

ПРОБЛЕМЫ УТИЛИЗАЦІЇ ПОПУТНИХ ГАЗІВ В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

А.П. Марченко, Д.Е. Самойленко, Омар Адель Хамза

Розглянуто проблему утилізації попутних газів у ДВЗ. Попутний нафтовий газ є одним з найбільш привабливих джерел енергії для такого роду утилізації. Розглянуто проблему детонації у ДВС при роботі на таких газах. Показано, що єдиним незалежним параметром, що впливає на виникнення детонації в газовому двигуні при його експлуатації є метанове число. Запропоновано нову схему утилізації попутних газів на базі ДВЗ з модулем парової конверсії попутного газу, яка дозволяє вирішити проблему детонації в двигуні.

УДК 621.036.038

А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, А.А. Овчинников

АПРОБАЦИЯ НОВЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ДЕЙСТВИЯ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Продолжен цикл исследований, направленных на разработку "механической альтернативы" аккумуляторной топливной системе Common Rail с электронным управлением для современного отечественного автомобильного дизеля 4ДТНА1. Описаны объемы работ по отработке гидроневмомеханического регулятора новой системы на требуемые параметры адаптивного задания топливоподачи и дальнейшая апробация новых возможностей доведенной топливной системы при формировании внешней скоростной характеристики (ВСХ) автомобильного дизеля. Представлены ожидаемые при разработке дизеля 4ДТНА1 ВСХ и характеристики измененный эффективного крутящегося момента и удельного эффективного расхода топлива при работе по этой характеристике.

Введение

Стремительное развитие топливных систем автомобильных дизелей с электронным управлением в последние годы XX и в начале XXI века сформировало устойчивое мнение об их безальтернативности. Небольшое количество известных зарубежных фирм, а именно "R. Bosch" (Германия), "Delphi" (США), "Siemens" (Германия), "Zexel" (Япония), "L'Orange" (Германия), первыми освоивших производство топливоподающей аппаратуры (ТПА) аккумуляторного типа с электронным управлением, стали "законодателями моды" и монополистами в разработке ключевой системы автомобильного дизеля, взяв под контроль всё дальнейшее развитие дизельной индустрии в мире.

Особенно преуспевает фирма "R. Bosch".

Передав все свои производства ТПА непосредственного действия с механическим регулированием в азиатские филиала, фирма "R. Bosch" фактически прекратила их развитие и сделала (по крайней мере для себя) временным само явление сохранения на автомобилях "механической альтернативы" аккумуляторным системам типа Common Rail (CR). Наглядным подтверждением этому является информация, представленная на одном из последних Техническом и диагностическом форуме Bosch (Минск, 22.11.2012 г.). Так, для дизелей выпуска после 2012 года мощностью от 37 до 129 кВт, фирма Bosch не видит альтернативы системе Common Rail (рис. 1).

мощность двигателя

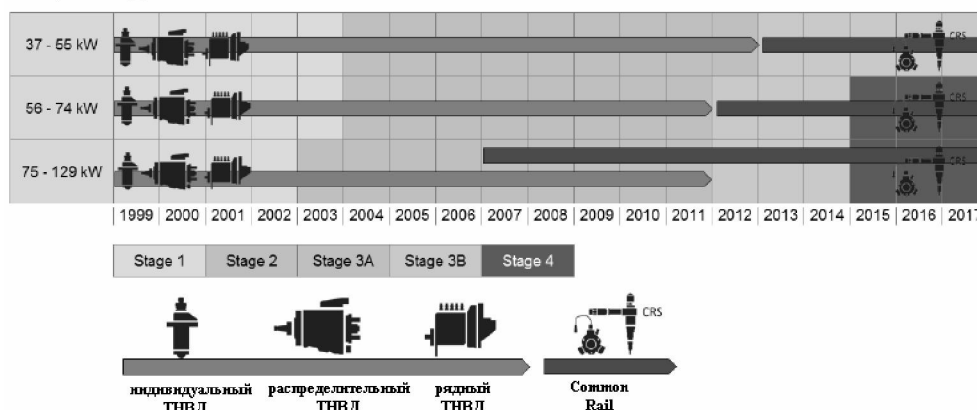


Рис. 1. Прогнозирование фирмой Bosch перспективности применения топливных систем для транспортных дизелей мощностью 37 – 129 кВт

А был ли исчерпан потенциал совершенствования характеристик топливоподачи у "механической альтернативы"? На этот вопрос и пытаются ответить специалисты Харьковского конструкторского бюро по двигателестроению (ХКБД) и Харьковского национального автомобильно-дорожного университета (ХНАДУ), опираясь на научный потенциал Харьковской школы двигателестроения. Именно эти научно-технические структуры разработали первый отечественный аналог аппаратуры типа CR, реально поняв как её преимущества, так и имеющиеся недостатки, а в настоящее время активно занимаются созданием автомобильного дизеля двойного назначения, в котором параллельное применение "механической альтернативы" системе типа CR является одним из основных технических требований к разработке.

Анализ ранее изданных публикаций

Топливная система непосредственного действия с гидропневмомеханическим регулятором (далее - система *НРМ*) разрабатывается для использования на первом отечественном высокооборотном малолитражном дизеле 4ДТНА1 двойного назначения (рис. 2) бренда "Слобожанский дизель" [1].

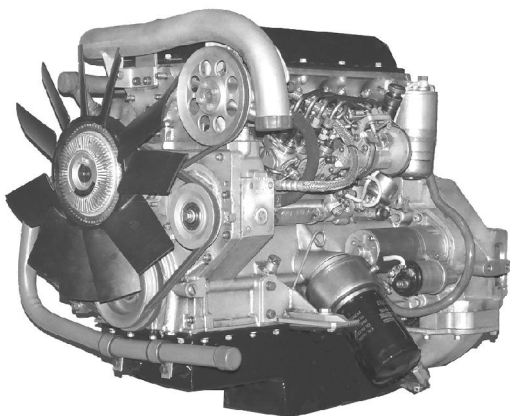


Рис. 2. Дизель 4ДТНА1

Комплексная схема топливоподающей и регулирующей аппаратуры и принцип её работы представлены в предшествующих публикациях [2, 3]. Уже первый опытный образец системы *НРМ* позволил провести серию экспериментальных исследований с выходом в 2012 году на определительные испытания развёрнутого дизеля 4ДТНА1 в условиях моторного стенда [4]. Последние показали, что единственным узлом топливоподающей и регулирующей аппаратуры дизеля 4ДТНА1, который не выполняет адаптивную задачу топливоподачи автомобильного дизеля, является гидропневмомеханический корректор угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ).

Цель и поставка задачи настоящего исследования

Цель данного исследования - уточнение параметров адаптивного задания топливоподачи автомобильного дизеля 4ДТНА1 (4ЧНА-1 8,8/8,2), разработка технических требований к характеристике механизма изменения УОВТ, апробация новых возможностей ТПА при формировании ВСХ автомобильного дизеля и формирование ВСХ дизеля 4ДТНА1 с корректировкой проекта технических условий (4ДТНА1.ТУ) и внесением поверочных точек в программу и методику обкаточных, регулировочных и сдаточных испытаний (4ДТНА1.ПМ1).

Уточнение параметров адаптивного задания топливоподачи

Полученная в работе [4] зависимость $\Theta_{ВПП} = f(n_{КВ}, P_s)$ отражает характер изменения геометрического УОВТ $\Theta_{ВПП}$ от частоты вращения коленчатого вала ($n_{КВ}$) и давления наддува (P_s). Представленная в этой же работе (в виде линейного тренда) корреляционная связь действительного и геометрического УОВТ позволила авторам получить новую зависимость уже действительного УОВТ ($\Theta_{ВПП} = f(n_{КВ}, P_s)$), графический вид которой в сравнении с аналогичной зависимостью первичного исследования в условиях безмоторного стенда [2] приведен на рис. 3.

Комплексная схема топливоподающей и регулирующей аппаратуры и принцип её работы представлены в предшествующих публикациях [2, 3]. Уже первый опытный образец системы *НРМ* позволил провести серию экспериментальных исследований с выходом в 2012 году на определительные испытания развёрнутого дизеля 4ДТНА1 в условиях моторного стенда [4]. Последние показали, что единственным узлом топливоподающей и регулирующей аппаратуры дизеля 4ДТНА1, который не выполняет адаптивную задачу топливоподачи автомобильного дизеля, является гидропневмомеханический корректор угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ).

Цель и поставка задачи настоящего исследования

Цель данного исследования - уточнение параметров адаптивного задания топливоподачи автомобильного дизеля 4ДТНА1 (4ЧНА-1 8,8/8,2), разработка технических требований к характеристике механизма изменения УОВТ, апробация новых возможностей ТПА при формировании ВСХ автомобильного дизеля и формирование ВСХ дизеля 4ДТНА1 с корректировкой проекта технических условий (4ДТНА1.ТУ) и внесением поверочных точек в программу и методику обкаточных, регу-

лировочных и статочных испытаний (4ДТНА1.ПМ1).

Уточнение параметров адаптивного задания топливоподачи

Полученная в работе [4] зависимость $\Theta_{ВПР} = f(n_{КВ}, P_S)$ отражает характер изменения геометрического УОВТ $\Theta_{ВПР}$ от частоты вращения коленчатого вала ($n_{КВ}$) и давления наддува (P_S).

Представленная в этой же работе (в виде линейного тренда) корреляционная связь действительного и геометрического УОВТ позволила авторам получить новую зависимость уже действительного УОВТ ($\Theta_{ВПР} = f(n_{КВ}, P_S)$), графический вид которой в сравнении с аналогичной зависимостью первичного исследования в условиях безмоторного стенда [2] приведен на рис. 3.

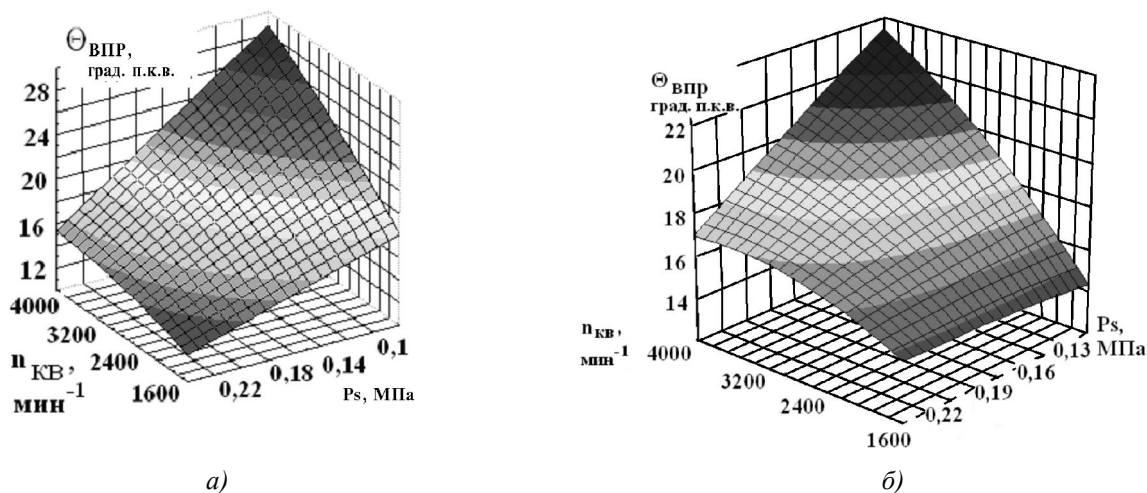


Рис. 3. Поверхность $\Theta_{ВПР} = f(n_{КВ}, P_S)$:
 а - реализованная на безмоторном стенде;
 б - требуемая для реализации на дизеле 4ДТНА1

Отсутствие полной идентичности полученных графических зависимостей потребовало продолжить в условиях безмоторного стенда отработку механизма изменения УОВТ после уточнения па-

раметров адаптивного задания топливоподачи на основании данных табл. 1, отражающих отклонение рационального УОВТ от фактически реализуемого разработанным механизмом.

Таблица 1. Отклонения рационального УОВТ от реализуемого механизмом угламена

| № режима | $n_{КВ}, \text{мин}^{-1}$ | $P_S, \text{МПа}$ | $P_Z, \text{МПа}$ | $t_{\text{ог}}, ^\circ\text{C}$ | $M_{кр}, \text{Н}\cdot\text{м}$ | $g_e, \text{г/кВт}\cdot\text{час}$ | $\Delta\phi \text{ техн. угламен, град. п.к.в.}$ |
|----------|---------------------------|-------------------|-------------------|---------------------------------|---------------------------------|------------------------------------|--|
| 1 | 2400 | 0,190 | 12,0 | 580 | 155,4 | 263,4 | 0 |
| | 2400 | 0,193 | 12,5 | 560 | 161,7 | 256,9 | +2 |
| | 2400 | 0,189 | 13,0 | 520 | 154,4 | 261,2 | +4 |
| 2 | 3000 | 0,200 | 13,0 | 505 | 140,7 | 256,2 | 0 |
| | 3000 | 0,205 | 12,7 | 520 | 142,8 | 246,4 | -1 |
| 3 | 3600 | 0,210 | 13,5 | 570 | 132,3 | 268,6 | 0 |
| 4 | 4200 | 0,210 | 13,2 | 590 | 120,7 | 305,2 | 0 |
| | 4200 | 0,212 | 14,0 | 570 | 125,5 | 294,4 | +2 |

Разработка технических требований к характеристике механизма изменения УОВТ

На основании результатов определительных испытаний первого опытного образца автомобильного дизеля 4ДТНА1 в условиях моторного стенда были разработаны следующие технические требования к механизму автоматического регулирования УОВТ (далее - механизм угламена) этого дизеля:

1. Общий ход топливного корректора УОВТ должен составлять величину перемещения, эквивалентную изменению $\Theta_{ВПР}$ на 16 град. п.к.в. или 8 град. по кулачковому валу ТНВД.
2. Общий ход пневматического корректора УОВТ должен также составлять величину перемещения, эквивалентную изменению $\Theta_{ВПР}$ на 16 град. п.к.в. или 8 град. по кулачковому валу ТНВД.

3. Перекрытие ходов двух корректоров УОВТ должно составлять величину перемещения, эквивалентную изменению $\Theta_{ВПР}$ на 14 град. п.к.в. или 7 град. по кулачковому валу ТНВД.

4. Расстояние между сопрягающимися поверхностями двух корректоров УОВТ при $P_t=0$ и $P_s=0$ должно составлять линейную величину, эквивалентную изменению $\Theta_{ВПР}$ на 18 град. п.к.в. или 9 град. по кулачковому валу ТНВД.

5. Бывшая точка наиболее рационального момента впрыскивания (3,0 - 3,5 мм хода плунжера), к которой привязывались калибр и топливный корректор УОВТ, должна быть отстроена на среднее положение рабочего хода поршня угломена. Среднее положение этого поршня (далее 0 град по стенду и отметка датчика положения кулачкового вала по ПК) должно быть обеспечено подбором жёсткостей пружин при P_t , соответствующем $n_{кул. вала} = 1200 \text{ мин}^{-1}$ и $P_s = 0,15 \text{ МПа}$.

6. До давления топлива, соответствующего $n_{кул. вала} = 750 \text{ мин}^{-1}$, поршень топливного корректора неподвижен и находится в положении, задающем $\Delta\Theta_{ВПР} = -4$ град. по кул. валу ТНВД. При росте частоты вращения до $n_{кул. вала} = 900 \text{ мин}^{-1}$ поршень перемещается в положение $\Delta\Theta_{ВПР} = -3$ град. по кул. валу. Это крайнее положение его перемещения, при котором давление наддувочного воздуха не влияет на УОВТ.

7. Контрольные положения поршня топливного корректора при ограничении его хода пневматическим корректором УОВТ заданы в табл. 2.

Таблица 2. Контрольные параметры механизма угломена

| № п/п | $n_{кул. вала}, \text{ мин}^{-1}$ | $P_s, \text{ МПа}$ | $\Delta\phi, \text{ град. по кул. валу}$ |
|-------|-----------------------------------|--------------------|--|
| 1 | 900 | 0 | -3 |
| 2 | 900 | 0,25 | -3 |
| 3 | 1200 | 0,22 | -2 |
| 4 | 1200 | 0,18 | -1 |
| 5 | 1200 | 0,15 | 0 |
| 6 | 1500 | 0,13 | +1 |
| 7 | 1800 | 0,13 | +2 |
| 8 | 2100 | 0,16 | +3 |
| 9 | 2100 | 0,13 | +4 |
| 10 | 2100 | 0 | +4 |
| 11 | 2100 | 0,22 | +2 |

Вышеуказанные технические требования позволили получить проектную характеристику ме-

ханизма изменения УОВТ (рис. 4) и конструктивно реализовать предложенную профессором Григорьевым А.Л. трёхпружинную схему угломена с проведением полного цикла исследований на безмоторном стенде [3].

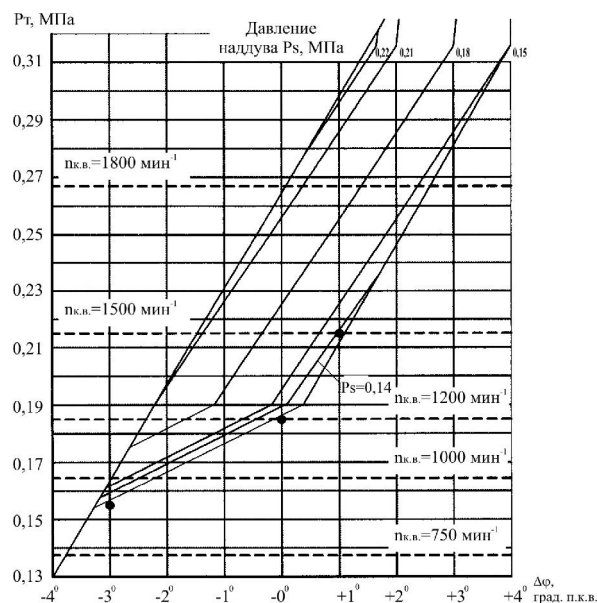


Рис. 4. Проектное изменение $\Delta\Theta_{ВПР}$ в зависимости от давления P_t в регуляторе (или частоты $n_{кул. в. вала}$ насоса) и давления наддува P_s [3]

Апробация новых возможностей ТПА при формировании ВСХ автомобильного дизеля 4ДТНА1.

Обработка гидропневматического корректора УОВТ позволила повторить параметрические испытания первого опытного образца дизеля 4ДТНА1 в условиях моторного стенда КП "ХКБД". Новые возможности ТПА, а именно регулирование УОВТ по $n_{к.в.}$ и P_s во всём диапазоне эксплуатационных частот вращения коленчатого вала дизеля, дали возможность сформировать и подтвердить экспериментально новую прогрессивную внешнюю скоростную характеристику автомобильного дизеля 4ДТНА1 (рис. 5).

Реализованные рациональные для внешней характеристики значения $\Theta_{ВПР}$ приведены на этом же графике. Критерием выбора рационального значения $\Theta_{ВПР}$ являлись значения максимального давления сгорания в цилиндре, которые по условиям надёжной работы дизеля 4ДТНА1 не должны превышать 14 МПа, температура отработавших газов (не более 853 К) и минимального, для условий изменения УОВТ с выполнением первых двух критериев, значения удельного расхода топлива (g_e).

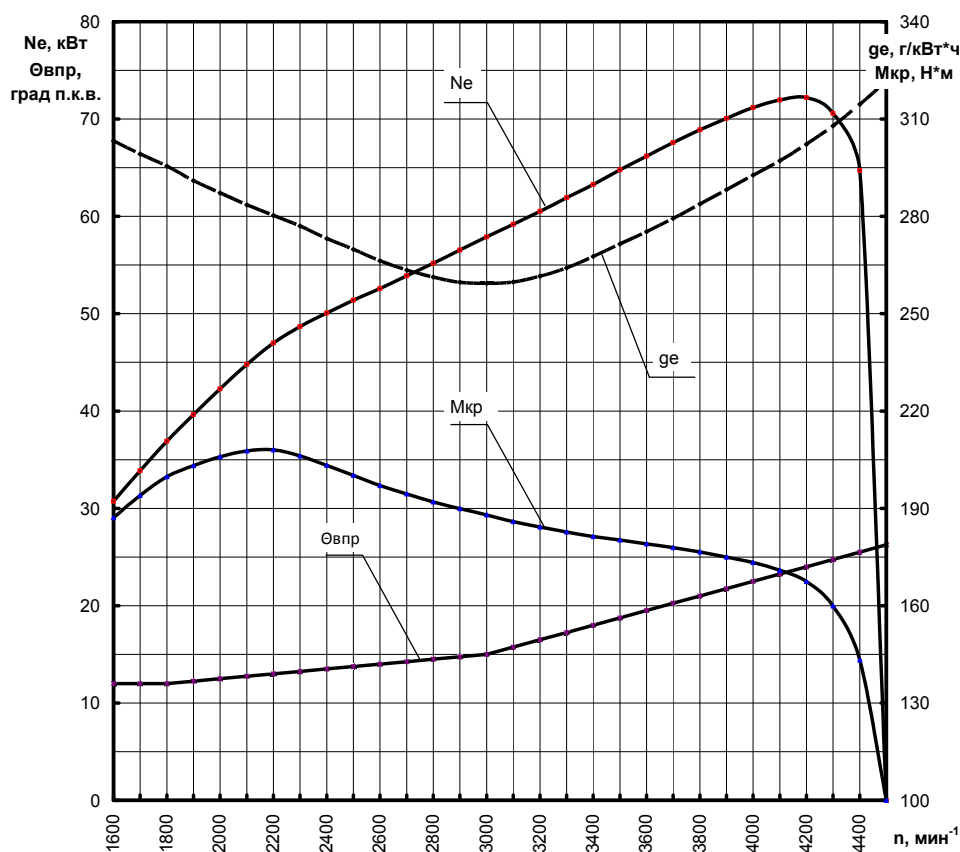


Рис. 5. Новая прогрессивная внешняя скоростная характеристика автомобильного дизеля 4ДТНА1

Заключение

Проведенный цикл работ показал наличие "механической альтернативы" электронным системам типа Common Rail для ТПА отечественных автомобильных дизелей двойного назначения. Такой альтернативой является отечественная система НРМ, эффективность которой подтверждена моторными испытаниями опытного образца дизеля 4ДТНА1 в условиях стенда КП "ХКБД". Дальнейшее продвижение вышеописанной системы требует проведения определительных испытаний дизеля в условиях транспортного средства.

Авторы выражают благодарность д.т.н., профессору НТУ "ХПИ" Григорьеву А.Л. и ведущему инженеру КП "ХКБД" Сафонову С.В. за полезные предложения и конкретную помощь при отработке ТПА в условиях безмоторного стенда.

Список литературы:

1. Техніко-економічне обґрунтування необхідності державної підтримки у виконанні інноваційно-інвестиційного проекту "Розроблення та впровадження у виробництво малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100 - 175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель)" Ф.І. Абрамчук, С.О. Альохін, М.Л. Белов та інші.; за ред. проф. Ф.І. Абрамчука, с.н.с. О.В. Грицюка та проф. І.А. Дмитрієва. - Харків: "ХНАДУ", 2012. - 164 с. 2. Отработка топливной аппаратуры автомобильного малолитражного дизеля со связанной системой управления / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, Г.А. Щербаков, А.А. Овчинников // Двигатели внутреннего сгорания.- Харьков: НТУ "ХПИ", 2011. - №2. - С. 69-74. 3. Расчётный метод исследования пульсаций давления в сервоприводе регулятора дизеля / А.В. Грицюк, А.Л. Григорьев, А.Н. Врублевский, А.А. Овчинников // Вісник НТУ "ХПИ". Серія "Математичне моделювання в техніці та технологіях". - Харків: НТУ "ХПИ", 2013. - №5 (979). - С. 27-53. 4. Выбор параметров адаптивного задания топливоподачи автомобильного дизеля 4ЧНА-1 8,8/8,2 в условиях моторного стенда / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, Г.А. Щербаков, А.А. Овчинников // Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: НТУ "ХПИ", 2012. - №1. - С. 10-13

ратуры автомобильного малолитражного дизеля со связанной системой управления / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, Г.А. Щербаков, А.А. Овчинников // Двигатели внутреннего сгорания.- Харьков: НТУ "ХПИ", 2011. - №2. - С. 69-74. 3. Расчётный метод исследования пульсаций давления в сервоприводе регулятора дизеля / А.В. Грицюк, А.Л. Григорьев, А.Н. Врублевский, А.А. Овчинников // Вісник НТУ "ХПИ". Серія "Математичне моделювання в техніці та технологіях". - Харків: НТУ "ХПИ", 2013. - №5 (979). - С. 27-53. 4. Выбор параметров адаптивного задания топливоподачи автомобильного дизеля 4ЧНА-1 8,8/8,2 в условиях моторного стенда / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, Г.А. Щербаков, А.А. Овчинников // Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: НТУ "ХПИ", 2012. - №1. - С. 10-13

Bibliography (transliterated):

1. Techniko-ekonomichne obgruntuвання необхідності державної підтримки у виконанні інноваційно-інвестиційного проекту "Rozroblennya ta vprovadzhennya u virobništvo malolitražnogo avtomobil'nogo dizelya potuzhnisty 100 - 175 k.s. podviinogo pryznachennya (Slobozhans'kii dizel)" F.I. Abramchuk, S.O. Al'ochin, M.L. Belov ta insh.; Za red. prof. F.I. Abramchuka, s.n.s. O.V. Grytsyuka ta prof. I.A. Dmitrieva. - Charkiv: "ChNADU", 2012. - 164 s. 2. Otrabotka toplivnoi apparatury avtomobil'nogo malolitražnogo dizelya so svyazanoi sistemoi upravleniya / A.V. Grytsyuk, A.N. Vrublevskii, G.A. Scherbakov, A.A. Ovchinnikov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya.- Char'kov: NTU "ChPI", 2011. - №2. - S. 69-74. 3. Raschetnyi metod issledovaniya pul'satsii davlenniya v servoprivode regul'yatora dizelya / A.V. Grytsyuk, A.L. Grigor'ev, A.N. Vrublevskii, A.A. Ovchinnikov // Visnik NTU "ChPI". Seriya "Matematichne modelyuvannya v technitsi ta technologiyach". - Charkiv: NTU "ChPI", 2013. - №5 (979). - S. 27-

53. 4. *Vybor parametrov adaptivnogo zadaniya toplivopodachi avtomobil'nogo dizelya 4ChNA-1 8,8/8,2 v usloviyach motornogo stenda / A.V. Gritsyuk, A.N. Vrublevskii, G.A. Scherbakov*

A.A. Ovchinnikov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. - Char'kov: NYU "ChPI", 2012. - №1. - S. 10-13.

Поступила в редакцию 30.05.2013

Грицюк Александр Васильевич – доктор техн. наук, заместитель генерального конструктора по НИР - главный конструктор Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: dthkdb@ukr.net.

Врублевский Александр Николаевич – доктор техн. наук, доцент, кафедра "Двигатели внутреннего сгорания", Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков, Украина, e-mail: vanvnu@mail.ru.

Овчинников Алексей Александрович – начальник отдела Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

АПРОБАЦІЯ НОВИХ МОЖЛИВОСТЕЙ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ БЕЗПОСЕРЕДНЬОЇ ДІЇ ПРИ ФОРМУВАННІ ЗОВНІШНЬОЇ ШВИДКІСНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

О.В. Грицюк, О.М. Врублевський, О.О. Овчинніков

Продовжено цикл досліджень, спрямований на розробку "механічної альтернативи" акумуляторній паливній системі Common Rail з електронним керуванням для сучасного вітчизняного автомобільного дизеля 4ДТНА1. Описано обсяги робіт з відпрацювання гідропнеумомеханічного регулятора нової системи на необхідні параметри адаптивного завдання паливподачи і подальша апробація нових можливостей доведеної паливної системи при формуванні зовнішньої швидкісної характеристики (ЗШХ) автомобільного дизеля. Представлено очікувані при розробці дизеля 4ДТНА1 ЗШХ і характеристики змін ефективного крутного моменту і питомої ефективної витрати палива при роботі по цій характеристиці.

TESTING OF NEW PERFORMANCE CAPABILITIES OF FUEL SYSTEM AT FORMATION OF EXTERNAL SPEED CHARACTERISTIC OF AN AUTOMOBILE DIESEL ENGINE

A.V. Gritsyuk, A.N. Vrublevsky, A.A. Ovchinnikov

The researches cycle directed on development of "mechanical alternative" to the accumulative electronically-controlled fuel system Common Rail for the modern domestic automobile diesel engine 4DTNA1 is continued. Amount of works on improvement of hydro-pneumatic controller of the new system on required parameters of the adaptive setting of fuel supply and the further testing of new performance capabilities of the finished fuel system at formation of external speed characteristic of the automobile diesel engine are described.

External speed characteristic expected at development of a diesel engine 4DTNA1 and characteristics of changing of the effective torque and the specific effective fuel consumption at operation on this characteristic are presented.

УДК 621.436

В.А. Пылев, И.А. Нестеренко, С.Н. Бакланов

ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА РЕСУРСНОЙ ПРОЧНОСТИ ПОРШНЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ С УЧЕТОМ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ЦИКЛОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

В статье рассматриваются вопросы, связанные с обеспечением ресурсной прочности поршня при форсировании дизеля. Отмечено, что ресурсная прочность поршня зависит от продолжительности низкочастотного цикла его нагружения. В статье выполнен анализ противоречивости факторов влияния продолжительности цикла нагружения двигателя на накопленные повреждения, вызванные процессами усталости и ползучести материала. Выполнена предварительная оценка ресурсной прочности поршня при различных уровнях форсирования двигателя.

Введение

Современные технологии выращивания сельскохозяйственной продукции основаны на использовании машинно-тракторных агрегатов, энергетическими установками которых являются двигатели внутреннего сгорания. Поэтому повышение эффективности сельскохозяйственного производства, кроме прочего, связывают с дальнейшим форсированием ДВС.

Одной из наиболее термонапряженных деталей двигателя является поршень. Непосредственно вопросу обеспечения ресурсной прочности его кромки камеры сгорания (КС) уделяется существенное внимание. Установлено, что при неизменном уровне форсирования и времени наработки двигателя, но в разных условиях его эксплуатации, ресурсная прочность поршня может существенно отличаться [1,2].