

При расчете работоспособности сложнагруженных подшипников коленчатого вала необходимо также учитывать неньютоновские свойства современных смазочных материалов.

Представленная работа выполняется при поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 годы», Российского фонда фундаментальных исследований (проект 10-08-00424) и государственного задания Минобрнауки РФ (проект №2012044 – ГЗ 05).

Список литературы:

1. Вибе, И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания: Конспект лекций / И.И. Вибе. – Челябинск.: ЧПИ, 1974. – 252 с. 2. Лазарев, Е.А. Совершенствование моделирования закономерностей выгорания топлива в дизеле / Е.А. Лазарев // Двигателестроение. – 1985. – № 12. – С. 11–12. 3. Прокопьев, В.Н. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография. / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский и др // Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – Ч. 1. – 136 с. 4. Леванов, И.Г. Экспериментальное исследование реологических

свойств всесезонных моторных масел / И.Г. Леванов, Е.А. Задорожная // Вестник ЮУрГУ. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – № 11 (228). – 2011. – С. 70–76. 5. Бояршинова, А.К. Программный комплекс для расчета динамики и ГМХ шатунных подшипников коленчатых валов ДВС на режимах разгона двигателя «Разгон» / А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, С.В. Чернейко, И.А. Ивин // Свидетельство № 2011612348 от 21.03.2011.

Bibliography (transliterated):

1. Vibe, I.I. Teorija dvigatelej vnutrennego sgoranja: Konspekt lekcij / I.I. Vibe. – Cheljabinsk.: ChPI, 1974. – 252 s. 2. Lazarev, E.A. Sovershenstvovanie modelirovaniya zakonemernostej vygoraniya topliva v dizele / E.A. Lazarev // Dvigatellestroenie. – 1985. – № 12. – S. 11–12. 3. Prokop'ev, V.N. Dinamika i smazka tribosopryazhenij porshnevyyh i rotornyh mashin: monografija. / V.N. Prokop'ev, Ju.V. Rozhdestvenskij i dr // Cheljabinsk: Izda-tel'skij centr JuUrGU, 2010. – Ch. 1. – 136 s. 4. Levanov, I.G. Jeksperimental'noe issledovanie reologicheskikh svoystv vsesazonnyh motornyh masel / I.G. Levanov, E.A. Zadorozhnaja // Vestnik JuUrGU, – Cheljabinsk: Izda-tel'skij centr JuUrGU. – № 11 (228). – 2011. – С. 70–76. 5. Bojarshinova, A.K. Programmnyj kompleks dlja ras-cheta dinamiki i GMH shatunnyh podshipnikov kolencha-tyh valov DVS na rezhimah razgona dvigatelja «Razgon» / A.K. Bojarshinova, E.A. Zadorozhnaja, S.V. Chernejko, I.A. Ivin // Svidetel'stvo № 2011612348 ot 21.03.2011.

УДК 21.431.73, 55.42.33, 55.03.33

В.А. Романов, канд. техн. наук, Н.А. Хозенюк, канд. техн. наук

КОМПЛЕКСНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ КАРТЕРА И КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Введение

Обеспечение работоспособности гидродинамических трибосопряжений составляет одну из основных проблем при создании и доводке конструкции двигателей внутреннего сгорания. Это во многом обусловлено сложностью и взаимосвязанностью процессов и факторов, определяющих работоспособность узлов жидкостного трения.

При оценке работоспособности гидродинамических трибосопряжений необходимо учитывать геометрические характеристики трибосопряжений, макро- и микрогеометрию поверхностей трения, вязкостно-температурные и реологические свойства жидкой смазочной среды, разделяющей нестационарно нагруженные поверхности трения, скоростные и нагрузочные параметры. Наряду с этими параметрами, учитываемыми при моделировании автономных трибосопряжений, для коренных подшипников коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания так же существенно взаимное влияние трибосопряжений [1, 2], реализуемое посредст-

вом упругих связей подшипников (межцилиндровых перегородок картера двигателя) и шипов (шеек коленчатого вала).

Кроме того, на работоспособность коренных трибосопряжений значительное влияние оказывают факторы, определяющие взаимное положение их шипов и подшипников. Среди этих факторов необходимо выделить технологические, связанные с допусками на соосность отверстий в межцилиндровых перегородках картера, шеек коленчатого вала, и тепловые. Методика учета технологических факторов разработана и подробно представлена в работе [3]. Влияние теплонапряженности картера двигателя на характеристики гидродинамических подшипников скольжения коленчатого вала транспортных дизелей до последнего времени не рассматривалось. Корректная оценка степени такого влияния возможна на основе достаточно подробного описания тепловых процессов, учитывающего источники тепловыделения в цилиндрах и течение

жидкости в рубашке охлаждения блок-картера и головках дизеля.

Методика оценки теплонапряженного состояния картера

Для расчетного определения теплового состояния картера дизельного двигателя необходимо построение взаимодействующих между собой нестационарных тепловых моделей сгорающей топливной смеси, окружающих камеры сгорания деталей и охлаждающей жидкости. Строгое определение изменения во времени нестационарных тепловых полей по всему объему двигателя требует значительных вычислительных затрат. В качестве альтернативы использована упрощенная модель, ориентированная на расчет той составляющей теплового нагружения, относительно которой в каждом цикле совершаются колебания, обусловленные тактовым характером работы двигателя. В рамках допущения о существовании стационарного режима работы двигателя, эта составляющая температуры рассматривается как независимая от времени.

Методика основана на использовании FSI-анализа (Oneway Fluid-Structure Interaction analysis), когда собственно конструкционному расчету механики деформируемого твердого тела (Structural Analysis) предшествует решение задачи механики жидкости и газа CFD (Computational Fluid Dynamics). Использован метод конечных элементов (КЭ), реализованный в современных версиях пакета прикладных программ Ansys.

Геометрическая модель задачи включает твердотельные домены картера и гильз цилиндров, потоковый домен охлаждающей жидкости и четыре газовых домена, в которых локализованы области тепловыделения (рис. 1).

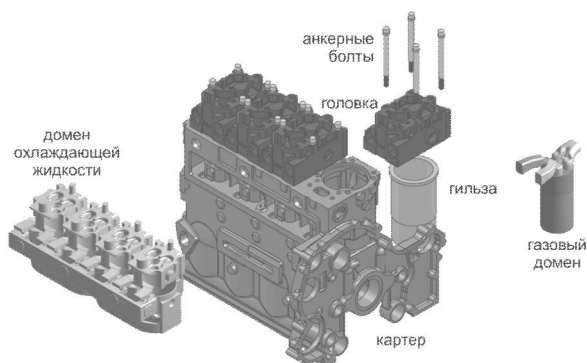


Рис. 1. Элементы модели теплового расчета картера дизельного двигателя типа ЧН 13/15

Основными упрощающими допущениями CFD модели являются:

1. Игнорирование тактового характера движения газа в газовых доменах и, как результат, последовательности воспламенения топливной смеси в отдельных цилиндрах. Течение газа в каждом из газовых доменов принято независимым и стационарным с известным массовым расходом и температурой на входе.

2. В каждом из четырех газовых доменов в верхней трети цилиндрической области, ограничиваемой гильзой цилиндра, располагается источник тепла известной мощности, полученной на основании заявленной мощности двигателя и его индикаторного к.п.д.

3. Граничные условия по поверхностям, отличным от поверхностей контакта доменов, соответствуют граничным условиям III-го рода с известными коэффициентами теплоотдачи и температурой окружающей среды.

Области потоковых доменов, соприкасающиеся с твердотельными доменами (пристеночные зоны), разбивались пятью слоями призматических элементов, остальные области разбивались тетраэдрами с характерным размером 3 мм.

В качестве охлаждающей жидкости использована модель двухфазной среды (Homogeneous Binary Mixture), соответствующая термодинамическим свойствам воды и пара.

Полученные в результате решения CFD задачи поля температур по всем поверхностям твердотельной части модели, интерполировались на КЭ сетку твердотельной части модели. Эта сетка использовалась сначала для выполнения расчета установившегося теплового состояния (Steady-State Thermal Analysis, тип элемента Solid70: восемь узлов, степень свободы в каждом узле является температура). Затем эта же сетка использовалась для выполнения расчета полей тепловых перемещений и напряжений (Static Structural Thermal Deformation, тип элемента Solid185, восемь узлов, степени свободы: перемещения в трех независимых направлениях).

Характеристика модели и результаты моделирования

В качестве объекта моделирования использован разрабатываемый в настоящее время дизель типа 4ЧН 13/15. Суммарное количество элементов в КЭ разбиении CFD модели составило около 3,5 млн. элементов первого порядка.

При выборе характерного размера конечного элемента сетки для конструкционного расчета уч-

тена структурная неоднородность материала картера (ВЧ-50), обуславливающая слабую чувствительность чугунов к концентрации напряжений. Выбор размера выполнен после испытаний образцов, содержащих концентраторы напряжений, и сопоставления результатов испытаний с соответствующими расчетными экспериментами методом КЭ. По результатам анализа характерный размер КЭ принят равным 3,5 мм, общее число элементов модели составило 3,2 млн. (число узлов около 1,1 млн).

Для численного моделирования использована четырехпроцессорная рабочая станция с 24 Гб опе-

ративной памяти

На первом этапе расчетная модель использована для анализа целесообразности внесения изменений в геометрию рубашки охлаждения картера экспериментального двигателя, пробные запуски которого сопровождались задирами поршней крайних цилиндров. Рассмотрено несколько вариантов модификации рубашки охлаждения. Вид исходной и одной из модифицированных рубашек, характер изменения потоков охлаждающей жидкости показан на рис. 2 а, б (на рис. 2 плотность линий тока пропорциональна расходу жидкости в рассматриваемой точке объема).

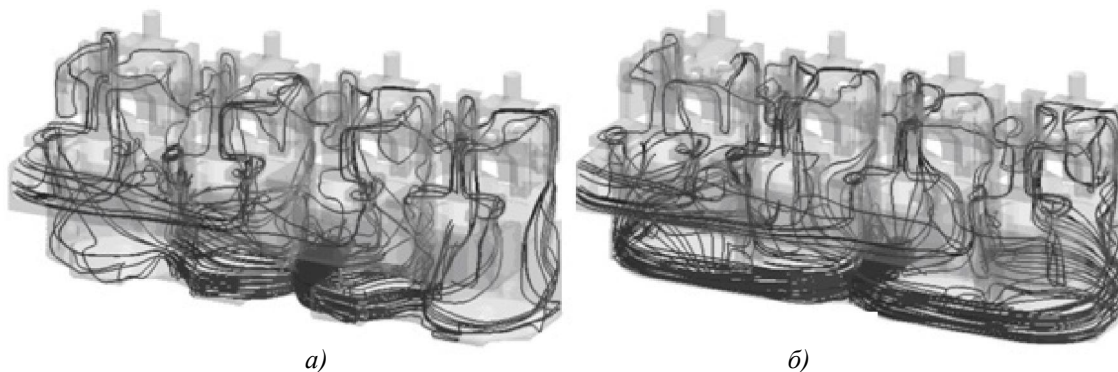


Рис. 2. Вид пространственной области, занимаемой охлаждающей жидкостью, для двух вариантов исполнения картера и линии тока охлаждающей жидкости:

а) исходный вариант; б) модифицированный вариант

Показано, что изменение пространственной геометрии области, занимаемой охлаждающей жидкостью без изменения расхода, позволяет практически исключить закипание охлаждающей жидкости, проявляющееся в исходном варианте рубашки охлаждения (рис. 3). Сравнение тепловых

полей в установившемся состоянии показало, что модификация рубашки охлаждения позволяет существенно сблизить тепловые состояния гильз разных цилиндров и заметно выровнять тепловые деформации по высоте каждого цилиндра.

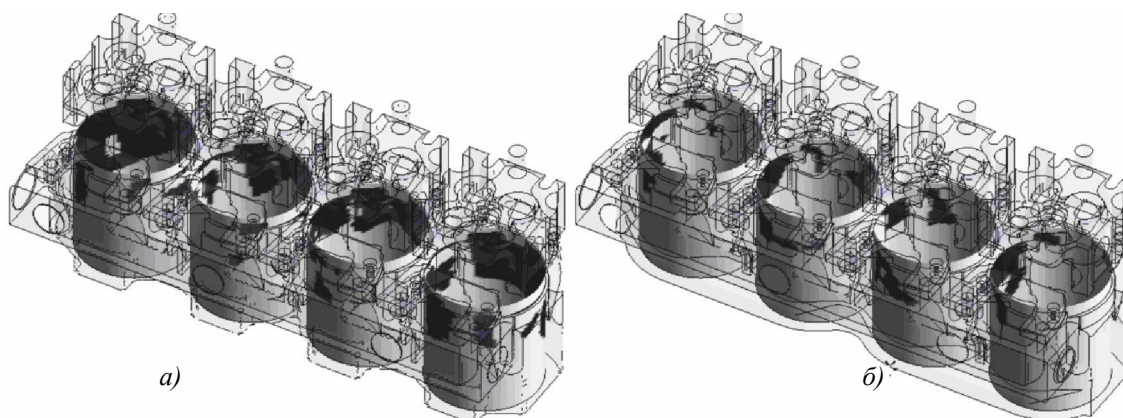


Рис. 3. Локализации областей закипания охлаждающей жидкости:

а) исходный вариант; б) модифицированный вариант рубашки охлаждения

На втором этапе выполнена оценка напряженно-деформированного состояния блок-картера дизеля. Для рассмотренного двигателя наиболее теплонагруженными элементами конструкции картера, как исходного, так и модифицированного вариантов, оказались перегородки между цилиндрами.

На рис. 4 показаны распределения первых главных напряжений в одной из перегородок в направлении, указанном на рис.4 стрелкой.

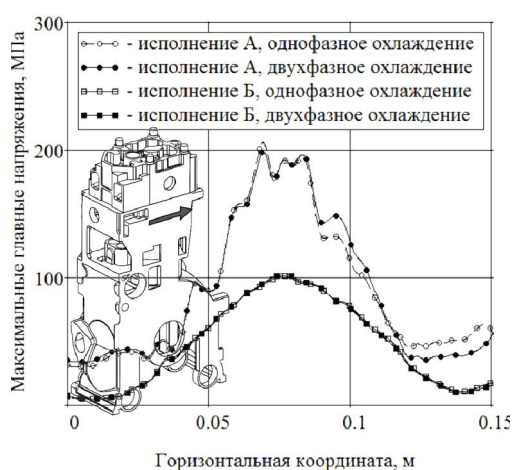


Рис. 4. Тепловые напряжения в картере вблизи области наибольших значений первых главных напряжений

Выполнение силового расчета картера показало, что максимальное по картеру значение первых главных напряжений достигается в перегородке между первым и вторым цилиндрами в момент времени, когда давления газа во втором цилиндре максимальны. Локализация области максимальных

напряжений от силового нагружения в исходной конструкции картера совпала с расположением области максимальных тепловых напряжений. Показано, что конструктивные изменения, связанные с модернизацией рубашки охлаждения, понижают несущую способность картера при действии системы нагрузок.

С целью снижения напряжений при совместном тепловом и силовом воздействиях были выполнены расчеты нескольких вариантов усиления картера с модифицированной рубашкой охлаждения. Показано, что снижение суммарных напряжений достигается в результате конструктивных изменений в рамках компромисса между повышением эффективности охлаждения цилиндров и головок двигателя – с одной стороны, и рациональной компоновкой картера с позиции его работы как силового каркаса – с другой стороны.

В табл.1 представлены расчетные значения смещений центров отверстий под коренные шейки в межцилиндровых перегородках, вызванные тепловыми деформациями блок-картера (соответствуют варианту наибольших значений первых главных напряжений). Сравнение результатов моделирования теплонапряженности блок-картера с величинами несоосностей шипов и подшипников, связанных с технологическими допусками, показывает их соразмерность, что доказывает необходимость учета тепловых деформаций картера при оценке работоспособности коренных подшипников скольжения.

Таблица 1. Величины несоосностей различного типа

Виды несоосностей	Номера опор коленчатого вала				
	1	2	3	4	5
Несоосности подшипников, вызванные тепловой деформацией корпуса, мм	-0,065	0,067	0,127	0,069	-0,071
Технологические несоосности подшипников, мм	0,0	0,010	0,0	0,010	0,0
Технологические несоосности шеек коленчатого вала, мм	0,010	-0,020	0,030	-0,020	0,010

Методика и результаты оценки работоспособности коренных трибосопряжений с учетом несоосностей различного типа

Степень совершенства конструкции гидродинамических трибосопряжений принято оценивать расчетом стандартного набора гидромеханических характеристик (ГМХ), позволяющих прогнозировать износостойкость и усталостную долговечность антифрикционного слоя вкладышей, потери на трение, теплонапряженность, а также решать задачи оптимизации конструктивных параметров [4]. К

числу наиболее важных ГМХ коренных подшипников относятся: мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя $h_{\min}(t)$ и максимального гидродинамического давления $p_{\max}(t)$, а также их экстремальные $\inf h_{\min}$, $\sup p_{\max}$ и средние h_{\min}^* , p_{\max}^* за цикл нагружения величины, эффективная температура смазочного слоя $T_{\text{э}}^*$, мгновенные и средние потери мощности на трение $N(t)$, N^* , расходы смазки $Q(t)$, Q^* .

Определение ГМХ автономных подшипников основывается на решении трех взаимосвязанных задач: динамики шипа на смазочном слое под действием нестационарных внешних нагрузок и реакций смазочного слоя; гидродинамической теории смазки для определения распределения давлений в слое смазочной жидкости с учетом конструктивных особенностей трибосопряжения и параметров жидкой смазочной среды; определения теплового состояния подшипника для корректирования вязкости смазочного материала. Более подробно методика расчета автономных подшипников описана в работе [4]

При оценке работоспособности системы неавтономных коренных опор методы определения ГМХ автономных подшипников объединены итерационным процессом с расчетом нагрузок, основанном на неразрезной схеме многоопорного коленчатого вала на упругом основании [1]. В расчете нагрузок могут учитываться упругие свойства элементов конструкции (коленчатого вала и картера), несоосности коренных шеек и подшипников, нелинейные демпфирующие свойства смазочных слоев

коренных опор. Особенности методики расчета системы коренных подшипников представлены в [2].

Для рассматриваемого четырехцилиндрового дизеля типа ЧН 13/15 при помощи пакета программ «Многоопорный вал» [5], реализующего указанную методику, выполнена серия расчетов ГМХ коренных подшипников: с отдельным учетом тепловых и технологических смещений опор, с их одновременным учетом, а также несколько вариантов сочетаний тепловых и отдельных технологических смещений опор или шеек коленчатого вала, а также вариант с идеально соосным расположением подшипников и шипов. Некоторые результаты расчетов на режиме максимальной мощности представлены в табл. 2.

Снижение расчетных значений минимальной толщины смазочного слоя, связанное с учетом тепловых деформаций картера, достигает 25%. Для первого коренного подшипника величина $\inf h_{\min}$ приближается к минимально допустимому для этого двигателя значению 1,6 мкм.

Таблица 2. Гидромеханические характеристики коренных подшипников при несоосностях различного вида

№ подшипника	$\inf h_{\min}$, мкм	α_h , град	h_{\min}^* , мкм	$\sup p_{\max}$, МПа	p_{\max}^* , МПа	N^* , Вт	Q^* , кг/с	T_{Σ}^* , °C
1	2,11 ¹⁾	78,0	8,19	81,8	19,5	568,4	0,037	97,9
	1,79 ²⁾	78,0	7,82	74,9	21,6	575,4	0,036	98,2
	1,87 ³⁾	71,0	7,66	77,6	21,7	583,8	0,037	98,1
	2,16 ⁴⁾	78,0	7,95	83,2	19,4	576,4	0,037	97,9
2	3,11	404,9	10,86	143,0	29,5	559,5	0,045	96,3
	2,53	431,8	8,24	163,7	31,4	609,7	0,043	97,4
	2,48	431,0	9,15	165,4	33,5	620,3	0,043	97,4
	3,11	404,9	10,86	143,9	29,2	559,4	0,045	96,3
3	3,46	469,3	6,91	68,3	25,8	621,2	0,045	97,1
	4,05	271,0	6,75	99,6	26,7	608,4	0,044	97,1
	4,41	275,9	7,77	94,7	22,7	578,3	0,043	96,9
	3,27	477,4	6,22	73,3	29,5	646,0	0,046	97,3

¹⁾ с учётом тепловых деформаций и технологических смещений подшипников;

²⁾ с учётом тепловых деформации и технологических смещений шеек;

³⁾ с учётом тепловых деформации, технологических смещений подшипников и шеек;

⁴⁾ с учётом технологических смещений подшипников и шеек

При модификации рубашки охлаждения, выполненной на основании предложенной модели, существенно улучшились не только условия работы крайних цилиндров, но и коренных подшипников скольжения. Так, относительные смещения центров отверстий в межцилиндровых перегородках под коренные шейки не превышают 5 мкм и

практически не сказываются на прогнозной работоспособности коренных подшипников дизеля ЧН 13/15.

Заключение

Необходимо отметить, что влияние несоосностей опор и шеек коленчатого вала, вызванных, в

том числе, тепловым состоянием картера двигателя, в большей степени будет сказываться на характеристиках работоспособности коренных подшипников двигателей больших габаритных размеров в направлении оси коленчатого вала. Но даже для наиболее компактного - четырехцилиндрового дизеля – учет тепловых деформаций картера позволяет прогнозировать более низкие, чем ранее, значения минимально допустимой толщины смазочного слоя.

Таким образом, разработанная конечноэлементная модель системы корпусных элементов дизельного двигателя жидкостного охлаждения совместно с методикой оценки ГМХ коренных подшипников позволяют решать связанные задачи оценки нагруженности картера и коренных подшипников коленчатого вала дизельного двигателя.

Представленная работа выполняется при финансовой поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009-2013 годы», Российского фонда фундаментальных исследований (проект 10-08-00424) и государственного задания Минобрнауки РФ (проект №2012044 – Г3 05).

Список литературы:

1. Ветров М. К. Разработка метода расчета параметров, характеризующих нагруженность подшипников многоопорных коленчатых валов поршневых машин: дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 1984. 201 с. 2. Балюк, Б.К. Пути повышения несущей способности коренных опор тракторного дизеля / Б. К. Балюк, Ю.В. Рождественский, М.К. Ветров, Л.Н. Фалеев // Двигателе-

строение. 1989. № 2. С. 48-49, 51. 3. Рождественский, Ю.В. Методика расчета системы коренных подшипников коленчатого вала с учетом податливости блок-картера двигателя / Ю.В. Рождественский, Н.А. Хозенюк, А.А. Мыльников // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – № 12. – С. 40-45. 4. Прокопьев, В.Н. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография. Ч. 1. /В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.Г. Караваяев и др. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. 2010. 157 с. 5. Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Гаврилов К.В., Хозенюк Н.А., Мыльников А.А. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик неавтономных подшипников скольжения коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания «Подшипники скольжения многоопорных валов» [Программа для ЭВМ] // Свидетельство о регистрации программ для ЭВМ № 2009610350, 14.01.2009.

Bibliography (transliterated):

1. Vetrov M. K. Razrabotka metoda rascheta parametrov, harakterizujuvix nagruzhennost' podshipnikov mnogoopornyh kolenchatykh valov porshnevyykh mashin: dis. ... kand. tehn. nauk. Cheljabinsk, 1984. 201 s. 2. Ba-ljuk, B.K. Puti povyshenija nesuwej sposobnosti korennyh opor traktornogo dizelja / B. K. Baljuk, Ju.V. Rozhdestvenskij, M.K. Vetrov, L.N. Faleev // Dvigatеле-stroenie. 1989. № 2. S. 48-49, 51. 3. Rozhdestvenskij, Ju.V. Metodika rascheta sistemy korenykh podshipnikov kolenchatogo vala s uchetom podatlivosti blok-kartera dvigatelja / Ju.V. Rozhdestvenskij, N.A. Hozenjuk, A.A. Myl'nikov // Trenie i smazka v mashinah i mehanizmah. – 2011. – № 12. – S. 40-45. 4. Prokop'ev, V.N. Dinamika i smazka tribosopryazhenij porshnevyykh i ro-tornykh mashin: monografija. Ch. 1. / V.N. Prokop'ev, Ju.V. Rozhdestvenskij, V.G. Karavaev i dr. Cheljabinsk: Izda-tel'skij centr JuUrGU. 2010. 157 s. 5. Prokop'ev V.N., Rozhdestvenskij Ju.V., Gavrilov K.V., Hozenjuk N.A., Myl'nikov A.A. Kompleks programm analiza dinamiki i gidromehaničeskix harakteristik neavtonomnykh pod-shipnikov skol'zhenija kolenchatykh valov dvigatelej vnutrennego sgoranija «Podshipniki skol'zhenija mnogo-opornykh valov» [Programma dlja JeVM] // Svidetel'stvo o registracii programm dlja JeVM № 2009610350, 14.01.2009.