

утверждать, что ДВС в обозримом будущем останется самым конкурентоспособным преобразователем энергии, что, в свою очередь, определяет необходимость его дальнейших исследований как на стадии проектирования и модернизации, так и в эксплуатации.

Предлагаемая методология исследования транспортных ДВС разного типа и различного назначения, работающих на альтернативных и традиционных топливах, способна уменьшить затраты времени и средств, предоставив предварительный прогноз о показателях двигателя, определяющих его потребительские качества на том или ином топливе, и принимать соответствующие решения относительно объекта в целом.

Это особенно важно, когда речь идет о смешанных топливах, когда необходимо исследование характеристик двигателя на каждой топливной композиции, так как использование новых видов топлив влечет изменение акцентов в борьбе с токсичностью самих топлив, токсичностью отработавших газов двигателей и в защите элементов двигателей от агрессивного воздействия топлив.

С использованием вышеизложенной методологии в ИПМаш НАН Украины выполнен цикл расчетно-экспериментальных исследований и получен опыт прогнозирования основных характеристик ДВС разного типа и назначения для случаев использования таких моторных топлив как бензин, нефтяное дизельное топливо, бензоэтанол и смешанное биодизельное топливо, природный газ и биогаз.

С помощью численного моделирования были получены показатели экономичности, токсичности, прочности двигателей, работающих на перечисленных видах моторных топлив.

Экспериментальная часть исследований реализована на моторных стендах с использованием двигателей с искровым зажиганием и жидкостной системой питания 4Ч 7,9/8,0, 4Ч 7,5/7,1; газовой

топливной системой 2Ч 10,5/12 (на базе дизеля Д21), а также дизелей 1Ч 8,5/11 и 2Ч 10,5/12 (Д21А).

Результаты исследований изложены в отчетах о научной деятельности и в публикациях, некоторые здесь приведены [5 – 7].

Список литературы:

1. *Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 года. Принята распоряжением КМ Украины от 15 марта 2006 г., № 145-р.* – 129 с. 2. *Putting Advanced Transportation Technologies to Work for Clean Air and Energy Security / David Rodgers // The Mobile Source Technical Review Subcommittee.* – U.S. Department of Energy. – 2001. 3. *Бусленко Н. П. Моделирование сложных систем / Н. П. Бусленко.* – М.: Наука, 1978. – 400 с. 4. *Куценко А. С. Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания на ЭВМ / А. С. Куценко.* – К.: Наук. думка, 1988. – 100 с. 5. *Контроль качества проектирования поршня быстроходного автомобильного двигателя / А. М. Левтеров, А. В. Белозуб // Двигатели внутреннего сгорания.* – 2005. – №1. – С. 135 – 137. 6. *Разработка модели нестационарной термоупругости составного поршня транспортного дизеля / А. П. Строков, А. М. Левтеров, А. Н. Авраменко // Проблемы машиностроения.* – 2009. – №2. – С. 76–84. 7. *Использование альтернативных топлив в транспортных ДВС / А. М. Левтеров, Л. И. Левтерова, Н. Ю. Гладкова // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр.* – 2010. – № 27. – С. 78–82.

Bibliography (transliterated):

1. *Jenergetičeskaja strategija Ukrainy na 'pe-riod do 2030 goda. Prinjata rasporjazheniem KM Ukrainy ot 15 marta 2006 g., № 145-r.* – 129 s. 2. *Putting Advanced Transportation Technologies to Work for Clean Air and Energy Security / David Rodgers // The Mobile Source Technical Review Sub-committee.* – U.S. Department of Energy. – 2001. 3. *Buslenko N. P. Modelirovanie sloznych sistem / N. P. Buslenko.* – M.: Nauka, 1978. – 400 s. 4. *Kucenko A. S. Modelirovanie rabochih 'pro-cessov dvigatelej vnutrennego sgoranija na JeVM / A.S. Kucenko.* – K.: Nauk. dumka, 1988. – 100 s. 5. *Kontrol' kachestva 'proektirovanija 'porshnja bystrohodnogo avtomobil'nogo dvigatelja / A. M. Levterov, A. V. Belogub // Dvigateli vnutrennego sgoranija.* – 2005. – №1. – S. 135 – 137. 6. *Razrabotka modeli nestacionarnoj termo-uprugosti sostavnogo 'porshnja transportnogo dize-lja / A. P. Strokov, A. M. Levterov, A. N. Avramenko // Problemy mashinostroenija.* – 2009. – №2. – S. 76–84. 7. *Ispol'zovanie al'ternativnyh topliv v transportnyh DVS / A.M. Levterov, L.I. Levterova, N.Ju. Gladkova // Avtomobil'nyj transport: sb. nauchn. tr.* – 2010. – № 27. – S. 78–82.

УДК 621.436

А.А. Лисовал, канд. техн. наук, А. В. Вербовский, асп., С.В. Кострица, асп.

ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ДИЗЕЛЯ

Введение

При разработке систем автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) дизеля и ис-

следованиях переходных процессов широко применяют математические модели.

Раньше для исследований САРЧ дизеля при-

меняли линейные математические модели. Результирующее дифференциальное уравнение системы составляли линеаризацией действительных характеристик выбранных структурных звеньев. Устойчивость линеаризованных звеньев оценивается по непрямым критериям: алгебраическим критериям И.А. Вышеградского и Гурвица-Рауса, методами корневого годографа, частотными критериями Найквиста-Михайлова и др. [1].

Применение динамических математических моделей, которые разработаны на основе нелинейной системы дифференциальных уравнений, устраняет необходимость использования не прямых критериев. Решение такой нелинейной системы сводится к задаче Коши с начальными условиями при интегрировании. Для интегрирования наиболее часто применяют одношаговый численный метод Рунге-Кутты четвертого порядка, который позволяет изменять величину шага в любой точке интервала интегрирования. В результате решения системы дифференциальных уравнений, алгебраических уравнений и неравенств, которые описывают САРЧ дизеля, рассчитывают переходные процессы звеньев системы и оценивают устойчивость по прямым показателям переходного процесса.

Постановка задачи

Преимуществом динамических математических моделей является возможность учета инерционности САРЧ и нелинейности характеристик дизеля с газотурбинным наддувом [2].

В последнее время широкое распространение получил метод составления динамических математических моделей САРЧ дизеля с использованием экспериментальных статических характеристик структурных звеньев, которые входят в эту систему. Основные положения этого метода заложены В.И. Крутовым как «квазистатический» подход при составлении математических моделей САРЧ [2]. Экспериментальные статические характеристики аппроксимируют соответственными алгебраическими уравнениями, как правило, полиномами первого и второго (реже третьего) порядков с одним или несколькими аргументами. При этом принимается допущение, что полученные характеристики звеньев САРЧ в установившихся режимах справедлив и для переходных процессов. Многолетний опыт применения таких моделей на кафедре "Двигатели и теплотехника" НТУ подтвердил правильность заложенных принципов в построении модели.

На кафедре разработаны динамические модели САРЧ для некоторых дизелей с газотурбинным наддувом. Особенностью таких моделей является определение экспериментальных характеристик компрессора и турбины по данным, которые получены при их работе на дизеле. САРЧ дизеля состоит из таких динамических структурных звеньев: непосредственно дизель, турбокомпрессор, впускной трубопровод, выпускной коллектор, регулятор (механический или электронный). Описание этих инерционных звеньев базируется на шести дифференциальных уравнениях первого порядка, которые детально описаны в работе [1]. Два структурных звена ТНВД-трубопроводы высокого давления-форсунки и охладитель наддувочного воздуха описаны алгебраическими уравнениями как безинерционные.

Однако единой универсальной математической модели САРЧ дизеля не разработано. Каждый исследователь составляет её самостоятельно, детализирует, при необходимости, структурные звенья. При этом он ориентируется на работы предшественников, свои собственные исследования, и старается получить наилучшее соответствие модели реальным объектам исследований.

Цель работы – формирование методологических принципов проверки адекватности динамических моделей САРЧ дизеля с газотурбинным наддувом (ГТН).

В статье описан процесс и результаты проверки адекватности математической модели САРЧ дизеля 4ЧН12/14. Адекватность разработанной динамической модели дизеля с ГТН проверяли в два этапа. Первый этап проверки – сравнение внешней и частичных скоростных характеристик дизеля с расчётными кривыми, которые получены с помощью той же динамической математической модели. Второй этап – сравнение расчётных переходных процессов и экспериментальных кривых, которые получены при разгоне дизеля под нагрузкой на тормозном стенде.

Первый этап проверки адекватности

Математическая модель позволяет имитировать на компьютере следующие динамические процессы: движение автомобиля с постоянной скоростью; разгон и торможение автомобиля во время движения на одной передаче; разгон автомобиля с места с переключением передач; заданный цикл движения автомобиля с разгонами, торможениями и остановками; наброс и сброс нагрузки различного

вида. Основным регулируемым параметром САРЧ дизеля является частота вращения коленчатого вала. Кроме этого, рассчитывали много других показателей работы дизеля и турбокомпрессора при установившихся и переходных режимах работы.

Перед началом расчетных исследований на этой же модели рассчитали внешнюю и 3...5 частичных скоростных характеристик ТНВД и дизеля с ГТН для проверки правильности принятых начальных данных и осуществили их корректировку.

В отличие от динамической модели, с помощью статической модели дизеля с газотурбинным наддувом трудно получить высокую точность расчётов из-за сложности согласования между собой характеристик турбины и компрессора. Поэтому для дизелей с ГТН статическую модель можно применять только для расчёта характеристик ТНВД с регулятором частоты вращения коленчатого вала дизеля и для начальной оценки скоростных характеристик дизеля.

С целью определения точек внешней скоростной характеристики дизеля с ГТН на динамической модели задавали ступенчатое изменение нагрузки при постоянном положении рычага управления регулятором ТНВД. Задавали также выдержку времени, для того что бы все структурные звенья САРЧ после переходного процесса вышли в новый установившийся режим.

Для расчета скоростных характеристик на модели внешнюю нагрузку задавали обобщённым уравнением

$$M_{н\Gamma} = A_{н\Gamma} \cdot n_{д} - H_{н\Gamma}, \quad (1)$$

где $M_{н\Gamma}$ – момент внешней нагрузки; $n_{д}$ – частота вращения коленчатого вала дизеля; $A_{н\Gamma}$ и $H_{н\Gamma}$ – коэффициенты аппроксимации.

Изменение внешней нагрузки в зависимости от $H_{н\Gamma}$ показано на рис. 1. В программе расчета значения коэффициента $H_{н\Gamma}$ изменяли с шагом 50 или 100 Н·м в сторону увеличения (или уменьшения) после выхода на каждый следующий установившийся режим работы дизеля, турбокомпрессора, регулятора, т.е. после уравнивания расходных характеристик впускной и выпускной систем с соответствующими гидравлическими характеристиками дизеля. Конечные значения крутящего момента M_e по окончании переходных процессов во всех структурных звеньях на рис. 1 обозначено круглыми точками. Для перехода из одного уста-

новившегося режима в следующий осуществляли мгновенное ступенчатое изменение $H_{н\Gamma}$ от одинаковых начальных значений (минимального холостого хода дизеля 750 мин⁻¹). На рис. 1. пунктирными линиями нанесены характеристики тормозного стенда KS-56-4.

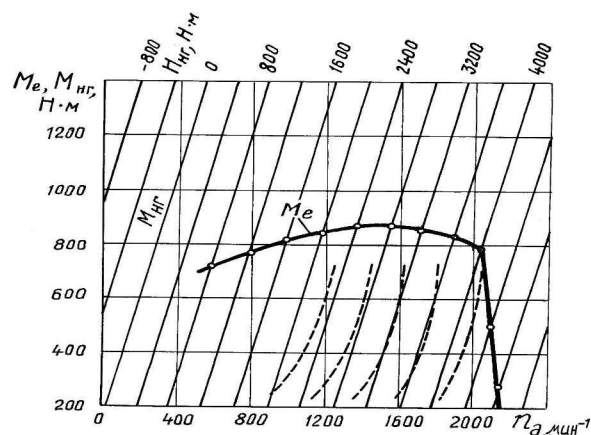


Рис. 1. Характеристика нагрузки для расчета скоростных характеристик дизеля

На рис. 2 показан переходный процесс для определения одной из расчетных точек (1270 мин⁻¹) на внешней скоростной характеристике дизеля 4ЧН12/14. На рис. 2 обозначено: FIR – относительная координата положения рычага управления регулятором; h_p и z – координаты перемещения рейки ТНВД и муфты регулятора; M_e – эффективный крутящий момент дизеля; $M_{н\Gamma}$ – момент внешней нагрузки; M_T – момент, который создает турбина турбокомпрессора; M_K – момент сопротивления компрессора; $n_{д}$ и $n_{тк}$ – частоты вращения коленчатого вала дизеля и вала турбокомпрессора; τ – время переходного процесса (длительность расчёта).

По окончании расчетного времени 20 с переходные процессы во всех структурных звеньях системы САРЧ дизеля с ГТН закончились, внешняя нагрузка уравновешена крутящим моментом дизеля $M_{н\Gamma} = M_e = 598$ Н·м при $n_{д} = 1270$ мин⁻¹. Переходный процесс в турбокомпрессоре за это время тоже закончился. Несовпадение кривых M_T и M_K объясняется наличием механических потерь в турбокомпрессоре, значение момента $M_{мтк}$ механических потерь введено в динамическую математическую модель формулой $M_T = M_K + M_{мтк}$.

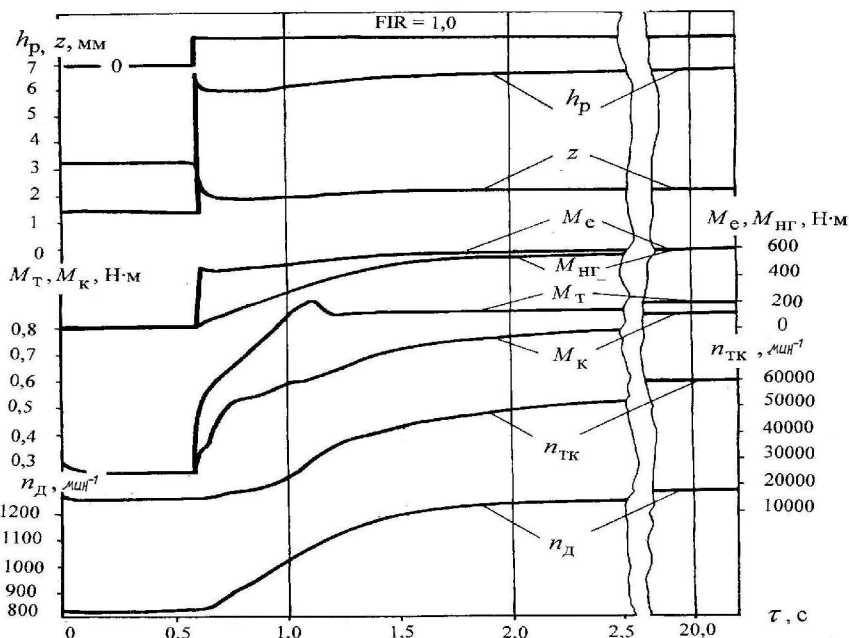


Рис. 2. Переходные процессы для определения расчетных точек на скоростной характеристике дизеля

На рис. 3 сплошной линией показаны расчетные зависимости давления наддува после охладителя воздуха $p_{к2}$ и дымности N отработавших газов (ОГ) от частоты вращения коленчатого вала n_d дизеля. Зависимости получены по результатам переходного процесса для определения точки (при 1270 мин^{-1}) на внешней скоростной характеристике дизеля 4ЧН12/14. Для сравнения на рис. 3 пунктирной линией построен фрагмент расчетной внешней скоростной характеристики $p_{к2}$ и N в диапазоне $800 \dots 1270 \text{ мин}^{-1}$.

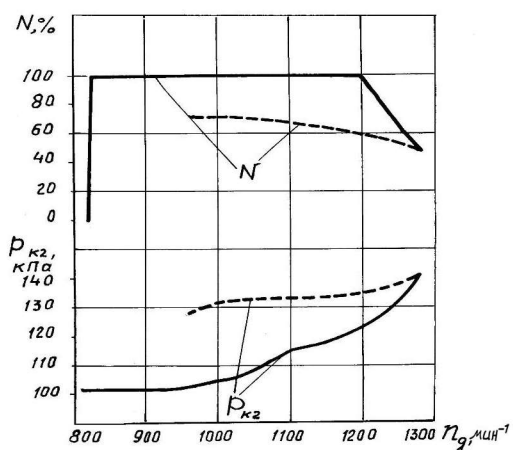


Рис. 3. Расчетные скоростные характеристики дизеля 4ЧН12/14:
 — по данным переходного процесса;
 - - - по внешней скоростной характеристике

Сравнительный анализ кривых $p_{к2}$ показал, что разработанная математическая модель дает возможность учитывать инерционность газовых связей между дизелем и турбокомпрессором. Медленное увеличение $p_{к2}$ во время переходного процесса в скоростном диапазоне $800 \dots 1270 \text{ мин}^{-1}$ приводит к повышению дымности ОГ.

По полученным на динамической модели точкам построили внешнюю (по 10...14 точкам) и частичные (по 7...20 точкам) скоростные характеристики. Расчётные частичные характеристики необходимы для проверки правильности настройки регулятора ТНВД и подтверждения правильности составления программы расчёта во всём скоростном диапазоне работы дизеля с ГТН.

На первом этапе проверки адекватности модели достаточно сопоставить расчётную внешнюю скоростную характеристику с экспериментальной заводской, что и было сделано методом наложения соответствующих кривых.

Экспериментальную внешнюю характеристику дизеля 4ЧН12/14 определяли также в лаборатории испытаний двигателей кафедры "Двигатели и теплотехника" НТУ. По этим данным была выполнена дополнительная проверка адекватности математической модели по критериям Фишера. Для проверки были выбраны девять параметров работы дизеля: эффективный крутящий момент; часовой и

удельный эффективные расходы топлива; давление и температура воздуха после компрессора; давление и температура ОГ перед турбиной; частота вращения ротора турбокомпрессора; дымность ОГ. При проверке адекватности использовали табличные данные критерия Фишера для 5 % уровня значимости. Достоверность результатов исследований составляет 95 % [3].

Аналогичную проверку на адекватность прошла модель электронного регулятора для дизеля 4ЧН12/14 [4].

Второй этап проверки адекватности

Этот этап связан с подтверждением адекватности модели при исследованиях переходных процессов для конкретных эксплуатационных режимов. Охватить проверкой все режимы и весь скоростной диапазон автомобильного дизеля очень сложно. Выбрали диапазон 1000...1300 мин⁻¹ и режим разгона дизеля под нагрузкой, что на полностью груженом автомобиле соответствует разгону дизеля после переключения передач.

Для сравнения расчетных и экспериментальных параметров разгона дизеля с ГТН проведены

моторные испытания разгона дизеля 4ЧН12/14 от 1060 ± 5 мин⁻¹ до 1300 ± 5 мин⁻¹ на тормозном стенде Ks-56-4 с соответствующим изменением нагрузки от 40 ± 5 Н до 585 ± 5 Н.

Параметры разгона дизеля – частоту вращения коленчатого вала, положение рычага управления регулятором (или электронной педали), давление на входе и после компрессора, дымность ОГ, записывали в цифровой файл компьютера с помощью разработанного программно-измерительного комплекса с частотой 20 Гц [4]. Кроме этого, записывали синхронизированный с началом разгона цифровой сигнал начала и конца расхода 50 г топлива. Для обеспечения идентичности условий задания переходного процесса перемещение рычага управления регулятором осуществляли электродвигателем, задавая постоянную величину тока.

Аналогичные условия разгона дизеля 4ЧН12/14 смоделировали на динамической математической модели. Результаты моделирования и проверки адекватности динамической модели показаны на рис.4.

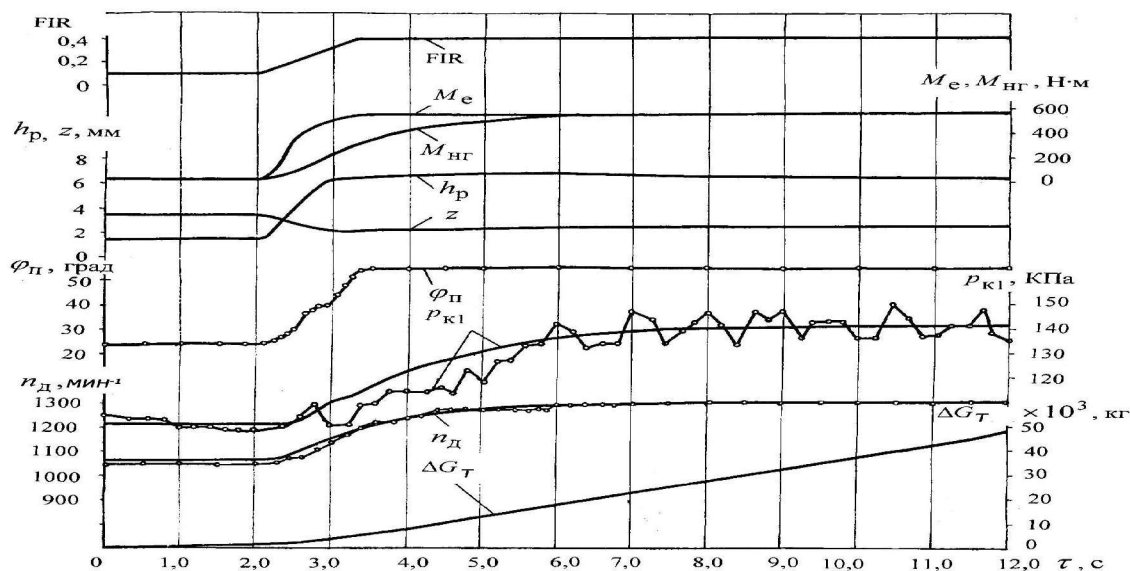


Рис. 4. Результаты проверки адекватности математической модели дизеля 4ЧН12/14

На рис.4. сплошными линиями показаны расчетные результаты, линиями с экспериментальными точками – результаты эксперимента (на основании цифровой записи переходного процесса). На рис.4 обозначено: FIR – относительное перемещение рычага управления регулятором; M_e , M_{HT} – эффективный крутящий момент дизеля и момент внешней нагрузки; h_p и z – координаты перемещения рейки ТНВД и муфты регулятора; φ_{II} – угол

перемещения рычага управления регулятора; $p_{к1}$ – давление наддува после компрессора; n_d – частота вращения коленчатого вала дизеля; ΔG_T – массовый расход топлива во время разгона.

Получено хорошее совпадение экспериментальных и расчетных кривых n_d и $p_{к1}$. Для этих кривых на участке переходного процесса за время 2...8 с рассчитаны (выборка через 0,2 с) среднеквадратичные отклонения и коэффициенты вариации

ции. Среднеквадратичные отклонения для экспериментальных и расчетных кривых n_d и $p_{к1}$ составили $S_g = 12,8 \text{ мин}^{-1}$ и $S_g = 9372 \text{ Па}$, соответственно. Коэффициенты вариации не превышают 10 %, для кривых частоты вращения коленчатого вала n_d и давления наддува после компрессора $p_{к1}$ равняются $W_g = 1,04 \%$ и $W_g = 7,41 \%$, соответственно.

За 12 с переходного процесса дизель виртуально израсходовал 47,5 г дизельного топлива, что на 5 % меньше, чем при моторных испытаниях.

Заключение

Приведенные экспериментальные данные подтверждают адекватность динамической модели САРЧ дизеля 4ЧН12/14. Подтверждена возможность использования модели для последующих расчетных исследований переходных процессов.

На этапах проектирования САРЧ дизеля и других автоматических систем регулирования достаточно первого этапа проверки адекватности математической модели. При усовершенствовании систем автоматического регулирования и расчетных исследованиях переходных процессов для конкретных эксплуатационных режимов силовой установки на основе дизеля возникает потребность

в проведении второго этапа проверки адекватности математической модели.

Список литературы

1. Долганов К.С. Автоматичне регулювання двигунів внутрішнього згорання: навч. посібник / К.С. Долганов, А.А. Лисовал – К.: НТУ, 2003. – 138 с. 2. Крутов В.И. Расчет переходных процессов системы автоматического регулирования дизеля с турбинным наддувом с учетом нелинейных характеристик / В.И. Крутов, П.К. Кузьмич. – Изд. вузов: Машиностроение, 1969. – №10. – С. 102–108. 3. Лисовал А.А. Адекватність динамічної математичної моделі автобусного дизеля СМД-23.07 / А.А. Лисовал, М.І. Гуменчук, А.В. Білай // Вісник Кременчуцького держ. політех. у-ту. – Кременчук: КДПУ. – 2006. – Вип. 2/2006 (37). – Част. 1. – С. 62–63. 4. Лисовал А.А. Подготовка математической модели электронного регулятора к расчетным исследованиям / А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №1. – С. 98–103.

Bibliography (transliterated):

1. Dolganov K.E. Avtomatichne reguljuvannja dviguniv vnutrishn'ogo zgorjannja: navch. posibnik / K.E. Dolganov, A.A. Lisoval – K.: NTU, 2003. – 138 s. 2. Krutov V.I. Raschet perehodnyh processov sistemy avtomaticheskogo regulirovanija dizelja s turbinnym nadduvom s uchetom nelinejnyh harakteristik / V.I. Krutov, P.K. Kuz'mik. – Izd. vuzov: Mashinostroenie, 1969. – №10. – S. 102–108. 3. Lisoval A.A. Adekvatnist' dinamichnoj matematichnoj modeli avtobusnogo dizelja SMD-23.07 / A.A. Lisoval, M.I. Gumenchuk, A.V. Bilaj // Visnik Kremenčuc kogo derzh. politeh. utu. – Kremenčug: KDPU. – 2006. – Vup. 2/2006 (37). – Chast. 1. – S. 62–63. 4. Lisoval A.A. Podgotovka matematicheskoj modeli elektronnoho reguljatora k raschjotnym issledovanijam / A.A. Lisoval // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2008. – №1. – S. 98–103.

УДК 621.436.038

*А.В. Грицюк, д-р техн. наук, А.Н. Врублевский, канд. техн. наук,
Г.А. Щербаков, инж., А.А. Овчинников, инж.*

ОТРАБОТКА ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ АВТОМОБИЛЬНОГО МАЛОЛИТРАЖНОГО ДИЗЕЛЯ СО СВЯЗАННОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ

Введение

Работа транспортного, в особенности автомобильного, дизеля в эксплуатации характеризуется большим количеством переходных и частичных режимов. Начиная с пуска дизеля, любое изменение, длительное или кратковременное, режима его дальнейшей работы определяется возможностями системы автоматического регулирования двигателя и его топливоподающей аппаратуры (ТПА). Стремительное развитие систем электронного регулирования позволяет устанавливать оптимальное сочетание параметров подачи топлива и воздухообеспечения цилиндров двигателя на любом эксплуатационном режиме его работы. При этом счита-

ется, что только микропроцессорные системы управления способны реализовывать согласованное (связанное) изменение цикловой подачи топлива и угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ) одновременно по двум и более параметрам. Например, частоте вращения коленчатого вала (КВ) дизеля и давлению наддувочного воздуха.

Анализ публикаций

Наиболее эффективно регулирование работы дизеля осуществляется при помощи топливной аппаратуры с электронным управлением [1, 2]. Вместе с тем, разработан целый ряд конструкций и гидравлических схем топливных систем непосредственного действия, применение которых обеспе-