

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 621.436

Экспериментальное исследование характеристик дизеля при имитации неустановившихся режимов

Н.А. Иващенко, А.Г. Кузнецов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Experimental study of unsteady state operation of a diesel engine

N.A. Ivashchenko, A.G. Kuznetsov

Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.



e-mail: kuzag441@mail.ru, ivaschen@mail.ru

i При составлении математических моделей дизелей с наддувом для моделирования динамики получение исходных данных с нагрузочных или скоростных статических характеристик требует серьезного обоснования, поскольку неустановившиеся режимы работы дизелей с наддувом значительно отличаются от установившихся режимов работы. Для определения характеристик дизеля в условиях работы, приближенных к неустановившимся режимам, проведено экспериментальное исследование одноцилиндрового отсека дизеля размерности 26/26. Получены нагрузочные характеристики дизеля при различных постоянных значениях давления (плотности) наддувочного воздуха. На основе анализа результатов экспериментального исследования обоснована методика составления математической динамической модели дизеля. Целесообразно вместо задания функциональной зависимости непосредственно для эффективного КПД дизеля формировать функциональные зависимости для таких величин, как индикаторный КПД, механические потери и др., которые могут быть получены при стандартных испытаниях дизеля или спрогнозированы по имеющимся данным для аналогичных типов двигателей.

Ключевые слова: экспериментальное исследование, неустановившиеся режимы дизеля, эффективный и индикаторный КПД, динамическая модель, математическая модель.

i Dynamic mathematical models of supercharged diesel engines are usually developed on the basis of an unjustified assumption that initial data derived from steady state characteristics for load or speed are valid for unsteady state modes. To determine transient characteristics of a diesel engine, the experimental study of a 26/26 single-cylinder diesel engine was conducted. Load characteristics of the diesel engine were obtained at various constant air pressure (density) values. The results of the experimental study formed the basis for developing the dynamic mathematical model of a diesel engine. It is recommended that functional dependencies should be formulated for such quantities as indicated efficiency, etc. rather than directly for effective efficiency because the former can be obtained by standard tests or derived from the data available for similar types of engines. The results of the experimental study can be used when developing mathematical models of supercharged diesel engines.

Keywords: experimental study, unsteady state modes, effective and indicated efficiency, dynamics, mathematical model.

В большинстве математических моделей дизелей, используемых при расчете переходных процессов, определение необходимых параметров проводится по экспериментальным данным, полученным при стандартных испытаниях, при которых нагрузочные или скоростные характеристики снимаются в условиях установившихся режимов работы двигателя. Для дизелей без наддува такой подход дает хорошие результаты. Однако для дизелей с наддувом использование статических характеристик при составлении моделей для моделирования динамики нуждается в серьезном обосновании, поскольку неустановившиеся режимы работы дизелей с наддувом значительно отличаются от установившихся режимов. Взаимосвязи между параметрами рабочего процесса, соответствующие установившимся режимам, на неустановившихся режимах нарушаются вследствие инерционности элементов комбинированного двигателя, в основном — турбокомпрессора. Набор сочетаний параметров рабочего процесса дизелей с наддувом на неустановившихся режимах гораздо шире, чем на установившихся режимах.

Для получения необходимых исходных данных при построении динамической модели комбинированного двигателя режимы экспериментальных статических характеристик желательно приблизить к неустановившимся режимам переходных процессов. Это достигается специальной методикой испытаний, при которой обеспечивается независимое изменение параметров рабочего процесса дизеля и лопаточных машин. Применительно к крутящему моменту дизеля это означает независимые изменения цикловой подачи топлива (времени срабатывания клапана дозирования топлива), частоты вращения вала, плотности наддувочного воздуха и противодавления на выпуске [1, 2]. Дизель отсоединяется от турбокомпрессора и оснащается автономным источником наддувочного воздуха. При заданном постоянном давлении наддувочного воздуха, поддерживаемом автономным источником, снимаются скоростные или нагрузочные характеристики дизеля. Испытания повторяются при различных значениях давления наддува. В результате испытаний формируется набор полей скоростных или нагрузочных характеристик при различных постоянных значениях давления наддувочного воздуха.

Предлагаемая методика проведения экспериментов значительно увеличивает объем испытаний двигателя, что трудно осуществимо для полноразмерной машины в условиях производства. Однако эта методика часто применяется

при доводке конструкции и рабочего процесса дизелей на одноцилиндровых отсеках, откуда можно взять (при необходимости с корректировкой на полноразмерную машину) экспериментальные точки для проведения расчетов и получения необходимых зависимостей.

Указанные трудности получения исходных данных для составления математической динамической модели относятся, прежде всего, к поршневой части дизеля. Функциональные зависимости моментов и расходов турбины и компрессора можно определить по их универсальным характеристикам, методика получения которых уже предусматривает независимое изменение параметров рабочих процессов этих машин [3–5]. При этом обычно возникают другие проблемы: режимы испытаний не охватывают зону малых давлений и расходов. В настоящее время расширяется применение регулируемых турбокомпрессоров, результаты испытаний которых должны содержать данные для различных положений регулирующего органа, что значительно увеличивает объем испытаний.

Цель работы — экспериментальное исследование характеристики дизеля при имитации неустановившихся режимов для анализа особенностей рабочего процесса и составления математических моделей дизелей.

Рассмотрим процесс получения исходной информации для составления математической динамической модели дизеля размерности 26/26 производства ОАО «Коломенский завод». Дизели этой размерности с различным числом цилиндров в настоящее время широко используются в качестве приводов электрогенераторов для установок стационарного типа, тепловозных и судовых.

Для получения характеристик дизеля в условиях работы на неустановившихся режимах на испытательном стенде ОАО «Коломенский завод» было проведено экспериментальное исследование одноцилиндрового отсека дизеля размерности 26/26. Подвод воздуха к цилиндру двигателя осуществлялся от автономного источника, что обеспечивало возможность задания давления наддува независимо от других параметров режима испытаний. Нагрузочные характеристики снимались при частоте вращения вала установки $n_d = 750 \text{ мин}^{-1}$, характерной для работы дизеля на генератор переменного тока. Было получено шесть нагрузочных характеристик при следующих постоянных давлениях наддувочного воздуха (абсолютные значения) $p_k = 0,1; 0,139; 0,179; 0,218; 0,257; 0,296 \text{ МПа}$.

При температуре воздуха $t_b = 40$ °С (характерная температура воздуха в машинном отделении), поддерживаемой в экспериментах постоянной, данным давлениям соответствуют следующие значения плотности наддувочного воздуха: $\rho = 1,125; 1,55; 1,994; 2,435; 2,86; 3,296$ кг/м³.

При испытаниях фиксировались основные параметры рабочего процесса дизеля: давление и температура воздуха во впускном трубопроводе; давление и температура отработавших газов в выпускном трубопроводе; расходы воздуха и топлива через двигатель; индикаторная и эффективная мощности; коэффициент избытка воздуха; максимальное давление сгорания; средние индикаторное и эффективное давления; удельные индикаторный и эффективный расходы топлива; индикаторный, механический и эффективный КПД; содержание оксидов азота и оксида углерода в отработавших газах; дымность выхлопа по шкале HARTRIDGE и др. Снимались диаграммы изменения давления газов в цилиндре двигателя и давления топлива в щелевом фильтре форсунки.

Были установлены следующие фазы газораспределения:

впуск: начало — 20° до верхней мертвой точки (ВМТ), конец — 30° за нижней мертвой точкой (НМТ);

выпуск: начало — 35° до НМТ, конец — 15° за ВМТ. Угол опережения подачи топлива составлял 27° до ВМТ.

Ограничительными параметрами в процессе испытаний являлись: температура отработавших газов в выпускном трубопроводе — не более 700 °С, максимальное давление сгорания — не более 14 МПа.

В качестве примера на рис. 1 приведены зависимости некоторых параметров (коэффициент избытка воздуха α ; температура отработавших газов T_g , К; индикаторный КПД η_i ; эффективный КПД η_e ; механический КПД η_m ; концентрация содержания в отработавших газах оксидов азота C_{NOx} , % и оксида углерода C_{CO} , %) рабочего процесса дизеля на нагрузочных характеристиках при постоянных давлениях наддува. Данные параметры рабочего процесса характеризуют показатели экономичности и токсичности исследованных режимов и имеют важное значение для составления математической модели дизеля.

Зависимости эффективного момента дизеля M_e от положения реек топливного насоса высокого давления h при постоянных значениях плотности наддувочного воздуха ρ , построенные по данным экспериментального исследования, приведены на рис. 2.

Результаты, полученные в рамках проведенного экспериментального исследования дизеля с имитацией неустановившихся режимов работы, позволили обосновать подход к составлению математической динамической модели дизеля, которая может быть использована для дизеля

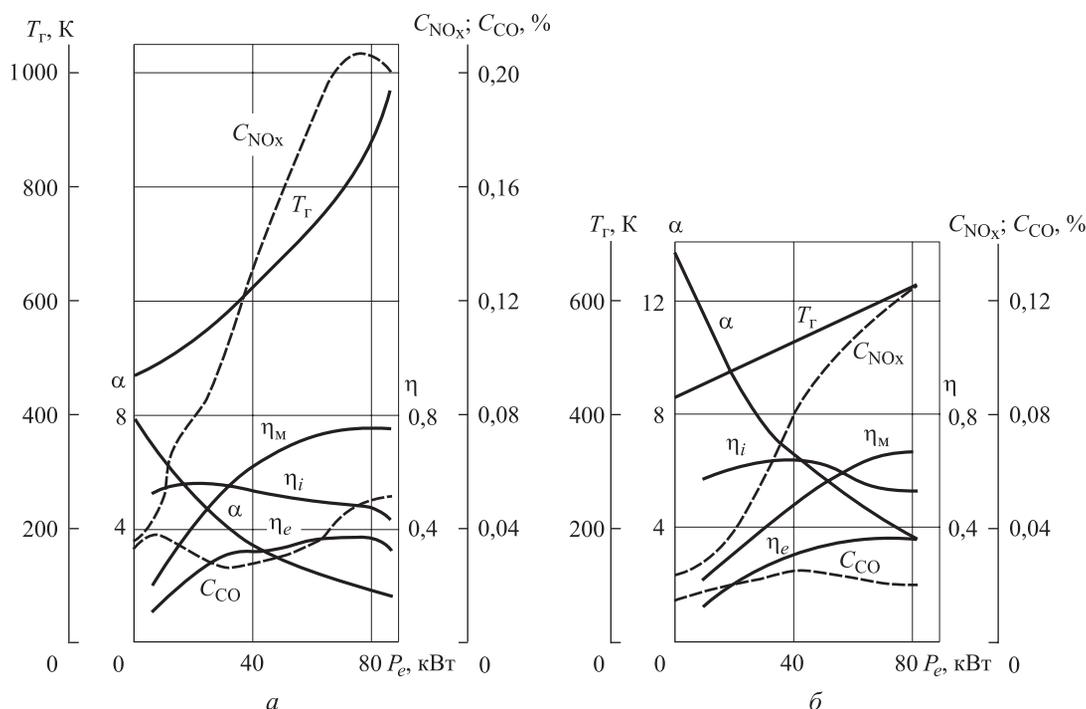


Рис. 1. Нагрузочные характеристики отсека:

$a - p_k = 0,139$ МПа; $b - p_k = 0,296$ МПа

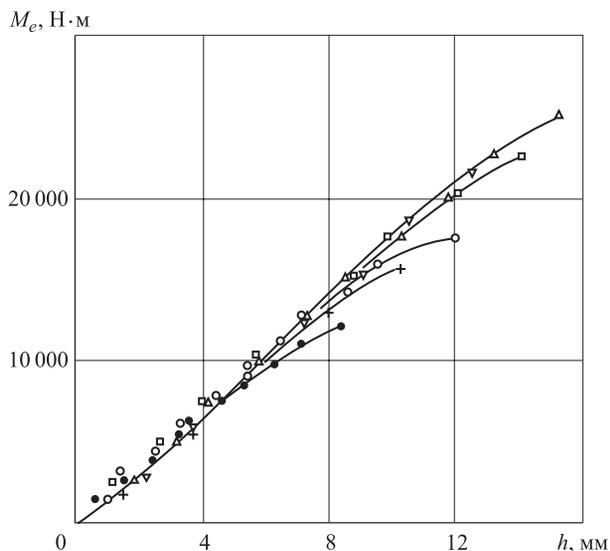


Рис. 2. Экспериментальные характеристики $M_e(h)$ при $\rho = \text{const}$:
 ● — $\rho = 1,125 \text{ кг/м}^3$; ○ — $\rho = 1,55 \text{ кг/м}^3$;
 □ — $\rho = 1,994 \text{ кг/м}^3$; △ — $\rho = 2,435 \text{ кг/м}^3$;
 ▽ — $\rho = 2,86 \text{ кг/м}^3$; + — $\rho = 3,296 \text{ кг/м}^3$

любого типа и базируется на исходных данных, полученных при стандартных испытаниях или предварительных расчетах.

Эффективный момент дизеля на рассматриваемом скоростном режиме ω_d определяется произведением расхода топлива G_T и эффективного КПД η_e :

$$M_e = H_u G_T \eta_e / \omega_d,$$

где H_u — низшая теплота сгорания топлива.

При заданном расходе топлива эффективный момент M_e определяется эффективным КПД η_e . Построенные по результатам экспериментального исследования одноцилиндрового отсека зависимости эффективного КПД η_e дизеля размерности 26/26 от коэффициента избытка воздуха α при постоянных значениях давления наддувочного воздуха p_k изображены на рис. 3. На рисунке также представлены режимы работы полноразмерного дизеля 16ЧН26/26.

Анализ приведенных характеристик показывает, что изменение давления наддува существенно влияет на значение эффективного КПД дизеля даже при постоянном значении коэффициента избытка воздуха α . Такие условия работы дизеля с турбонаддувом присущи неуставившимся режимам, когда турбокомпрессор из-за высокой механической инерционности отстает от поршневой части двигателя. Это подтверждается и расположением точек режимов полноразмерного двигателя, занимающих всю область характеристик эффективного КПД, получен-

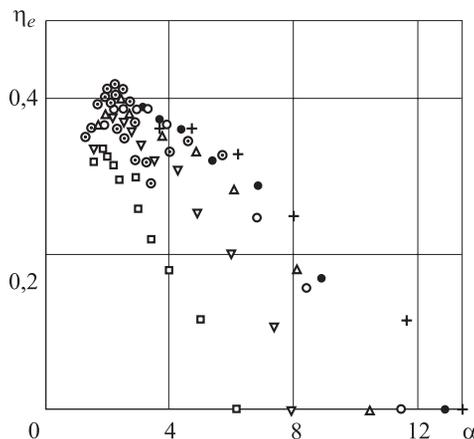


Рис. 3. Зависимости эффективного КПД дизеля от коэффициента избытка воздуха при $p_k = \text{const}$:
 □ — $p_k = 0,1 \text{ МПа}$; ▽ — $p_k = 0,139 \text{ МПа}$;
 △ — $p_k = 0,179 \text{ МПа}$; ○ — $p_k = 0,218 \text{ МПа}$;
 ● — $p_k = 0,257 \text{ МПа}$; + — $p_k = 0,296 \text{ МПа}$;
 ⊙ — полноразмерный дизель

ных при имитации неуставившихся режимов работы отсека.

Эффективный КПД дизеля является обобщающим коэффициентом, учитывающим различные факторы отличия реального рабочего процесса двигателя от теоретического цикла. Удобнее представить эффективный КПД в виде сомножителей — индикаторного КПД η_i , учитывающего тепловые потери действительного цикла, и механического КПД η_m , учитывающего внутренние потери двигателя.

Как показывают экспериментальные исследования различных типов двигателей и теория рабочих процессов [6–9], наибольшее влияние на значение индикаторного КПД η_i оказывает коэффициент избытка воздуха α , который в значительной степени определяет процесс сгорания. Зависимость индикаторного КПД от α имеет достаточно общий вид для различных типов двигателей.

Зависимость индикаторного КПД η_i дизеля размерности 26/26 от коэффициента избытка воздуха α при постоянных значениях давления наддувочного воздуха p_k , полученные при экспериментальном исследовании одноцилиндрового отсека, приведены на рис. 4. На рисунке представлены также режимы работы полноразмерного дизеля 16ЧН26/26.

Анализ зависимостей, изображенных на рис. 4, показывает, что изменение давления наддувочного воздуха не оказывает такого существенного влияния на характеристику индикаторного КПД η_i дизеля, как это наблюдается для эффективного КПД η_e (см. рис. 3). Поэтому для составления функциональной зависимости индикаторного КПД от

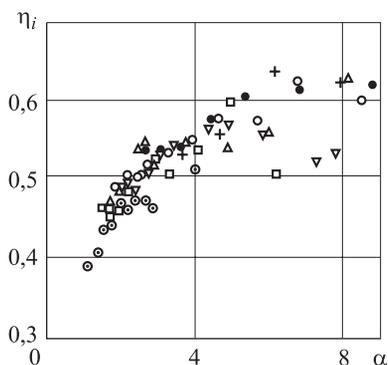


Рис. 4. Зависимость индикаторного КПД дизеля коэффициента избытка воздуха α при $p_k = \text{const}$:
 \square — $p_k = 0,1$ МПа; ∇ — $p_k = 0,139$ МПа; \triangle — $p_k = 0,179$ МПа;
 \circ — $p_k = 0,218$ МПа; \bullet — $p_k = 0,257$ МПа;
 $+$ — $p_k = 0,296$ МПа;
 \odot — полноразмерный дизель

других параметров рабочего процесса дизеля, прежде всего коэффициента избытка воздуха, можно пользоваться исходными данными нагрузочных или скоростных характеристик, полученных при стандартных испытаниях дизеля. Характер расположения точек режимов полноразмерного двигателя на поле зависимостей параметров отсека (см. рис. 4) подтверждает данный вывод.

Для описания внутренних потерь двигателей различных типов при составлении математической модели для полунатурного моделирования можно воспользоваться обобщенными характеристиками которые достаточно изучены [10].

Анализ характеристик дизеля в условиях работы на неустановившихся режимах показал, что при составлении его математической динамической модели целесообразно отойти от задания функциональной зависимости непосредственно для эффективного момента или эффективного КПД. Для составления модели по результатам стандартных характеристик дизеля необходимо сформировать функциональные зависимости для таких величин, как индикаторный КПД, коэффициент наполнения и др., зависимости которых от других параметров хорошо изучены в теории рабочих процессов двигателей и могут быть получены при стандартных испытаниях дизеля или спрогнозированы по имеющимся в теории данным для аналогичных типов двигателей [11].

Выводы

1. Приведены результаты экспериментального исследования дизеля с имитацией его работы на неустановившихся режимах.
2. По результатам экспериментального исследования построены нагрузочные характеристики дизеля в условиях работы на неустановившихся режимах.
3. Проведен анализ целесообразности использования эффективного и индикаторного КПД при разработке математических динамических моделей дизелей.

Литература

- [1] Кузнецов А.Г. Динамическая модель дизеля. *Автомобильная промышленность*, 2010, № 1, с. 30–33.
- [2] Кузнецов А.Г., Трифонов В.Л., Марков В.А. Математическая модель системы автоматического регулирования дизеля с турбонаддувом. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2000, № 4, с. 106–119.
- [3] Боковиков А.Н., Кузнецов А.Г. Математическая модель системы воздухообеспечения автомобильного дизеля для полунатурного моделирования его динамических режимов. *Грузовик*, 2009, № 11, с. 30–33.
- [4] Jung M. *Mean-Value Modeling and Robust Control of the Airpath of a Turbocharged Diesel Engine*. Dissertation is submitted for the degree of Doctor of Philosophy. Cambridge, Department of Engineering University of Cambridge, 2003. 145 p.
- [5] Eriksson L. Modeling and Control of Turbocharged SI and DI Engines. *Oil & Gas Science and Technology*, 2007, vol. 62, no. 4, pp. 523–538.
- [6] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 720 с.
- [7] Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. *Конструирование двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2011. 496 с.
- [8] Архаров А.М., Афанасьев В.Н., ред. *Теплотехника*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 792 с.
- [9] Александров А.А., Иващенко Н.А., ред. *Машиностроение. Энциклопедия. Двигатели внутреннего сгорания*. Т. IV–14. Москва, Машиностроение, 2013. 784 с.
- [10] Путинцев С.В. *Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний*. [Электронный ресурс]. Москва,

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. URL: <http://wwwcdl.bmstu.ru/e2> (дата обращения 19 июня 2011).

- [11] Кузнецов А.Г., Лиходед Е.И. Описание функциональных зависимостей динамической модели дизеля полиномами. *Актуальные проблемы развития поршневых ДВС. Материалы межотрасл. науч.-техн. конф.* Санкт-Петербург, Издательский центр СПбГМТУ, 2008, с. 98–101.

References

- [1] Kuznetsov A.G. Dinamicheskaya model' dizelia [Diesel dynamic model]. *Avtomobil'naya promyshlennost'* [Automotive industry]. 2010, no. 2, pp. 30–33.
- [2] Kuznetsov A.G., Trifonov V.L., Markov V.A. Matematicheskaya model' sistemy avtomaticheskogo regulirovaniya dizelia s turbonadduvom [Mathematical model of the automatic control system of diesel engine with turbo]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering]. 2000, no. 4, pp. 106–119.
- [3] Bokovikov A.N., Kuznetsov A.G. Matematicheskaya model' sistemy vozdukhosnabzheniya avtomobil'nogo dizelia dlia polunaturnogo modelirovaniya ego dinamicheskikh rezhimov [Mathematical model of Gas Exchange System of automobile diesel for realtime modelling of dynamic operating points]. *Gruzovik* [Truck]. 2009, no. 11, pp. 30–33.
- [4] Jung M. *Mean-Value Modeling and Robust Control of the Airpath of a Turbocharged Diesel Engine*. Dissertation is submitted for the degree of Doctor of Philosophy. Cambridge: Department of Engineering University of Cambridge, 2003. 145 p.
- [5] Eriksson L. Modeling and Control of Turbocharged SI and DI Engines. *Oil and Gas Science and Technology*, 2007, vol. 62, no. 4, pp. 523–538.
- [6] Kavtaradze R.Z. *Teoriya porshnevnykh dvigatelei* [Theory piston engines]. Moscow, Bauman Press, 2008. 720 p.
- [7] Chainov N.D., Ivashchenko N.A., Krasnokutskii A.N., Miagkov L.L. *Konstruirovaniye dvigatelei vnutrennego sgoraniya* [Designing the internal combustion engine]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2011. 496 p.
- [8] *Teplotekhnika* [Thermotechnics]. Ed. Arkharov A.M., Afanashev V.N. Moscow, Bauman Press, 2011. 792 p.
- [9] *Mashinostroenie. Entsiklopediya. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Engineering. Encyclopedia. Internal combustion engines]. Vol. 4–14. Ed. Aleksandrov A.A., Ivashchenko N.A. Moscow, Mashinostroenie publ., 2013. 784 p.
- [10] Putintsev S.V. *Mekhanicheskie poteri v porshnevnykh dvigateliakh: spetsial'nye glavy konstruirovaniya, rascheta i ispytaniy* [Mechanical losses in piston engines: special head design, calculations and tests]. Available at: <http://wwwcdl.bmstu.ru/e2> (accessed 19 June 2011).
- [11] Kuznetsov A.G., Likhoded E.I. *Opisanie funktsional'nykh zavisimostei dinamicheskoi modeli dizelia polinomami* [Description of the functional dependencies of the dynamic model of diesel polynomials]. *Aktual'nye problemy razvitiya porshnevnykh DVS: materialy mezhotraslevoi nauchno-tehnicheskoi konferentsii* [Actual problems of piston engine: Materials interdisciplinary scientific conference]. St. Petersburg, SPbGMTU publ., 2008, pp. 98–101.

Статья поступила в редакцию 1.04.2014

Информация об авторах

ИВАШЕНКО Николай Антонович (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: ivaschen@mail.ru).

КУЗНЕЦОВ Александр Гаврилович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Теплофизика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: kuzag441@mail.ru).

Information about the authors

IVASHCHENKO Nikolay Antonovich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of «Piston Engines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: ivaschen@mail.ru).

KUZNETSOV Aleksandr Gavriilovich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Thermal Physics» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: kuzag441@mail.ru).