

А.Б. Богаевский, А.Н. Борисенко, М.С. Войтенко

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ СНИЖЕНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА МАНЕВРОВОГО ТЕПЛОВОЗА ЗА СЧЕТ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ УПРАВЛЕНИЯ

Предложена методика определения в относительной форме оценок снижения расхода топлива дизель – генератора маневрового тепловоза при эксплуатации в режимах холостого хода и тяговой работе, получены числовые величины оценок влияния на снижение расхода топлива технических и организационных мероприятий по совершенствованию управления работой дизель – генератора маневрового тепловоза.

Актуальность работы

Эксплуатация дизель – генераторов тепловозов, особенно маневровых, характеризуется значительным временем их работы на малых нагрузках, холостом ходу и переходных режимах. Поэтому снижение расхода топлива на этих режимах и, особенно на переходных, является актуальной проблемой.

Для решения проблемы экономии топлива на тепловозы внедряются различные мероприятия, направленные на совершенствование управления эксплуатационной работой. В общем случае эти мероприятия можно разделить на организационные и технические. К организационным мероприятиям относятся различные методики и рекомендации, предназначенные для машинистов. В соответствии с рекомендациями машинистам, в основном, предписывается сокращать время работы маневрового тепловоза на холостом ходу. Для поддержки этого рода мероприятий на тепловозы устанавливаются средства учета топлива такие как «БИС-Р», «Дельта-СУ». И, казалось бы, с их помощью можно без труда определить степень влияния того или иного мероприятия на снижение удельного эффективного среднеэксплуатационного расхода топлива. Однако это приборы с косвенным измерением, а не с прямым измерением. Поэтому их показания из-за особенностей конструкции первичных датчиков, способов измерения и подстройки под каждый локомотив и, как следствие, низкой точности (погрешность не менее 5 %) не могут быть использованы в случаях, когда речь идет об экономии на уровне 5-6 %. Таким образом, внедрение организационных мероприятий безусловно дает положительный эффект, однако оценка этого эффекта в значительной мере довольно субъективна.

К техническим мероприятиям необходимо отнести внедрение электронных систем управления дизель – генераторами различных производителей, отечественных и зарубежных, модернизацию таких элементов топливной системы как форсунки и т.д. Указанные мероприятия непосредственно влияют на снижение удельного эффективного среднеэксплуатационного расхода топлива, который является

единственно объективным показателем эксплуатационной экономичности тепловозного дизеля и на их работу машинист не может оказывать никакого влияния. Однако оценить эффект снижения расхода топлива от их внедрения на дизель – генератор маневрового тепловоза с помощью ранее указанных приборов учета не представляется возможным, так как приборы учета имеют погрешность на уровне экономии, которую обеспечивают технические мероприятия, в частности электронные системы управления топливоподачей [1,2].

Поэтому определение влияния на снижение расхода топлива дизель – генератора маневрового тепловоза от внедрения как организационных, так и технических мероприятий целесообразно сделать расчетным способом, так как экспериментальный метод требует существенных материальных и временных затрат. Особенно значительными рабочие и временные затраты будут в случае исследования работы дизель – генераторов маневровых тепловозов.

Материал и результаты исследований

При расчетном исследовании работы дизель – генератора на эксплуатационных режимах важным вопросом является выбор длительности эксплуатационного цикла. Для тепловозных дизелей в эксплуатации характерной является работа со многими переключениями с режима на режим. При этом на установившихся режимах дизель может работать ограниченное время, а иногда даже не успевает задержаться на каком либо установившемся режиме и сразу же переводится на новый режим.

Необходимо анализировать работу дизель – генератора во всем эксплуатационном цикле, учитывая как установившиеся, так и переходные режимы при разгоне и торможении. При этом большее значение имеет соотношение времен установившихся и переходных процессов во всем эксплуатационном цикле. В [4] предлагается под эксплуатационным циклом понимать некоторую совокупность установившихся и переходных режимов работы тепловозного дизель – генератора в течение

относительно короткого (несколько минут) отрезка времени, которая многократно повторяется за весь период выполнения тепловозом конкретной технологической операции. В эксплуатационном цикле отражаются не только соотношения отдельных режимов, но и их последовательность, длительность и частота изменений.

В [4] предложен для исследования расчетным путем условный эксплуатационный цикл, который приведен на рис. 1. При составлении условного эксплуатационного цикла длительностью примерно 11 минут учитывались многолетние исследования эксплуатационных режимов ДГ МТ, которые проводились Уральским отделением Всероссийского НИИ железнодорожного транспорта.

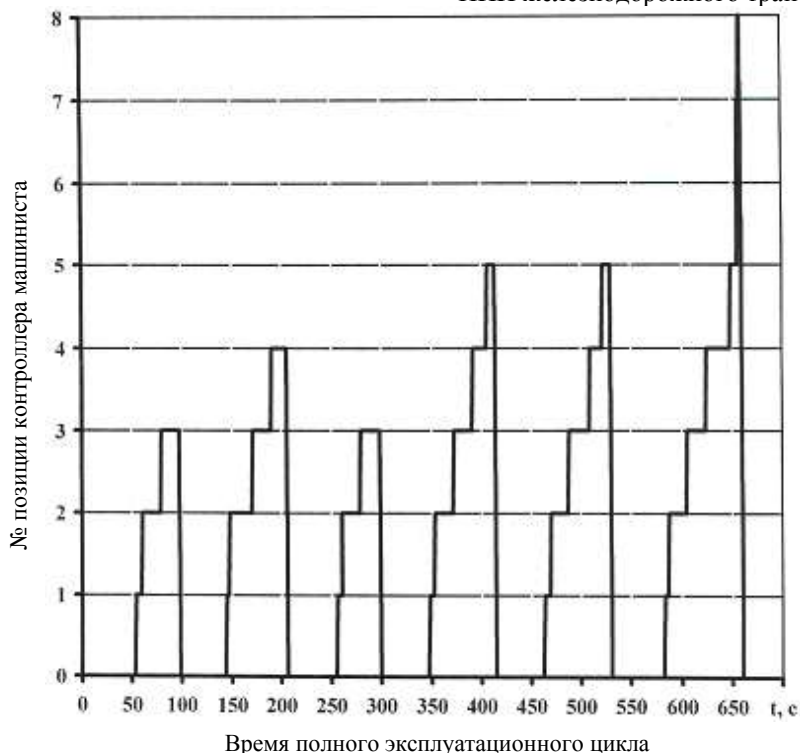


Рис.1. Последовательность включения позиций контроллера за время условного эксплуатационного цикла

Количество изменений режимов (переключения позиций контроллера) и относительное время пребывания ДГ МТ на каждой позиции контроллера машиниста соответствует среднестатистическим значениям этих переменных величин в эксплуатации.

В таблице 1 более точно показано время в секундах, через которое включается та или иная позиция контроллера тепловоза и какой номинальной частоте соответствуют эти позиции.

Суммарные затраты топлива в эксплуатационной работе маневрового тепловоза можно представить следующим выражением:

$$B_{\Sigma} = B_T + B_{XX} + B_{ЗАП}, \quad (1)$$

где B_T - затраты топлива на режимы тяги;

B_{XX} - затраты топлива на режиме холостого хода;

$B_{ЗАП}$ - затраты топлива на запуски двигателя.

Составляющие выражения (1) можно определить по известным формулам:

$$B_T = g_T \cdot t_T; \quad B_{XX} = g_{XX} \cdot t_{XX}; \quad B_{ЗАП} = g_{ЗАП} \cdot n, \quad (2)$$

где $g_T, g_{XX}, g_{ЗАП}$ - затраты топлива, соответственно, на режимы тяги, холостого хода и запуск дизеля; t_T, t_{XX} - время работы, соответственно, на режимах тяги и холостого хода; n - количество запусков дизеля маневрового тепловоза за смену. Дизель-генераторы подавляющего числа маневровых тепловозов промышленных предприятий и предприятий украинских железных дорог не оборудованы современными электронными средствами управления топливоподачей. Поэтому основное направление снижения затрат топлива при маневровой работе направлено на снижение показателя t_{XX} . При этом снижение t_{XX} , естественно, приводит к увеличению числа запусков n , а значит к увеличению составляющей $B_{ЗАП}$ в формуле (1).

Вопрос определения $B_{ЗАП}$ требует отдельного исследования, поэтому в работе будут получены оценки, позволяющие определить степень влияния на снижение топлива изменения параметров, кото-

рые входят в состав B_T и B_{XX} в формуле (1), которую предлагается привести к виду

$$B_{\Sigma} = B_T + B_{XX}, \quad (3)$$

или через составляющие

$$B_{\Sigma} = g_T \cdot t_T + g_{XX} \cdot t_{XX} = g_{XX} \cdot t_{XX} \cdot (1 + K_1),$$

где $K_1 = g_T \cdot t_T / g_{XX} \cdot t_{XX}$.

Таблица 1. Значение времени, через которое последовательно включается очередная позиция контроллера машиниста

№ позиции контроллера машиниста	Время действия режима позиции, τ , с	Частота оборотов коленвала, n , мин ⁻¹
0	53,8	330
1	6,22	350
2	18,92	380
3	19,28	410
0	46,88	330
1	4,22	350
2	22,92	380
3	18,28	410
4	15,77	460
0	49,89	330
1	5,23	350
2	18,91	380
3	19,28	410
0	48,88	330
1	5,22	350
2	18,92	380
3	19,29	410
4	14,77	460
5	8,68	510
0	48,88	330
1	6,22	350
2	17,91	380
3	20,29	410
4	13,77	460
5	8,69	510
0	51,89	330
1	5,23	350
2	17,92	380
3	19,08	410
4	13,77	460
5	9,69	510
6	7,92	560
7	1,98	660
8	1,32	750
ИТОГО	659,92	-

Для реализации расчетного метода необходимо наличие компьютерной модели системы управления дизель – генератором, которая позволила бы осуществить моделирование процессов управления частотой и нагрузением дизель–генератора элек-

тронной системой управления (электронным регулятором) и обычным гидромеханическим регулятором в условном эксплуатационном цикле. На основании сравнения можно будет сделать вывод о степени влияния электронного регулятора на снижение расхода топлива. Такая компьютерная модель разработана и подтвердила свою работоспособность при исследовании влияния регулирующих параметров электронного регулятора на топливную экономичность работы тепловозного дизель – генератора в переходных процессах [3].

Анализируя выражение (3), можно отметить, что если ДГ МТ оборудован гидромеханической системой управления, то параметр t_{XX} может изменяться как машинистом, который на свое усмотрение определяет время работы тепловоза на холостом ходу, так и при помощи системы, подобной системе “старт–стоп” в автомобилях [5].

В ДГ МТ с электронной системой управления можно влиять на снижение параметров g_T и g_{XX} .

Для дальнейшего анализа введем следующие коэффициенты:

K_{tx} - коэффициент снижения времени холостого хода, ≤ 1 ;

K_{gx} - коэффициент снижения расхода топлива на холостой ход, ≤ 1 ;

K_{gt} - коэффициент снижения расхода топлива на тягу, ≤ 1 .

Минимальное значение коэффициентов определяется на основе требований эксплуатационной работы маневрового тепловоза, технического состояния тепловозного дизель–генератора.

Получим выражения, которые позволят оценить влияние на снижение расхода топлива трех факторов: уменьшение времени t_{XX} , снижение расходов топлива g_{XX} и g_T .

В относительной форме выражение для снижения расхода топлива от уменьшения времени t_{XX} имеет вид:

$$\Delta_{tx}, \% = \frac{g_{XX} \cdot t_{XX} \cdot (1 + K_1) - g_{XX} \cdot t_{XX} \cdot (K_{tx} + K_1)}{g_{XX} \cdot t_{XX} \cdot (1 + K_1)} \cdot 100$$

или после преобразования

$$\Delta_{tx}, \% = \frac{1 - K_{tx}}{1 + K_1} \cdot 100. \quad (4)$$

Выражение для уменьшения расхода топлива в случае снижения g_{XX} сразу представим в преобразованной форме:

$$\Delta_{gx}, \% = \frac{1 - K_{gx}}{1 + K_1} \cdot 100. \quad (5)$$

Из полученных выражений следует, что степень снижения t_{xx} и снижения g_{xx} имеют одинаковое влияние на конечное снижение расхода топлива при работе на холостом ходу.

Случай одновременного влияния на расход топлива уменьшения g_{xx} и t_{xx} можно отразить приведенным выражением:

$$\Delta_{xx}, \% = \frac{1 - K_{gx} \cdot K_{tx}}{1 + K_1} \cdot 100. \quad (6)$$

Сократить время выполнения тяговой (полезной) работы не представляется возможным, однако можно получить выражения в относительной форме, позволяющие проанализировать влияние на уменьшение расхода топлива снижения величины g_T .

В относительной форме выражение для снижения расхода от уменьшения g_T имеет вид:

$$\Delta_{g_T}, \% = \frac{g_{xx} t_{xx} (1 + K_1) - g_{xx} t_{xx} (1 + K_1 K_{gx})}{g_{xx} t_{xx} (1 + K_1)} \cdot 100\%$$

или в преобразованной форме:

$$\Delta_{g_T}, \% = \frac{K_1 (1 - K_{gx})}{1 + K_1} \cdot 100. \quad (7)$$

Полученные выражения (4) – (6) и (7) позволяют в относительной форме оценить влияние рассматриваемых в настоящей работе факторов на снижение расхода топлива ДГ МТ в эксплуатации. Использование компьютерной модели, приведенной в [3], позволило определить величину K_1 , т.е.

соотношение затрат топлива холостого хода и режимов тяги в условном эксплуатационном цикле, который показан на рис.1. Это соотношение составило величину 1,2. Так как эксплуатационный цикл демонстрирует технологически обоснованные затраты времени (и топлива) на холостой ход и тягу в процессе реальной маневровой работы, то величину K_1 выбирать больше чем 1,2 не имеет практического смысла. Поэтому для исследований выбраны значения $K_1 = 1,0$ и $K_1 = 0,8$, т.е. доля холостого хода больше технологически необходимых значений.

В таблице 2 приведен числовой материал исследований по выражениям (4) и (5).

В таблице 3 приведен числовой материал исследований по выражению (6).

В таблице 4 приведен числовой материал исследований по выражению (7).

Таблица 2. Зависимость Δ_{g_x} и Δ_{t_x} от K_{gx} , K_{tx} и K_1

K_{gx}, K_{tx}	$\Delta_{g_x}, \Delta_{t_x}, \%$	
	$K_1=1,0$	$K_1=0,8$
0,99	0,5	0,55
0,98	1,0	1,1
0,97	1,5	1,67
0,96	2,0	2,22
0,95	2,5	2,78

Таблица 3. Зависимость Δ_{xx} от K_{gx} , K_{tx} и K_1

K_{tx}	$\Delta_{xx}, \%$									
	$K_{gx}, K_1=1,0$					$K_{gx}, K_1=0,8$				
	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95
0,99	1,0	1,5	2,0	2,48	2,98	1,1	1,66	2,2	2,76	3,3
0,98	1,5	1,98	2,47	2,96	3,45	1,66	2,2	2,76	3,3	3,83
0,97	1,98	2,47	2,96	3,44	3,92	2,2	2,76	3,3	3,83	4,36
0,96	2,48	2,96	3,44	3,92	4,4	2,76	3,3	3,83	4,36	4,89
0,95	2,98	3,44	3,92	4,4	4,88	3,3	3,83	4,36	4,89	5,42

Таблица 4. Зависимость Δ_{g_T} от K_{g_T} и K_1

K_{g_T}	$\Delta_{g_T}, \%$	
	$K_1=1,0$	$K_1=0,8$
0,99	0,5	0,44
0,98	1,0	0,89
0,97	1,5	1,33
0,96	2,0	1,78
0,95	2,5	2,2

Из числового материала таблиц 2 – 4 следует, что снижение значения K_1 с 1,0 до 0,8 (т.е. на 20 %) приводит к увеличению процента экономии топлива за счет составляющих K_{gx} и K_{tx} примерно на 10 % и к снижению экономии топлива за счет составляющей K_{g_T} примерно на 11 %. Необходимо отметить, что снижение общего расхода топлива при маневровой работе за счет уменьшения g_T и g_{xx} обеспечивается за счет внедрения технических мероприятий (электронных систем управления), а

сниження за счет уменьшения t_{xx} реализуется за счет организационных мероприятий или применения системы, подобной системе «старт–стоп» в автомобиле. При этом необходимо учитывать, что технологически обоснованное время холостого хода не может быть меньше, чем 50 – 60 с.

Заключення

Представленные в материалах статьи простые выражения позволяют без проведения очень затратного по времени и материальным ресурсам экспериментального исследования оценить в относительной форме степень влияния на снижение эксплуатационного расхода топлива ДГ МТ различных организационных и технических мероприятий, направленных на совершенствование управления эксплуатационной работой.

Полученные результаты могут быть использованы при обосновании применения различных технических систем контроля и управления на ДГ МТ.

Список литературы:

1. О.Б. Богаевський. Показники оцінки ефективності енергозбереження тепловозного дизель – генератора / О.Б. Богаевський, А.М. Борисенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. - № 2. – С. 125 - 128. 2. А.Б. Богаевский. Теоретическая оценка повышения топливной экономичности тепловозных дизель-генераторов за счет внедрения электронных средств управления / А.Б. Богаевский, А.Н. Борисенко // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – Харків: УкрДАЗТ, 2012. – Вип. 132. – С. 47 – 51. 3. А.Б. Богаевский. Компьютерная модель мощного транспортного дизель-генератора с электронной системой управления./ А.Б. Богаевский.// Открытые информационные и компьютерные интегральные технологии. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», вып. 38, 2008. – с. 150 – 169. 4. Моделивання перехідних процесів тепловозного дизеля в експлуатаційному циклі з метою встановлення шляхів зниження витрат палива. // Н.-тех. звіт. № 0199U003102, Харків, ХарДАЗТ, 2001. – 96 с. 5. К.В. Назаренко. Сокращение холостого хода как точка роста прибыльности железных дорог. / Назаренко К.В.// Локомотив-информ. – Харьков: Подвижной состав, № 9 (75), 2012. - с. 46 – 50.

Bibliography (transliterated):

1. Bogaevsky O.B. Performance evaluation of energy efficiency diesels - generator / Bogaevsky O.B., Borisenko A.N.. Internal combustion engines. - 2012. - № 2. - S. 125 - 128. 2. Bogaevsky A.B. Theoretical estimation of improving fuel efficiency of diesel diesel generators through the introduction of e-governance / Bogaevsky A.B.; Borisenko A.N. Proceedings of the Ukrainian State Academy of the Railway Transport. - Kharkov: UkrDAZT, 2012. - Issue. 132. - S. 47 - 51. 3. A computer model of a powerful vehicle diesel generator with electronic control system. / Bogaevsky A.B.. // Open information and computer integrated technologies. - Kharkov: Nat. Aerospace. Univ "HAI" Vol. 38, 2008. - P. 150 – 169. 4. Simulation of transient processes diesel locomotive in the operational cycle to determine ways to reduce fuel consumption. // Sc.-tech. report. № 0199U003102, Kharkiv, HarDAZT, 2001. - 96 p. 5. Nazarenko K.V. Reducing idling as a point of growth in profitability of railways. / Nazarenko K.V. // Lokomotiv-Inform. - Kharkov: Rolling Stock, № 9 (75), 2012. - P. 46 - 50.

Поступила в редакцію 01.07.2013

Богаевский Александр Борисович – доктор техн. наук, профессор, профессор кафедры автомобильной электроники Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: bogaevski@mail.ru.

Борисенко Анатолий Николаевич - доктор технических наук, профессор, профессор кафедры теоретических основ электротехники Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: bogaevski@mail.ru.

Войтенко Максим Сергеевич – научный сотрудник кафедры автоматизации и управления в технических системах Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: m.s.voytenko@gmail.com.

ОЦІНКА МЖЛИВОСТІ ЗНИЖЕННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА МАНЕВРОВОГО ТЕПЛОВОЗА ЗА РАХУНОК УДОСКОНАЛЮВАННЯ КЕРУВАННЯ

А.Б. Богаевський, О.М. Борисенко, М.С. Войтенко

Запропоновано методику визначення у відносній формі оцінок зниження витрати палива дизель-генератора маневрового тепловоза при експлуатації в режимах холостого ходу й тяговій роботі, отримані числові величини оцінок впливу на зниження витрати палива технічних й організаційних заходів щодо вдосконалювання керування роботою дизель-генератора маневрового тепловоза.

THE EVALUATION OF REDUCING THE FUEL CONSUMPTION BY DIESEL GENERATOR AT SHUNTING LOCOMOTIVES THROUGH BETTER CONTROL

A.B. Bogaevskiy, A.N. Borisenko, M.S. Voytenko

The methods of determining the relative form in the estimates reduce fuel diesel - generator shunting locomotive when operating at idle mode and traction work is proposed, the numerical values for estimating the effect of reducing the fuel consumption of technical and organizational measures to improve the control of the diesel engine - generator shunting locomotive are obtained.

В.С. Вербовський, І.В. Грицук, Д.С.Адров, З.І. Краснокутська

ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ПЕРЕДПУСКОВОГО РОЗІГРІВУ ГАЗОВОГО ДВИГУНА НА ОСНОВІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛООВОГО АКУМУЛЯТОРА З ТЕПЛОАКУМУЛЮЮЧИМ МАТЕРІАЛОМ, ЩО МАЄ ФАЗОВИЙ ПЕРЕХІД

У статті розглядаються результати математичного моделювання процесів роботи системи передпусково-го розігріву стаціонарного газового двигуна при застосуванні теплового акумулятора з теплоакумулюючим матеріалом, що має фазовий перехід, за циклом передпускового прогріву, пуску і прискореного прогріву після пуску. Результати оцінювання ефективності застосування системи розігріву підтвердили покращення паливної економічності при роботі, а також ефективність застосування її, як одного з напрямків покращення екологічних показників газового двигуна.

Вступ

Досвід експлуатації двигунів внутрішнього згорання показує, що їх потенціал за продуктивністю, безвідмовністю, зручністю обслуговування й іншими показниками реалізується далеко не повністю. Серед основних проблем ефективної експлуатації ДВЗ особливе місце займає їх передпускова теплова підготовка. Ця проблема є суттєвою для газових ДВЗ у складі установок, що забезпечують безперервне живлення відповідальних електричних мереж, для яких виключається можливість застосування традиційних способів і засобів передпускової підготовки і прогріву.

Пуск двигуна - необхідна умова роботи будь-якої енергетичної установки. Особливо складним, що супроводжується не тільки зниженням моторесурсу, але й небезпекою аварії, є «холодний» пуск, тобто пуск непрогрітого двигуна в умовах низьких температур навколишнього повітря. Ще однією складністю часто є те, що в таких умовах потрібно зразу ж після пуску здійснювати повне навантаження двигуна. Пускові якості двигунів оцінюються граничною температурою надійного пуску і часом, необхідним для прийняття навантаження. При низьких температурах самого двигуна і оточуючого його повітря пуск ускладнюється, надійність пуску істотно знижується, а час підготовки до прийняття навантаження зростає.

Експериментальні й розрахункові дослідження газового двигуна К-159М2 (6С^о12/14), які виконані в Інституті газу НАНУ спільно з НТУ і ДонІЗТ УкрДАЗТ, показали, що для полегшення пуску і швидкого прогріву охолоджуючої рідини (ОР) двигуна доцільно використовувати систему передпускового розігріву ДВЗ [1]. Для цього було розроблено тепловий акумулятор з теплоакумулюючим матеріалом, що має фазовий перехід. Тепловий акумулятор дозволяє накопичувати теплову енергію відпрацьованих газів. Кількість теплоти, яку накопичує тепловий акумулятор відповідає необхідній кількості теплової енергії, що потрібна для попереднього прогріву ОР двигуна від максимально

низької температури оточуючого повітря (задається при проектуванні системи) до температури ОР, при якій можливо проводити .

Мета роботи

Метою роботи є визначення показників паливної економічності й екологічних показників газового двигуна, виготовленого на базі дизеля К-159М2 (6С^о12/14), обладнаного системою передпускового розігріву в складі теплового акумулятора з теплоакумулюючим матеріалом, що має фазовий перехід, при здійсненні прогріву, пуску й прискореного прогріву після пуску від температури навколишнього повітря до температури прийняття навантаження.

Основний матеріал

В процесі досліджень розроблена, а після проведення експериментальних досліджень, уточнена методика розрахунку параметрів прогріву охолоджуючої рідини (ОР), паливної економічності і екологічних показників газового двигуна К159М2 (6С^о12/14) при застосуванні в системі охолодження теплового акумулятора з теплоакумулюючим матеріалом, що має фазовий перехід, під час здійснення пуску і прогріву [2].

Для формування бази вихідних даних були використані експериментальні дані щодо особливостей конструкції і робочого процесу газового двигуна, а також використані вихідні дані щодо параметрів робочого процесу прогріву ОР системи охолодження дослідного ДВЗ [3]. В результаті були отримані залежності тиску, температури в циліндрі та температури у випускному колекторі в залежності від повороту колінчастого валу двигуна при частоті обертання холостого ходу.

В розроблену математичну модель закладені поліноміальні залежності, які отримані опрацюванням результатів стендових досліджень газового двигуна 6С^о12/14, а саме, залежності витрати палива при прогріві ОР ДВЗ: зі штатною системою охолодження, з встановленим в систему охолодження прискорюючим насосом, з встановленим дослідним тепловим акумулятором та попереднім прогрівом

© В.С. Вербовський, І.В. Грицук, Д.С.Адров, З.І. Краснокутська, 2015

ОР двигуна до температур «гарячого пуску», а саме: 40 °С, 50 °С та 60 °С. Крім цього, були внесені уточнення в рівняння математичної моделі, які описують характер зміни температур елементів конструкції блоку циліндрів та головки блоку циліндрів при здійсненні прогріву ОР. Уточнені були також коефіцієнти тепловіддачі в елементах системи охолодження з тепловим акумулятором, а також були внесені уточнення в рівняння математичної моделі, що описують процеси заряджання та розряджання теплового акумулятора в процесі роботи [4].

Як складові математичної моделі, з використанням [5], були уточнені рівняння розробленої методики моніторингу теплових параметрів системи охолодження газового двигуна за даними натурної характеристики. В першу чергу це стосується закономірностей процесу охолодження двигуна. В методиці розрахунку параметрів, в якості домінуючого параметру при виборі критерію допустимого охолодження газового двигуна 6Ч^{12/14}, введені параметри зміни температури ОР на вході в блок циліндрів двигуна. Завдяки цьому в математичній моделі процесу роботи системи передпускового розігріву стаціонарного газового двигуна отримана можливість прогнозувати динаміку падіння температурних показників ОР двигуна у часі та давати відповідні рекомендації щодо кількості теплової енергії, інтервалів та тривалості передпускової підготовки двигуна від теплового акумулятора в систему охолодження двигуна.

Для урахування особливостей застосування теплового акумулятора в системі охолодження двигуна в методику розрахунку закладено умови, основні припущення і модельні уявлення, необхідні для побудови математичної моделі функціонування теплового акумулятора прийнятої конструкції в системі охолодження газового двигуна, при яких відбувається включення, робота і відключення теплового акумулятора в системі охолодження [3]. Моделювання проводилось за наступних умов при застосуванні утилізатора теплової енергії ВГ: без застосування теплового акумулятора в системі охолодження; без застосування теплового акумулятора в системі охолодження, але з працюючим прискорюючим насосом для прогріву двигуна; при застосуванні теплового акумулятора в системі охолодження з працюючим прискорюючим насосом для прогріву двигуна. В процесі моделювання формувався цикл передпускового прогріву і пуску газового ДВЗ від початку розряджання теплового акумулятора (початок теплової підготовки ДВЗ) до повного його заряджання, що визначається темпе-

ратурою фазового переходу теплоакумулюючого матеріалу. При моделюванні розглядалися процеси передпускового прогрівання ОР газового двигуна 6Ч^{12/14} при різних фіксованих температурах оточуючого повітря, а саме: 20 °С, 0 °С, -20 °С.

Аналіз отриманих результатів довів, що на обумовлених температурних режимах система працює наступним чином: прогрів ОР системи охолодження двигуна від теплового акумулятора триває 873 с, 1453 с, 1964 с, відповідно, потім при досягненні температури охолоджуючої рідини в системі охолодження 50 °С відбувається запуск двигуна та продовжується прогрів ОР системи охолодження ДВЗ від теплового акумулятора та, відповідно, витрати теплової енергії при згоранні палива двигуна до температури охолоджуючої рідини 85 °С за 570 с. Після досягнення температури ОР 85 °С відбувається зарядка теплового акумулятора, яка триває 462 с, 1696 с, 1878 с, відповідно. У той же час прогрів ОР ДВЗ класичним методом (без використання теплового акумулятора) буде тривати 1358 с, 1818 с та 2729 с відповідно.

На рис. 1 представлена порівняльна діаграма значень терміну (часу) прогрівання ОР газового двигуна К-159М2 (6Ч^{12/14}) з різними комплектаціями системи охолодження.

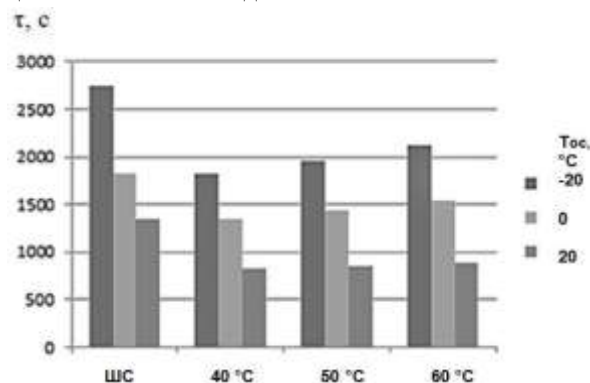


Рис. 1. Порівняльна діаграма значень терміну (часу) прогріву ОР газового двигуна 6Ч^{12/14} з різними комплектаціями системи охолодження (без теплового акумулятора і з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом) при різних температурах оточуючого повітря $T_{от}$:

ШС – штатна система (без теплового акумулятора і прискорюючого насоса (при швидкості циркуляції охолоджуючої рідини 0,08 м/с)); 40°C, 50°C, 60°C – температура охолоджуючої рідини, до якої проводився попередній прогрів перед пуском (з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом (при швидкості циркуляції охолоджуючої рідини 0,22 м/с))

З діаграми чітко видно, що прогрівання ОР двигуна з використанням теплового акумулятора і прискорюючого насоса для прогріву двигуна одно-

значно дає вигравш в часі прогрівання ОР у порівнянні зі штатною системою охолодження.

На рис. 2 показано результати розрахунку терміну (часу) прогріву ОР ДВЗ з тепловим акумулятором для варіантів зміни швидкості циркуляції охолоджуючої рідини прискорюючим насосом системи охолодження в залежності від різних температур оточуючого повітря [3].

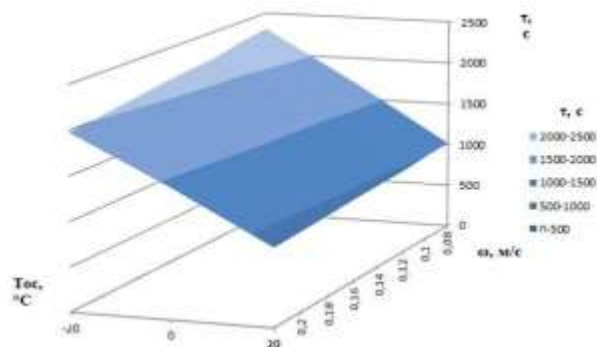


Рис. 2. Залежність часу прогріву охолоджуючої рідини ДВЗ з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом від швидкості циркуляції охолоджуючої рідини при різних температурах оточуючого повітря

Аналіз приведених залежностей показує, що для часу прогріву ОР характерне монотонне зменшення параметрів при збільшенні швидкості циркуляції охолоджуючої рідини від 0,08 м/с до 0,22 м/с в залежності від температури оточуючого повітря [3].

На рис. 3 представлена залежність значень температури прогріву ОР газового двигуна від часу прогріву ДВЗ з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом, при зміні швидкості циркуляції охолоджуючої рідини насосом системи охолодження й при температурі оточуючого повітря 0 °С для різних зон ДВЗ. Порівняння отриманих температурних полів однозначно підтверджує підвищення температури прогрівання охолоджуючої рідини ДВЗ з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом в різних його зонах від швидкості циркуляції охолоджуючої рідини. З отриманих залежностей видно, що ДВЗ з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом прогріває охолоджуючу рідину до температури t °С = 40 (50/60) °С, відповідно, за 1353 (1453/1551) с., що менше на 486 с. (27%) (396 с. (21%) / 288 с. (16%)) у порівнянні з прогрівом ОР ДВЗ зі штатною системою охолодження до температури 50 °С, яка становить 1839 с.

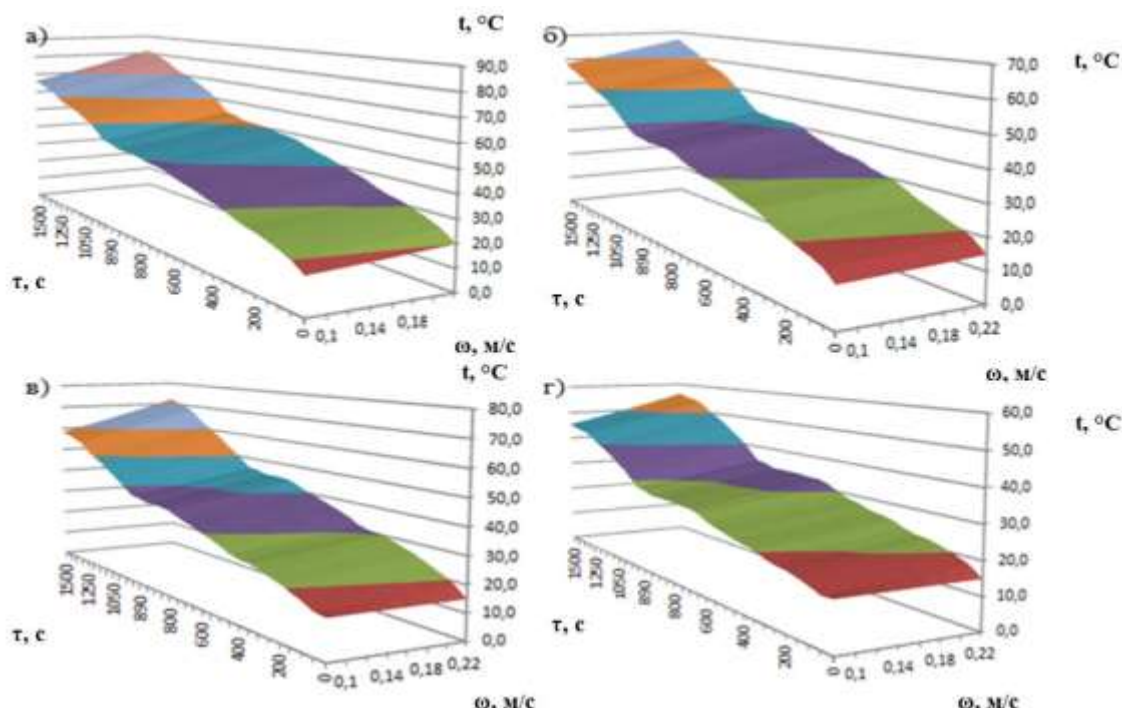


Рис. 3. Залежність значення температури прогріву охолоджуючої рідини газового двигуна К-159М2 (6Ч^{12/14}) від терміну (часу) прогрівання ДВЗ з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом в залежності від зміни швидкості циркуляції ОР при температурі оточуючого повітря 0 °С для різних зон ДВЗ:

- а) на виході із ДВЗ; б) в районі головки блоку ДВЗ;
- в) в районі верхньої мертвої точки; г) в районі нижньої мертвої точки

На рис. 4 показана порівняльна діаграма значень витрати палива на прогрів при здійсненні пуску і прогріву ОР газового двигуна 6Ч^{12/14} з різ-

ними комплектаціями системи охолодження (без теплового акумулятора і з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом). З неї чітко видно, що

при прогріві ОР газового ДВЗ з використанням теплового акумулятора і прискорюючого насоса однозначно суттєво зменшується витрати палива на прогрів при здійсненні пуску і прогріву ОР двигуна у порівнянні зі штатною системою охолодження. При цьому газовий двигун витрачає менше палива, відповідно, на 0,895 (0,789 / 0,643) м³, що менше на 2,259 м³ (72%) (2,359 м³ (75%) / 2,504 м³ (79%)) у порівнянні з прогрівом ОР ДВЗ зі штатною системою охолодження до температури 50 °С, і це становить 3,147 м³.

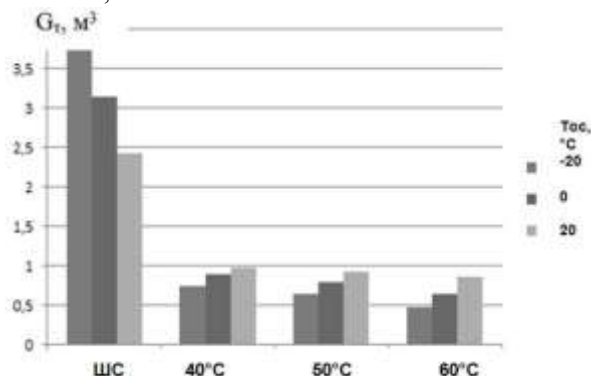


Рис. 4. Порівняльна діаграма значень витрати палива на прогрів при здійсненні пуску і прогріву ОР газового двигуна 6С12/14 з різними комплектаціями системи охолодження (без теплового акумулятора і з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом) за однаковий проміжок часу при різних температурах оточуючого повітря T_{oc}:

ШС – штатна система (без теплового акумулятора і прискорюючого насоса (при швидкості циркуляції охолоджуючої рідини 0,08 м/с)); 40°C, 50°C, 60°C – температура охолоджуючої рідини, до якої проводився попередній прогрів перед пуском (з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом (при швидкості циркуляції охолоджуючої рідини 0,22 м/с))

На рис. 5 показані результати розрахунку годинної витрати палива при прогріві ОР газового ДВЗ з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом для варіантів зміни швидкості циркуляції ОР насосом системи охолодження в залежності від різних температур оточуючого повітря [3]. Аналіз приведених залежностей показує, що при прогріві ОР двигуна характерне суттєве зменшення витрати палива при збільшенні швидкості циркуляції ОР від 0,08 м/с до 0,22 м/с без залежності від температури оточуючого повітря [3]. Пояснюється це тим, що прогрівання ОР перед пуском здійснюється з використанням теплового акумулятора, тобто пуск двигуна для її прогріву не потрібен, а передпусковий прогрів ОР здійснюється за рахунок тільки теплової енергії, накопиченої тепловим акумулятором.

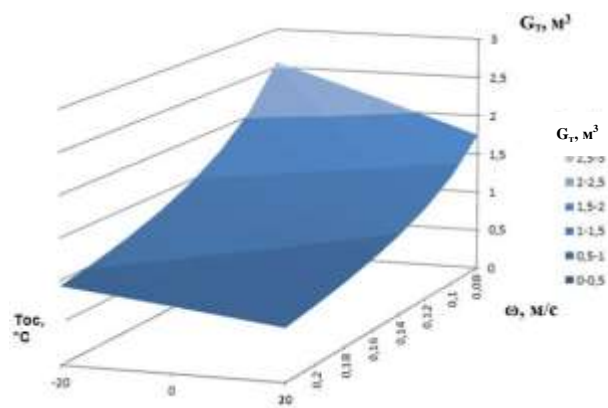


Рис. 5. Залежність значень витрати палива на прогрів при здійсненні пуску і прогріву ОР газового ДВЗ з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом від зміни швидкості циркуляції охолоджуючої рідини при різних температурах оточуючого повітря

Разом зі зменшенням витрат палива при прогріві ОР двигуна отримано суттєве зменшення шкідливих викидів у відпрацьованих газах. Оксидів азоту при цьому газовий двигун викидає менше, відповідно до 0,333 (0,246 / 0,154) г., що менше на 5,864 г. (94%) (5,617г. (96%) / 5,617г. (96%)) у порівнянні з прогрівом ОР зі штатною системою охолодження до температури 50 °С, що становить 5,864г. На рис. 6 показана порівняльна діаграма значень викидів оксидів азоту при прогріві ОР газового двигуна К159М2 з різними комплектаціями системи охолодження (без теплового акумулятора і з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом). З неї чітко видно, що при прогріві ОР ДВЗ з використанням теплового акумулятора і прискорюючим насосом однозначно суттєво зменшуються викиди оксидів азоту двигуна у порівнянні зі штатною системою охолодження.

На рис. 7 показані результати розрахунку викидів оксидів азоту при прогріві ДВЗ з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом для варіантів зміни швидкості циркуляції ОР насосом системи охолодження в залежності від різних температур оточуючого повітря [3]. Аналіз приведених залежностей показує, що при прогріві ОР ДВЗ характерне суттєве зменшення викидів оксидів азоту при збільшенні швидкості циркуляції охолоджуючої рідини від 0,08 м/с до 0,22 м/с в залежності від температури оточуючого повітря (особливо для температури оточуючого повітря -20 °С) [3]. Пояснюється це тим, що прогрівання ОР перед пуском здійснюється з використанням теплового акумулятора, тобто пуск двигуна для її прогріву не потрібен, а передпусковий прогрів ОР здійснюється за рахунок тільки теплової енергії, накопиченої тепловим акумулятором.

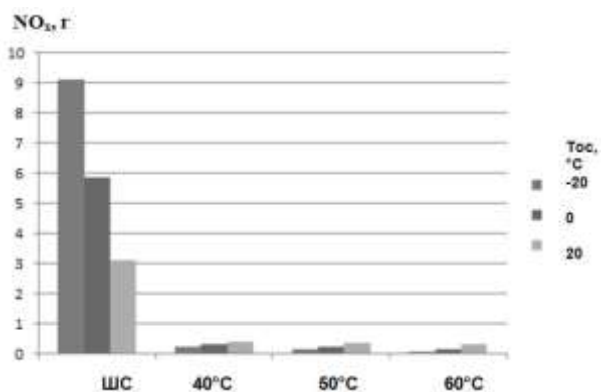


Рис. 6. Порівняльна діаграма значень викидів оксидів азоту при прогріві ОР газового двигуна 6Ч12/14 з різними комплектаціями системи охолодження (без теплового акумулятора і з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом) за однаковий проміжок часу при різних температурах оточуючого повітря Т_{от}:

ШС – штатна система (без теплового акумулятора і прискорюючого насосу (при швидкості циркуляції охолоджуючої рідини 0,08 м/с)); 40°C, 50°C, 60°C – температура охолоджуючої рідини, до якої проводився попередній прогрів перед пуском (з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом (при швидкості циркуляції охолоджуючої рідини 0,22 м/с))

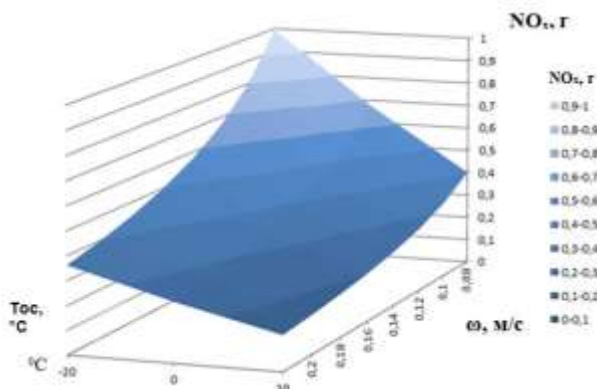


Рис. 7. Залежність значення викидів оксидів азоту при прогріві охолоджуючої рідини газового ДВЗ 6Ч12/14 з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом від швидкості циркуляції ОР при різних температурах оточуючого повітря

Викиди твердих частинок зменшуються, відповідно, до 0,056 (0,044 / 0,030) мг., що менше на 0,570 мг. (90%) (0,582 мг. (93%) / 0,596 мг. (95%)) у порівнянні з прогрівом ОР газового двигуна зі штатною системою охолодження до температури 50 °С, що становить 0,626мг. На рис. 8 показана порівняльна діаграма значень викидів твердих частинок при прогріві ОР газового двигуна 6Ч12/14 з різними комплектаціями системи охолодження (без теплового акумулятора і з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом). З неї

чітко видно, що при прогріві ОР газового ДВЗ з використанням теплового акумулятора і прискорюючого насосу однозначно суттєво зменшуються викиди твердих частинок двигуна у порівнянні зі штатною системою охолодження.

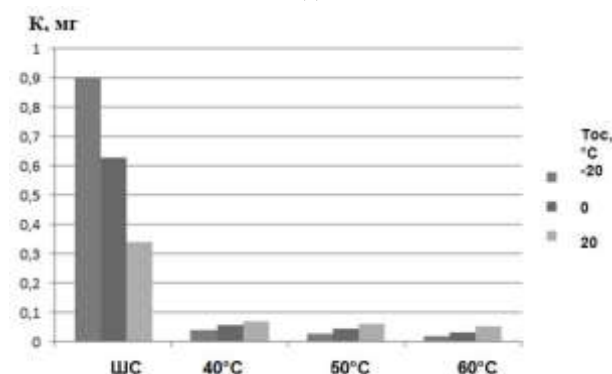


Рис. 8. Порівняльна діаграма значень викидів твердих частинок при прогріві ОР газового двигуна 6Ч12/14 з різними комплектаціями системи охолодження (без теплового акумулятора і з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом для прогріву двигуна) за однаковий проміжок часу при різних температурах оточуючого повітря Т_{от}:

ШС – штатна система (без теплового акумулятора і прискорюючого насосу (при швидкості циркуляції охолоджуючої рідини 0,08 м/с)); 40°C, 50°C, 60°C – температура охолоджуючої рідини, до якої проводився попередній прогрів перед пуском (з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом (при швидкості циркуляції охолоджуючої рідини 0,22 м/с))

На рис. 9 показано результати розрахунку викидів твердих частинок при прогріві ОР газового ДВЗ з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом для варіантів зміни швидкості циркуляції ОР насосом системи охолодження в залежності від різних температур оточуючого повітря [3]. Аналіз приведених залежностей показує, що при прогріві ОР газового ДВЗ характерне суттєве зменшення викидів твердих частинок при збільшенні швидкості циркуляції охолоджуючої рідини від 0,08 м/с до 0,22 м/с в залежності від температури оточуючого повітря (особливо для температури оточуючого повітря -20 °С) [3]. Пояснюється це тим, що прогрівання ОР перед пуском здійснюється з використанням теплового акумулятора, тобто пуск двигуна для її прогріву не потрібен, а передпусковий прогрів ОР здійснюється за рахунок тільки теплової енергії, накопиченої тепловим акумулятором.

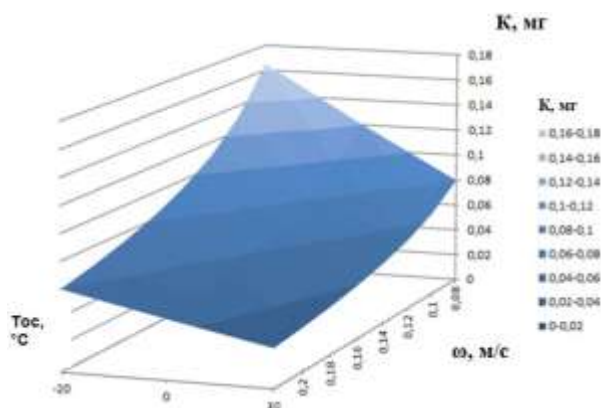


Рис. 9. Залежність викидів твердих частинок при прогріві охолоджуючої рідини газового ДВЗ з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом від зміни швидкості циркуляції ОР при різних температурах оточуючого повітря

Отримані результати досліджень можливо пояснити тим, що в процесі прогріву ОР досліджуваного ДВЗ з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом спочатку прогривається від запасеної теплової енергії теплового акумулятора, коли ДВЗ взагалі не працює, а після пуску двигуна ОР додатково прогривається від спільної дії енергій самого теплового акумулятора і прискореної циркуляції ОР за рахунок додаткового прискорюючого насосу в системі охолодження, а не від штатного насосу системи охолодження ДВЗ. При цьому, передпусковий прогрів здійснюється до досягнення різних температур ОР в системі охолодження дослідного газового двигуна, тобто до досягнення $t \text{ } ^\circ\text{C} = 40$ (50/60) $^\circ\text{C}$, а вже після досягнення її запускається газовий двигун і починає працювати система охолодження ДВЗ у складі теплового акумулятора і прискорюючого насосу. Це відбувається на відміну від ДВЗ зі штатною системою охолодження, коли двигун починає працювати на холостому ходу від моменту пуску до досягнення температури (50 $^\circ\text{C}$), з усіма властивими недоліками прогріву ОР в режимі холостого ходу роботи двигуна.

Таким чином, порівнюючи час прогріву ОР τ , с., витрати G_T газового палива, викиди оксидів азоту NO_x , твердих частинок K під час виконання пуску і прогріву ОР газового двигуна 6Ч12/14 до температури приймання навантаження видно, що система передпускового розігріву у складі теплового акумулятора і додаткового прискорюючого насосу дозволяють суттєво покращити показники часу прогріву (до 16-38%), екологічності (для NO_x до 93-98%, а для K до 88-94%) та економічності (до 62-75%) дослідного ДВЗ при вирішенні проблем холодного запуску й прискореного прогріву ОР ДВЗ.

Результатами проведеного дослідження є також те, що при збільшенні швидкості циркуляції потоку ОР в системі охолодження ДВЗ з 0,08 м/с (що відповідає швидкості циркуляції охолоджуючої рідини при прогріві ДВЗ в режимі холостого ходу зі штатним насосом) до 0,22 м/с (що відповідає характеристикам прискорюючого насосу для прогріву двигуна), зменшується час прогріву ОР τ , с. в середньому на 14%, витрати палива G_T на 25%, викиди твердих частинок K на 28%, а оксиди азоту NO_x – на 23%.

Висновок

Таким чином, оцінювання ефективності застосування системи передпускового розігріву з тепловим акумулятором і прискорюючим насосом для прогріву охолоджуючої рідини двигуна за циклом передпускового прогріву і пуску газового двигуна підтвердило покращення паливної економічності при роботі, а також ефективність застосування теплового акумулятора, як одного з напрямків покращення екологічних показників ДВЗ без погіршення паливної економічності.

Список літератури:

1. Експериментальні дослідження системи комбінованого прогріву двигуна з тепловим акумулятором [Текст] / Д. С. Адров, І. В. Грицук, В. Д. Александров, В. А. Постніков, Ю. В. Прилепський, В. І. Дорошко, В. С. Вербовський, З. І. Краснокутська // Зб. наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ. - Донецьк: ДонІЗТ, 2012 – №31. - С. 158-167. 2. Комп'ютерна програма «Комп'ютерна програма розрахунку паливної економічності і екологічних показників газопоршневого двигуна внутрішнього згорання К-159М2 (6ЧН 12/14) з системою комбінованого прогріву при здійсненні пуску і прогріву». Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 445374 от 03.09.2012. Заявка від 02.07.2012 №45606 / Грицук І.В., Адров Д.С., Краснокутська З.І. – 2с. 3. Результати розрахунку паливної економічності та екологічних показників газопоршневого двигуна внутрішнього згорання за циклом передпускового прогріву і пуску на математичній моделі при застосуванні системи комбінованого прогріву [Текст] / І. В. Грицук, Д. С. Адров, В. С. Вербовський, З. І. Краснокутська // Зб. наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ. - Донецьк: ДонІЗТ, 2012 –№32. - С. 185-195. 4. Математичні моделі функціонування теплового акумулятора фазового переходу системи комбінованого прогріву ДВЗ [Текст] / Д. С. Адров, І. В. Грицук, В. А. Постніков // Зб. наук. праць Української державної академії залізничного транспорту. – Харків: УкрДАЗТ, 2012. - №133. - С. 270-277. 5. Сычушкин И. В. Автоматизированная система идентификации тепловых параметров водяной системы энергоустановки транспортного средства [Электронный ресурс] / И. В. Сычушкин (Эффективность системы электроэнергетики и экономии электрической энергии) – Режим доступа: http://www1.nntu.nnov.ru/RUS/NEWS/futuretechnology_2005/section02.doc.

Bibliography (transliterated):

1. *Experimental studies of combined heat warming up the engine with battery [Text] / D.S. Adrov, I.V. Grytsuk, V.D. Alexandriov, V.A. Postnikov, Ju.V. Prylepskiy, V.I. Doroshko, B.S. Verbovskiy, Z.I. Krasnokutskaya // Coll. Science. works DonIzt UkrDAZT. - Donetsk: DonIzt, 2012 - № 31. - S. 158-167.* 2. *Computer program "computer program calculating the fuel efficiency and environmental performance of gas-piston internal combustion engine C-159M2 (6CHN 12/14) with a heating system combined with implementation starting and warm-up." Certificate of registration of copyright number 445374 from 03.09.2012. Application from 02.07.2012 № 45606 / I.V. Grytsuk, D.S. Adrov, P.S. Krasnokutskaya - 2с. 3. Results of calculation of fuel efficiency and environmental performance of gas-piston internal combustion engine cycle for pre-heating and starting*

on a mathematical model of the application of the combined heating [Text] / I.V. Grytsuk, D.S. Adrov, V.S. Verbovskiy, Z. I. Krasnokutskaya // Coll. Science. works DonIzt UkrDAZT. - Donetsk: DonIzt, 2012 - № 32. - S. 185-195. 4. *Mathematical model of the thermal phase transition of the battery combined heating ICE [Text] / D.S. Adrov, I.V. Grytsuk, V.A. Postnikov // Coll. Science. works of Ukrainian State Academy of Railway Transport. - Kharkov: UkrDAZT, 2012. - № 133. - S. 270-277.* 5. *Sychushkin I.V. Automated identification of thermal parameters of the water system of the vehicle power plants [electronic resource] / I.V. Sychushkin (system efficiency and power saving electricity) - Mode of access: http://www1.ntnu.nov.ru/RUS/NEWS/futuretechnology_2005/section02.doc.*

Поступила в редакцию 12.05.2013

Вербовський Валерій Степанович – ст. наук. співробітник, Інститут газу Національної академії наук України, Київ, Україна, e-mail: vverbovskiy@teplosouyz.com.

Грицук Ігор Валерійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Рухомий склад залізниць» Донецький інститут залізничного транспорту УкрДАЗТ, Донецьк, Україна, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.

Адров Дмитро Сергійович – асистент кафедри «Рухомий склад залізниць» Донецький інститут залізничного транспорту УкрДАЗТ, Донецьк, Україна, e-mail: dimitry.85@mail.ru.

Краснокутська Зоя Ігорівна – ст. наук. співробітник кафедри «Теплотехніка і теплові двигуни» Національного транспортного університету, Київ, Україна, e-mail: zoya.dvz@gmail.com.

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПРЕПУСКОВОГО РАЗОГРЕВА ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО АККУМУЛЯТОРА С ТЕПЛОАККУМУЛИРУЮЩИМ МАТЕРИАЛОМ, ОБЛАДАЮЩИМ ФАЗОВЫМ ПЕРЕХОДОМ

В.С. Вербовський, И.В. Грицук, Д.С. Адров, З.И. Краснокутская

В статье рассматриваются результаты математического моделирования процессов работы системы предпускового разогрева стационарного газового двигателя при использовании теплового аккумулятора с теплоаккумулирующим материалом, обладающим фазовым переходом, по циклу предпускового прогрева, пуска и ускоренного прогрева после пуска. Результаты оценивания эффективности применения системы предпускового разогрева подтвердили улучшение топливной экономичности при работе, а также эффективность применения ее, как одного из направлений улучшения экологических показателей газового двигателя без ухудшения топливной экономичности.

INVESTIGATION OF PRE-START HEATING GAS ENGINE BASED ON THE USE OF THERMAL BATTERY HEAT STORAGE WITH MATERIALS HAVING PHASE TRANSITIONS

V.S. Verbovsky, I.V. Gritsuk, D.S. Adrov, Z.I. Krasnokutskaya

The article considers the results of mathematical modeling of the system pre-start heating the stationary gas engine using heat storage with heat storage material with a phase transition in a cycle plugs warm up, start-up and rapid warm-up after starting. The results of evaluation of the effectiveness of pre-start warm-up confirmed the improvement in fuel efficiency at work, as well as the effectiveness of it as one of the areas of improving the environmental performance of the gas engine without deteriorating fuel economy.

УДК 629.113

Д.Е. Оксень, Е.И. Оксень

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФОРМИРОВАНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО ПОЛЯ В МЕХАНИЗМАХ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Приведена методология оценки энергетического баланса колебаний двигателя путем построения виброакустических карт. Измерения были выполнены с помощью цифровой фиксации сигналов модулем аналогово-цифрового преобразователя и пьезометрических преобразователей виброакустической эмиссии. Для настройки измерительной аппаратуры, записи и анализа результатов было разработано специальное программное обеспечение. Выполнен анализ распределения энергии виброакустической эмиссии по частотному диапазону при работе двигателя внутреннего сгорания. Отмечено, что данная методика оценки энергетического баланса колебаний двигателя может быть использована для выявления наличия дефектов в процессе диагностики.

Введение

Значительная часть современной техники работает в условиях интенсивной динамической

нагрузки, и растущие потребности общества требуют постоянного ее увеличения. Вместе с ростом мощности двигателей и энергетических установок,

а так же скорости рабочих процессов, повышаются требования к надежности и безопасности работы машин и механизмов. В таких условиях большую важность приобретает контроль вибрационных процессов.

Эффективный контроль вибрационных процессов, возникающих во время работы машин и механизмов, позволяет выявить дефекты на самых начальных стадиях развития. Это дает возможность не только предотвратить возможные аварийные ситуации, но и значительно снизить затраты на устранение неисправностей.

Таким образом, тема, направленная на исследование процесса формирования виброакустического поля двигателя внутреннего сгорания, с целью выявления особенностей свидетельствующих о наличии дефектов в механизмах и деталях, является актуальной.

Объект исследования – процесс излучения ДВС упругих волн, вызванных динамическим взаимодействием кинематических звеньев в контактных элементах и движением его деталей, как механической системы, при котором поочередно возрастают и уменьшаются параметры движения (в дальнейшем ВАЭ – виброакустическая эмиссия).

Характеристикой виброакустической эмиссии может служить виброакустическое поле (в дальнейшем ВАП) – набор значений величин параметров колебательных процессов и упругих деформаций для всех точек тела. В этом случае интенсивность протекающих процессов может быть оценена по отклику ВАП на внешних поверхностях деталей ДВС.

Цель данной работы – разработка методики определения отклика ВАП на внешних поверхно-

стях деталей ДВС при проведении стендовых испытаний или на неподвижном автомобиле.

Задачи исследований:

- разработка методики и аппаратуры для измерения виброакустической эмиссии;
- экспериментальное исследование параметров отклика виброакустического поля на внешних поверхностях корпусных деталей двигателя;
- построение диаграмм распределения отклика виброакустического поля на внешних поверхностях корпусных деталей двигателя (в дальнейшем ВАК – виброакустическая карта).

Цель работы – построение виброакустической карты ДВС на основе последовательно выполненных измерений в заранее заданных точках исходя из стационарности процесса с синхронизацией по моменту впрыска топлива в первый цилиндр.

Экспериментальная часть

Измерительная аппаратура

Измерение отклика ВАП на твердой поверхности выполнено с помощью цифровой фиксации сигналов модулем аналогово-цифрового преобразователя Е14-440. Одновременно фиксировалось (рис. 1а) два параметра – виброакустические колебания корпусных деталей ДВС и момент впрыска топлива в первый цилиндр. Измерение в каждой точке выполнялось пьезоэлектрическим широкополосным преобразователем ВАЭ 1. Сигнал предварительно разделялся на низкочастотную и высокочастотную компоненты. Момент впрыска топлива в первый цилиндр ДВС фиксировался узкополосным датчиком деформации трубопровода 2. Полученные сигналы нормализовались при помощи четырехканального усилителя заряда LE-41. Общий вид измерительной системы представлен на рисунке 1б.



а)



б)

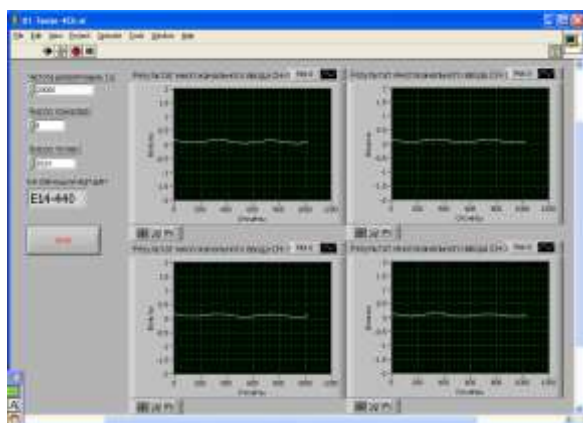
Рис. 1. Измерительная аппаратура:
а – преобразователи ВАЭ; б – общий вид

Для настройки измерительной аппаратуры разработана программа TestChannel (рис. 2а). Фиксация сигналов выполнялась при помощи ориги-

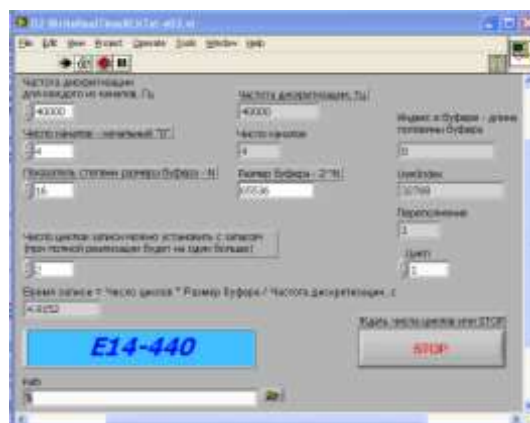
нальной программы WriteToFile (рис. 2б). Запуск программы WriteToFile осуществлялся управляющей программой, обеспечивающей автоматиче-

скую нумерацию фалов в соответствии с порядко-

вым номером точки измерения.



а)



б)

Рис. 2. Программное обеспечение для теста каналов:
а – интерфейс программы TestChannel; б – интерфейс программы WriteToFile

Методика экспериментального исследования

Методика экспериментального исследования основана на предположении, что рабочий процесс ДВС и характер колебания всех его деталей циклично повторяются и неизменны для каждого последующего цикла. Для построения виброакустической карты был использован массив данных, полученный последовательной установкой преобразователя виброакустической эмиссии на поверхность корпуса ДВС по решетке 6×6. Полученные отрезки данных синхронизированы по моменту подачи топлива в первый цилиндр двигателя. Этот момент фиксировался при помощи датчика установленного на трубопровод высокого давления (см. рис. 1б). Синхронизация сигналов работы бензинового двигателя возможна путем фиксирования момента подачи напряжения на одну из свеч зажигания.

Эксперимент проводился на автомобиле Volvo 740, оснащенный двигателем Volkswagen D24. Характеристики двигателя приведены в табл. 1.

Таблица 1. Характеристики двигателя Volkswagen D24

Тип	Дизельный
Количество цилиндров	6
Объем	2 383 см ³
Максимальные обороты	4 800 мин ⁻¹
Мощность	60 кВт
Материал блока цилиндров	Чугун
Материал головки блока цилиндров	Алюминиевый сплав

Частота опроса каждого из измерительных каналов была принята 40 кГц, поскольку усилитель LE-41 имеет встроенный аппаратный фильтр на 22,5 кГц. Измерения выполнялись в режиме холо-

стого хода на неподвижном автомобиле. Исходя из геометрических размеров ДВС, поверхность корпуса была условно разделена решеткой 6×6 с шагом порядка 60 мм, в узлы которой последовательно устанавливался преобразователь ВАЭ. Пример фрагмента зафиксированного сигнала ВАЭ представлен на рис. 3.

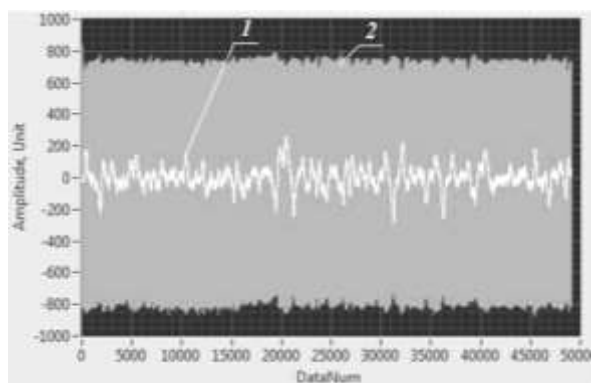


Рис. 3. Сигнал ВАЭ в одной из точек решетки измерений

Поскольку широкополосный преобразователь ВАЭ обеспечивает фиксирование в диапазоне от 2 Гц до 22 кГц, сигнал предварительно разделялся аппаратным фильтром на низкочастотную (до 100 Гц) и высокочастотную составляющие. Одновременно с фильтрацией компоненты сигналов усиливались с коэффициентами усиления 10 для низкочастотной и 100 – высокочастотной составляющих. При этом запись частотных компонентов осуществлялась отдельно. Принятые значения коэффициентов усиления обеспечивают нормирование низкочастотной 1 и высокочастотной 2 компонент сигнала при их одновременной записи (см. рис. 3).

Анализ полученных результатов

Обобщение результатов измерений выполнялось в следующем порядке.

1. Выделение в векторах сигналов каждого измерительного узла фрагмента длиной $N = 2^n$, где $n = 14, 15, 16$, начало которого совпадает с моментом впрыска топлива в первый цилиндр. Одинаковая длина векторов при каждом построении принималась для обеспечения постоянства мощности сигнала, а оценка влияния отклонений в последовательных циклах работы ДВС осуществлялась удвоением длины вектора.

2. Построение амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) осуществлялось с методологией [1, 2] по которой были рассчитаны мощность амплитуд

$$P_k = |C_k| = \left\{ \sqrt{A_k^2 + B_k^2} \right\}, \quad (1)$$

где A_k и B_k – амплитуды гармонических компонент действительной и мнимой частей Фурье-разложения векторов, соответственно, и частота

компонент сигнала

$$v_k = \frac{k}{T_{SR} \cdot N}, \quad (2)$$

где k – порядковый номер компоненты;

T_{SR} – период опроса в одном векторе, с.

3. Совместное представление АЧХ составляющих сигнала, в виду большей энергетической значимости низкочастотной, производилось суммированием по частотам без коррекции амплитуд.

4. Графическое изображение распределения мощности колебаний по поверхности корпуса ДВС выполнено в виде огибающей АЧХ узлов решетки измерения как

$$E = f(x, y, v), \quad (3)$$

которое представляет собой ВАК двигателя в заданном режиме работы.

Для визуализации виброакустической карты была разработана программа InGraph (рис.4), обеспечивающая построение графического образа в заданной частотной компоненте или заданном частотном диапазоне.

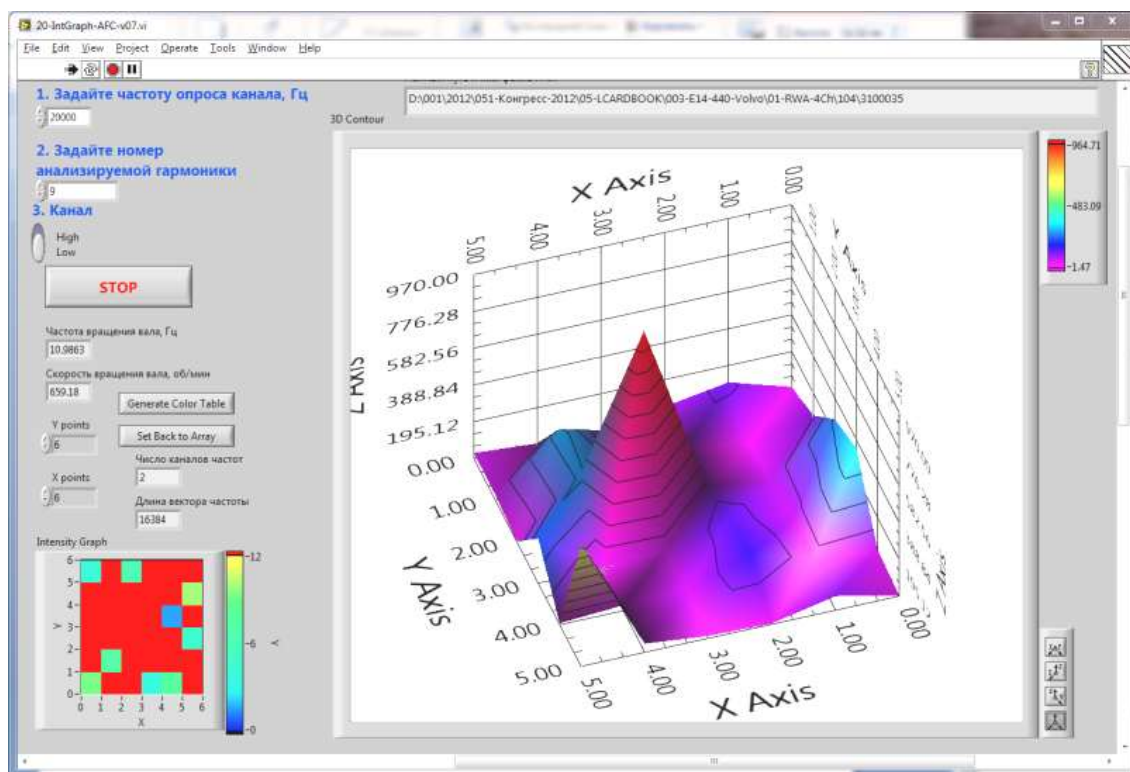


Рис. 4. Интерфейс программы InGraph

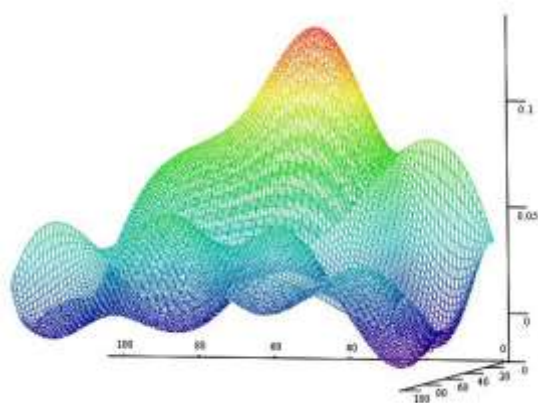
Виброакустическая карта, представленная на рисунке 4, построена для частотной компоненты 10.9863 Гц. Программа позволяет оперативно анализировать распределение интенсивности виброакустических колебаний по поверхности ДВС, но не обеспечивает возможность его представления в

виде гладкой поверхности.

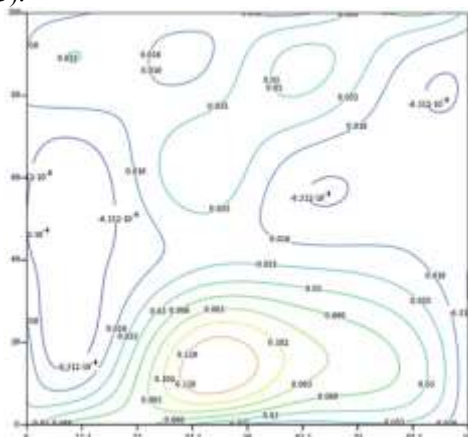
5. Построение гладких поверхностей для функции (3) было выполнено путем двухмерной интерполяции кубическим сплайном узловых значений. Интерполяция более требовательна к ресурсу вычислительной техники и затратам машинного времени, но обеспечивает более детальное пред-

ставление о распределении энергии колебаний

(рис. 5).



а)



б)

Рис. 5. Представление виброакустической карты ДВС в виде гладких поверхностей: а – трехмерный образ виброакустической карты; б – изолинии ВАК

Виброакустическая карта на (см. рис. 5) представлена в виде трехмерного образа и изолиний для всего зафиксированного частотного диапазона ВАЭ (0÷20 кГц). Данная диаграмма позволяет оценить распределение ВАЭ на поверхности корпуса двигателя.

6. Для выявления активных зон ВАЭ на корпусе целесообразно совмещать изолинии ВАК с контуром двигателя (рис. 6).

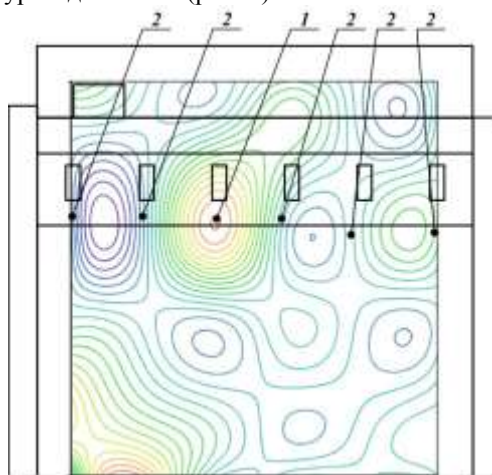


Рис. 6. Распределение активности ВАЭ по корпусу двигателя

При этом ВАК позволяет привязать активные зоны ВАЭ к конструктивным элементам и узлам двигателя. Так, на рис. 6 пик 1 соответствует топливному насосу высокого давления, а совокупность

минимумов 2 приходится на места установки форсунок, обладающая наибольшей конструктивной жесткостью.

Выводы

1. Разработанная методология оценки энергетического баланса колебаний двигателя путем построения виброакустических карт позволяет выделить зоны активности ВАЭ на исследуемом объекте, на этапе проектировки и доводки конструкции ДВС.

2. Анализ распределения энергии ВАЭ по частотному диапазону может быть использован для выявления наличия дефектов двигателей. Данная методика может быть рекомендована для диагностики ДВС.

Список литературы:

1. Марпл-мл, С.Л. Цифровой спектральный анализ и его приложения [Текст]: пер. с англ. / С.Л. Марпл-мл. - М.: Мир, 1990. – 387 с. 2. Оксень, Е. И. Метод вибрационной диагностики системы зажигания двигателей внутреннего сгорания [Текст]/ Е. И. Оксень, Д. Е. Оксень // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – №1 – С. 136-140.

Bibliography (transliterated):

1. Marpl-ml, S.L. Cifrovoy spektral'nyy analiz i ego prilozheniya [Tekst]: per. s angl. / S.L. Marpl-ml. - M.: Mir, 1990. – 387 s. 2. Oksen', E. I. Metod vibracionnoj diagnostiki sistemy zazhiganiya dvigatelej vnutrennego sgoraniya [Tekst]/ E. I. Oksen', D. E. Oksen' // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2006. – №1 – S. 136-140.

Поступила в редакцию 23.05.2013

Оксень Дмитрий Евгеньевич – магистр, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт» Горловского автодорожного института Донецкого национального технического университета, Горловка, Украина, oxsen88@gmail.com, (066) 972 43 84.

Оксень Евгений Иванович – доктор техн. наук, профессор, зам. директора Горловского автодорожного института Донецкого национального технического университета, Горловка, Украина, dalar@rambler.ru, (050) 674 47 78.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ФОРМУВАННЯ ВІБРОАКУСТИЧНОГО ПОЛЯ В МЕХАНІЗМАХ

ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Оксень Д.Є., Оксень Є.І.

Наведено методологію оцінки енергетичного балансу коливань двигуна шляхом побудови віброакустичних карт. Вимірювання були виконані за допомогою цифрової фіксації сигналів модулем аналогово-цифрового перетворювача і п'єзOMETричних перетворювачів віброакустичної емісії. Для налаштування вимірювальної апаратури, запису і аналізу результатів було розроблено спеціальне програмне забезпечення. Виконано аналіз розподілу енергії віброакустичної емісії по частотному діапазону при роботі двигуна внутрішнього згорання. Відзначено, що дана методика оцінки енергетичного балансу коливань двигуна може бути використана для виявлення наявності дефектів у процесі діагностики.

THE RESEARCH OF THE FORMATION OF VIBROACOUSTIC FIELDS IN THE MECHANISMS OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

D.E. Oksen, E.I. Oksen

It is a methodology for assessing the energy balance of the engine vibrations by building vibroacoustic maps. The data acquisition made with a digital record of the signal by the analog-to-digital converter and the vibro-acoustic transducers of emission. To configure the test equipment, recording and analysis of the results the special software was developed. The analysis of the vibro-acoustic emission's energy distribution in the frequency range was performed. It's noted that this method of estimating energy balance vibration motor can be used to detect the presence of defects in the process of diagnosis.