

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

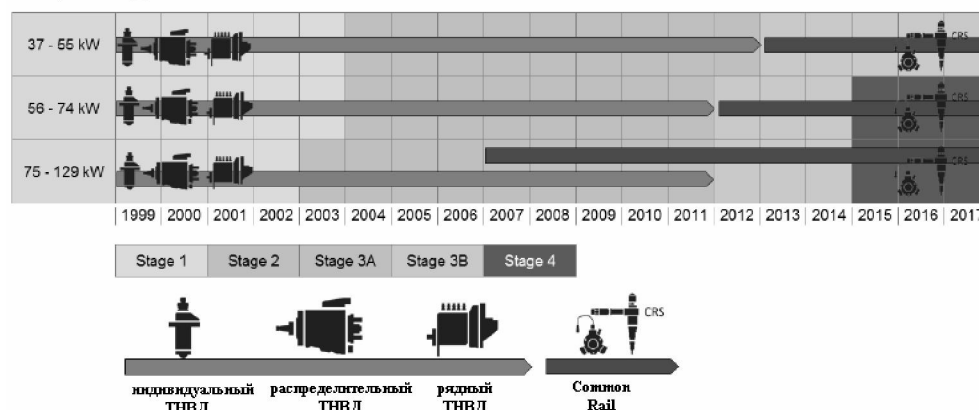


Рис. 1. Прогнозирование фирмой Bosch перспективности применения топливных систем для транспортных дизелей мощностью 37 – 129 кВт

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].

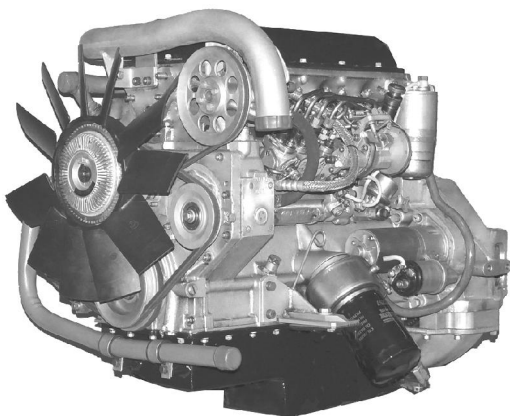


Рис. 2. Дизель 4ДТНА1

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, регулировочных и сдаточных испытаний (4ДТНА1.ПМ1).

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.

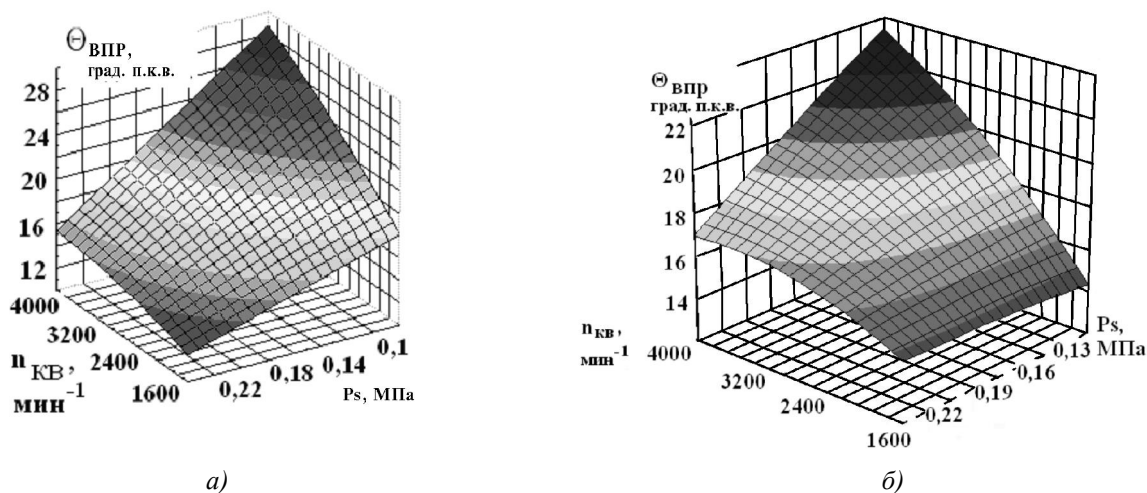


Рис. 3. Поверхность $\Theta_{ВПР} = f(n_{КВ}, P_S)$:
 а - реализованная на безмоторном стенде;
 б - требуемая для реализации на дизеле 4ДТНА1

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	$n_{КВ}$, мин ⁻¹	P_S , МПа	P_Z , МПа	$t_{ог}$, °С	$M_{кр}$, Н·м	g_e , г/кВт·час	$\Delta\phi$ 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	$n_{кул. вала}, \text{ мин}^{-1}$	$P_s, \text{ МПа}$	$\Delta\phi,$ 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].

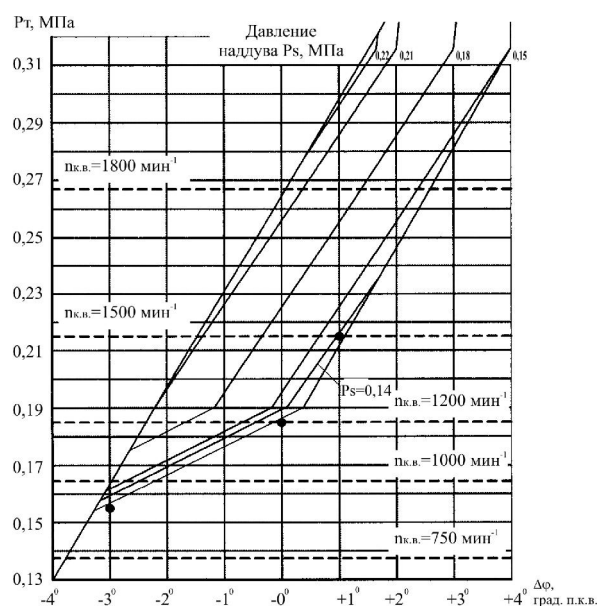


Рис. 4. Проектное изменение $\Delta\Theta_{ВПР}$ в зависимости от давления P_t в регуляторе (или частоты $n_{кул. в. вала}$ насоса) и давления наддува P_s [3]

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).

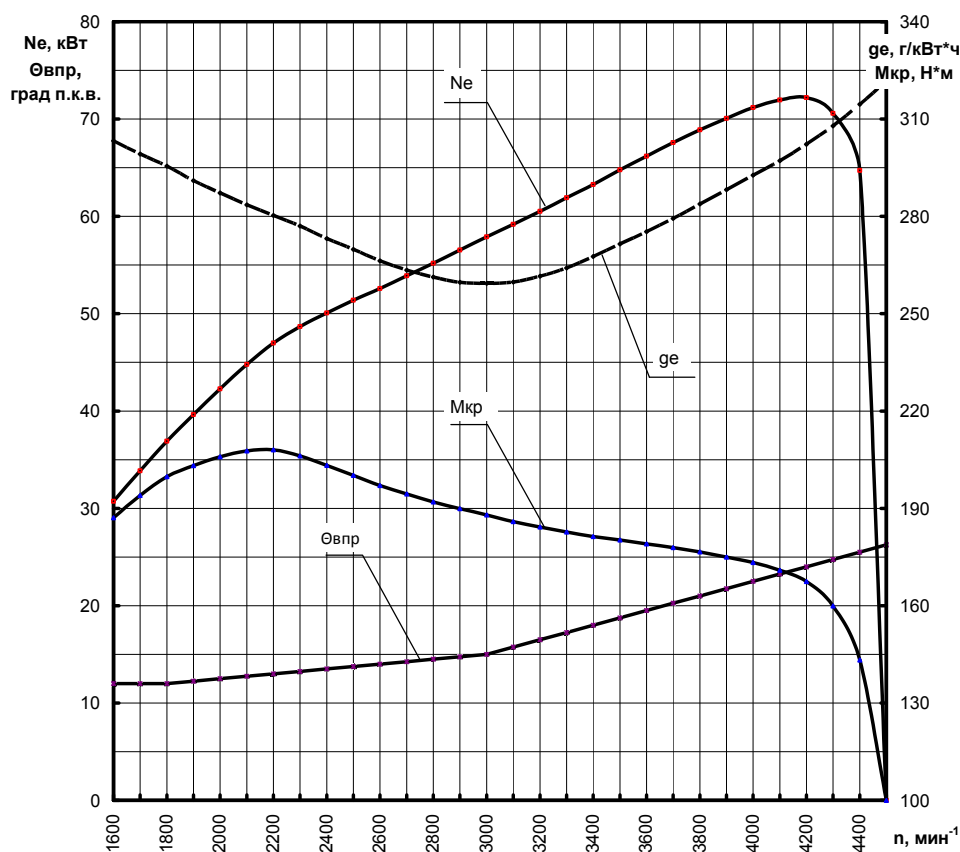


Рис. 5. Новая прогрессивная внешняя скоростная характеристика автомобильного дизеля 4ДТНА1

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 reguljatora 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].

Цель исследования

Целью работы является установление определяющих ресурсную прочность поршня дизеля факторов, оказывающих влияние на накопление повреждений в материале в условиях низкочастотного термического нагружения конструкции.

Теоретическая часть

Периодическая смена операций технологического цикла машинно-тракторного агрегата приводит к изменениям нагрузки в соответствии с характерной совокупностью переходных процессов дизеля. При этом наиболее опасным, с точки зрения разрушения (разстрескивания) особо термонагруженных зон КС, считается наличие циклической последовательности завершённых процессов нагружения дизеля по циклу «холостой ход – харак-

терный тяжелый режим эксплуатации – холостой ход».

Теоретический цикл нагрузки детали КС, представлен на рис. 1. Его можно рассматривать, состоящим из четырех участков. Это τ_1 – время прогрева детали КС при набросе нагрузки; τ_2 – работа на установившемся режиме; τ_3 – время охлаждения детали при сбросе нагрузки; τ_4 – работа на устанавливаемом частичном режиме.

Ясно, что уменьшение наработки двигателя на установившихся режимах приводит к увеличению общего количества теоретических циклов продолжительностью $\tau_{ци}$. При этом важно, что ресурсная прочность конструкции изменяется не пропорционально изменению количества этих циклов на заданной временной базе [3].

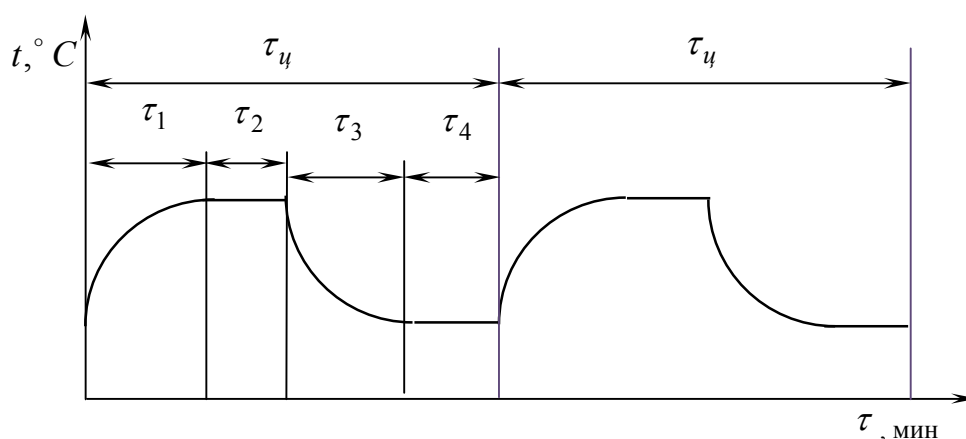


Рис. 1. Интерпретация низкочастотного температурного нагружения детали КС

Прогнозирование граничного состояния работы деталей КС часто связывают с понятием накопления повреждений. В общем случае сложного термомеханического нагружения детали КС величины накопленных повреждений определяется долями повреждений, связанных с усталостью и ползучестью материала:

$$d_{fs} = d_f + d_s \quad (1)$$

При этом процесс деформирования материала в условиях действия мгновенных пластических деформаций ϵ_n и деформаций ползучести ϵ_{nl} соответствует схеме, представленной на рис. 2.

Анализ рисунков 1 и 2 свидетельствует, что чем меньше продолжительность времени τ_2 и τ_4 , тем имеет место большее количество циклов нагружения двигателя и тем большей имеем долю усталостных повреждений d_f . С другой стороны, увеличение периода τ_2 приводит к увеличению релаксации повреждений на участке 3''-4'', а увеличение периода τ_4 – релаксации напряжений на участке 1''- 2''. Таким образом, увеличение времени цикла нагружения двигателя $\tau_{ци}$ приводит к меньшему количеству

циклов нагружения и меньшей доле накопленных повреждений усталости d_f при большей доле накопленных повреждений ползучести d_s . И наоборот, сокращение времени установившихся режимов ведет к росту значений d_f и снижению d_s .

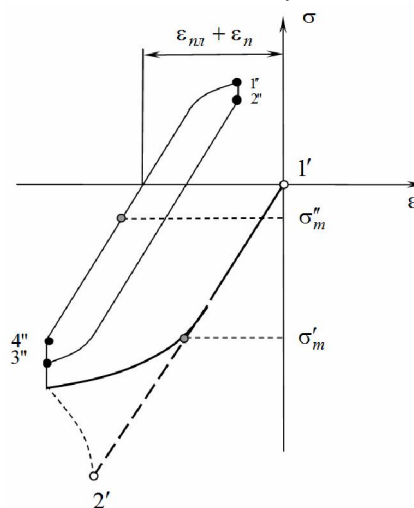


Рис. 2. Циклическое деформирование особо термонагруженной зоны материала КС дизеля

Расчетная часть

Рассмотрим использование выражения (1) в расчетном виде (2):

$$d_{fs} = d_f + d_s = \sum \frac{1}{k N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \sum U_k = 1, \quad (2)$$

где N_f - количество циклов до разрушения; U^* - принятая критическая величина удельной энергии рассеивания при этих условиях; U_k - текущее значение удельной энергии рассеивания в условиях ползучести;

$$U_k = \int_0^{\tau} \varepsilon_n \sigma d\tau, \quad (3)$$

где ε_n - скорость ползучести материала; σ - текущее значение напряжения в момент времени τ ;

Для нахождения величины N_f используется соотношение Б. Поспишила [4], полученное на основе обобщенного принципа Нейбера и усовершенствованных уравнений Морроу:

$$\sigma_{a.лин.экв.} = \left\{ \sigma'_f \left[(2N_f)^c + \frac{\varepsilon_{нл.н}}{\varepsilon'_f} \right]^{\frac{b}{c}} \right\} \left\{ \sigma'_f \left[(2N_f)^c + \frac{\varepsilon_{нл.н}}{\varepsilon'_f} \right]^{\frac{b}{c}} + E \left[\varepsilon'_f (2N_f)^c + \varepsilon_{нл.н} \right] \right\}^{1-m}, \quad (4)$$

где E - модуль пластичности материала $\varepsilon_{нл.н}$ - разрушающаяся составная амплитуды пластической деформации; $b, c, \sigma'_f, \varepsilon'_f$ - параметры материала.

Скорость ползучести может быть определена по теории упрочнения:

$$\dot{\varepsilon}_n = sign(\sigma_1) A_{0u} \exp[-k_1/(t_i + 273)] \times (1 + D_u |\varepsilon_n|^{\alpha_u}) \cdot |\sigma_1|^n \quad (5)$$

где σ_1 - текущее значение напряжения; ε_n - величина деформации ползучести; $A_{0u}, k_1, n, D_u, \alpha_u$ - коэффициенты ползучести.

Важно, что в [2] установлена зависимость коэффициентов ползучести для поршневого алюминиевого сплава АК12М2МгН от продолжительности цикла τ_u :

стационарный режим: $A_{0u} = 2,44 \cdot 10^9$; $k_1 = 26580$; $n = 5,68$; $D_u = 0,256$; $\alpha_u = 1,06$; $\tau_u = 18$ мин:
 $A_{0u} = 3,23 \cdot 10^{10}$; $k_1 = 26580$; $n = 5,68$; $D_u = 1,60$; $\alpha_u = 1,40$; $\tau_u = 12$ мин:
 $A_{0u} = 3,84 \cdot 10^{10}$; $k_1 = 26580$; $n = 5,68$; $D_u = 1,60$; $\alpha_u = 1,50$; $\tau_u = 7$ мин:
 $A_{0u} = 5,59 \cdot 10^{10}$; $k_1 = 26580$; $n = 5,68$; $D_u = 1,60$; $\alpha_u = 1,59$; $\tau_u = 6$ мин:
 $A_{0u} = 6,53 \cdot 10^{10}$; $k_1 = 26580$; $n = 5,68$; $D_u = 1,60$; $\alpha_u = 1,61$;

При этом установлено, что увеличение продолжительности цикла τ_u снижает скорость ползучести ε_n^* и через это влияние уменьшает величину d_s . Тем самым имеем противоречивое влияние времени установившихся режимов работы двигателя на составляющие накопления повреждений d_f и d_s .

В целом использование методики (2) – (5) позволяет прогнозировать ресурсную прочность поршня с учетом продолжительности каждого отдельного низкочастотного цикла термонагружения детали τ_u , и соответственно, с учетом влияния процессов усталости и ползучести материала, а также релаксации термических напряжений в особо теплонапряженных зонах поршня на процессы накопления повреждений.

Результаты расчетов

Системой машин предусмотрен учет определенного количества грунто-климатических зон, используемых для выращивания сельскохозяйственных культур [5]. В табл. 1 приведены основные сведения о грунто-климатических зонах ряда регионов Евразийского континента. Видно, что в различных регионах время технологических циклов машинно-тракторных агрегатов будет существенно разным. Средняя длина гона трактора в Украине находится в пропорции 0,33:1:1,67 и более. Для других зон Евразийского континента это соотношение имеет вид 0,25:1:3,32. Таким образом, среднее истинное значение τ_u в эксплуатации может существенно отличаться от среднего теоретически принимаемого значения в 5-6 мин, характерного для Украины [2].

Время прогрева - охлаждения поршня форсированного тракторного дизеля составляет порядка 6 мин. Поэтому условия эксплуатации с продолжительностью цикла менее 6 мин, в работе не рассматривались. А на основании данных табл.1 принято, что в эксплуатации существуют влияющие на ресурсную прочность поршня тракторного дизеля технологические циклы, отличающиеся между собой примерно в 3 раза.

Результаты расчетов ресурсной прочности поршня тракторного дизеля 4ЧН12/14 при уровнях форсирования $N_{л}=22$ кВт/л и $N_{л}=25$ кВт/л представлены в табл. 2. Высокочастотные составляющие нагружения в расчете не учитывались.

Полученные результаты свидетельствуют, что при увеличении времени цикла нагружения дизеля втрое, ресурс поршня уменьшается вдвое. Согласно схеме рис.2 этот результат объясняется превалированием релаксации термических напряжений над другими, влияющими на процесс накопления повреждений факторами.

Таблица 1. Характеристики грунто-климатических зон, ряда регионов Евразийского континента

Регион	Номер		Средняя длина гона, М	Относительная величина гона к среднему украинскому	Средняя продолжительность цикла, мин.
	Зоны	Подзоны			
Регионы РФ: Центральный	1	1	400-800	0,66-1,33	4-8
		2	300-800	0,5	3
		3	1000	1,33-1,66	8-10
Западно-Сибирский	2	1	300-600	0,5-1	3-6
Регионы Украины: Донецко-Приднепровский	3	1	800-1000	1,33-1,66	8-10
		1	600-800	1-1,33	6-8
		2	200-600	0,33-1	2-6
		1	Более 1000	Более 1,66	Свыше 10
Южный	5	1	Более 1000	Более 1,66	Свыше 10
		1	Более 1000	Более 1,66	Свыше 10
Казахстан	6	1	2000	3,32	20
		2	300-400	0,5-0,66	3-4
Белоруссия	7		300-600	0,5-1	3-6
Молдова	8		800	1,33	8
Страны Балтии	9		150-200	0,25-0,33	1,5-2
			300-400	0,5-0,6	3-4

Таблица 2. Результаты расчетов ресурсной прочности поршней тракторных дизелей

Ресурсная прочность, d_{fs}		
Нл, кВт/л	$\tau_{ц}=6$ мин.	$\tau_{ц}=18$ мин.
22	0,00093	0,0017
25	0,00185	0,0039

Выводы

На основе выполненного расчетного исследования установлено, что привалирующим фактором, влияющим на суммарные накопленные повреждения в зоне кромки КС поршня при изменении времени цикла нагружения дизеля является релаксация термических напряжений на установившихся тяжелом и частичном режимах работы двигателя.

Дальнейшее направление работ предусматривает выполнение оценок ресурсной прочности кромки КС поршня с учетом влияния низкочастотного и высокочастотного его нагружения.

Список литературы:

1. Турчин В.Т. Вплив технологічного призначення двигуна на ресурсну міцність поршня / В.Т. Турчин, В.О. Пильов, І.Г. Омельченко, М.В. Прокopenko // Двигатели внутренне-

него сгорания. – 2008. – №1. – С. 81-86. 2. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с. 3. А.М. Диденко, В.Ю. Вахтель Разработка и использование методов ускоренных испытаний / А.М. Диденко, В.Ю. Вахтель, Ж.Г. Шкурко // Двигатели внутреннего сгорания. – 1989. – Вып.50. – С. 30-40. 4. Поспихил Б. Прочность и долговечность элементов энергетического оборудования / Б. Поспихил, А.Л. Квитка, Г.Н. Третьяченко. – К.: Наук. Думка, 1987. – 216 с. 5. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / И.П. Ксеневиц, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров, Ю.Е. Атаманов и др. / Под общ. ред. И.П. Ксеневица. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.

Bibliography (transliterated):

1. Turchin V.T. Vpliv tehnologichnogo priznachennja dviguna na resursnu micnist' porshnja / V.T. Turchin, V.O. Pil'ov, I.G. Omel'chenko, M.V. Prokopenko // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2008. – №1. – S. 81-86. 2. Pil'ov V.O. Avtomatizovane proektuvannja porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloi micnosti: Monografija. – Harkiv: Vidavnicij centr NTU «HPI», 2001. – 332 s. 3. A.M. Didenko, V.Ju. Vahtel' Razrabotka i ispol'zovanie metodov uskorenyh ispytanj / A.M. Didenko, V.Ju. Vahtel', Zh.G. Shkurko // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 1989. – Vyp.50. – S. 30-40. 4. Pospishil B. Prochnost' i dolgovechnost' jelementov jenergeticheskogo oborudovanija / B. Pospishil, A.L. Kvitka, G.N. Tret'jachenko. – K.: Nauk. Dumka, 1987. – 216 s. 5. Traktory. Proektirovanie, konstruirovanie i raschet / I.P. Ksenevich, V.V. Gus'kov, N.F. Bocharov, Ju.E. Atamanov i dr. / Pod obshh. red. I.P. Ksenevicha. – M.: Mashinostroenie, 1991. – 544 s.

Пылёв Владимир Александрович – доктор техн. наук, профессор, и.о. зав. кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: pylyov@meta.ua.

Нестеренко Ирина Александровна – преподаватель-стажер кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: irka13n@bigmir.net.

Бакланов Сергей Николаевич – студент 6 курса кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина.

ПОПЕРЕДНЯ ОЦІНКА РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ З УРАХУВАННЯМ ТРИВАЛОСТІ ЦИКЛІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

В.О.Пильов, І.О. Нестеренко, С.М. Бакланов

У статті розглядаються питання, пов'язані із забезпеченням ресурсної міцності поршнів при форсуванні дизеля. Відзначено, що ресурсна міцність поршня залежить від тривалості низькочастотного циклу його навантаження. У статті виконано аналіз суперечливості факторів впливу тривалості циклу навантаження двигуна на накопичені ушкодження, викликані процесами втоми і повзучості матеріалу. Виконана попередня оцінка ресурсної міцності поршня при різних рівнях форсування двигуна.

PRELIMINARY ESTIMATION OF STRENGTH RESOURCE OF TRACTOR DIESEL TAKING INTO ACCOUNT THE DURATION OF TECHNOLOGICAL CYCLES

V.A. Pylyov, I. A. Nesterenko, S.N. Baklanov

The paper addresses issues related to ensuring resource strength of pistons while boosting the diesel. It is noted that the resource strength of the piston depends on the length of its low-cycle loading. In this paper the analysis of contradictory factors influencing the duration of cycle engine load on the accumulated damage caused by the processes of fatigue and creep of the material was made. A preliminary assessment of piston's resource strength at different levels of forcing the engine was also made.

УДК 621.432-1042.018.7

А.В. Белогуб, А.А. Зотов, М.А. Максимова

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ ПРИ АНАЛИЗЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЕЙ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Рассмотрены особенности назначения граничных условий (закреплений и мест приложения действующих сил и реакций) при исследовании напряженно-деформируемого состояния поршня методом конечных элементов (МКЭ). Показано, что для корректного закрепления необходимо вводить грань на поверхности поршня в месте, где напряжения отсутствуют, а при расчете реакций учитывать смещение центра тяжести поршня относительно оси пальцевого отверстия.

Введение

Реализация той или иной технологии конструкторского проектирования сложных технических систем сегодня основывается на средствах универсальных САД-САЕ пакетов. Для разработки эффективных методов конструирования, связанных со спецификой конкретной конструкции, необходимо эту специфику формализовать [1,2]. В большинстве САЕ пакетов при анализе напряженно-деформированного состояния деталей и узлов конструкций нашел применение метод конечных элементов (МКЭ). Он является общепризнанным инструментом получения информации о рабочих деформациях, запасах прочности и пр. При этом основной задачей является корректное определение системы нагружения изделия и выбор системы его виртуальных закреплений. Применительно к поршню – очевидные, на первый взгляд, закрепле-

ния приводят к существенно некорректным результатам расчета как напряжений, так и деформаций. Так, например, закрепление типа «ролик/ползун», примененное к внешней, условно-цилиндрической, поверхности юбки, не учитывает ее фактическую нецилиндричность. К нецилиндрической поверхности, в свою очередь, нельзя применить вышеуказанный тип закрепления. Замена закреплений реакциями, приложенными к определенным местам детали (поршня), требует аналитического определения величины реакции и места (границы, ребра, точки), к которому эта реакция приложена.

Цель работы – разработка системы корректного закрепления поршня при его анализе МКЭ, и расчета реакций на поршень со стороны зеркала цилиндра.

Выбор системы закреплений [3,4]

Поршень – геометрически симметричное из-

делие. Плоскость симметрии перпендикулярна оси пальцевого отверстия и проходит через ось, образующей его, внешней поверхности¹. Это означает, что можно ограничиться расчетом половинки поршня. Грань на его 3-D модели, образованная этой плоскостью (рис.1а), является очевидной для закрепления типа «симметрия» или «ролик/ползун».

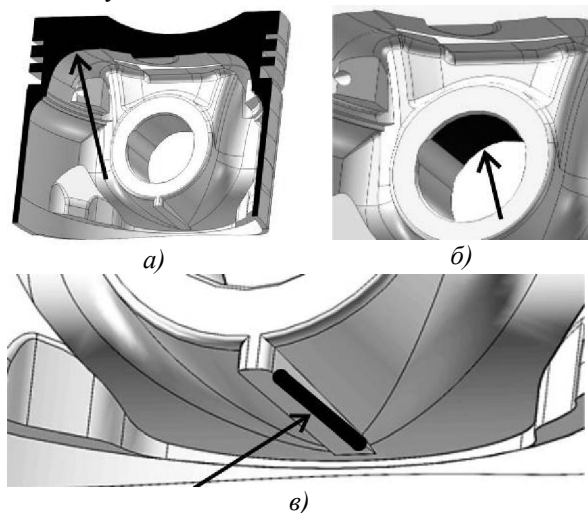


Рис. 1. Поверхности и ребро закреплений:
а) – плоскость симметрии; б) – сектор в пальцевом отверстии; в) – ребро на бобышке

Следующей поверхностью, удобной для закрепления, является цилиндрический сектор пальцевого отверстия² (рис.1б), закрепляемый как «ролик/ползун». Такое закрепление (в радиальном направлении) не позволяет поршню перемещаться в плоскости симметрии. Оно условно корректно, так как оказывает воздействие на прилегающие к данной площадке массивы, не позволяя им деформироваться. Более корректным будет совместный расчет поршня и поршневого пальца, но, для предварительных расчетов допустимо использовать и упрощенный вариант. Однако, даже в этом случае следует ограничить глубину и ширину такой площадки, чтобы обеспечить большую достоверность результатов. Так, ширина площадки должна находиться в пределах 80-90% от диаметра отверстия под поршневой палец (что примерно соответствует сектору в 60 градусов), а глубина – примерно 1/3 от полной глубины отверстия (соответствует величине заделки пальца). Для определения размеров площадки можно воспользоваться формулой:

¹ По тепловым граничным условиям такой симметрии может и не быть, что связано с особенностями организации рабочего процесса

² Если анализируется сборка «поршень-палец», тогда необходимо закреплять палец, но поршень может вращаться вокруг него, т.е. все равно нужно «отбирать» еще одну степень свободы.

$$c = (b - a) / 2 \cdot b / D \cdot (1 - d^4 / D^4),$$

где a – величина вылета поршневого пальца, мм (см. рис.2); b – величина заделки поршневого пальца, мм; D – диаметр поршневого пальца, мм; d – внутренний диаметр поршневого пальца, мм.

Таким образом, поршень закреплен от 5-ти возможных перемещений. Последнее – вращение вокруг оси пальца – в реальных условиях ограничено контактом поршня со стенкой цилиндра, однако при компьютерном моделировании такого нагружения недостаточно заменить этот контакт силовым воздействием. Необходимо при помощи дополнительного закрепления ограничить вращение поршня. Как было сказано выше, это закрепление не может быть приложено к внешней поверхности поршня (юбке). Такое закрепление при нагружении оказывает влияние на форму юбки (ее части) так как не дает ей деформироваться, что не соответствует действительности. Дополнительное закрепление в расчетной модели не имеет эквивалента в действительных условиях работы ДВС, поэтому оно, будучи введенным в расчетную модель, не должно оказывать сколько-нибудь существенного влияния на результаты расчетов. Для обеспечения выполнения этого условия предлагается производить закрепление типа «ролик/ползун», ограничивающее поворот поршня вокруг оси пальцевого отверстия, по кромке искусственно введенного ребра на бобышке (рис.1в), в месте, где возникающие напряжения минимальны при любом воздействии внешних нагрузок.

При дальнейшем анализе отсутствие напряжений на этом ребре показывает правильность и закреплений, и рассчитанных реакций.

Расчет реакций от действия газовых и инерционных сил

Исходя из вышеизложенного, для корректного анализа, нам необходимо корректно нагрузить поршня с учетом принятой системы закреплений. На рис.2а показаны действующие на поршень силовые воздействия. Это два давления – со стороны камеры сгорания ($p_{газ}$) и со стороны картера (p_k), а также сила инерции, задаваемая в САЕ-пакетах ускорением j . Конструктивно поршень может иметь противושумовое смещение пальца относительно оси поршня и смещение его центра тяжести (ЦТ) относительно этой оси. Это приводит к возникновению пары сил, уравновешивающихся реакциями со стороны зеркала цилиндра. Кроме того необходимо уравновешивать нормальную к юбке поршня составляющую, связанную с наклоном шатуна. Следует также отметить, что силы реакции на юбку меняют свой знак и место приложения, что фактически означает переход этой силы (пары сил)

с одной стороны юбки на другую, но задавать силовую нагрузку в САЕ-пакете следует как положительную, выбирая ее место приложения в зависимости от совокупности влияющих факторов – угла поворота кривошипа, давления в картере и камере сгорания, противошумового смещения, смещения ЦТ, угловой скорости коленвала.

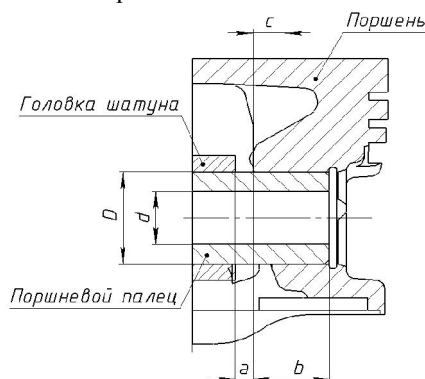


Рис. 2. Поршень с поршневым пальцем и верхней головкой шатуна

В связи с этим можно рассматривать 6 вариантов действия сил реакции на юбку поршня, а значит и 6 модификаций 3-D модели поршня, у которых площадки приложения сил реакции расположены по-разному (рис.3 а-е).

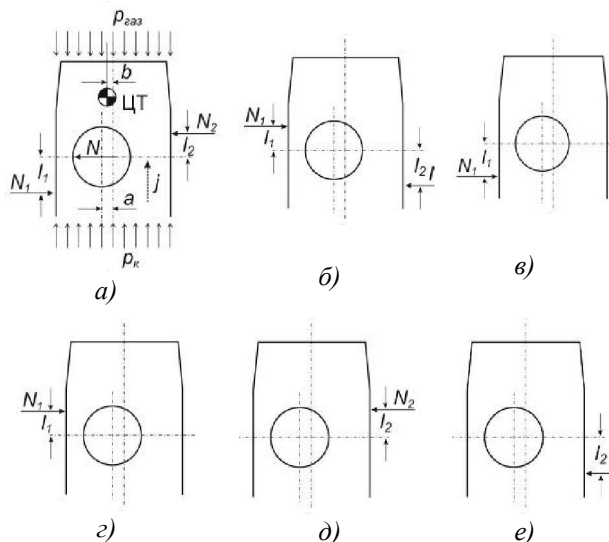


Рис.3. Варианты приложения сил реакций к юбке поршня:

$p_{газ}$ – давление над поршнем, $p_{к}$ – давление под поршнем, a – противошумовое смещение, b – смещение ЦТ, j – ускорение поршня, N_1 – реакция со стороны смещения пальца, N_2 – реакция с противоположной стороны, l_1 – плечо приложения силы N_1 , l_2 – плечо приложения силы N_2

Перечислим эти варианты:

а) - пара сил – справа сверху, слева снизу от оси пальцевого отверстия;

б) - пара сил – справа снизу, слева сверху;

в) - одна сила – слева ниже оси пальцевого отверстия;

г) - одна сила – слева выше оси пальцевого отверстия;

д) - одна сила – справа выше оси пальцевого отверстия;

е) - одна сила – справа ниже оси пальцевого отверстия.

В последних 4-х вариантах (рис.3 в, г, д и е) изменяется не только сила, но и геометрическое место ее приложения к юбке. Силы следует прилагать на площадки, размер и форма которых подробно исследована и представлена в [3,5].

Для определения реакций со стороны зеркала цилиндра, действующих на поршень при рассмотрении его силового нагружения, нами разработаны методика, базирующаяся на известных уравнениях, алгоритм и соответствующая программа, которая реализована в среде EXCEL. Зависимость давления в цилиндре от угла поворота коленвала может быть рассчитана как в самой программе, так и подставлена из других расчетов или являться результатом физического эксперимента³.

Для определения реакций, действующих на юбку поршня, воспользуемся условиями статического и динамического его равновесия:

$$\sum P_i = 0, \tag{1}$$

$$\sum M_i = 0, \tag{2}$$

где P_i – силы и реакции, действующие на поршень; M_i – моменты сил, действующие на поршень.

Из условий динамического и статического равновесия следует:

$$N_1 = \frac{(aP_{zn} + bP_{jn} + Nl_1)}{l_1 + l_2}, \tag{3}$$

где $P_{zn} = (p_{газ} - p_{к}) \frac{\pi D^2}{4}$; D – диаметр поршня

$P_{jn} = -jm_n$ – сила инерции **только поршня**; m_n – масса поршня; j – ускорение поршня; l_1 – плечо действия силы N_1 ; l_2 – плечо действия силы N_2 ; N – боковая сила, действующая в плоскости, перпендикулярной оси цилиндра и проходящей через ось пальцевого отверстия, рассчитанная с **учетом массы пальца и поступательно движущейся части шатуна**.

$$N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta; \tag{4}$$

$$P_{\Sigma} = P_{zn} + P_j; \tag{5}$$

$$P_j = -jm_{шти}, \tag{6}$$

³ Следует подчеркнуть, что при сравнительном анализе конструкций давление и ряд других ГУ не должны изменяться.

$m_{\text{пш}}$ – масса поршня, пальца и части шатуна;

$$j = R\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + \lambda k \sin \varphi); \quad (7)$$

$$\lambda = R/L; k=a/R; \quad (8)$$

$$\beta = \arcsin[\lambda(\sin \varphi - k)]; \quad (9)$$

$$N_2 = N - N_1. \quad (10)$$

Поскольку силы N_1 и N_2 меняют не только значение, но и свой знак в цикле и знак "+" или "-", что для разных сторон поршня обозначает отрыв юбки от зеркала цилиндра, то далее примем следующие обозначения:

N'_1 – сила, приложенная к юбке поршня со стороны против смещения пальца; N'_2 – сила, приложенная к юбке поршня с противоположной стороны.

Тогда:

$$\begin{aligned} N_1 \text{ при } N_1 > 0, N_2 \leq 0 \\ N'_1 = N_2 \text{ при } N_1 \leq 0, N_2 > 0 \\ N \text{ при } N_1 > 0, N_2 > 0 \\ 0 \text{ при } N_1 < 0, N_2 < 0. \end{aligned} \quad (11)$$

При этом плечо приложения этой силы будет:

$$\begin{aligned} l_1 \text{ при } N_1 > 0, N_2 \leq 0 \\ l'_1 = -l_2 \text{ при } N_1 \leq 0, N_2 > 0 \\ -P_{\text{пор}}a/N \text{ при } N_1 > 0, N_2 > 0 \\ 0 \text{ при } N_1 < 0, N_2 < 0. \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} -N_1 \text{ при } N_1 \leq 0, N_2 > 0 \\ N'_2 = -N_2 \text{ при } N_1 > 0, N_2 \leq 0 \\ -N \text{ при } N_1 < 0, N_2 < 0 \\ 0 \text{ при } N_1 > 0, N_2 > 0. \end{aligned} \quad (13)$$

При этом плечо приложения данной силы будет:

$$\begin{aligned} l_1 \text{ при } N_1 \leq 0, N_2 > 0 \\ l'_2 = -l_2 \text{ при } N_1 > 0, N_2 \leq 0 \\ -P_{\text{пор}}a/N \text{ при } N_1 < 0, N_2 < 0 \\ 0 \text{ при } N_1 > 0, N_2 > 0. \end{aligned} \quad (14)$$

На рис. 4 приведена индикаторная диаграмма (рассчитанная в программном комплексе «Дизель РК» [6]), идентифицированная для двигателя ВАЗ 21083 по моменту и оборотам, которая использована

на для расчета реакций приведенных на рис. 4-6.

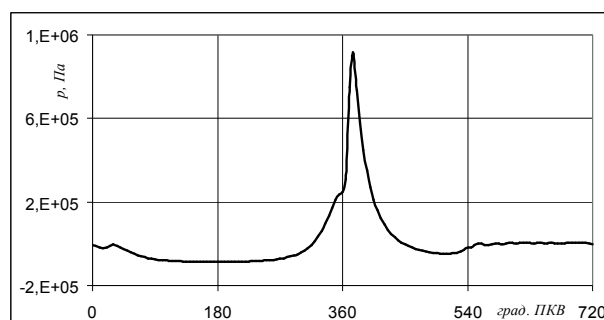


Рис. 4. Расчетная индикаторная диаграмма при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$; $M=5,3 \text{ Нм}$

Из расчетов (см. рис. 5-7) видно, что при изменении положения центра тяжести силы реакций, для нашего примера, изменились несущественно, но моменты переключений поршня, особенно на такте выпуска, сдвинулись существенно. С ростом частоты вращения (силы инерции) влияние станет заметнее. Изменение противошумового смещения существенно влияет как на силы реакций, так и на места их приложения.

Выводы

Анализ рисунков показывает, что, как и смещение пальцевого отверстия, так и смещение центра тяжести поршня относительно оси цилиндра существенно влияет и на величину сил реакций на юбку поршня, и систему приложения этих сил, что необходимо учитывать как при анализе напряженно-деформированного состояния, так и при профилировании поршня. При проведении расчетно-экспериментальных исследований, связанных, в частности, с изучением жидкостного трения в сопряжении поршень - зеркало цилиндра, рассмотренная технология расчета реакций с последующим расчетом МКЭ деформаций юбки поршня может быть использована для назначения начальных условий.

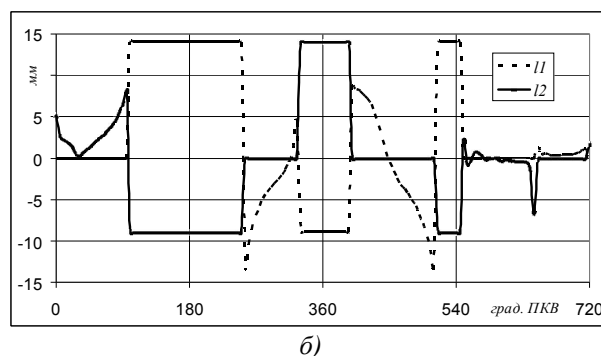
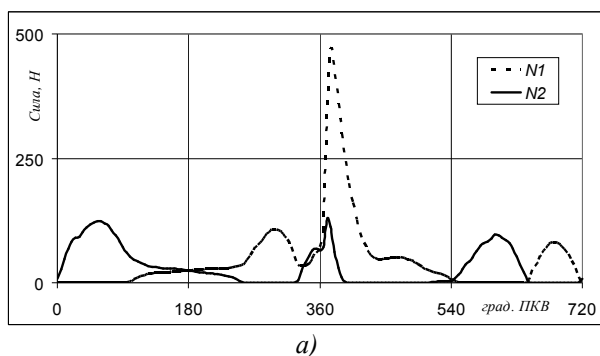
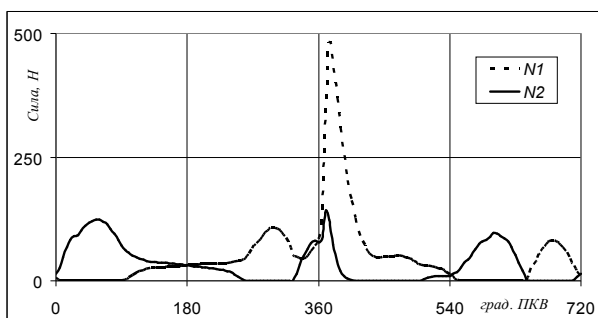
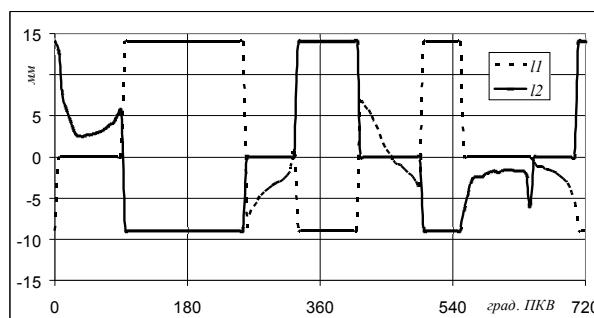


Рис. 5. Силы реакций а) и плечи их приложения б) при дезаксаже -1,2 мм и ЦТ на оси цилиндра

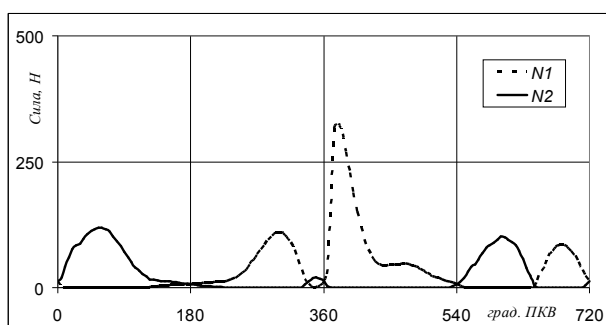


а)

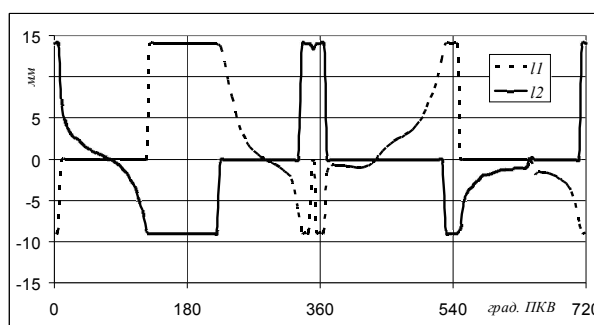


б)

Рис. 6. Силы реакций а) и плечи их приложения б) при дезаксаже $-1,2$ мм и смещении ЦТ $-0,6$ мм



а)



б)

Рис. 7. Силы реакций а) и плечи их приложения б) при дезаксаже 0 мм и смещении ЦТ $-0,6$ мм

Представленные результаты используются при анализе напряженно-деформированного состояния поршня в практике ПАО «АВТРАМАТ» при проектировании поршней.

Список литературы:

1. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов и др. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с. 2. Белогуб А.В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства / А.В. Белогуб // Восточноевропейский журнал передовых технологий. – 2010. - №3. – С. 27-40. 3. Зотов О.О. Удосконалення технології проектування тонкостінних поршнів ДВЗ з примусовим запаленням/ Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». – Харків. – 2010 р. – 127 с. 4. Белогуб А.В. Научно-технические основы интегрированного проектирования и производства тонкостенных поршней ДВС / Дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03/ Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт». – Харьков. – 2011г. – 366 с. 5. Зотов А.А. Решение контактной задачи в процессе проектирования поршней легкотопливных

двигателей внутреннего сгорания/ А.А. Зотов, А.В. Белогуб, Ю.А. Гусев. Авиационно-космическая техника и технология // – 2011. – №10 (87) – С. 188-191. 6. Программный комплекс Дизель-РК [Электронный ресурс] – Режим доступа <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus>.

Bibliography (transliterated):

1. SolidWorks. Komp'yuternoe modelirovaniye v inzhenernoj praktike / A. A. Aljamovskij, A. A. Sobachkin, E. V. Odincov i dr. – SPb. : BHV-Peterburg, 2005. – 800 s. 2. Belogub A.V. Podderzhka zhiznennogo cikla tonkostennykh porshnej DVS na osnove tehnologii integrirovannogo projektirovaniya i proizvodstva / A.V. Belogub // Vostochnoevropeskij zhurnal peredovykh tehnologij. – 2010. - №3. – S. 27-40. 3. Zotov O.O. Udokonalennja tehnologii projektuvannja tonkostinnih porshniv DVZ z primusovim zapalennjam/ Dis. ... kand. tehn. nauk: 05.05.03 / Nacional'nij tehničnij universitet «Harkivs'kij politehničnij institut». – Harkiv. – 2010 r. – 127 s. 4. Belogub A.V. Nauchno-tehnicheskie osnovy integrirovannogo projektirovaniya i proizvodstva tonkostennykh porshnej DVS / Dis. ... dokt. tehn. nauk: 05.05.03/ Nacional'nyj tehničeskij universitet «Har'kovskij politehničeskij institut». – Har'kov. – 2011g. – 366 s. 5. Zotov A.A. Reshenie kontaktnoj zadachi v processe projektirovaniya porshnej legkotoplivnykh dvigatelej vnutrennego sgoraniya/ A.A. Zotov, A.V. Belogub, Ju.A. Gusev. Aviacijno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija // 2011. №10 (87) S. 188-191. 6. Programmnij kompleks Dizel'-RK [Jelektronnyj resurs] – Rezhim dostupa <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus>.

Поступила в редакцию 31.05.2013

Белогуб Александр Витальевич – доктор техн. наук, старший научный сотрудник, научный консультант ПАО «АВТРАМАТ», Харьков, Украина, e-mail: a_belogub@mail.ru.

Зотов Александр Александрович – канд. техн. наук, ведущий конструктор ЧП «ВЕКТОР АТТРАКЦОН», Харьков, Украина, e-mail: alexandr_al@rambler.ru.

Максимова Мария Александровна - канд. техн. наук, доцент каф. пожарной профилактики Национального университета гражданской защиты Украины, Харьков, Украина, e-mail: madadiro@mail.ru

ГЕОМЕТРИЧНІ І СИЛОВІ ГРАНИЧНІ УМОВИ ПРИ АНАЛІЗІ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПОРШНІВ МЕТОДОМ КІНЦЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ

О.В. Білогуб, О.О. Зотов, М.О. Максимова

Розглянуті особливості призначення геометричних граничних умов (закріплень і місць прикладання діючих сил, і реакцій) при дослідженні напружено-деформованого стану поршня методом кінцевих елементів (МКЕ). Показано, що для коректного закріплення необхідно вводити грань на поверхні поршня в місці, де напрута відсутня, а при розрахунку реакцій враховувати зсув центру тяжіння поршня відносно осі пальцевого отвору.

GEOMETRICAL AND POWER BOUNDARY CONDITIONS AT ANALYSIS OF THE TENSE-DEFORMED STATE OF PISTONS BY THE METHOD OF FINITE ELEMENTS

A.V. Belogub, A.A. Zotov, M.A. Maksimova

The features of setting of geometrical boundary conditions (fixings and places of application of operating forces and reactions) are considered at research of the tensely-deformed state of piston by the method of finite elements (FEM). It is shown that for the correct fixing it is necessary to enter a verge on the surface of piston in a place, where tension is absent, and at the calculation of reactions to take into account displacement of centre of gravity of piston in relation to the axis of the digit opening.

УДК 621.436

И.Н. Москаленко, В.Н. Доценко, А.В. Белогуб

ОБЗОР МЕТОДОВ ПРОФИЛИРОВАНИЯ ЮБОК ПОРШНЕЙ ДВС

Приведен обзор основных расчетно-экспериментальных методов профилирования юбок. Выделены основные физические факторы, которые учитывают авторы в расчетах динамики трибосопряжений. Рассмотрены типовые и оригинальные конструкторские решения исполнения юбок поршней, направленные на снижение трения. Проведен анализ выполненных работ и намечены направления дальнейших исследований.

Введение

Баланс механических потерь по механизмам, сопряжениям и системам ДВС зависит от многих факторов, среди которых основными являются конструкция, технологическое совершенство, размерность и техническое состояние двигателя. Сопоставление балансов механических потерь как в бензиновых, так и в дизельных двигателях (рис. 1) показывает, что наибольший вклад в общие механические потери вносит трение деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) – 45...50% [1,2,6,9]. Поэтому, более полное понимание процессов, происходящих в ЦПГ еще на стадии проектирования, закладывает основу для достижения более эффективной работы двигателя в целом.

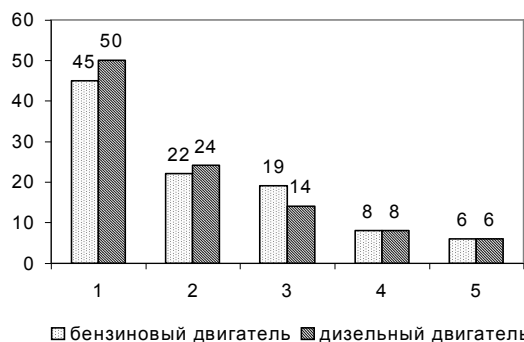


Рис. 1. Баланс механических потерь в ДВС: 1 – ЦПГ; 2 – кривошипно-шатунный механизм; 3 – газообмен; 4 – газораспределительный механизм; 5 – насосы и вентилятор

Основными узлами трения ЦПГ, влияющими на механические потери, являются пара трения «поршень-цилиндр» и пара «поршневое кольцо-цилиндр». В отличие от достаточно широко представленных в литературе исследований, посвященных паре «поршневое кольцо-цилиндр», паре «поршень-цилиндр» уделено значительно меньшее внимание. В свою очередь, именно совершенством этого сопряжения определяется динамическая нагрузка ЦПГ, тепловое состояние двигателя, количество поступающего масла к поршневым кольцам, уровень вибраций и шума.

Работоспособность этой пары характеризуется зазорами между поршнем и цилиндром, профилем юбки, местом расположения пальцевого отверстия. Кроме этого, особенностью работы является то, что поршень и цилиндр работают в условиях крайне нестационарных тепловых и силовых факторов, в результате чего возникают переменные в цикле тепловые и силовые деформации, приводящие к существенному изменению зазоров в сопряжении. Недостаточный учет таких деформаций может привести к появлению задиров, заклиниванию поршня и выходу двигателя из строя [2].

Первоначально при увеличении мощности двигателей, сопровождаемой заклиниванием деталей ЦПГ, производители шли на сознательное увеличение зазора. Это позволяло предотвратить задиры, но одновременно, способствовало повышению шума и вибраций, увеличению расхода масла, сни-

жению надежности и долговечности деталей ЦПГ. Этот факт стал предпосылкой для возникновения теоретически обоснованных методов профилирования боковой поверхности поршней.

Обзор расчетно-экспериментальных методов профилирования

Одна из первых научно обоснованных методик профилирования юбок поршней, направленная на снижение рамочного и кромочного контакта поршня с цилиндром, была предложена в 70-х годах прошлого века группой исследователей под руководством профессора Б.Я. Гинзбурга [3]. Согласно этой методике, образующая профиля выбирается таким образом, что в зоне передачи бокового усилия в контакт с цилиндром вовлекается, возможно, большая площадь юбки поршня при одновременном устранении контакта юбки с цилиндром в зоне бобышек поршня. Такая конфигурация контакта достигается за счет придания бочкообразности юбке поршня в продольном сечении и овализации в поперечном сечении. Авторы предлагают образующую юбки в нагретом состоянии задавать гладкой выпуклой кривой, определяемой максимальной стрелой прогиба, параметром расположения максимума выпуклости, зависящим от перепада температур между юбкой поршня и цилиндром в верхней и нижней зонах юбки, а также от величин зазоров в указанных зонах. Необходимый для изготовления поршня профиль боковой поверхности юбки в холодном состоянии строится с учетом влияния линейно-температурного расширения материала поршня. Профилирование юбки в поперечном сечении позволяет компенсировать искажение формы, вызванное действием боковой силы поршня. Овальность назначается из конструктивных соображений и задается массивом отклонений.

В дальнейшем работа Гинзбурга Б.Я. была дополнена и уточнена исследованиями Никишина В.И., который предложил методику профилирования, основанную на теории соударения и колебаний пары «поршень-гильза». Такой подход позволил решить задачу о снижении контактных напряжений юбки в момент перекладки поршня в цилиндре.

Многолетняя практика показала достаточную надежность поршней овально-бочкообразного типа. Однако с точки зрения энергосбережения эти поршни не являются оптимальными, т.к. теория их профилирования не учитывает динамику поршня и гидродинамические эффекты, возникающие в смазочном слое.

Необходимость учета влияния смазки и особенностей геометрии поверхностей деталей ЦПГ на режим трения наглядно продемонстрировано в ис-

следованиях японских авторов Takeo, Suzuki, Tovichiko. Авторами проведены экспериментальные исследования на макетной установке с прозрачной гильзой. Исследовалось качественное влияние различных профилей образующей поверхности на образование и поведение масляного слоя. Установлено, что профиль оказывает определяющее значение на возникновение масляной пленки, режим трения и, как следствие, величину механических потерь.

Одна из первых попыток теоретического описания механизма трения с учетом смазки представлена в работе Стрельцова В.И. Автор, основываясь на предположении, что процесс взаимодействия поршня и цилиндра подчиняется закону жидкостного трения, использовал формулу Н.П. Петрова для определения коэффициента трения с учетом несоосности поршня и цилиндра.

На дальнейшее развитие методов профилирования поршней с учетом влияния смазки значительное влияние оказала расчетно-экспериментальная база, разработанная при исследованиях гидродинамических опор скольжения высокоскоростных роторов. Научное объяснение явлений, происходящих в смазочном слое, дала гидродинамическая теория смазки, основы которой были заложены Н.П. Петровым и О. Рейнольдсом и развиты в работах Н.Е. Жуковского, С.А. Чаплыгина, А. Зоммерфельда. Значительный вклад в развитие гидродинамической теории смазки поршневых машин внесли отечественные и зарубежные исследователи: П.И. Орлов, М.В. Коровчинский, И.Я. Токарь, В.Н. Попов, А.Г. Бургвиц, В.Н. Прокопьев, В.И. Суркин, Г.Н. Григорьев, Г.Н. Миронов, Г.М. Рык, М.С. Белицкий, Ю.К. Деревцев, D. Zhu, H.S. Cheng, P.R. Meernik, C. Furuhamu, S.D. Haddad, K.P. Oh, C.H. Li, P.K. Goenka и другие.

В начале семидесятых годов Токарь И.Я. на примере исследования движения поршня плунжерного типа холодильного компрессора показал, что задачу динамики поршня в цилиндре необходимо решать как гидродинамическую [4]. Автор учитывает перемещение поршня в радиальном направлении и его поворот относительно оси поршневого пальца. Гидродинамическое давление в слое смазки определяется из решения уравнения Рейнольдса. Однако описываемый в работе приближенный метод расчета не позволяет использовать его для практического решения задач.

В начале 1980-х годов появляется большое количество публикаций, посвященных профилированию образующей поверхности поршня на основе достижений в области машинных расчетов.

В работе Knoll G.D. и Peeken H.J. рассматривают пару «поршень-цилиндр» как «своеобразный»

подшипник скольжения. Влияние гидродинамической смазки учитывается на основании численного решения уравнения Рейнольдса. Дальнейшее развитие такой подход получил в исследованиях Li D.B., Rohde S.M., Ezzat H.A. Авторами разработана математическая модель, основанная на совместном решении уравнений динамики поршня и гидродинамической теории смазки. Рассчитаны параметры радиального перемещения цилиндрического поршня и потери на трение в зависимости от дезаксажа, рабочих зазоров и вязкости масла. Однако влияние профиля юбки поршня в работе не учитывается.

На следующем этапе Oh, C. H. Li, P.K. Goenka уже рассматривают систему «поршень-смазочный слой-цилиндр» как упруго-деформируемую. В работе, выполненной применительно к тонкостенному поршню бензинового двигателя, исследователи разработали расчетную модель и решили упруго-гидродинамическую задачу смазки трибосопряжения.

Методическую ценность представляют исследования, проведенные на базе Южно-Уральского государственного университета Прокопьевым В.Н., Рождественским Ю.В., Караваевым В.Г. по разработке методов расчета динамики поршня на смазочном слое в цилиндре, которые легли в основу пакета прикладных программ по трибоанализу сопряжения «поршень-цилиндр» [5].

Опираясь на вышеописанные модели, в своей диссертационной работе [6], Маслов А.П. сформулировал основные принципы проектирования направляющей части асимметричного относительно продольной оси поршня. Автор предлагает методику индивидуального профилирования нагруженной и ненагруженной боковых поверхностей поршня с точки зрения обеспечения одинаковых условий смазки. Предложенная математическая модель динамики поршня на смазочном слое позволяет определить несущую способность смазочного слоя, сопротивление движению поршня и расход смазочной жидкости на угар в сопряжении, а также оценить влияние основных конструктивных особенностей поршня, в том числе профиля длины юбки, расположения центра тяжести и оси поршневого пальца, зазоров в сопряжении. Однако, данная методика не учитывает переменные составляющие деформаций поршня от газовых, гидродинамических и инерционных сил, что может являться справедливым допущением только при расчете массивных дизельных поршней.

Большой практический интерес представляет прикладной метод проектирования поршней, разработанный ведущими специалистами КБ АОЗТ «Украинские моторы» и ПАО «АВТРАМАТ» Бело-

губом А.В., Зотовым А.А, Стрибулем А.С [7,8]. Предложенный авторами подход позволяет расчетным путем получить профиль боковой поверхности, используя индикаторную диаграмму и данные о граничных условиях нагружения поршня. В основу метода положена гипотеза о независимости деформаций деталей ЦПГ, вызванных силовыми и тепловыми факторами. Форма проектируемого поршня получается вычитанием (добавлением) температурной и силовой деформации из поверхности зеркала цилиндра, имеющей текущее напряженно-деформированное состояние. При определении переменных деформаций авторами применяется метод конечных элементов. Особенностью такого метода является то, что в модели расчета переменного НДС, вызванного силовым нагружением, величины гидродинамических (боковых) сил и площадки пятен контакта определяются на основании экспериментальных данных.

Современное состояние вопроса характеризуется уточнением методик расчета динамики системы «поршень-смазочный слой-цилиндр», учетом конструктивных и эксплуатационных факторов и разработкой на этой базе новых типов профилей поршней. Примером может служить ряд работ [9], выполненных за последнее десятилетие представителями Массачусетского технологического института D. Bai, F. McClure, L. Moughon и др. Эти работы направлены, в основном, на моделирование поведения масляной пленки и опираются на модифицированное уравнение Рейнольдса, которое позволяет учитывать наличие микропрофиля и шероховатости поверхностей трения.

Обзор оригинальных конструктивных решений профилирования

Обзор научно-исследовательских работ, зарегистрированных патентов и оригинальных конструкторских решений показывает, что наблюдающиеся в последнее время в поршневом двигателестроении тенденции направлены в основном на:

- 1) оптимизацию профиля направляющей части поршня;
- 2) разделение юбки поршня на нагруженную и ненагруженную стороны с индивидуальным профилированием каждой;
- 3) уменьшение площади опорной поверхности юбки на менее нагруженной стороне;
- 4) стремление к Т-образной форме.

В статье [10] исследователями Kwang-soo Kim и Paras Shah проделана обширная экспериментальная работа, посвященная определению влияния конфигурации профиля юбки на величину механических потерь и уровень шума ЦПГ. Изготовлена партия опытных поршней с пятью концептуально

новыми профилями боковой поверхности, полученными на станках с числовым программным управлением (рис. 2.).

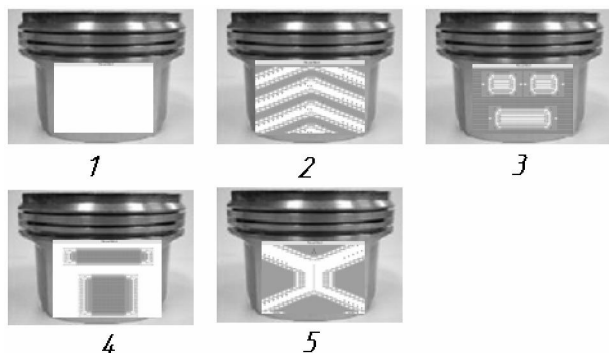


Рис. 2. Варианты экспериментальных поршней с различными конфигурациями направляющих частей

Более темным цветом на направляющих поверхностях выделены области, утопленные на 35 – 40 мкм. Исследования проводились на одноцилиндровой двигательной установке, величина силы трения измерялась на пяти различных режимах работы двигателя.

В результате авторы выделили поршень №4, как, обладающий наименьшими потерями на трение. По их мнению, верхнее и нижнее углубления, выполненные на направляющей части поршня, способствуют удержанию смазки на юбке и обеспечивают подачу масла в главную зону контакта поршня равномерно во всем цикле работы двигателя.

Кроме этого, авторами сформулирован вывод, что уменьшение площади пятна контакта в сопряжении не всегда является эффективным способом снижения силы трения. Экспериментально установлено, что при малых площадях пятен контакта масло может выдавливаться из несущей области, в результате чего наступает «масляное голодание».

Одновременно с этим некоторые авторы предлагают выполнять поршень с минимально возможной длиной направляющей части для уменьшения шума и потерь на трение. Примером может служить поршень, запатентованный в Германии F. Eberhard (рис. 3.).

Для такого поршня рекомендованы следующие соотношения размеров основных элементов: $H=(0,5...0,6)D$; $K=(0,3...0,4)D$; $R=(0,2...0,37)D$. Автор считает, что при этом соотношении размеров уменьшится угол наклона поршня и, следовательно, уровень шума от его удара о стенку цилиндра.

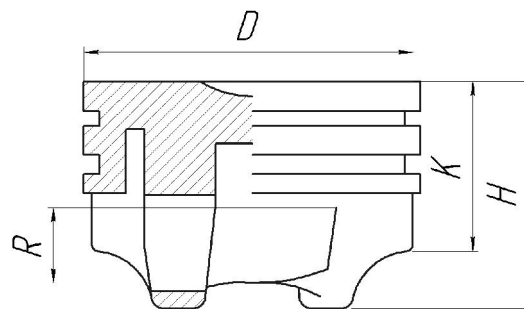


Рис. 3. Симметричный поршень с короткой юбкой: D – диаметр поршня; H – высота поршня; K – расстояние от днища поршня до оси поршневого пальца; R – длина юбки поршня

Для улучшения самоустановки поршней в цилиндре на ряде моторных заводов было предложено и выполнено увеличение диаметра межколенчатой перемычки поршня, которая при нагреве контактирует с зеркалом цилиндра, выполняя роль второй точки опоры поршня. Кроме этого, были изобретены многоопорные (двух- и более) профили юбок поршней. Поршень с двухопорной юбкой не нуждается в опоре по коленному поясу, т.к. отличается достаточно хорошей самоустановкой за счет формирования гидродинамических реакций по обе стороны от оси поршневого пальца. Примером может служить поршень, запатентованный Путиным С.В. (рис. 4.).

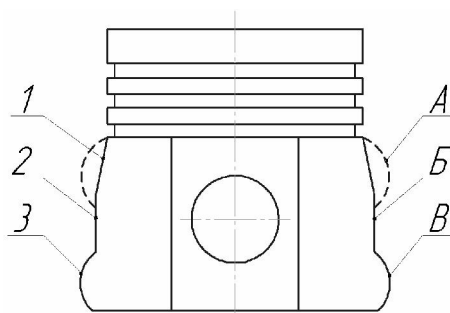


Рис. 4. Двухопорный симметричный поршень: 1 – конический участок; 2 – цилиндрический участок; 3 – трапециевидальный участок; А, В – верхний и нижний бочкообразные участки соответственно; Б – цилиндрический участок; - - - – профиль юбки в горячем состоянии

Образующая юбки такого поршня выполнена в виде ломаной линии, имеющей три сопряженных участка одинаковой длины: трапециевидальный, цилиндрический и конический. После прогрева образующая трансформируется в линию, состоящую из двух одинаковых бочкообразных участков и заключенного между ними цилиндрического участка. По мнению автора, такая форма образующей профиля обеспечивает увеличение несущей способно-

сти сопряжения, рост толщины слоя смазки в зазоре между юбкой поршня и стенкой цилиндра.

Для снижения потерь на трение сопряжения «поршень-цилиндр» на направляющей части поршня выполняют выступы и впадины, формирующие контактную поверхность юбки и создающие, так называемые, масляные подушки для предотвращения контактов поршня со стенкой цилиндра. Например, поршень, запатентованный М. Rhodes (рис. 5.), имеет три контактных участка полностью разделенных между собой: два – в верхней части и один – в нижней. Остальная поверхность юбки не воспринимает нагрузку и поэтому не подвергается чистовой обработке.

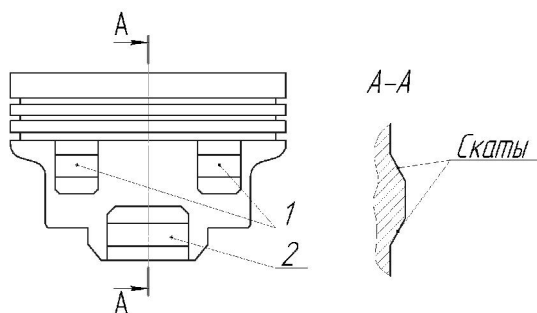


Рис. 5. Поршень с тремя контактными участками на юбке: 1 – контактные участки в верхней части юбки; 2 – то же в нижней части

Контактные участки имеют выступающую на 10...150 мкм выпуклую область, соединенную скатами с основной поверхностью тела поршня. Автор предполагает, что уменьшение площади контакта юбки со стенкой цилиндра приведет к снижению потерь на трение.

Другой пример профилирования направляющей части – поршень, предложенный R. Hart (рис. 6.). Профиль получен путем изменения радиуса в направлении угловой координаты, в результате чего на юбке получают углубления, идущие вдоль контактных поверхностей и постепенно сужающиеся книзу.

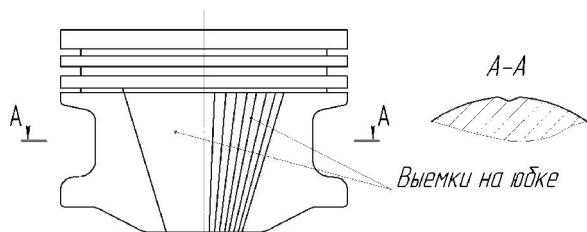


Рис. 6. Поршень с выемкой, изменяемой по высоте

Глубина этих выемок в верхней части юбки максимальная и уменьшается в направлении от

днища. Выемки способствуют удержанию смазки на юбке, в результате чего повышается надежность сопряжения «поршень-цилиндр» и снижается шум, так как поверхности поршня и цилиндра всегда разделены масляной пленкой.

Необходимого макропрофиля направляющей части поршня можно достичь организацией на её поверхности канавок для удержания смазки. Например, Рожков А.П. предлагает поршень, на юбке которого выполнены волнообразные канавки переменной ширины. Ширина канавки максимальна в зонах наименьшего бокового давления поршня, и минимальна – в зоне наибольшей величины боковых сил. Профиль канавок способствует увеличению давления масла в наиболее нагруженных зонах и увеличивает опорную рабочую поверхность.

Примером двигателей с макропрофилем на боковой поверхности поршней могут служить двухтактные дизели 6ТД и 5ТДФМ серийно выпускаемые с 1986 г. Для улучшения условий смазки и локализации местного схватывания, в этих двигателях увеличена маслосъемность несущей поверхности поршня путем нанесения лунок в виде синусоид или перекрещивающихся канавок. Такие конструктивные мероприятия позволяют увеличить площадь несущей поверхности поршня на 15,25 или 40 % соответственно. Кроме этого, удерживаемый на боковой поверхности значительный объем масла повышает способность к регенерации масляной пленки [11].

Значительную часть рассмотренных патентов представляют поршни с асимметричным профилем. Асимметричность обусловлена желанием исследователей обеспечить равномерный, минимально возможный зазор между стенкой цилиндра и поршнем по всей его высоте во всем диапазоне режимов. Трудность этой задачи состоит в том, что различные части поршня при работе нагреваются крайне неравномерно, деформация в цикле переменна, а значит, и поршень неравномерно деформируется.

Характерным примером конструкции поршней с асимметричным профилем служит поршень, запатентованный E. Ripberger. Целью изобретения является снижение шума от ударов поршня о стенку цилиндра, недопущение его заклинивания при перегреве, а также уменьшение потерь на трение. Для этого предлагается овально-бочкообразный поршень, у которого отклонение от цилиндричности больше на нагруженной стороне в верхней части юбки. При этом профили образующих в плоскости поршневого пальца также отличаются, т.е. поперечные сечения поршня имеют переменную степень овальности.

В 1993 г. Масловым А.П. был запатентован поршень с юбкой, асимметричной относительно вертикальной оси поршня [6]. Форма юбки для левой и правой образующих выбираются по соотношению: $H3 > H1 > H4 > H2$, где $H1$ и $H2$ – высота профиля образующей в верхней и нижней частях для левой образующей, $H3$ и $H4$ – высота профиля образующей в верхней и нижней частях юбки для правой образующей. Криволинейные образующие нагруженной и ненагруженной сторон профилируются индивидуально в соответствии с заданными соотношениями.

Заключение

Анализ существующих теоретических и экспериментальных исследований, посвященных профилированию направляющей части поршня, позволил сделать следующие выводы:

1) несмотря на большое количество разработанных математических моделей, описывающих динамику поршня, ни одна из рассмотренных методик не учитывает комплексного воздействия всех физических факторов, влияющих на параметры трибосопряжения «поршень-цилиндр»;

2) не выявлено современных теоретически обоснованных методов синтеза оптимальных форм (конфигураций контактных площадок юбки) профиля боковой поверхности тонкостенного поршня бензинового двигателя;

3) известные по литературным данным методы экспериментальных исследований, как правило, не позволяют проводить полноценные исследования параметров сопряжения и поэтому требуется их развитие.

Обзор литературных источников выявил большое количество конструктивных решений профилирования юбок поршней. Однако, предлагаемые конструкции получены в основном на основании обширных экспериментальных работ или же личного опыта разработчиков и нуждаются в дополнительных теоретических исследованиях.

Таким образом, представляется целесообразным сосредоточить усилия в направлении разработки системы оптимизации конструкции юбки поршня, учитывающей форму, площадь контакта и профиль.

Список литературы:

1. Путинцев, С.В. Основы расчета и проектирования узлов трения ДВС [Текст]: учеб. пособие / С.В. Путинцев, С.А. Аникин, Р.А. Галата; Мин-во образования и науки Российской Федерации, Московский гос. техн. Университет. – Москва: Изд-во МГТУ, 2000. 2. Самохин, С. Поршень в общем и в частности [Электронный ресурс] / С. Самохин, А. Хрулев. – Режим доступа: <http://www.ab-engine.ru - 01.01.2008 г.> 3. Профилирование

юбок поршней [Текст]: научное издание / Б.Я. Гинзбург, Г.Я. Васильченко, Н.С. Судойский, И.А. Цимеринов. – М.: Машиностроение, 1973. – 89 с. 4. Токарь, И.Я. Проектирование и расчет опор трения [Текст] / И.Я. Токарь. – М.: Машиностроение, 1971. – 168с. 5. Рождественский, Ю.В. Современные конструкции поршней для тепловых двигателей [Текст]: учеб. пособие / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов; Мин-во образования и науки Российской Федерации, Южно-Уральский гос. Университет. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. 6. Маслов, А.П. Повышение технического уровня дизелей оптимизацией геометрических параметров поршней [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02; защищена 22.01.99; утв. 15.07.99 / Маслов Андрей Петрович. – Мин-во образования и науки Российской Федерации, Южно-Уральский гос. Университет. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1999. – 158 с. 7. Белогуб, А.В. Новые подходы к конструированию поршней [Текст] / А.В. Белогуб // *Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр. – Харьков: ХАИ, 2000. – Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 201 – 206.* 8. Белогуб, А.В. Методика расчета переменного напряженно-деформированного состояния поршня в цикле для различных режимов работы двигателя [Текст] / А.В. Белогуб, О.С. Стрибуль // *Авиационно-космична техніка і технологія: Зб. наук. праць. – Харків: ХАІ; Миколаїв: Вид-во МФ НАУКМА, 2002. – Вип. 30. Двигуни та енергоустановки. – С. 124 – 126.* 9. McClure, F. Numerical modeling of piston secondary motion and skirt lubrication in internal lubrication engines [Текст]: Requirements for the Degree of Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering: – Massachusetts Institute of Technology, 2007. – 241 p. 10. Kwang-soo Kim. A Study of Friction and Lubrication Behavior for Gasoline Piston Skirt Profile Concepts [Текст] / Kwang-soo Kim, Paras Shah // *Federal-Mogul Corporation, Musashi Institute of Technology.* 11. Двигатели внутреннего сгорания [Текст]: серия учеб. для вузов в 6 томах. Т. 1. Разработка конструкций форсированных двигателей наземных транспортных машин / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; Мин-во образования и науки Украины; под ред. А.П. Марченко и засл. деят. Науки Украины проф. А.Ф. Шеховцова. – Харьков.: Прапор, 2004. – 384 с.

Bibliography (transliterated):

1. Putintsev, S.V. Osnovyi rascheta i proektirovaniya uzlov treniya DVS [Текст]: ucheb. posobie / S.V. Putintsev, S.A. Anikin, R.A. Galata; Min-vo obrazovaniya i nauki Rossiyskoy Federatsii, Moskovskiy gos. tehn. Universitet. – Moskva: Izd-vo MGTU, 2000. 2. Samohin, S. Porshen v obschem i v chastnosti [Elektronnyy resurs] / S. Samohin, A. Hrulev. – Rezhim dostupa: <http://www.ab-engine.ru - 01.01.2008 г.> 3. Profilirovanie yubok porshney [Текст]: nauchnoe izdanie / B.Ya. Ginzburg, G.Ya. Vasilchenko, N.S. Sudoyskiy, I.A. Tsimerinov. – M.: Mashinostroenie, 1973. – 89 s. 4. Tokar, I.Ya. Proektirovanie i raschet opor treniya [Текст] / I.Ya. Tokar. – M.: Mashinostroenie, 1971. – 168s. 5. Rozhdestvenskiy, Yu.V. Sovremennyye konstruksii porshney dlya teplovyih dvigateley [Текст]: ucheb. posobie / Yu.V. Rozhdestvenskiy, K.V. Gavrilov; Min-vo obrazovaniya i nauki Rossiyskoy Federatsii, Yuzhno-Uralskiy. gos. Universitet. – Chelyabinsk: Izd-vo YuUrGU, 2009. 6. Maslov, A.P. Povyishenie tehniceskogo urovnya dizeley optimizatsiey geometricheskikh parametrov porshney [Текст]: dis. ... kand. tehn. nauk: 05.04.02; zaschischna 22.01.99; utv. 15.07.99 / Maslov Andrey Petrovich. – Min-vo obrazovaniya i nauki Rossiyskoy Federatsii, Yuzhno-Uralskiy. gos. Universitet. – Chelyabinsk: Izd-vo YuUrGU, 1999. – 158 s. 7. Belogub, A.V. Novyye podhody k konstruirovaniyu porshney [Текст] / A.V. Belogub // *Aviatsionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya: sb. nauch. tr. – Harkov: HAI, 2000. – Vyip. 19. Teplovyie dvigateli i energo-ustanovki. – S. 201 – 206.* 8. Belogub,

A.V. Metodika rascheta peremennogo napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya porshnya v tsikle dlya razlichnykh rezhimov raboty dvigatelya [Tekst] / A.V. Belogub, O.S. Stribul // Avlatslyno-kosmichna tehnika I tehnologiya: Zb. nauk. prats. – Harklv: HAI; MikolaYiv: Vid-vo MF NaUKMA, 2002. – Vip. 30. Dviguni ta ener-goustanovki. – S. 124 – 126. 9. McClure, F. Numerical modeling of piston secondary motion and skirt lubrication in internal lubrication engines [Tekst]: Requirements for the Degree of Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering: – Massachusetts Institute of Technology, 2007. – 241 p. 10. Kwang-soo Kim. A Study

of Friction and Lubrication Behavior for Gasoline Piston Skirt Profile Concepts [Tekst] / Kwang-soo Kim, Paras Shah // Federal Mogul Corporation, Musashi Institute of Technology. 11. Dvigateli vnutrennego sgoraniya [Tekst]: seriya ucheb. dlya vuzov v 6 tomah. T. 1. Razrabotka konstruktivnykh forsirovannykh dvigateley nazemnykh transportnykh mashin/ A.P. Marchenko, M.K. Ryazantsev, A.F. Shehovtsov; Min-vo obrazovaniya i nauki Ukrainyi; pod red. A.P. Marchenko i zasl. deyat. Nauki Ukrainyi prof. A.F. Shehovtsova. – Harkov.: Prapor, 2004. – 384 s.

Поступила в редакцию 01.06.2013

Москаленко Иван Николаевич – аспирант кафедры 202 факультета авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Доценко Владимир Николаевич – доктор техн. наук, проф. кафедры 202 факультета авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Белогуб Александр Витальевич – доктор техн. наук, проф. кафедры 203 факультета авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», технический консультант ПАО «АВТРАМАТ», Харьков, Украина.

ОГЛЯД МЕТОДІВ ПРОФІЛЮВАННЯ ЮБОК ПОРШНІВ ДВЗ

I.M. Moskalenko, V.M. Dotsenko, O.V. Belogub

Представлено баланс механічних витрат по механізмам, спряженням, та системам ДВЗ. Показано, що найбільший вклад в загальні механічні витрати двигуна вносить тертя деталей циліндропоршневої групи, а саме трибоспряження «поршень - циліндр». Наведено огляд основних розрахунково-експериментальних методів профілювання юбок. Виділені основні фізичні фактори які враховують автори в розрахунках динаміки трибоспряження. Розглянуті типові та оригінальні конструкторські рішення виконання юбок поршнів, які спрямовані на зниження тертя. Проведено аналіз виконаних робіт та намічені напрямки подальших досліджень.

THE OVERVIEW OF PROFILING METHODS FOR ICE PISTON'S SKIRTS

I.N. Moskalenko, V.N. Dotsenko, A.V. Belogub

In this article the balance of mechanical losses in ICE mechanisms, pairs and systems is represented. It is shown that the most contribution in the general mechanical losses is caused by friction in cylinder-piston group. The overview of the main computational and experimental methods for profiling piston's skirts is described. The main physical factors, which are considered by authors in the dynamical tribounits calculations are highlighted. The typical and original designer's solutions in piston's develop are examined. Analysis of works performed is completed and the direction of further investigations is scheduled.

УДК 62-503.55

И.Ф. Гумеров, В.М. Гуреев, Ю.Ф.Гортышов, Р.Р. Салахов, А.Х. Хайруллин, И.Р. Салахов

РАЗРАБОТКА АДАПТИВНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС

Повышение эффективности ДВС, улучшение его экологических и технико-экономических показателей требует новых подходов и решений. В данной работе разрабатывается адаптивная система охлаждения ДВС, обеспечивающая высокие показатели топливной экономичности двигателя и снижающая выбросы вредных веществ. Основной агрегат системы – насос с регулируемым электроприводом. Для проведения численных исследований характеристик системы охлаждения, в программном комплексе 1D-моделирования построена её функциональная модель, которая позволяет проводить виртуальные испытания различных компоновок интеллектуальной системы охлаждения. Первые результаты численных исследований качественно подтверждают эффективность подобных систем, работа переходит в экспериментальную стадию.

Задача повышения единичных мощностей двигателей при одновременном уменьшении их габаритов, металлоемкости, энергопотребления и снижении стоимости на единицу конечного полезного эффекта означает совершенствование их кон-

струкции при снижении материалоемкости, повышении надежности и КПД двигателя.

Одним из наиболее распространенных направлений повышения энергетических и экологических показателей ДВС является их форсирование турбонаддувом. Однако увеличение удельного эф-

фактивного давления в рабочей камере приводит к повышению уровня тепловой напряженности деталей цилиндрично-поршневой группы (ЦПГ) и образованию прогрессирующих микротрещин на охлаждаемых деталях ДВС. Механизм возникновения микротрещин обусловлен тем, что в двигателях различной мощности в первые 5-10 секунд работы происходит интенсивное нарастание температуры поверхности деталей ЦПГ, а процесс выхода системы охлаждения на стационарный режим работы занимает несколько минут, что приводит к их локальным перегревам [1].

Остановка двигателя после длительной эксплуатации также вызывает значительные термические напряжения в сильно нагретых деталях ЦПГ, поэтому после остановки ДВС для плавного охлаждения нагретых деталей двигателя система охлаждения (СО) должна еще работать в течение определенного времени [2]. Традиционная система охлаждения ДВС с механическим приводом насоса и вентилятора от коленчатого вала двигателя не имеет такой возможности.

Особо стоит упомянуть о проблеме загрязнения окружающей среды выбросами вредных веществ ДВС, которая в настоящее время стоит наиболее остро. Основной задачей при проектировании новых и совершенствовании показателей существующих ДВС является выполнение все более жестких экологических требований (норм "EURO - 5", "EURO - 6"). Влияние температуры охлаждающей жидкости на удельный эффективный расход топлива и оксиды азота в ДВС представлены на рис. 1 и на рис.2.

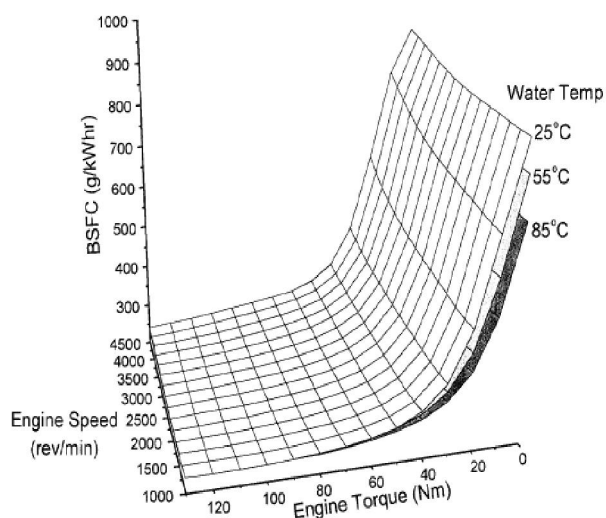


Рис. 1. Визуализация характеристик удельного эффективного расхода топлива при различных температурах ОЖ с системой охлаждения дизеля типа 6ЧН 13/14

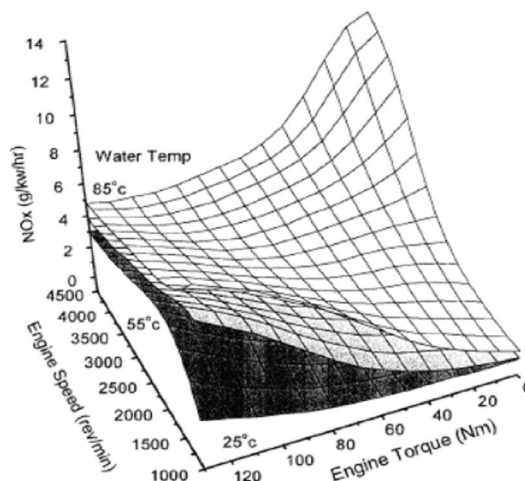


Рис. 2. Визуализация характеристик выбросов оксидов азота при различных температурах ОЖ с системой охлаждения дизеля типа 6ЧН 13/14

Для достижения необходимых экологических показателей ДВС требуется снижение общей тепловой напряженности и поддержание оптимальной температуры ЦПГ.

Применение материалов с низкой теплопроводностью (керамика, жаростойкие сплавы) для снижения потерь тепла в СО двигателя до настоящего времени не нашло широкого распространения. А внесение значительных конструктивных изменений в систему охлаждения двигателя сталкивается с рядом технических, технологических и финансовых проблем и является труднореализуемым.

Сложившаяся к настоящему времени практика проектирования отдельных систем, подсистем и агрегатов ДВС обуславливает учет многообразных взаимных связей и реальных условий его работы.

Исходя из всего вышесказанного, следует, что повышение эффективности ДВС, улучшение его экологических и технико-экономических показателей требует новых подходов и решений. Именно таким решением и является переход ДВС на использование интеллектуальных (адаптивных) систем охлаждения [3].

Адаптивная система охлаждения (АСО) обеспечивает подвод охлаждающей среды к нагретым деталям двигателя и отвод от них в атмосферу лишней теплоты, при оптимальной степени охлаждения в требуемых пределах теплового состояния двигателя, при различных режимах и условиях работы.

Основной агрегат подобных систем - насос с регулируемым электроприводом. Разработку данного типа насосов ведут такие известные производители, как Valeo, Wahler, DANACorp., Delphi,

ЕWP и др. Адаптивные насосы изготавливают, в отличие от традиционных механических автомобильных помп, с широким применением специальных пластиков, устойчивых к высоким температурам, вибрациям, механическим нагрузкам, химическому воздействию агрессивных рабочих жидкостей (антифризов, масел), что позволяет снизить их массу на 65% и на 30% повысить их долговечность по сравнению с традиционными конструкциями [4].

Сравнение эффективности насоса с механическим и электрическим приводом на примере дизелей Volvo VNL 64T 610 и Cummins N14-460E+ST2 ESP представлено на рис. 3.

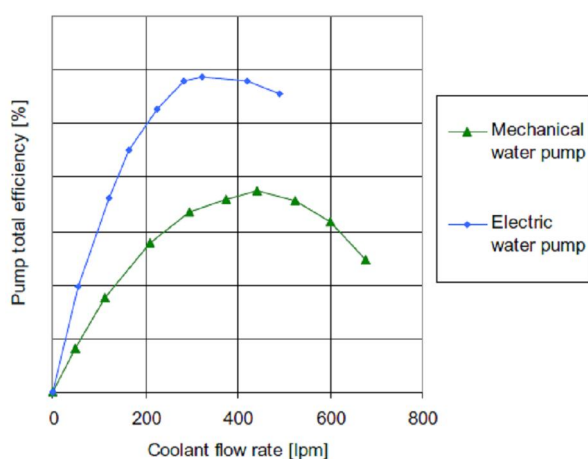


Рис. 3. Зависимость КПД насоса от расхода ОЖ

Из анализа представленных зависимостей видно, что насос СО двигателя с электрическим приводом в диапазоне расходов 200-600 л/мин. превосходит по эффективности традиционный более, чем на 20 %.

Явное преимущество насосов с электроприводом сделало их весьма привлекательными для использования в системах охлаждения двигателей отечественного производства.

Для решения задачи внедрения АСО в отечественные ДВС разработан алгоритм управления адаптивной системой охлаждения, представленный на рис. 4.

Данный алгоритм обеспечивает для системы охлаждения режимы работы с максимальной эффективностью, при высоких показателях топливной экономичности двигателя и снижении выбросов вредных веществ в атмосферу.

В первую очередь контроллер определяет температуру головки блока цилиндров. В случае, если измеренная температура превышает 300⁰С, система переходит в режим максимального охлаждения: клапан полностью открывается, насос и вен-

тилятор работают на максимальных оборотах. Алгоритмом предусмотрено поэтапное включение соответствующих исполнительных механизмов: электропомпы, трехходового клапана, вентилятора радиатора. Задаются контрольные температуры - 30⁰С, 80⁰С, 90⁰С, 95⁰С и 105⁰С на выходе из двигателя. В случае превышения температуры блока ДВС допустимого значения - 105⁰С, система переходит в аварийный режим, на панели приборов автомобиля загорается лампа «Check Engine», дальнейшее движение в этом режиме запрещено.

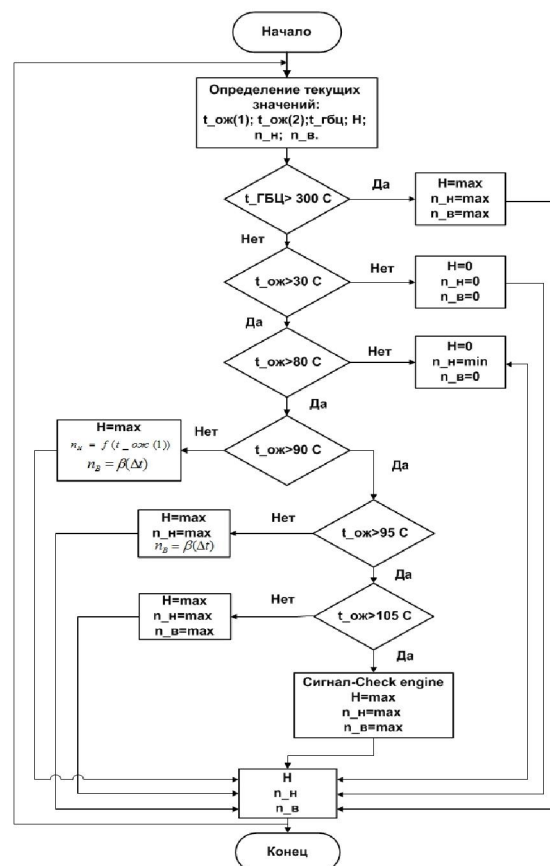


Рис. 4. Алгоритм управления адаптивной системой охлаждения

Для проведения численных исследований характеристик системы охлаждения, в программном комплексе LMS Imagine.Lab AMESim построена её функциональная модель, которая позволяет проводить виртуальные испытания различных компонентов АСО.

LMS Imagine.Lab AMESim - интегрированная платформа многодисциплинарного системного моделирования и оптимизации. Изделия в расчетных моделях Imagine.Lab представляются в виде функциональных схем. Компоненты функциональных схем изделий для решения самых разнообразных задач содержатся в обширном наборе проверенных библиотек. На основе моделей компонентов LMS

Imagine.Lab позволяет построить общую компьютерную модель изделия, не требующую полного трехмерного геометрического представления.

На рис. 5 и 6 представлены функциональные модели традиционной СО и АСО ДВС.

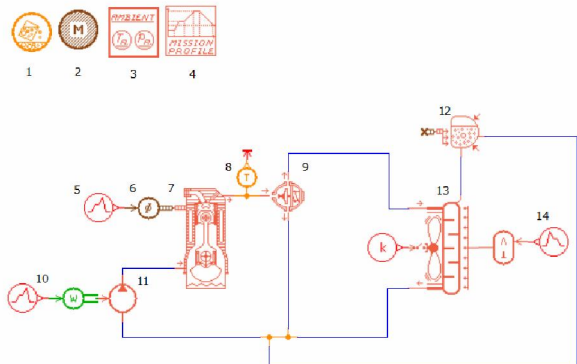


Рис. 5. Функциональная модель традиционной СО ДВС

1 – свойства металла; 2 – характеристики испытательного стенда; 3 – свойства жидкости; 4 – внешние условия; 5 – обороты двигателя; 6 – передаточное число; 7 – помпа; 8 – ДВС; 9 – контрольный датчик температуры; 10 – термостат; 11 – расширительный бачок; 12 – радиатор охлаждения; 13 – скорость набегающего потока воздуха; 14 – малый круг системы охлаждения

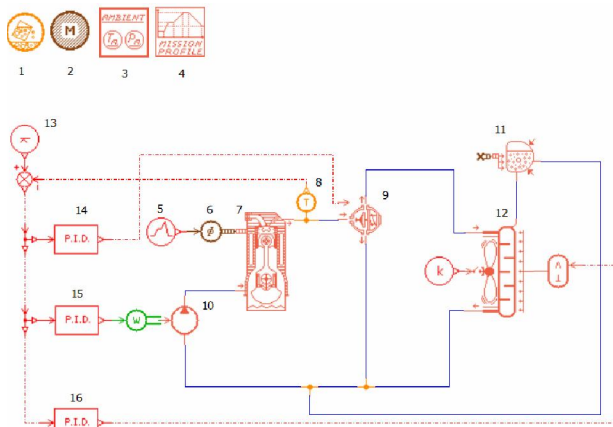


Рис. 6. Функциональная модель АСО ДВС

1 – свойства металла; 2 – характеристики испытательного стенда; 3 – свойства жидкости; 4 – внешние условия; 5 – ДВС; 6 – электромагнитный клапан; 7 – расширительный бачок; 8 – радиатор охлаждения; 9 – скорость набегающего потока; 10 – ПИД-регулятор оборотов помпы; 11 – ПИД-регулятор скорости воздушного потока; 12 – ПИД-регулятор электронного термостата; 13 – малый круг системы охлаждения; 14 – обороты вентилятора

В функциональной модели АСО для проведения тестовых задач использован ПИД-регулятор, который формирует управляющий сигнал, являющийся суммой трёх составляющих, первое из которых пропорционально разности входного сигнала и сигнала обратной связи (сигнал рассогласования), второе — интеграл сигнала рассогласования, третье — производная сигнала рассогласования. Формула ПИД-регулирования имеет следующий вид:

$$n_n = K_p \cdot f(t_{ож}) + K_I \cdot \int_0^t f(t_{ож}) \cdot dt + K_D \cdot \frac{df(t_{ож})}{dt}, \quad (1)$$

где n_n – обороты водяного насоса; K_p – коэффициент пропорциональной составляющей функции; $t_{ож}$ – температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя; K_I – коэффициент интегральной составляющей функции; K_D – коэффициент дифференциальной составляющей искомой функции.

Результаты численных исследований в LMS AMESim представлены на рис. 7.

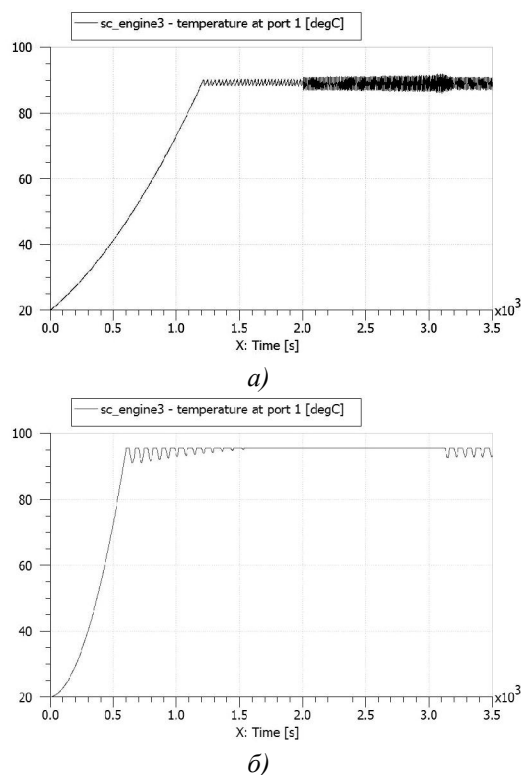


Рис. 7. Результаты численных исследований в LMS AMESim
а - время прогрева ДВС с традиционной системой охлаждения; б - время прогрева ДВС с адаптивной системой охлаждения

Из анализа представленных на рис. 7 результатов хорошо видно, что время выхода на рабочий

режим, то есть прогрев от температуры окружающей среды до 92-96⁰С составило 20 мин, а для случая использования АСО 10 мин. Полученные результаты численных исследований позволили качественно оценить перспективность применения АСО ДВС в отечественных двигателях.

Основные результаты, представленные в данной статье, получены в рамках выполнения проекта «Перспективные экологичные колёсные транспортные средства с высокими потребительскими свойствами и низким уровнем эксплуатационных затрат» по постановлению Правительства РФ №218 от 9 апреля 2010 г.

Выводы

1. Проведенный анализ литературы показал перспективность и обоснованность использования электрического привода для водяного насоса системы охлаждения.

2. Разработана функциональная модель системы охлаждения ДВС в программном комплексе 1D моделирования LMS AMESim.

3. Сформулирован закон регулирования оборотами водяного насоса на основе ПИД-регулятора.

4. Проведены предварительные численные исследования характеристик двигателя, которые показали, что применение адаптивного управления системой охлаждения позволяет снизить время прогрева ЦПГ в 2 раза.

5. Для верификации полученных результатов необходимо выполнить комплекс экспериментальных исследований.

Список литературы:

1. Несиоловский О.Г., Улучшение показателей экономичности автомобильного дизеля за счет регулирования его теплового состояния. Автореферат диссертации, ЯПИ. Ярославль, 1995.
2. Жидкостное охлаждение автомобильных двигателей / А.Л. Кригер, М.Е. Дискин, А.Л. Новенников., В.И. Пийкус - М.: Машиностроение, 1985.- 176 с.
3. Бесекерский В.А. Теория систем автоматического регулирования / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. – М: издательство «Наука», 1975. – 768 с.
4. Chalgren R. Development and Verification of a Heavy Duty 42/14V Electric Powertrain Cooling System / R.Chalgren, L. Barron // SAE Technical Paper. – 2003-01-3416. – 2003. – doi: 10.4271/2003-01-3416.

Bibliography (transliterated):

1. Nesiolovskij O.G., Uлучshenie pokazatelej jekonomichnosti avtomobil'nogo dizelja za schet regulirovaniya ego teplovogo sostojanija. Avtoreferat dissertacii, JaPI. Jaroslavl', 1995.
2. Zhidkostnoe ohlazhdenie avtomobil'nyh dvigatelej / A.L. Kriger, M.E. Diskin, A.L. Novennikov., V.I. Pijkus - M.: Mashinostroenie, 1985.- 176 s.
3. Besekerskij V.A. Teorija sistem avtomaticheskogo regulirovaniya / V.A. Besekerskij, E.P. Popov. – M: izdatel'stvo «Наука», 1975. – 768 s.
4. Chalgren R. Development and Verification of a Heavy Duty 42/14V Electric Powertrain Cooling System / R.Chalgren, L. Barron // SAE Technical Paper. – 2003-01-3416. – 2003. – doi: 10.4271/2003-01-3416.

Поступила в редакцию 31.05.2013

Гумеров Ирек Флорович – канд. техн. наук, заместитель генерального директора ОАО «КАМАЗ» – директор по развитию, НТЦ ОАО «КАМАЗ», Набережные Челны, Россия, e-mail: ir@kamaz.org.

Гортышов Юрий Федорович – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедры теоретических основ теплотехники Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н.Туполева «КАИ», Казань, Россия, e-mail: tot@tot.kstu-kai.ru.

Гуреев Виктор Михайлович – доктор техн. наук, профессор, профессор кафедры теоретических основ теплотехники Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н.Туполева «КАИ», Казань, Россия, e-mail: gureev@tot.kstu-kai.ru.

Салахов Ришат Ризович – научный сотрудник Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н.Туполева «КАИ», Казань, Россия, e-mail: akirishat@yandex.ru.

Хайруллин Азат Хативович - младший научный сотрудник Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н.Туполева «КАИ», Казань, Россия, e-mail: azat-meh@mail.ru.

Салахов Илфат Ризович – младший научный сотрудник Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н.Туполева «КАИ», Казань, Россия, e-mail: fix_m@mail.ru.

РОЗРОБКА АДАПТИВНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВЗ

І.Ф. Гумер, В.М. Гурєєв, Ю.Ф.Гортишов, Р.Р. Салах, А.Х. Хайруллін, І.Р. Салах

Підвищення ефективності ДВЗ, поліпшення його екологічних і техніко-економічних показників вимагає нових підходів і рішень. У даній роботі розробляється адаптивна система охолодження ДВЗ, що забезпечує високі показники паливної економічності двигуна і знижує викиди шкідливих речовин. Основний агрегат системи - насос з регульованим електроприводом. Для проведення чисельних досліджень характеристик системи охолодження, в програмному комплексі 1D-моделювання побудована її функціональна модель, яка дозволяє проводити віртуальні випробування різних компонувань інтелектуальної системи охолодження. Перші результати чисельних досліджень якісно підтверджують ефективність подібних систем, робота переходить в експериментальну стадію.

DEVELOPMENT AN ADAPTIVE COOLING SYSTEM OF ENGINE

I.F. Gumerov, Y.F. Gortyshov, V.M. Gureev, R.R. Salakhov, A.H. Hairullin, I.R. Salakhov

Improving the efficiency of internal combustion engines, improving its environmental, technical and economic performance requires new approaches and solutions. In this work we develop an adaptive cooling system of engine, providing high fuel efficiency and reduces emissions. The main unit of the system - the pump with adjustable electric drive. Functional model built in a 1D-simulation software system to carry out numerical researches of the characteristics of the cooling system. 1D-simulation software system allows for virtual testing different layouts intelligent cooling system. The first results of numerical researches qualitatively confirm the efficiency of such systems, the work goes into the experimental stage.

УДК 621.436

*Н.М. Луков, О.Н. Ромашкова, А. С. Космодамианский, Г.Ф. Кашников***АВТОМАТИЧЕСКАЯ КОМБИНИРОВАННАЯ МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ СИСТЕМА ЭКСТРЕМАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ДИЗЕЛЯ**

Известные автоматические системы регулирования температуры наддувочного воздуха дизеля не обеспечивают поддержание температуры наддувочного воздуха на оптимальных уровнях при изменении в широких диапазонах мощности дизеля и температуры наружного воздуха. Разработана комбинированная микропроцессорная экстремальная автоматическая система регулирования температуры наддувочного воздуха дизеля, связанная с двумя автоматическими системами регулирования: с системой регулирования скорости вращения вала дизеля и с системой регулирования температуры охлаждающей жидкости дизеля. Микропроцессорный контроллер системы содержит программу автоматического поиска температуры наддувочного воздуха, при которой дизель имеет минимальный расход топлива для данного режима работы. Для ускорения процесса поиска оптимальных значений температуры наддувочного воздуха системы регулирования температуры охлаждающей жидкости и экстремального регулирования температуры наддувочного воздуха дизеля выполнены комбинированными с использованием дополнительных сигналов управления по мощности дизеля и по температуре наружного воздуха. Разработанная система обеспечивает минимальный расход топлива, повышение надежности дизеля и уменьшение выброса вредных веществ с выпускными газами.

Известные автоматические системы регулирования температуры наддувочного воздуха (АСРТНВ) дизеля не обеспечивают поддержания температуры наддувочного воздуха на оптимальных уровнях при изменении в широких диапазонах мощности дизеля и температуры наружного воздуха, что приводит к увеличенному расходу топлива, снижению надежности дизеля и увеличению выброса вредных веществ с выпускными газами[1].

Любая автоматическая система содержит две основные функциональные части: объект регулирования (ОР) и автоматический регулятор (АР). Любой автоматический регулятор содержит две основные, соединенные последовательно, функциональные части: управляющий орган (УО) и исполнительно-регулирующее устройство (ИРУ). Управляющий орган содержит устройства: измерительное (ИУ) (датчик регулируемой величины), задающее (ЗУ), сравнивающее (СУ) и усилительное (УУ). В свою очередь, исполнительно-регулирующее устройство содержит две соединенные последовательно функциональные части: исполнительный механизм (ИМ) и регулирующий орган (РО).

В автоматической системе экстремального регулирования (АСЭР) ОР должен обладать статическими характеристиками, имеющими экстремум, который может меняться в процессе работы ОР в зависимости от изменения возмущающих воздействий. АСЭР обеспечивают автоматическое получение заданных значений регулируемых величин в соответствии с минимумом или максимумом некоторой функции ОР [2-4]. Автоматическая комбинированная микропроцессорная система экстремального регулирования температуры наддувочного воздуха (АКМСЭРТНВ) дизеля должна обеспечить автоматическое получение заданного значения температуры наддувочного воздуха в соответствии с минимумом расхода топлива, то есть в соответствии с минимумом функции $g_e = f(N_e, T_s)$, где g_e - удельный эффективный расход топлива, N_e - эффективная мощность дизеля, T_s - температура наддувочного воздуха.

На каждом режиме работы дизеля имеется оптимальная температура наддувочного воздуха T_{so} , при которой дизель имеет наименьший расход топлива. Отклонения температуры T_s в сторону увеличения или уменьшения от T_{so} приводят к увеличению расхода топлива. Таким образом, на всех ре-

жмах работы дизеля зависимости g_e от T_s имеют экстремумы (рис. 1) [1, 5-6].

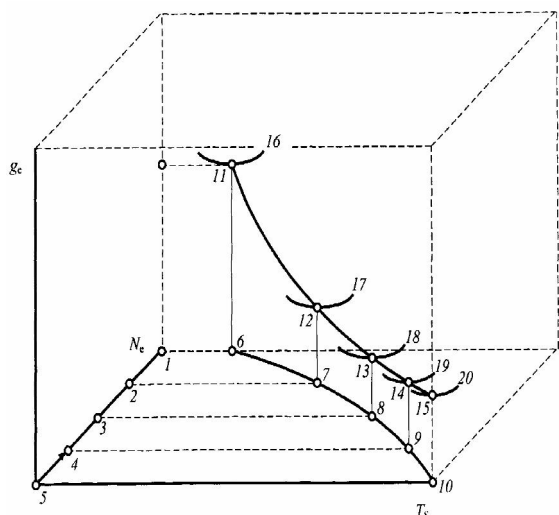


Рис. 1. Зависимости оптимальных температур наддувочного воздуха от мощности (линии 6-10), минимального расхода топлива от температуры наддувочного воздуха (линии 11-15) и расхода топлива на заданном режиме работы дизеля от температуры наддувочного воздуха (линии 16-20)

Наибольшее распространение получили системы экстремального регулирования двух типов:

а) экстремум определяется по чувствительности; в этом случае управляющий сигнал для ИМ формируется по результатам измерения крутизны (производной) статической характеристики ОР (в данном случае $g_e = f(N_e, T_s)$;

б) экстремум находится по разности между текущим и экстремальными значениями, полученными на предыдущем шаге и хранящимися в запоминающем устройстве блока поиска экстремума (БПЭ).

АКМСЭРТНВ дизеля (типа а или б) (рис. 2) содержит дизель 1 с наддувом, нагружаемый агрегатом нагрузки 2, систему охлаждения наддувочного воздуха, состоящую из жидкостного (или воздушного) охладителя наддувочного воздуха 3, радиатора 4, насоса 5, соединенных между собой и с дизелем 1 трубопроводами 6, вентилятор охлаждения 7 с приводом 8, воздушно-жидкостную систему охлаждения дизеля 1, состоящую из радиатора 9, насоса 10, трехходовой перепускной клапан 11 с приводом 12, соединенных между собой и с дизелем 1 трубопроводами 13, вентилятор охлаждения 14 с приводом 15, датчики: температуры наддувочного воздуха 16, температуры наружного воздуха 17, температуры охлаждающей жидкости на выходе из дизеля 18, скорости вращения вала дизеля ω_b 19, вращающего момента на валу дизеля M_b 20 и расхода топлива G_T 21, выходы которых подключены к входам микропроцессорного контроллера 22, к выходам которого подключены привод 8 вентилятора 7, привод 15 вентилятора 14 и привод 12 трехходового клапана 11, блок управления дизелем 23 (n_k - положение рукоятки контроллера машиниста), соединенный посредством автоматического регулятора скорости вращения вала 24 с дизелем 1.

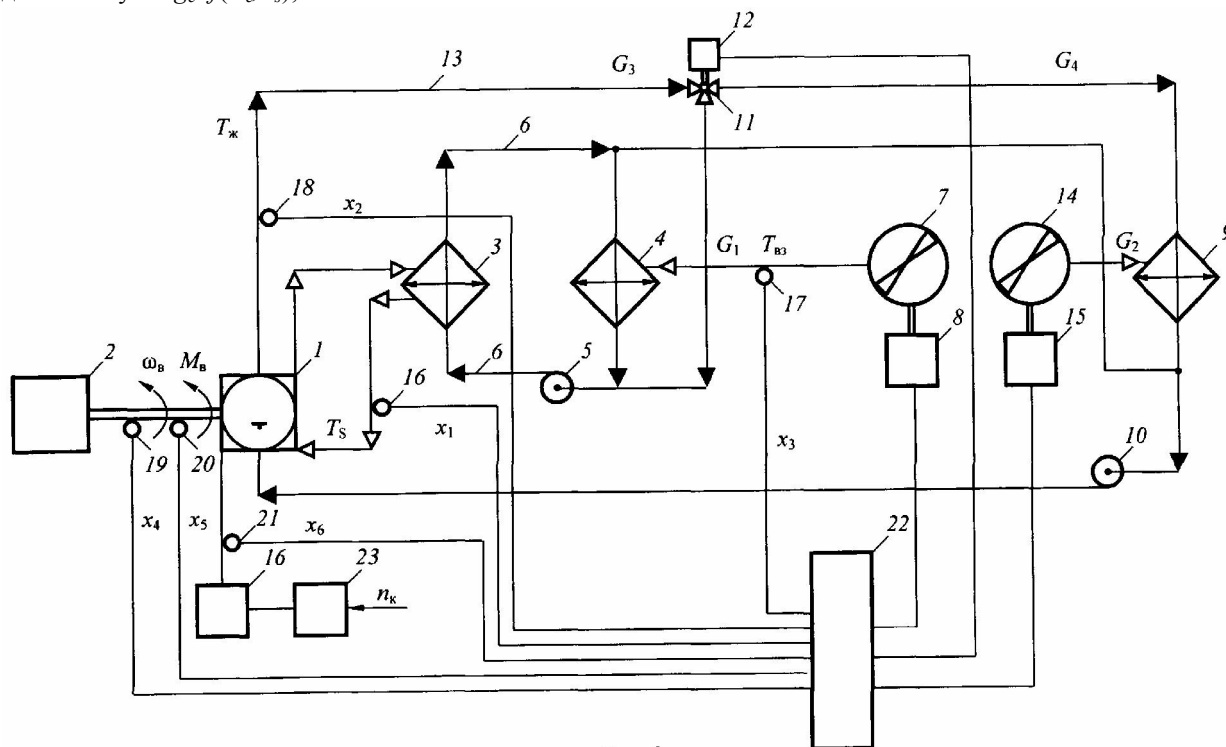


Рис. 2. Принципиальная блок-схема АКМСЭРТНВД

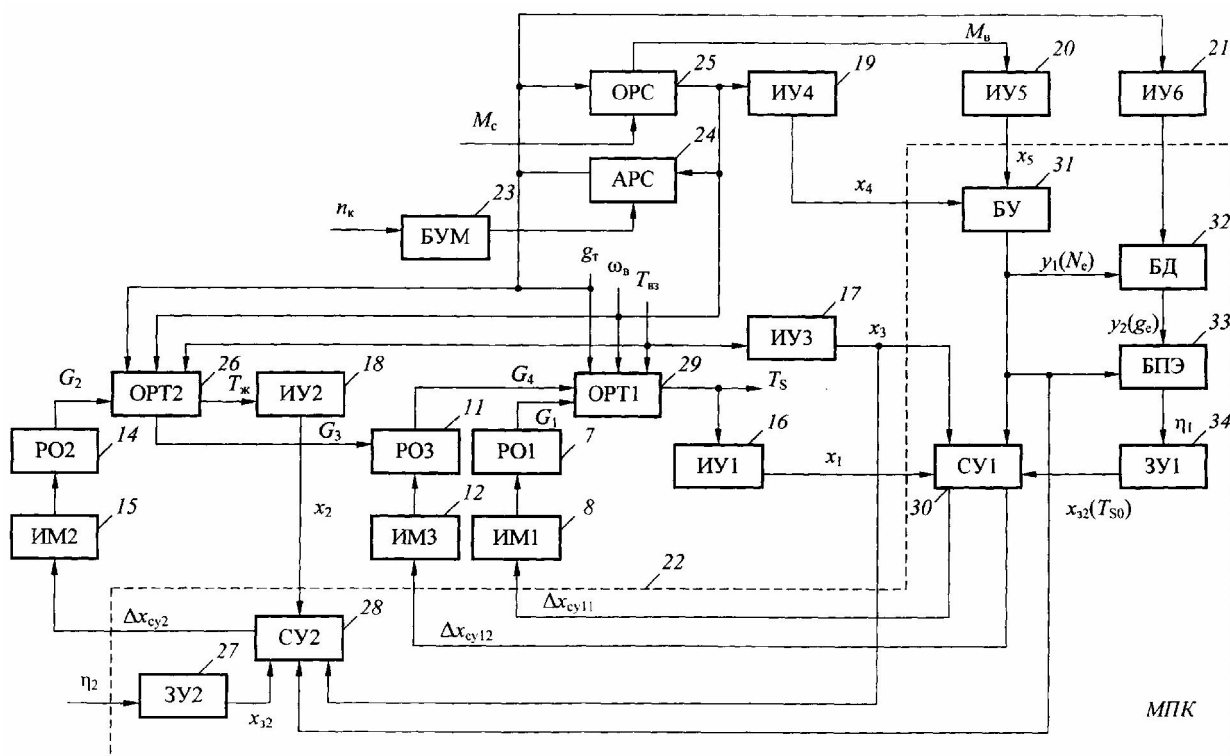


Рис. 3. Функциональная схема АКМСЭРТНВД

Разработанная АКМСЭРТНВД (рис. 3) связана с двумя автоматическими системами регулирования (АСР): с АСР скорости вращения вала (функциональные элементы: ОР скорости вращения вала 25 (ОРС), автоматический регулятор скорости вращения вала 24 (АРС), блок управления дизелем 23 (БУМ)) и с АСР температуры охлаждающей жидкости $T_{ж}$ дизеля (функциональные элементы: ОР температуры 26 (ОРТ2), ИУ2 (поз. 18), ЗУ2 (поз. 27), СУ2 (поз. 28), ИМ2 (поз. 15), РО2 (поз. 14)). Система охлаждения (СО) наддувочного воздуха является ОР температуры наддувочного воздуха 29 (ОРТ1), на который действуют три основных внешних возмущающих воздействия (изменение расхода топлива g_1 дизеля 1, изменение скорости вращения вала дизеля ω_b , изменение температуры наружного воздуха $T_{вз}$) и два регулирующих воздействия (изменение подачи охлаждающего воздуха G_1 вентилятором 7 и изменение расхода охлаждающей жидкости G_4 , через трехходовой перепускной клапан 11). Регулируемой величиной СО наддувочного воздуха является температура наддувочного воздуха T_s . Датчик температуры наддувочного воздуха 16 выполняет функции ИУ1, функции ИУ2 выполняет датчик температуры охлаждающей жидкости на выходе из дизеля 18, датчик температуры наружного воздуха 17 выполняет функции ИУ3, датчик скорости вращения вала дизеля 19 выполняет функции ИУ4, датчик вращающего момента дизе-

ля 20 выполняет функции ИУ5, датчик расхода топлива 21 дизеля 1 выполняет функции ИУ6. Выходные сигналы ИУ1 и ИУ3, соответственно, x_1 и x_3 подаются в суммирующее устройство 30 СУ1, выходной сигнал ИУ2 x_2 подается в СУ2. Выходные сигналы ИУ4 и ИУ5, соответственно, x_4 и x_5 подаются в блок умножения 31 БУ, где они перемножаются. Таким образом выходной сигнал БУ $y_1 = x_4 \cdot x_5$ эквивалентен N_e , он подается в блок деления 32 БД, в СУ1, в СУ2 и в БПЭ (поз. 33) оптимальной температуры наддувочного воздуха, при которой наблюдается экстремум (минимум) расхода топлива дизеля. В БД кроме выходного сигнала блока умножения подается выходной сигнал ИУ6, эквивалентный расходу топлива дизеля. Выходной сигнал БД, эквивалентный удельному расходу топлива дизелем g_e , подается в БПЭ, выходной сигнал которого, эквивалентный расходу топлива при заданной мощности машины, подается в ЗУ1 (поз. 34). Выходной сигнал ЗУ1 - x_{31} , эквивалентный оптимальному значению температуры наддувочного воздуха T_{s0} для данного режима работы дизеля, подается в СУ1. В СУ2, кроме того, подается выходной сигнал ЗУ2 - x_{32} , соответствующий сигналу задания, эквивалентному заданному значению температуры охлаждающей жидкости на выходе из дизеля.

Функции РО1 выполняет вентилятор 7, а функции ИМ1 - его привод 8, функции РО2 выпол-

няет вентилятор 14, а функции ИМ2 его привод 15. Функции РОЗ выполняет трехходовой перепускной клапан 11, а функции ИМ3 выполняет его привод 12 (см. рис.2 и 3). В ИМ1 подается выходной сигнал СУ1 $\Delta x_{cy11} = k_1 \Delta x_{31} - k_2 \Delta x_1 + k_3 \Delta x_2 + k_4 \Delta y_1$ (здесь $k_1 - k_4$ - коэффициенты передачи по каналам действия соответствующих сигналов,; Δx_{31} - приращение выходного сигнала ЗУ1, Δx_1 и Δx_2 - приращения выходных сигналов ИУ1 и ИУ2, Δy_1 - приращение выходного сигнала БУ). Этот сигнал подается в ИМ1 только в процессе охлаждения наддувочного воздуха, то есть при изменении подачи вентилятора 7 в диапазоне от $G_1 = G_{1\max}$ до $G_1 = 0$. В ИМ3 подается выходной сигнал СУ1 $\Delta x_{cy12} = k_5 \Delta x_{31} - k_6 \Delta x_1 + k_7 \Delta x_2 + k_8 \Delta y_1$ (здесь $k_5 - k_8$ - коэффициенты передачи по каналам действия соответствующих сигналов, умноженные на приращения сигналов). Этот сигнал подается в ИМ3 только в процессе подогрева наддувочного воздуха, то есть при изменении расхода охлаждающей жидкости на перепуск в диапазоне от $G_4 = 0$ до $G_4 = G_{4\max}$. В ИМ2 подается выходной сигнал СУ2 $\Delta x_{cy2} = k_9 \Delta x_{32} - k_{10} \Delta x_2 + k_{11} \Delta x_3 + k_{12} \Delta y_1$ (здесь $k_9 - k_{12}$ - коэффициенты передачи по каналам действия соответствующих сигналов). На рис.3 η_2 - сигнал задания ЗУ2, $y_2(g_e)$ - выходной сигнал БД, G_2 - выходной сигнал РО2 и G_3 - количество охлаждающей жидкости на выходе из дизеля.

Микропроцессорный контроллер (МПК) выполняет функции элементов БУ, БД, БПЭ, ЗУ1, СУ1, ЗУ2 и СУ2. БПЭ содержит программу автоматического поиска температуры T_{so} , при которой дизель имеет минимальный расход топлива для данного режима работы. Он так изменяет сигнал задания η_1 , а значит, и значения температуры T_{so} , чтобы удельный эффективный расход топлива дизелем g_e был бы наименьшим. Для ускорения процесса поиска с помощью БПЭ оптимальных значений температуры наддувочного воздуха T_{so} АСР температуры охлаждающей жидкости и экстремального регулирования температуры наддувочного воздуха дизеля выполнены комбинированными с использованием дополнительных сигналов управления по мощности дизеля N_e и по температуре наружного воздуха $T_{вз}$. Эти АСР температуры настраиваются так, чтобы они имели статическую неравномерность по температуре наружного воздуха $T_{вз}$, равную нулю, и отрицательные статические неравномерности по мощности дизеля N_e [7]. То есть эти системы являются системами комбинированного регулирования и должны иметь статические характеристики по мощности дизеля N_e , соответствующие зависимостям оптимальных значений температуры охлаждающей жидкости $T_{ж0}$ и темпе-

ратуры наддувочного воздуха T_{so} от мощности дизеля N_e .

Использование в АСР температуры охлаждающей жидкости $T_{жс}$ и экстремального регулирования температуры наддувочного воздуха T_s дополнительных сигналов управления по мощности дизеля N_e и по температуре наружного воздуха $T_{вз}$ с целью компенсации их действия на ОР позволяет обеспечить не только требуемые статические характеристики систем, но и значительно повысить (в несколько раз - до 6) такие показатели качества их работы, как относительное перерегулирование регулируемых величин и длительность переходного процесса - время регулирования [8-10].

АКМСЭРТНВ работает следующим образом (см. рис.1, 2 и 3). При установившемся режиме работы дизеля значение температуры наддувочного воздуха T_s , например, такое, при котором значение расхода топлива g_t минимальное. После, например, увеличения позиции контроллера машиниста n_k , скорости вращения вала ω_B и мощности N_e дизеля и уменьшения температуры наддувочного воздуха T_s значение этой температуры может быть таким, при котором $g_t > g_{t\min}$ для новых значений позиции контроллера машиниста n_k , скорости вращения вала ω_B и мощности N_e дизеля. При этом БПЭ сравнивает новое значение g_t с предыдущим значением g_t , хранящимся в памяти БПЭ, и в соответствии с разностью между ними изменяет сигнал задания η_1 настолько, чтобы температура наддувочного воздуха T_s уменьшилась бы и расход топлива g_t стал бы меньше. Затем БПЭ снова измеряет новое значение g_t и сравнивает его с предыдущим значением, хранящимся в памяти БПЭ. Если опять новое значение g_t будет меньше предыдущего значения, то процесс поиска экстремума (минимума) g_t продолжается и так до тех пор, пока новое значение g_t будет больше предыдущего значения. После чего БПЭ делает в поиске шаг назад (осуществляет реверс) и поиск температуры наддувочного воздуха T_{so} , при которой наблюдается экстремум (минимум) g_t , прекращается.

После, например, уменьшения позиции контроллера машиниста n_k , скорости вращения вала ω_B и мощности N_e дизеля и увеличения температуры наддувочного воздуха T_s значение этой температуры может быть таким, при котором $g_t > g_{t\min}$ для новых значений позиции контроллера машиниста n_k , скорости вращения вала ω_B и мощности N_e . При этом БПЭ, в соответствии с заложенной в него программой, сравнивает новое значение g_t с предыдущим значением g_t , хранящимся в памяти БПЭ, и в соответствии с разностью между ними изменяет сигнал задания η_1 настолько, чтобы температура

наддувочного воздуха T_s увеличилась бы, и расход топлива g_T стал бы меньше. Затем БПЭ снова измеряет новое значение g_T и сравнивает его с предыдущим значением, хранящимся в памяти БПЭ. Если опять новое значение g_T будет меньше предыдущего значения, то процесс поиска экстремума (минимума) g_T продолжается и так до тех пор, пока новое значение g_T будет больше предыдущего значения. После чего БПЭ делает в поиске шаг назад и поиск температуры наддувочного воздуха T_{so} , при которой наблюдается экстремум (минимум) g_T , прекращается.

Таким образом, АКМСЭРТНВ дизеля после изменения позиции контроллера машиниста n_k , скорости вращения вала ω_B и мощности N_e автоматически выбирает (находит) такое значение температуры наддувочного воздуха T_{so} , при котором наблюдается минимальный расход топлива g_T , минимальный износ дизеля, минимальные выбросы вредных веществ с выпускными газами.

Технико-экономическая эффективность применения АКМСЭРТНВ заключается в обеспечении минимального расхода топлива, повышении надежности дизеля и уменьшении выброса вредных веществ с выпускными газами за счет улучшения качества рабочего процесса путем поддержания таких оптимальных значений температуры наддувочного воздуха, при которых обеспечивается минимальный расход топлива, повышается надежность дизеля и уменьшается выброс вредных веществ с выпускными газами.

Список литературы:

1. Хомич А.З. Экономия топлива и теплотехническая модернизация тепловозов / А.З. Хомич, О.И. Тулицын, А.Э. Симсон. - М.: Транспорт, 1975 - 264 с. 2. Попов Е.П. Автоматическое регулирование и управление / Е.П. По-

пов. - М.: Наука, 1966.- 388 с. 3. Топчиев Ю. И. Задачник по теории автоматического регулирования / Ю. И. Топчиев, А. П. Цыпляков. - М.: Машиностроение, 1977. - 592 с. 4. Топчиев Ю.И. Атлас для проектирования систем автоматического регулирования / Ю.И. Топчиев. - М.: Машиностроение, 1989. - 752 с. 5. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания / А.Э.Симсон, А.З.Хомич, А.А.Куриц и др. - М.: Транспорт, 1987. - 536 с. 6. Хомич А.З. Эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей / А.З. Хомич. - М.: Транспорт, 1979. - 144 с. 7. Луков Н. М. Автоматические системы управления локомотивов: учебник для вузов / Н. М. Луков, А.С. Космодамианский - М.: ГОУ "Учебно-методический центр по образованию на ж. д. транспорте", 2007. - 429 с. 8. Менский Б.М. Принцип инвариантности в автоматическом управлении и регулировании / Б.М. Менский. - М.: Машиностроение, 1972. - 248 с. 9. Алиев Р.А. Промышленные инвариантные системы автоматического управления / Р.А. Алиев. - М.: Энергия, 1971.- 112 с. 10. Луков Н.М. Автоматическое регулирование температуры двигателей / Н.М. Луков. - М.: Машиностроение, 1995. - 271 с.

Bibliography (transliterated):

1. Homich A.Z. Jekonomija topliva i teplotehničeskaja modernizacija teplovozov / A.Z. Homich, O.I. Tupicyn, A.Je. Simson. - M.: Transport, 1975 - 264 s.2. Popov E.P. Avtomatičeskoe regulirovanie i upravlenie / E.P. Popov. - M.: Nauka, 1966.- 388 s. 3. Topčeev Ju. I. Zadachnik po teorii avtomatičeskogo regulirovanija / Ju. I. Topčeev, A. P. Cypljakov. - M.: Mashinostroenie, 1977. - 592 s. 4. Topčeev Ju.I. Atlas dlja projektirovanija sistem avtomatičeskogo regulirovanija / Ju.I. Topčeev. - M.: Mashinostroenie, 1989. - 752 s. 5. Teplovoznje dvigateli vnutrennego sgoranija / A.Je.Simson, A.Z.Homich, A.A.Kuric i dr. - M.: Transport, 1987. - 536 s. 6. Homich A.Z. Jeffektivnost' i vspomogatel'nye rezhimy teplovoznih dizelej / A.Z. Homich. - M.: Transport, 1979. - 144 s. 7. Lukov N. M. Avtomatičeskije sistemy upravlenija lokomotivov: uchebnik dlja vuzov / N. M. Lukov, A.S. Kosmodamianskij - M.: GOU "Učebno-metodičeskij centr po obrazovaniju na zh. d. transporte", 2007. - 429 s. 8. Menskij B.M. Princip invariantnosti v avtomatičeskom upravlenii i regulirovanii / B.M. Menskij. - M.: Mashinostroenie, 1972. - 248 s. 9. Aliev R.A. Promyšlennye invariantnye sistemy avtomatičeskogo upravlenija / R.A. Aliev. - M.: Jenerģija, 1971.- 112 s. 10. Lukov N.M. Avtomatičeskoe regulirovanie temperatury dvigatelej / N.M. Lukov. - M.: Mashinostroenie, 1995. - 271 s.

Поступила в редакцию 03.07.2013

Луков Н. М. – доктор техн. наук, профессор, академик Академии транспорта России и Транспортной Академии Украины, профессор МГУПС (МИИТ), г. Москва, Россия.

Ромашкова О.Н. – доктор техн. наук, профессор, заведующая кафедрой «Прикладная информатика» Московского государственного педагогического университета, г. Москва, Россия.

Космодамианский А. С. – заведующий кафедрой «Тяговый подвижной состав» РОАТ МГУПС (МИИТ), д. т. н., профессор, академик Академии электротехнических наук Российской Федерации, г. Москва, Россия

Кашников Г.Ф. – канд. техн. наук, заведующий отделом «Электрические машины и аппараты» ВНИКТИ, г. Коломна, Россия.

АВТОМАТИЧНА КОМБІНУВАННЯ МІКРОПРОЦЕСОРНА СИСТЕМА ЕКСТРЕМАЛЬНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРИ НАДУВНОГО ПОВІТРЯ ДИЗЕЛЯ

Н.М. Луків, О.Н. Ромашкова, А. С. Космодамианська, Г.Ф. Кашніков

Відомі автоматичні системи регулювання температури наддувочного повітря дизеля не забезпечують підтримку температури наддувочного повітря на оптимальних рівнях при зміні в широких діапазонах потужності дизеля і температури зовнішнього повітря. Розроблено комбінована мікропроцесорна екстремальна автоматична система регулювання температури наддувочного повітря дизеля, пов'язана з двома автоматичними системами регулювання: з системою регулювання швидкості обертання вала дизеля і з системою регулювання температури охолоджуючої рідини дизеля. Мікропроцесорний контролер системи містить програму автоматичного пошуку температури наддувочного повітря, при якій

дизель має мінімальну витрату палива для даного режиму роботи. Для пришвидшення процесу пошуку оптимальних значень температури наддувочного повітря системи регулювання температури охолоджуючої рідини і екстремального регулювання температури наддувочного повітря дизеля виконані комбінованими з використанням додаткових сигналів управління за потужністю дизеля і за температурою зовнішнього повітря. Розроблена система забезпечує мінімальну витрату палива, підвищення надійності дизеля і зменшення викиду шкідливих речовин з випускними газами.

AUTOMATIC COMBINED MICROPROCESSOR SYSTEM OF PEAK-HOLDING REGULATION OF THE AIR ENTERING DIESEL ENGINE WITH SUPERCHARGING

N.M. Lukov, O.N. Romashkova, A.S. Kosmodamianskiy, G.F. Kashnikov

Known automatic systems for regulation of boost air temperature in a diesel engine don't ensure maintenance of boost air temperature at optimum levels if diesel engine output and outdoor temperature change in wide ranges. Automatic combined microprocessor system of peak-holding regulation of the air entering diesel engine with supercharging is developed; it is connected with two automatic regulation systems: system of diesel engine shaft rotation speed regulation and system of diesel engine coolant temperature regulation. Microprocessor controller of the system contains a program of boost air temperature automatic search, so that diesel engine has minimum fuel consumption for a given mode of operation. For acceleration of search process of boost air optimum temperature values the systems of coolant temperature regulation and of peak-holding regulation of diesel engine boost air temperature are made combined with using of additional control signals according to diesel engine output and outdoor temperature. The developed system ensures minimum fuel consumption, diesel engine reliability improvement and exhaust emission reduction.

AUTOMATIC COMBINED MICROPROCESSOR SYSTEM OF PEAK-HOLDING REGULATION OF THE AIR ENTERING DIESEL ENGINE WITH SUPERCHARGING

N.M. Lukov, O.N. Romashkova, A.S. Kosmodamianskiy, G.F. Kashnikov

Known automatic systems for regulation of boost air temperature in a diesel engine don't ensure maintenance of boost air temperature at optimum levels if diesel engine output and outdoor temperature which are changed in wide ranges. Automatic combined microprocessor system of peak-holding regulation of the air entering diesel engine with supercharging is developed; it is connected with two automatic regulation systems: system of diesel engine shaft rotation speed regulation and system of diesel engine coolant temperature regulation. Microprocessor controller of the system contains a program of boost air temperature automatic search, so that diesel engine has minimum fuel consumption for a given mode of operation. For acceleration of search process of boost air optimum temperature values the systems of coolant temperature regulation and of peak-holding regulation of diesel engine boost air temperature are made combined with using of additional control signals according to diesel engine output and outdoor temperature. The developed system ensures minimum fuel consumption, diesel engine reliability improvement and exhaust emission reduction.