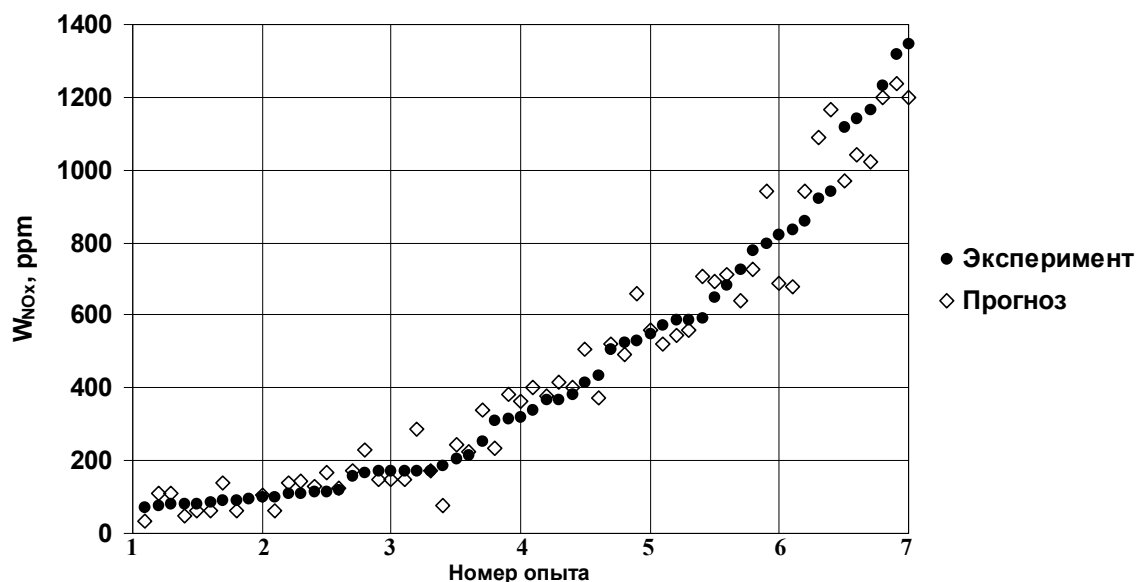


Рис. 2. Удельные выбросы оксидов азота (линейная многопараметровая регрессия), экспериментальные значения упорядочены вдоль оси абсцисс

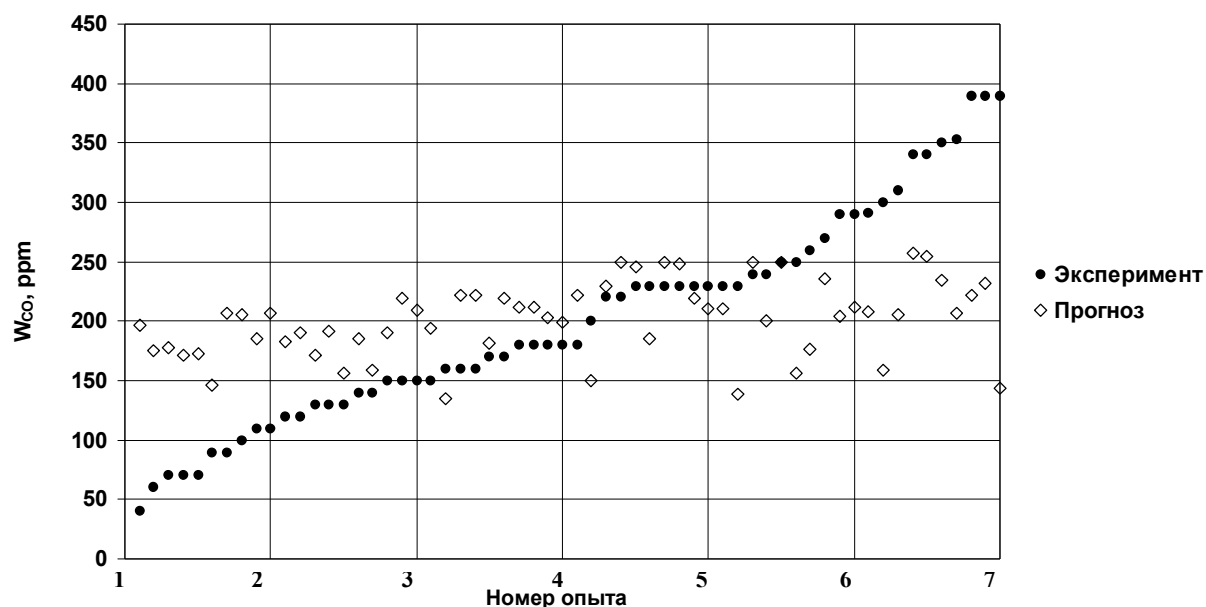


Рис. 3. Удельные выбросы оксида углерода II (линейная многопараметровая регрессия), экспериментальные значения упорядочены вдоль оси абсцисс

Так как уравнение (1) сложно преобразовать к виду, позволяющему вычислять удельные выбросы вредных веществ, приведенные к стандартной размерности г/кВт·ч, была определена многопараметровая регрессионная зависимость вида:

$$G_{NOx} = -0,115n + 1,758M_{кр} - 13,7G_T - 0,239G_B + 71,76, \quad (2)$$

где G_{NOx} – массовые выбросы оксидов азота, г/ч (рис. 5).

Среднее квадратичное отклонение между экспериментальными данными и расчетом составило $R^2=0,979$, что выше, чем определенное по формуле (1).

Отметим, что в уравнениях (1) и (2) все влияющие факторы приведены к двигателю в целом, а не к одному цилиндру. По формуле (2), с использованием методик обработки данных, приве-

Контроль и испытания

денных в нормативно-технической документации, можно определить удельные выбросы вредных веществ приведенные к стандартной размерности г/кВт·ч.

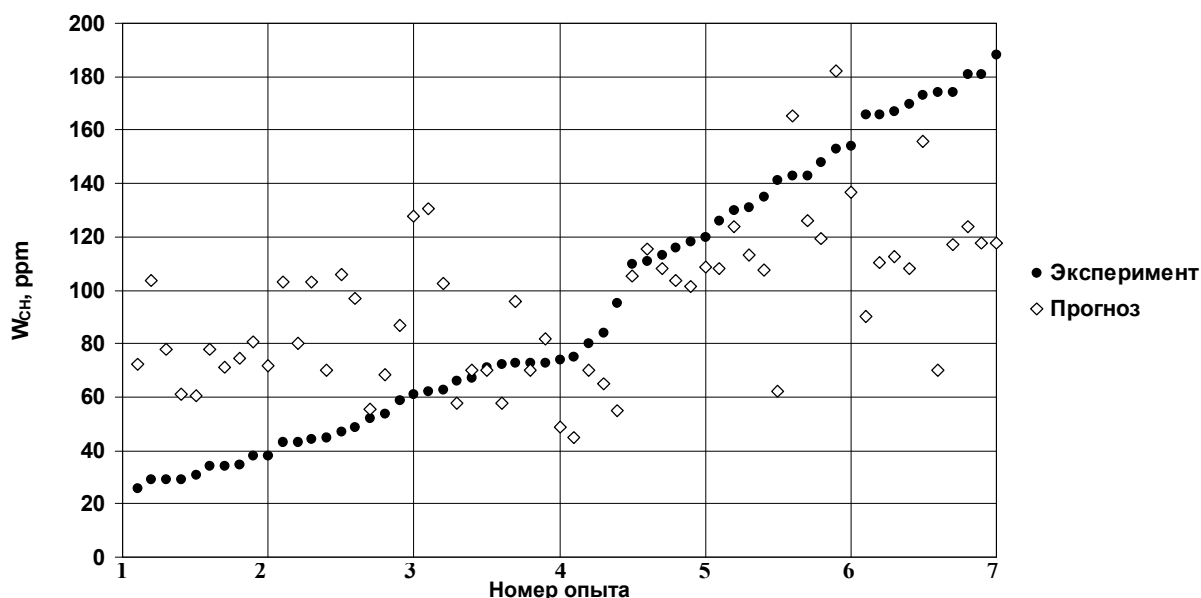


Рис. 4. Удельные выбросы углеводородов (линейная многопараметровая регрессия), экспериментальные значения упорядочены вдоль оси абсцисс

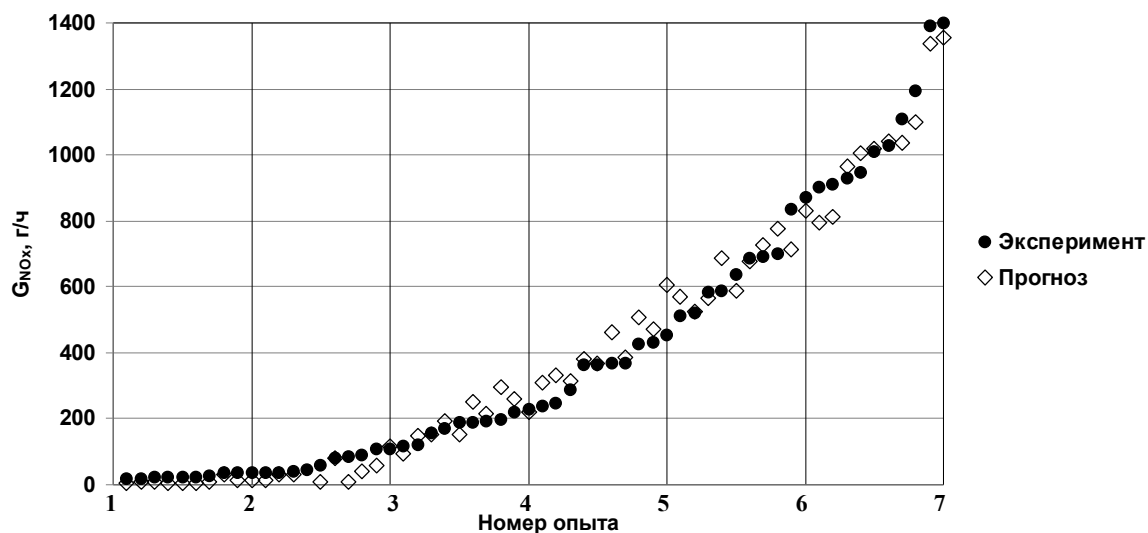


Рис. 5. Удельные выбросы оксидов азота (линейная многопараметровая регрессия), экспериментальные значения упорядочены вдоль оси абсцисс

Высокая сходимость экспериментальных и расчетных значений выбросов оксида азота объясняется особенностями химической кинетики их образования, которая хорошо описывается механизмом Зельдовича и предполагает пропорциональную зависимость от температуры и давления рабочего тела в камере сгорания, которые, в свою очередь, зависят от включенных в уравнение (1) факторов. Выбросы оксида углерода II и углеводородов определяются процессами смесеобразования, зависящими от динамики топливоподачи, геометрии распыливающих отверстий форсунки и камеры сгорания, которые не учитываются при регрессионном анализе.

Заключение. В ходе исследования установлено, что величина удельных выбросов оксидов азота с отработавшими газами дизелей одного типоразмерного ряда может быть с высокой сте-

пенью достоверности аппроксимирована линейной зависимостью от его основных характеристик: частоты вращения, крутящего момента или мощности, удельных или абсолютных значений расхода топлива и воздуха. Эти зависимости могут быть использованы при конструктивной доводки дизелей по параметрам токсичности и определении их допустимых значений согласно требованиям стандартов.

Поступила в редакцию 26 мая 2008 г.

Бондарь Владимир Николаевич. Кандидат технических наук, заслуженный машиностроитель Российской Федерации, заведующий кафедрой «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета, генеральный директор ОАО «НИИ Автотракторной техники». Область научных интересов – испытания дизелей военных машин.

Bondar Vladimir Nikolaevich. Cand.Sc. (Engineering), Honored Mechanical Engineer of the Russian Federation, Head of the Special and Road Building Machines Department of the South Ural State University, Director-General of the open joint stock company «Scientific Research Institute of Automotive Engineering» (ОАО «Nauchno-Issledovatel'sky Institut Avtotraktornoi Tekhniki»). Professional interests: testing of diesel engines of the military machines.

Малозёмов Андрей Адиевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания.

Malozemov Andrey Adievich. Cand.Sc. (Engineering), Associate Professor of the Special and Road Building Machines Department of the South Ural State University. Professional interests: operating processes of internal combustion engines.

Копеин Алексей Викторович. Начальник отдела ремонта автомобильной техники ГАБТУ. Область научных интересов – экология двигателей внутреннего сгорания.

Kopein Aleksey Viktorovich. Head of the Automotive Engineering Repairing Department of the General Armoured Office. Professional interests: ecology of internal combustion engines.

Герцев Василий Васильевич. Почетный машиностроитель Российской Федерации, доцент кафедры «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета, заместитель генерального директора ОАО «НИИ Автотракторной техники». Область научных интересов: испытания дизелей военных машин.

Gertsev Vasily Vasilievich. Honored Mechanical Engineer of the Russian Federation, Associate Professor of the Special and Road Building Machines Department of the South Ural State University, Deputy Director-General of the open joint stock company «Scientific Research Institute of Automotive Engineering» (ОАО «Nauchno-Issledovatel'sky Institut Avtotraktornoi Tekhniki») Professional interests: testing of military machines diesel engines.

ВЛИЯНИЕ ДОБАВОК ОКСИГЕНАТОВ НА АНТИДЕТОНАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА ТОПЛИВ ДЛЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

С.Н. Богданов, А.Н. Лаврик, А.С. Теребов

INFLUENCE OF THE OXYGENATES SUPPLEMENTS ON THE QUALITIES OF THE ANTIKNOCK FUELS FOR THE AUTOMOBILE SPARK-IGNITION ENGINES

S.N. Bogdanov, A.N. Lavric, A.S. Terebov

Оценивается влияние различных оксигенатных компонентов топлива на его антидетонационные свойства.

Ключевые слова: топливо для двигателей внутреннего сгорания, альтернативное топливо, бензин, бензанол, оксигенаты, кислородосодержащие компоненты топлива, антидетонационные свойства топлив.

The influence of various oxygenate fuel components on its antiknock qualities is analyzed.

Keywords: fuel for internal-combustion engines, alternate fuel, petrol, benzanol, oxygenates, oxygen-containing propellants, qualities of the antiknock fuels.

Одной из важнейших характеристик топлив для двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с принудительным зажиганием является их детонационная стойкость, которую наиболее точно характеризует температура самовоспламенения. Так как температура самовоспламенения зависит от множества факторов, детонационную стойкость топлива оценивают по косвенному показателю – октановому числу (ОЧ).

Детонационная стойкость бензинов может быть повышена двумя способами: применением вторичных методов переработки сырья (термический крекинг, каталитический крекинг и т. д.), либо добавлением высокооктановых компонентов и специальных присадок, называемых антидетонаторами. Первый способ достаточно дорогостоящий. Технологические потери на нагрев сырья при производстве прямогонного бензина составляют 5 %, а при использовании вторичных методов – 25 %. Добавление антидетонаторов экономически более выгодный способ, так как их содержание в топливе находится в диапазоне от нескольких процентов до сотых долей процентов. В таблице приведен ассортимент антидетонаторов [1].

Из таблицы видно, что практически все антидетонаторы имеют свои недостатки, в связи с чем связано ограничение их содержания в топливе, а следовательно максимально возможный прирост ОЧ топлива. Антидетонаторы на основе соединений свинца в настоящее время запрещены для применения в автомобильных бензинах. Новый регламент «О требованиях к автомобильному и авиационному бензину, дизельному и судовому топливу, топливу для реактивных двигателей и топочному мазуту», вступающий в силу с августа 2008 года, допускает использование только антидетонаторов на основе ароматических аминов и кислородосодержащих добавок.

Кислородосодержащие добавки (оксигенаты) обладают рядом преимуществ перед другими антидетонаторами: возможностью получения из возобновляемых источников сырья, низкой токсичностью, как самих топлив, так и продуктов сгорания, высокими антидетонационными свойствами. Бензины с оксигенатами характеризуются улучшенными моющими свойствами и характеристиками горения. При этом возможно использование оксигенатов не только в качестве антидетонаторов, но и как топливо для ДВС. Важно, что при сжигании единицы биооксигенатного компонента выделяется такое же количество углекислого газа, которое поглощается в процессе роста биомассы необходимой для его получения, следовательно, сохраняется природный баланс.

Таблица

Типы присадок	Торговые марки	Примечание
Антидетонаторы на базе соединений свинца	P-9, 1-ТС, П-2	Высокотоксичны. Наносят вред природе и человеку. Отравляют катализаторы дожигания ОГ
Антидетонаторы на базе соединений ферроцена	ФК-4, FePO ₃ , ДАФ, АПК, Октан-максимум	Дороги. Могут вызывать отложения на свечах. Нетоксичны.
Антидетонаторы на базе соединений марганца	Ц8, 1Ц8, 2Ц8, 3Ц8, Hitec-3000	Могут вызывать отложения на свечах. Разлагаются на свету. Несколько токсичнее соединений железа, но гораздо менее токсичны, чем присадки на основе свинца.
Антидетонаторы на базе ароматических аминов	Экстарлин, АДА, N-метиланилин, АвтоВЭМ-А	Токсичны (но гораздо менее, чем этиловая жидкость). Обладают неприятным запахом. При передозировке вызывают повышенные отложения в двигателе и износ деталей ЦПГ.
Оксигенаты (кислородосодержащие добавки)	МТБЭ, Фэтерол марок А и Б, втор-бутиловый спирт, ВОКЭ	Как компоненты бензинов в 2-3 раза дороже нефтяных фракций. Вводятся в топливо в концентрациях до 15% (об.). Нетоксичны.
Смесевые композиции	ДАКС, Фэтерол марок В, Г и Д, АвтоВЭМ, МАФ, ФерраДА, АК, БВД	Позволяют получить большее повышение ОЧ за счет возможных синергических эффектов, а также простого суммирования действия.

Оценим влияние некоторых оксигенатов на формирование антидетонационных свойств топлив. Оксигенаты были выбраны с учетом обеспечения фазовой стабильности и экологичности топлив, наличия сырьевых ресурсов, экономики и реальных условий эксплуатации автотракторной техники [2].

В качестве добавки к топливу наибольший интерес представляет этанол. Он обладает достаточно высокими ОЧ смешения и хорошими эксплуатационными и экологическими показателями. У этанола наибольшая предельно допустимая концентрация (ПДК) паров 1000 мг/м³. При использовании этанольного компонента наблюдается существенное снижение токсичности отработавших газов. Широко применяется газохол (смесь бензина с 10–20 % этанола) в США и Бразилии.

Влияние добавок этанола на ОЧ бензинов иллюстрируют графики (рис. 1), построенные на основе данных справочника [3]. За основу взяты бензины с различными ОЧ, к которым добавлялось по 10 % от объема этанола.

Из рис. 1 следует, что эффективность добавок этанола тем выше, чем ниже ОЧ базового бензина. Это свойство присуще большинству антидетонаторов различных классов. По мере увеличения доли этанола в бензине его эффективность снижается. Зона наибольшей эффективности этанола, как антидетонатора, находится в пределах до 10 % объема.

Изопропиловый спирт (ИПС), как и этиловый, характеризуется высокими значениями ПДК и ОЧ. Достоинство ИПС и в том, что он обладает хорошей физической стабильностью в смесях с бензинами. Он обеспечивает физическую стабильность не абсолютированных бензо-этанольных смесей [1]. Для оценки влияния ИПС на формирование ОЧ прямогонного бензина использовался октанометр СВП 1.00.000М. Принцип работы прибора заключается в определении детонационной стойкости бензинов на основании измерения их диэлектрической проницаемости. Результаты исследований (рис. 2) показывают, что при добавке ИПС до 6 % по объему ОЧМ и ОЧИ смесей изменяются по линейному закону, при дальнейшем увеличении добавок линейность нарушается. Добавка 6% ИПС повышает ОЧМ прямогонной фракции бензина на 13, а ОЧИ – на 17 пунктов. При добавке ИПС более 6 % его эффективность, как антидетонатора, снижается.

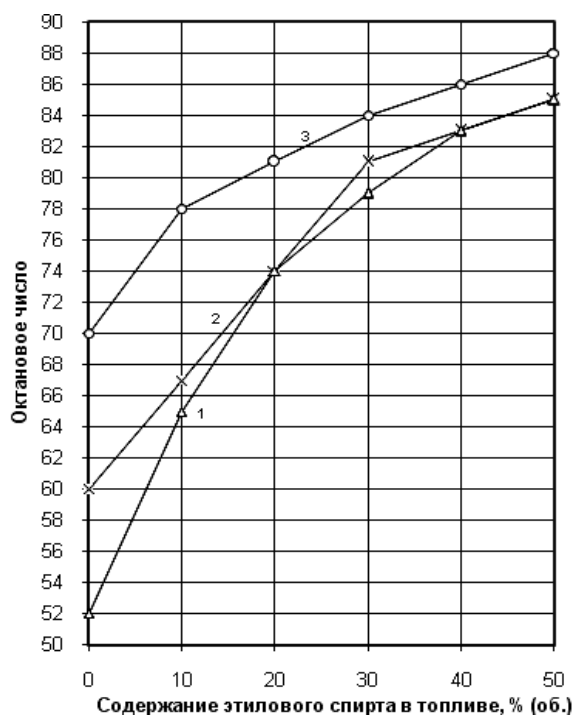


Рис. 1. Влияние добавок этанола на формирование ОЧ бензинов различной детонационной стойкости: 1 – ишимбайский бензин; 2 – авиабензин Б-59; 3 – авиабензин Б-70 [3]

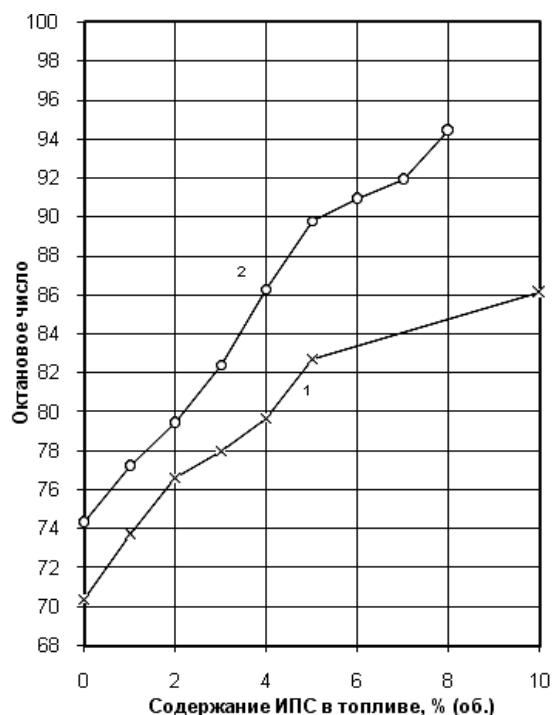


Рис. 2. Влияние добавок изопропилового спирта (ИПС) на формирование ОЧ топлива: 1 – октановое число по моторной методике (ОЧМ); 2 – октановое число по исследовательской методике (ОЧИ)

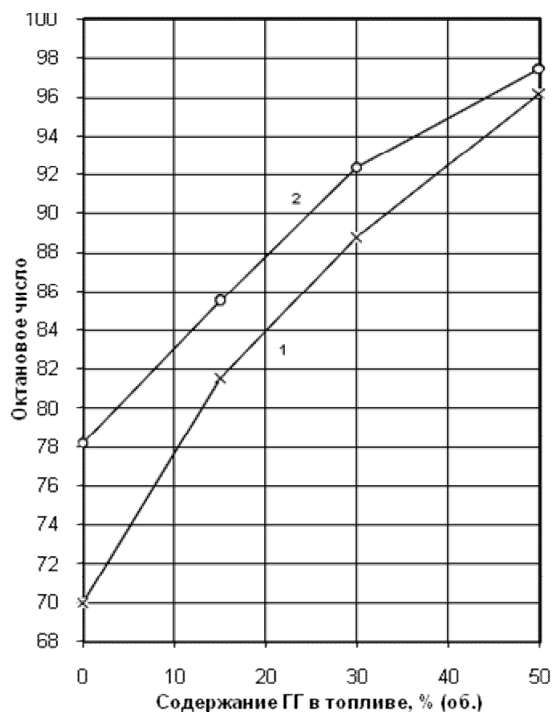


Рис. 3. Влияние добавок гидрогенизата (ГГ) на формирование ОЧ топлива: 1 – гидрогенизат; 2 – гидрогенизат с ферроценом

Проведена оценка влияния на формирование детонационной стойкости прямогонного бензина добавок гидрогенизата и ферроцена (рис. 3). Гидрогенизат представляет собой бутанольно-бутилформатную фракцию, в состав которой входят 45% бутилового и 55% изобутилового спирта. Ферроцен ($C_5H_5)_2Fe$ – металлоорганическое соединение в виде кристаллического порошка. При его использовании содержание железа в бензине не должно превышать 38 мг на 1 дм³ (в образцах испытанных топлив содержалось 27 мг/дм³ железа). Октановые числа определялись моторным методом на одноцилиндровой установке УИТ-85. Полученные результаты показывают, что при добавке 15% гидрогенизата ОЧ прямогонного бензина повышается на 12 пунктов. Ферроцен совместим с гидрогенизатом и повышает ОЧМ прямогонного бензина на 8 пунктов. С увеличением содержания гидрогенизата эффект за счет добавок ферроцена снижается. Так при 15% содержании гидрогенизата прирост ОЧМ за счет ферроцена составил 4 пункта.

Таким образом этанол, изопропанол и гидрогенизат являются эффективными оксигенатными антидетонаторами. Наибольшую

приемистость обеспечивают добавки 10% этанола, 6% изопропанола и 15% гидрогенизата. Чувствительность автомобильных бензинов (разность между ОЧИ и ОЧМ) зависит от содержания оксигенатов, при увеличении их концентрации чувствительность увеличивается. С повышением детонационной стойкости бензиновой фракции эффективность оксигенатов, как антидетонаторов, снижается.

Литература

1. Данилов, А.М. Применение присадок в топливах для автомобилей / А.М. Данилов – М.: Химия, 2000 – 232 с.
2. Богданов, С.Н. Обеспечение фазовой стабильности этанольных топлив для автомобильных двигателей / С.Н. Богданов, А.Н. Лаврик, А.С. Теремов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение», 2007. Вып.10. – №25(97). – С. 102-106.
3. Папок, К.К. Словарь по топливам, маслам, присадкам и специальным жидкостям (химмотологический словарь) / К.К. Папок, Н.А. Рагозин. – М.: Химия, 1975. – 392 с.

Поступила в редакцию 10 мая 2008 г.

Богданов Сергей Николаевич. Аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – рабочий цикл ДВС, альтернативные виды автотракторных топлив.

Bogdanov Sergey Nikolaevich. Post-Graduate Student of the Internal Combustion Engines Department of the South Ural State University. Professional interests: operating cycle of an internal combustion engine, alternate types of car-and-tractor fuels.

Лаврик Александр Николаевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета, академик РАН. Область научных интересов – рабочий цикл ДВС, многотопливность ДВС, химмотологий топлив и смазочных материалов.

Lavric Aleksandr Nikolaevich. Dr.Sc. (Engineering), Professor of the Internal Combustion Engines Department of the South Ural State University, Academician of the Russian Academy of Sciences. Professional interests: operating cycle of an internal combustion engine, multifuel capacity of an internal combustion engine, chemistry of fuels and lubricating oils.

Теремов Антон Сергеевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы и проектирования машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – рабочий цикл и техническое обслуживание ДВС, конструкция и расчет ДВС.

Terebov Anton Sergeevich. Cand.Sc. (Engineering), Associate Professor of the Machine Basis and Design Department of the South Ural State University. Professional interests: operating cycle and technical maintenance of an internal combustion engine, design and engineering design of an internal combustion engine.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫБРОСОВ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ДИЗЕЛЕЙ ГРАВИМЕТРИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

В.Н. Бондарь, А.А. Малозёмов

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF PARTICULATE EMISSION WITH THE EXHAUST GASES OF DIESEL ENGINES BY MEANS OF GRAVIMETRIC METHOD

V.N. Bondar, A.A. Malozemov

Приводится описание гравиметрического метода определения выбросов твердых частиц с отработавшими газами дизельных двигателей и реализующего этот метод испытательного комплекса. Изложены результаты экспериментального определения выбросов твердых частиц с отработавшими газами дизелей производства ОАО «ПО Алтайский моторный завод» (АМЗ) одного типоразмерного ряда.

Ключевые слова: дизель, испытания, твердые частицы, гравиметрический метод, минутуннель.

The description of the gravimetric method of the particulate emission with the exhaust gases of diesel engines and test complex which realizes this method are considered. The results of the experimental determination of particulate emission with the exhaust gases of diesel engines of the equal dimension-type produced by the open joint stock company «Production Enterprise Altai Motor Plant» (AMP) (OAO «Proizvodstvennoe Obединenie Altaisky Motorny Zavod» (AMZ) are described.

Keywords: diesel engine, tests, particulate matters, gravimetric method, minutunnel.

Введение. В настоящее время Российская Федерация присоединяется к межправительственным соглашениям в области охраны окружающей среды, в том числе, вводит экологические стандарты, гармонизированные с международными. Поршневые двигатели внутреннего сгорания по-прежнему являются одним из основных источников загрязнения атмосферного воздуха, поэтому ограничение выбросов вредных веществ с отработавшими газами является одной из наиболее актуальных проблем двигателестроения. В России с недавних пор начали действовать требования Правил ЕЭК ООН №№ 24, 49, 83 и 96, который оформлены в виде стандартов ГОСТ Р 41.24, ГОСТ Р 41.49, ГОСТ Р 41.83 и ГОСТ Р 41.96, соответственно. На дизели тракторов, дорожно-строительных, инженерных и сельскохозяйственных машин распространяются нормы ГОСТ Р 41.96, последняя редакция которого (ГОСТ Р 41.96-2005 [1]) введена в действие с 1 января 2008 года. Кроме ужесточения действующих норм (ГОСТ 17.2.2.05), касающихся выбросов оксидов азота, углерода II и углеводородов, в ГОСТ Р 41.96, впервые в отечественной практике, введены требования к содержанию в отработавших газах твердых (дисперсных) частиц (табл. 1).

Таблица 1

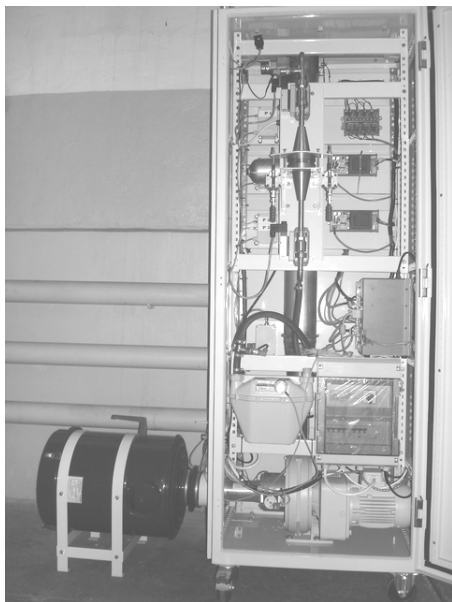
Нормы ГОСТ Р 41.96-2005 (Правила ЕЭК ООН) удельных выбросов твердых частиц с отработавшими газами дизелей, г/кВт·ч

Диапазон мощности, кВт	Нормы выбросов для дизелей поставленных на производство	
	до 01.01.2008	после 01.01.2008
18...37	–	0,8
37...75	0,85	0,4
75...130	0,70	0,3
130...560	0,54	0,2

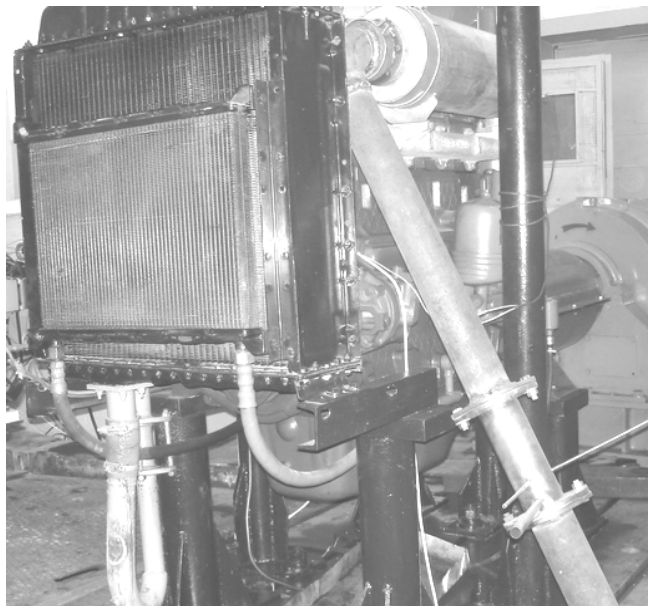
Стандарт регламентирует метод определения данного параметра – гравиметрический. Это вызвано тем, что косвенные методы, основанные на аппроксимационной зависимости концентрации твердых частиц от дымности и выбросов других вредных веществ, имеют низкую точность [2].

Требования к оценке выбросов твердых частиц с отработавшими газами тракторных дизелей в РФ вводятся впервые, поэтому выбор измерительного оборудования до последнего времени был ограничен продукцией фирм Horiba – туннель MDLT-1300T, AVL – туннель SPC 472 Smart Sampler. Принцип их работы заключается в пропускании разбавленных в определенной пропорции отработавших газов через стекловолоконный фильтр с фторуглеродным покрытием или фильтр с фторуглеродной основой мембранного типа, который взвешивается до и после эксперимента. Фильтр должен иметь 0,3 мкм DOP (диоктилфтолат), степень улавливания не менее 95 % при скорости потока газа от 35 до 80 см/с). В качестве весового устройства могут использоваться как весы, входящие в комплект поставки, так и приобретенные отдельно (при условии соответствия требованиям ГОСТ Р 41.96). Стоимость этих приборов очень высока, и в Российской Федерации их имеется несколько штук.

1. Испытательный комплекс. Разработанный с участием авторов испытательный комплекс для определения выбросов твердых частиц с отработавшими газами дизелей различных типов включает в себя разбавительный туннель MT-120, разработанный институтом TUV-UVMV (Чехия) (рис. 1, а), систему пробоотбора на нагрузочном стенде (рис. 1, б), весы «Mettler Toledo» AX26DR для взвешивания фильтров (в климатической камере на виброизолирующем фундаменте, имеющие точность – 2 мкг) (рис. 2, б), фильтры – «Pall Flex». Общая схема комплекса приведена на рис. 3.



а)



б)

Рис. 1. Система для измерения выбросов вредных частиц: а) туннель MT-120, б) пробоотборник в системе отвода отработавших газов

Пробоотборник (рис. 3) является изокINETической системой, в которой скорость и давление потока в отводящем патрубке должны совпадать с соответствующими параметрами основного потока отработавших газов. Для этого требуется обеспечить наличие невозмущенного и однородного потока у входа в пробоотборник, что достигается использованием у входа резонатора и трубы с прямым участком. Условие равенства скоростей и давлений обеспечивается регулятором расхода FC1, который считывает сигнал датчика давления DPT и управляет вытяжным насосом SB. Коэффициент разделения потока пропорционален отношению площадей поперечных сечений труб EP и ISP. Разбавляющий воздух проходит через фильтр DAF, его температура поддерживается в диапазоне 25 ± 5 °C. Температура стенок туннеля DT не должна превышать 52 °C, для обеспечения этого условия использована система терморегулирования с микропроцессорным управлением. Система отбора проб необходима для осаждения на фильтре для отбора вредных

2. Результаты испытаний. Испытательный комплекс в установленном порядке внесен в Реестр оборудования Ростехрегулирования РФ. В 2007–2008 гг. на стенде проведены комплексные испытания дизелей производства ОАО «ПО Алтайский моторный завод», включая определение выбросов вредных веществ и твердых частиц с отработавшими газами по ГОСТ 41.96-2005. Циклы испытаний приведены в табл. 2, а результаты на рис. 4.

Таблица 2

Циклы испытаний для определения содержания токсичных веществ в отработавших газах дизелей по ГОСТ Р 41.96 (Правила ЕЭК ООН № 96)

Частота вращения	Нагрузка, % от номинальной	Весовой коэффициент режима	№ режима
Номинальная	100	0,15	1
	75	0,15	2
	50	0,15	3
	10	0,1	4
Промежуточная (соответствует максимальному крутящему моменту)	100	0,1	5
	75	0,1	6
	50	0,1	7
Минимальный холостой ход	0	0,15	9

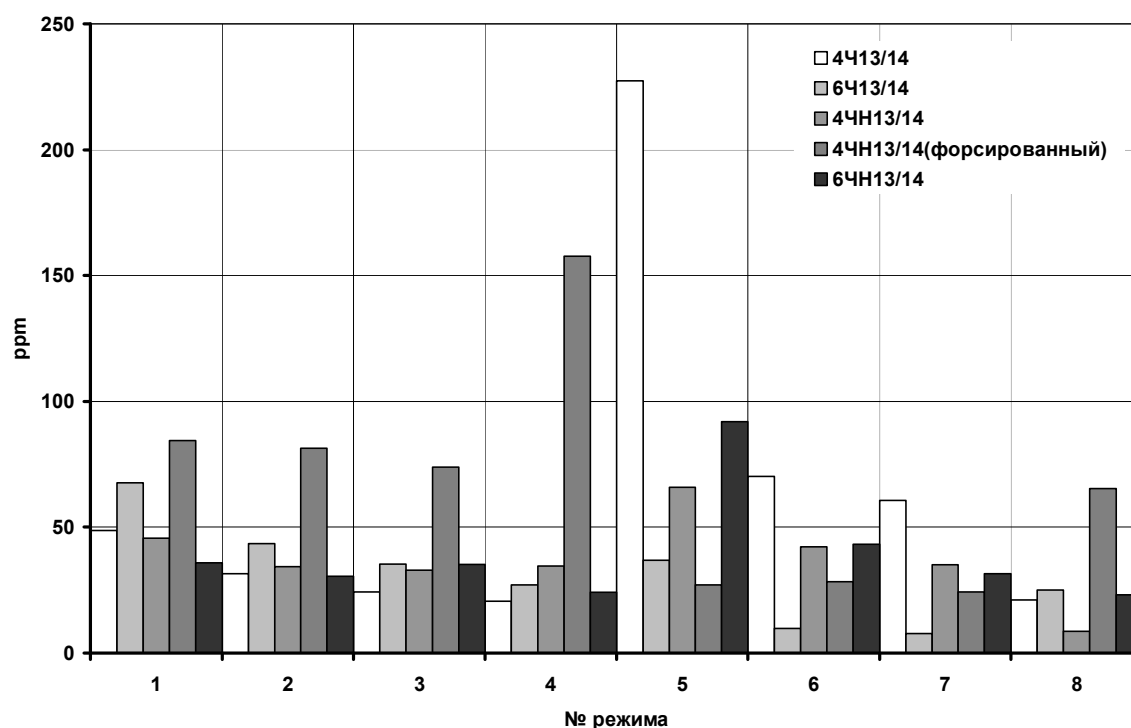


Рис. 4. Результаты экспериментального определения выбросов твердых частиц с отработавшими газами дизелей АМЗ (№ режима по табл. 2)

Для дизелей производства Алтайского моторного завода такие испытания проведены впервые. Они подтвердили соответствие двигателей требованиям нормативных документов, но одновременно выявили потенциально «слабые» места, на которые необходимо обратить внимание в процессе модернизации, так как модернизируемые дизели должны соответствовать более жестким экологическим требованиям (см. табл. 1).

Закключение. Приборный комплекс для определения содержания твердых частиц в отработавших газах дизельных двигателей гравиметрическим методом показал свою работоспособность и высокую эффективность при проведении научно-исследовательских, опытно-конструкторских работ, сертификационных испытаний дизелей различных типов.

Литература

1. ГОСТ Р 41.96-2005 Единообразные предписания, касающиеся двигателей с воспламенением от сжатия, предназначенных для установки на сельскохозяйственных и лесных тракторах и внедорожной техники в отношении выброса вредных веществ этими двигателями.
2. Memorandum. Department of Environmental Conservation Division of Air and Water Quality - Air Permits Program // Bill MacClarence, P.E., Supervisor. Correlation between particulate mass and visible emissions from the combustion of diesel fuel.

Поступила в редакцию 2 июня 2008 г.

Бондарь Владимир Николаевич. Кандидат технических наук, заслуженный машиностроитель Российской Федерации, заведующий кафедрой «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета, генеральный директор ОАО «НИИ Автотракторной техники». Область научных интересов – испытания дизелей военных машин.

Bondar Vladimir Nikolaevich. Cand.Sc. (Engineering), Honored Mechanical Engineer of the Russian Federation, Head of the Special and Road Building Machines Department of the South Ural State University, Director-General of the open joint stock company «Scientific Research Institute of Automotive Engineering» (ОАО «Nauchno-Issledovatel'sky Institut Avtotraktornoi Tekhniki»). Professional interests: testing of diesel engines of the military machines.

Малоземов Андрей Адиевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания.

Malozemov Andrey Adievich. Cand.Sc. (Engineering), Associate Professor of the Special and Road Building Machines Department of the South Ural State University. Professional interests: operating processes of internal combustion engines.

ВОССТАНОВЛЕНИЕ СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ БЕГОВЫХ РОЛИКОВ СТЕНДОВ ПРОВЕРКИ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЕЙ

А.А. Кирьянов, А.И. Кудрин

RECONSTRUCTION OF THE ADHESION ABILITIES OF THE RACING ROLLERS OF THE TEST BENCHES FOR CAR BRAKE SYSTEMS EXAMINATION

A.A. Kirjanov, A.I. Kudrin

Описана технология электродуговой наплавки шипов и коротких валков на поверхность беговых роликов стендов проверки тормозных систем автомобилей, предложен способ восстановления сцепных свойств роликов закреплением на них рифленого металлического листа.

Ключевые слова: тормозная система, стенд, беговой ролик, наплавка, технология, восстановление.

The technology electroarc welding of thorns and short rollers on a surface of racing rollers of stands check brake systems of cars is described. The technique of restoration of coupling properties of rollers by means of fastening of a corrugated metal sheet on them is offered.

Keywords: brake system, test bench, racing roller, buildup, technology, reconstruction.

Контроль технического состояния тормозных систем автомобилей выполняется на силовых роликовых стендах. Точность контроля зависит от величины и стабильности коэффициента сцепления колес с поверхностью беговых роликов стендов.

Механизм действия силовых стендов заключается в принудительном прокручивании вращающимися роликами заторможенного колеса с измерением в зоне контакта колеса и ролика тормозной силы $P_T = \varphi \cdot G$, где φ – коэффициент сцепления колеса с роликами; G – сила веса, приходящаяся на колесо.

Из формулы следует, что при неизменной силе веса тормозная сила зависит от величины коэффициента сцепления, включающего в себя две составляющие – молекулярную и механическую [1, 2].

Молекулярная составляющая проявляется в плоскости контакта гладких трущихся поверхностей. При попадании между ними жидких или сыпучих сред, например, при диагностировании на гладких роликах автомобиля с мокрыми грязными колесами, эта составляющая теряет стабильность и уменьшается во много раз.

Механическая же составляющая обеспечивается взаимным зацеплением неровных поверхностей и мало зависит от их состояния.

Поэтому с целью повышения величины и стабильности коэффициента сцепления при изготовлении беговых роликов стремятся к уменьшению молекулярной и увеличению механической составляющих. Это достигается выполнением на поверхности роликов различного рода неровностей, в частности, шипов с определенными формами, размерами и плотностью нанесения.

Через 50...80 тыс. циклов торможения шипы изнашиваются (рис. 1), что приводит к уменьшению коэффициента сцепления до значений 0,65 и ниже, при которых эксплуатация стенда запрещена [3]. В этом случае требуется замена дорогостоящих роликов на новые, или восстановление шипов.

Опыт кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета показывает, что даже ручная электродуговая наплавка шипов значительно дешевле комплекта новых роликов. Однако ручная наплавка очень трудоемка и не гарантирует высокого качества и однообразия конфигурации неровностей [4, 5].



Рис. 1. Ролик стэнда, изношенный колесами автомобилей

В результате выполненных авторами исследований на кафедре разработано несколько вариантов технологии восстановления шипов методом электродуговой наплавки на автоматизированной установке У-635А (рис. 2) с питанием дуги от регулируемого источника постоянного тока ВДУ-505. Определены режимы наплавки, обеспечивающие величину и стабильность коэффициента сцепления не хуже, чем на стэнде с новыми роликами.

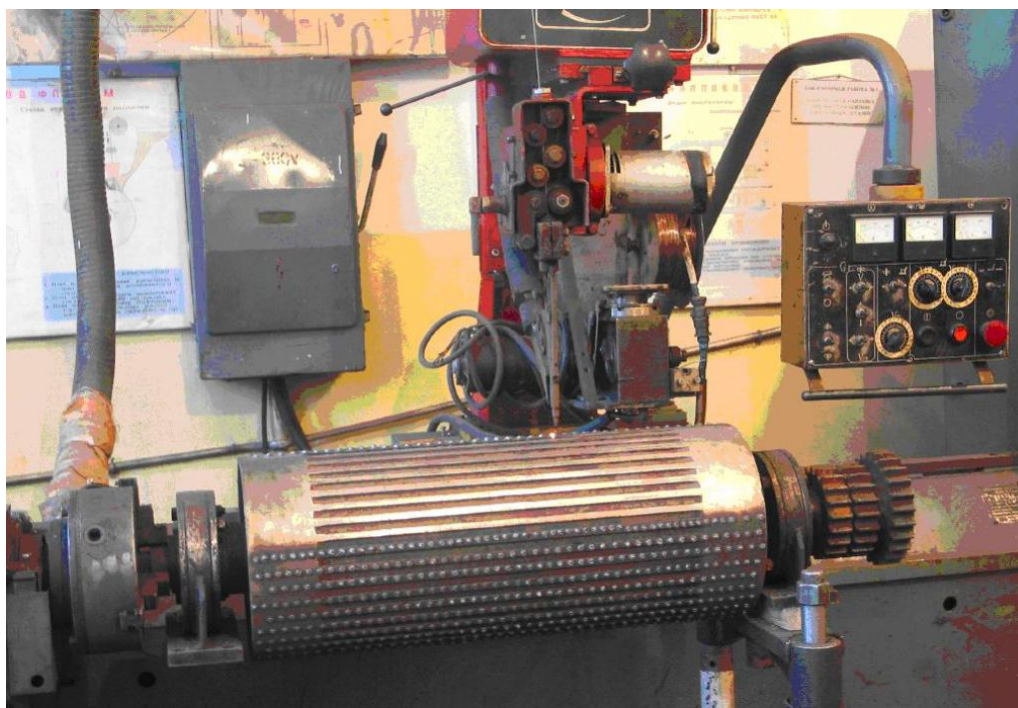


Рис. 2. Установка для наплавки шипов с роликом, наплавляемым вдоль цилиндрической поверхности

В соответствии с разработанной технологией изношенный ролик снимается со стэнда и путем механической обработки на токарном станке остатки шипов удаляются. Затем производится наплавка. Для получения шипов цилиндрической формы с шероховатостью по всей поверхности (рис. 3) наплавку металла ведут открытой дугой на неподвижную поверхность ролика в течение определенного времени, от которого зависят размеры и форма шипа.



Рис. 3. Цилиндрические шипы с шероховатой поверхностью

После сформирования шипа наплавка прекращается и восстанавливаемый ролик поворачивается на угол, задающий шаг наплавки и расстояние между шипами. Таким способом наплавлять шипы можно не только по винтовой линии, но и вдоль поверхности ролика (см. рис. 2).

Максимальный коэффициент сцепления (на сухом образце 0,90, на мокром – 0,84) достигается с шипами диаметром порядка 7 мм и высотой 2,5 мм при плотности 3000...4000 шт./м².

Рекомендуемые параметры режима наплавки таких шипов приведены в таблице.

Параметры режимов наплавки шипов и коэффициенты сцепления колес с роликами

Параметр	Форма шипа и значение параметра		
	Цилиндрический	Конический	Валикообразный
Марка проволоки	Св-08Г2С	Св-08Г2С	Св-08Г2С
Диаметр проволоки, мм	2,0	1,6	1,6
Сварочный ток, А	100	80...90	120
Напряжение дуги, В	20	20	20
Время горения дуги, с	2,0	Постоянно	2,5
Шаг наплавки, мм	20	8...12	20...25
Время паузы, с	Не регламентировано	–	2,0
Линейная скорость вращения ролика, м/мин	Не регламентировано	2,0	0,26...0,32
Плотность шипов, шт/м ²	3000...4000	7000...10000	2000...3000
Среднее время наплавки одного ролика, ч	–	0,25	1,0
Коэффициент сцепления сухого (мокрого) роликов	0,90 (0,82)	0,94 (0,88)	0,90 (0,82)

Более тонкие и острые шипы конусообразной формы (рис. 4) получают при перемещении сварочной дуги по поверхности равномерно вращающегося ролика. Однако вследствие малой тепловой мощности дуги, действующей на единицу площади основания шипа, металл в зоне контакта шипов с поверхностью образца не плавится и прочность их соединения оказывается недостаточной. Увеличение времени теплового воздействия дуги за счет снижения скорости вращения ролика приводит к образованию сплошного валика, а не шипов.

Проблема решается применением концентрированного нагрева ролика с помощью индуктора или кислородно-ацетиленовой горелки непосредственно перед электрической дугой, чтобы суммарный нагрев поверхности в зоне активного пятна достигал температуры плавления металла.

Значения параметров наплавки и коэффициентов сцепления приведены в таблице.

На беговых роликах некоторых стендов зарубежного производства неровности выполнены в виде коротких валиков (рис. 5). Восстановление таких неровностей производится при постоянном вращении детали и ступенчатой подаче проволоки. Длина валиков и расстояние между ними регулируются скоростью вращения ролика, а также изменением времени подачи проволоки и паузы в подаче (см. таблицу).



Рис. 4. Шипы конусообразной формы с острыми вершинами



Рис. 5. Шипы в виде коротких валиков на роликах станда «Bilanmatic» фирмы «Muller Bemt»

На рис. 6 показан комплект роликов, восстановленных наплавкой шипов по последней из описанных технологий.

Исследования по электродуговой наплавке шипов будут продолжены с целью увеличения ресурса восстановленных роликов подбором наплавочных материалов и применением упрочняющих технологий.

Другим способом восстановления изношенных неровностей может быть установка на поверхность ролика металлического листа с предварительно изготовленными на нем шипами требуемых формы и размеров.

Беговые ролики, как и при наплавке шипов, сначала обрабатываются до образования гладкой поверхности. Затем на листе толщиной 1...2 мм, заготовленном по габаритам развертки цилиндрической поверхности ролика штамповкой, накаткой или иным способом изготавливаются шипы (рис. 7).



Рис. 6. Комплект восстановленных роликов



Рис. 7. Заготовка металлического листа с конусообразными шипами, изготовленными методом выдавливания

Подготовленный лист огибают вокруг ролика с одновременным закреплением при помощи сварки по заранее просверленным отверстиям. Предварительные исследования показали, что при выборе материала листа следует исходить не только из обеспечения максимальной износостойкости шипов, но и учитывать технологические возможности их изготовления, сверления отверстий, сварки, а также сгибания листа с радиусом кривизны ролика.

В настоящее время проводятся исследования с целью детализации новой технологии, которая более совершенна по сравнению с электродуговой наплавкой, так как позволяет выполнять шипы любых размеров и конфигурации с меньшими затратами трудовых, энергетических и материальных ресурсов.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 04-01-96-088) и аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2006–2008 годы)» (код проекта РНП 2.1.2.2285).

Литература

1. Немчинов, М.В. Сцепные качества дорожных покрытий и безопасность движения автомобилей / М.В. Немчинов. – М.: Транспорт, 1985. – 231 с.
2. Петров, М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме / М.А. Петров. – Омск: Западно-Сибирское книжное издательство, 1973. – 224 с.
3. Государственный стандарт Российской Федерации ГОСТ Р 51709-2001. Изменение №1. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2006. – 28 с.
4. Прокопьев, В.Н. Технология электродуговой наплавки шипов на поверхности стенда контроля тормозов / В.Н. Прокопьев, А.А. Кириянов, Н.А. Усольцев // Прогрессивные технологии в транспортных системах: Сб. докладов пятой Российской научно-технической конференции. – Оренбург, ИПКОГУ, 2002. – С. 56–57.
5. Кириянов, А.А. Технология электродуговой наплавки шипов на поверхности роликов стенда контроля тормозов / А.А. Кириянов, Н.А. Усольцев, Д.Н. Кирсанов. // Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин: сб. трудов. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2002. – С. 130–135.

Поступила в редакцию 11 мая 2008 г.

Кириянов Анатолий Александрович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – методы восстановления технического состояния автомобилей.

Kiryanov Anatoly Aleksandrovich. Cand.Sc. (Engineering), Assistant Professor of the Motor Transport Department of the South Ural State University. Professional interests: methods of the automobile technical state reconstruction.

Кудрин Александр Иванович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов – диагностика технического состояния автомобилей.

Kudrin Aleksandr Ivanovich. Cand.Sc. (Engineering), Assistant Professor of the Motor Transport Department of the South Ural State University. Professional interests: diagnostics of the automobile technical state.

*Подписной индекс Вестника ЮУрГУ, серия «Машиностроение» 29032,
объединенный каталог «Пресса России».
Периодичность выхода – 2 номера в год.*

*Информация о «Вестнике ЮУрГУ» и требования к оформлению статей
доступны в Интернет по адресу:
<http://www.susu.ac.ru/ru/science/publish/vestnik/>*

**ВЕСТНИК
ЮЖНО-УРАЛЬСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА
№ 23 (123) 2008**

**Серия
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Выпуск 12**

Издательство Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 30.09.2008. Формат 60×84 1/8. Печать трафаретная.
Усл. печ. л. 11,62. Уч.-изд. л. 9,7. Тираж 500 экз. Заказ 368/427.

Отпечатано в типографии Издательства ЮУрГУ. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.