

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 3 (257)
июль–сентябрь 2014

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Путинцев С.В., Кулешов А.С., Агеев А.Г.
Эмпирическая зависимость для исследования
механических потерь в четырехтактных дизелях

Плотников Л.В., Мажейко Н.А., Бусов К.А.
Совершенствование процесса распыливания топлива
в поршневых ДВС

Юр Г.С.
Технология интенсификации процесса сгорания
тяжелого топлива в дизелях

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И.
Улучшение топливной экономичности двигателей за
счет оптимизации систем наддува

Смирнов А.В.
Бесконтактные опоры турбокомпрессоров ДВС

Чернейко С.В., Ципенюк А.М.
Экспериментальная оценка характеристик упорного
гидродинамического подшипника с параллельными
поверхностями

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Иванов Д.А., Засухин О.Н.
Обработка пульсирующим газовым потоком
высокопрочных и пружинных сталей

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Дунаев А.В.
Особенности восстановления изношенных двигателей
внутреннего сгорания серпентиновыми
трибосоствами

Суранов Г.И., Ворков А.А., Попов В.С.
Совершенствование систем смазки автомобильных
двигателей

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Перспективные системы впрыска топлива для
снижения выбросов NO_x судовых двигателей
(материалы конгресса CIMAC 2013)

Новости Группы «Синара»

Новости «Трансмашхолдинга»

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Putintsev S.V., Kuleshov A.S. and Agheev A.G.
3 Empirical Dependence for Mechanical Losses Analysis
in Four-Stroke Diesel Engines

Plotnikov L.V., Mazheiko N.A. and Bussov K.A.
8 Improvement of Fuel Atomization in Reciprocating In-
ternal Combustion Engines

Yur G.S.
12 Boosting Combustion of Heavy Fuel in Diesel Engine

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

Tsyplenkin G.E. and Iovlev V.I.
16 Turbocharging System Optimization
as a Means to Improve Engine Fuel Efficiency

Smirnov A.V.
23 Noncontact Supports for Engine Turbocharger Rotors

Cherneiko S.V. and Tsipenyuk A.M.
29 Testing Hydrodynamic Thrust Bearings with Parallel
Surfaces for Performance

CONSTRUCTIONAL MATERIALS

Ivanov DA. and Zasukhin O.N.
34 Treatment of High-Strength and Spring Steels with
Pulsating Gas Stream

OPERATION AND MAINTENANCE ISSUES

Dunaev A.V.
37 Serpentine Trybo-Compounds in Reworking of Out-
worn Engine Parts

Suranov G.I., Vorkov A.A. and Popov V.S.
40 Improvement in Motorcar Engine Lubrication System

ENGINE BUILDING NEWS

44 Fuel Injection Concept for the Future Clean Diesel
Engines (CIMAC-2013 Papers)

7 News from «Sinara» Group

57 News from «TRANSMASHHOLDING»

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

В.А. Шелеметьев	<i>техн. директор</i>	ОАО «Коломенский завод», г. Коломна
В.А. Рыжов	<i>гл. конструктор</i>	ОАО «Коломенский завод», г. Коломна
Е.С. Васюков	<i>техн. директор</i>	ЗАО УК БМЗ, г. Брянск
В.А. Егоров	<i>ген. директор</i>	ОАО РУМО, Н. Новгород
А.К. Лимонов	<i>гл. конструктор</i>	ОАО РУМО, Н. Новгород
М.В. Бояркин	<i>гл. конструктор</i>	ОАО ХК «Барнаултрансмаш», г. Барнаул
В.М. Гребнев	<i>техн. директор</i>	ОАО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково
Р.Х. Хафизов	<i>зам. гл. констр. по двиг.</i>	ОАО КАМАЗ, г. Набережные Челны
А.А. Матюшин	<i>генеральный директор</i>	ОАО ЗМЗ, г. Заволжье
В.И. Федышин	<i>директор</i>	МАН Ферросталь, Санкт-Петербургский филиал
В.В. Коновалов	<i>1-й зам. ген.директора</i>	ОАО «Звезда», Санкт-Петербург
В.С. Мурзин	<i>дир.-гл. конструктор</i>	ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск
А.П. Маслов	<i>вед. инж.-конструктор</i>	ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск
А.С. Калюнов	<i>начальник ИКЦ</i>	ООО НЗТА, г. Ногинск

НИИ

В.С. Папонов	<i>ген. директор</i>	ОАО НИКТИД, г. Владимир
Д.П. Ильющенко-Крылов	<i>гл. инженер</i>	ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург
В.А. Сорокин	<i>зав. отделом</i>	ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург
В.И. Ерофеев	<i>нач. отдела</i>	И ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург
В.В. Альт	<i>директор</i>	ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск
Ю.А. Микутенко	<i>президент</i>	ООО НПХЦ «Миакрон-Нортон»
Б.А. Зеленев	<i>директор</i>	НТЦ ПМТ ФГУП ЦНИИМ, Санкт-Петербург
А.М. Махмудов	<i>с.н.с.</i>	ФГУП «Крыловский ГНЦ», Санкт-Петербург

ВУЗЫ

Ю.В. Галышев	<i>зав. кафедрой ДВС</i>	СПбГПУ, Санкт-Петербург
Н.Д. Чайнов	<i>проф. кафедры Э-2</i>	МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва
О.К. Безюков	<i>зав. кафедрой ТК СДВС</i>	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
А.А. Иванченко	<i>зав. кафедрой СЭУ</i>	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
Л.В. Тузов	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
А.С. Пунда	<i>проф. кафедры ДВС</i>	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
В.К. Румб	<i>проф. кафедры ДВС и АСЭУ</i>	ГМТУ, Санкт-Петербург
А.В. Смирнов	<i>нач. кафедры Д и ТУ</i>	ФГОУ ВПО ВИ(ИТ), Санкт-Петербург
В.О. Сайданов	<i>проф. кафедры Д и ТУ</i>	ФГОУ ВПО ВИ(ИТ), Санкт-Петербург
А.А. Обозов	<i>профессор кафедры ТД</i>	ФГБОУ ВПО БГТУ, г. Брянск
С.П. Косырев	<i>профессор кафедры ТАМ</i>	БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково
А.В. Разуваев	<i>профессор кафедры ТАМ</i>	БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.

Журнал издается при поддержке ФГОУ ВПО «Военный институт (инженерно-технический)» ВИ(ИТ), филиал «Военной академии материально-технического обеспечения», Санкт-Петербург.

Журнал включен в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата технических наук (www.vak.ed.gov.ru).

Электронные версии журнала (2005–2014 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

Выпускающий редактор Н.А. Вольская
Редактор инф. отдела Г.В. Мельник
Ст. редактор О.Д. Камнева
Верстка — А.В. Вольский

Сдано в набор 03.09.2014
Подписано в печать 20.09.14
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 236. Тираж 1000 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:
ООО «ЦНИДИ-Экосервис», 191123, Санкт-Петербург, а/я 65

Тел.: (812) 719-73-30
Факс: (812) 719-73-16

E-mail: ecology@rdiesel.ru
www.rdiesel.ru

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

Типография «СВЕТЛИЦА»
Лиц. ПД № 2-69-618, 196158,
Санкт-Петербург, Московское шоссе, 25, 215

© Журнал «Двигателестроение». 2014. № 3 (257)

ЭМПИРИЧЕСКАЯ ЗАВИСИМОСТЬ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДИЗЕЛЯХ

Путинцев С.В., д.т.н., профессор; Кулешов А.С., д.т.н., доцент; Агеев А.Г., аспирант
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Выполнен анализ и обоснована необходимость уточнения расчетных зависимостей для исследования механических потерь в ДВС. Предложено уточненное регрессионное уравнение, учитывающее нелинейный характер влияния температуры моторного масла на давление трения. Представлено сопоставление расчетных и экспериментальных данных при испытаниях различных двигателей.

Для уточнения расчетной оценки механических потерь, в частности, давления трения в современных поршневых двигателях в работе [1] была предложена эмпирическая зависимость (1). В ней учитывается влияние не только традиционно рассматриваемых скоростного и нагрузочного режимов, но и вязкостно-температурных свойств моторного масла, а также сил упругости поршневых колец

$$p_m(c_n, p_i, k, t_M, v_{100}) = 6,679 - 0,315c_n - 0,082p_i + 0,01k - 0,086t_M + 0,549v_{100} \quad (1)$$

где: p_m — среднее давление трения, бар; c_n — средняя скорость поршня, м/с; p_i — среднее индикаторное давление, бар; k — средняя тангенциальная сила упругости комплекта поршневых колец на поршне, Н; t_M — температура моторного масла в главной масляной магистрали, °С; v_{100} — кинематическая вязкость моторного масла при температуре 100 °С, сСт.

Эта регрессионная зависимость показала высокую надежность расчетного определения давления трения: максимальное расхождение с результатами эксперимента для представительной выборки двигателей не превысило 5 %. Вместе с тем, необходимо отметить, что формула (1), изначально была предназначена для «точечного» расчета механических потерь, поэтому не принимались во внимание веса и знаки каждого аргумента, связанные с физической сущностью рассматриваемого процесса трения. Кроме того, вычисление значений коэффициентов в уравнении (1) проводилось на основе линейной модели, достаточно приближенно отражающей влияние на механические потери теплового режима дви-

гателя, представление о котором дает, в частности, температура моторного масла.

Выполненные авторами оценки показали, что для решения задач исследования механических потерь необходимо развитие и уточнение зависимости (1) на основе анализа значимости аргументов, а также принятия к рассмотрению более сложного, нежели линейный, характера взаимосвязи давления трения и температуры моторного масла.

Цель данной работы состояла в разработке и анализе адекватности экспериментальных данных эмпирической зависимости, предназначенной для проведения исследовательских расчетов давления трения в поршневых ДВС.

Анализ эмпирических уравнений, приведенных в работе [1] и аналогичных зависимостей из других источников показал, что для решения задач исследования механических потерь представляет интерес ранжирование удельного веса и влияния каждого из аргументов на целевую функцию. Эта задача решается методом выстраивания своего рода «рейтинга влияния» аргументов. Теория регрессионного анализа [2] позволяет научно обоснованно определить несколько другое, а именно: значимость коэффициента при конкретном аргументе на основе вероятностного подхода (расчета коэффициента Стьюдента или доверительного интервала). Кроме того, определение этих статистических показателей предполагает наличие результатов не менее трех параллельных опытов, осуществление которых по причине высокой трудоемкости эксперимента не предусматривается методиками типовых испытаний ДВС.

Однако, сравнительную оценку влияния аргументов на функцию можно выполнить, применив достаточно простой (естественно, приближенный) прием. Так, если определить средние численные значения каждого из аргументов (см. данные табл. 1) и умножить его на соответствующий регрессионный коэффициент в формуле (1), то можно получить следующий ряд чисел (округленный до десятых долей): 3,0; 1,0; 6,4; 0,3 и 7,2, который определяет весовой вклад аргументов в формирование механических

Таблица 1

**Входные экспериментальные данные
для построения модели**

№ п/п	p_m , бар (функция)	Переменные (аргументы)					Обозначение двигателя (заводская марка)
		c_n , м/с	p_i , бар	v_{100} , сСт	k , Н	t_M , °С	
1	2,3	9,6	11	12	24	70	1Ч8,5/8,0 (ТМЗ-450Д)
2	2,0	8,8	8,9	11	27	100	4ЧН10,5/12 (Д-145Т, ВТЗ)
3	1,6	9,2	12,2	10	29	85	4Ч11/12,5 (Д-243, ММЗ)
4	1,7	10,7	10,2	10	33	80	8Ч11/11,5 (ЗиЛ-645)
5	1,9	10,9	12,8	13	34	95	12ЧН15/16 (12Н360, ЧТЗ)
6	2,0	8,7	17,9	14	62	75	16ЧН26/26 (1-2Д49, КТЗ)

потерь. Располагая эти числа в порядке убывания, можно представить «рейтинг влияния» аргументов следующим образом:

$$t_M; v_{100}; c_n; p_i; k. \quad (2)$$

Последовательность (2) показывает, что, с учетом структуры формулы (1), самым сильным и равным влиянием на трение обладают температура и исходная вязкость масла, далее следуют скоростной и нагрузочный режимы и, наименьшее влияние на трение оказывает сила упругости поршневых колец.

Такое распределение рейтинга влияния аргументов на первый взгляд выглядит несколько непривычным, так как обычно приоритет влияния на механические потери традиционно отдавали скоростному режиму работы двигателя. В то же время о сильнейшем влиянии на механические потери теплового состояния двигателя (температуры масла, охлаждающей жидкости или охлаждающего воздуха), давно известно [3–5 и др.]. Не случайно в описаниях типовых методов оценки механических потерь, в частности, метода прокручивания и метода отключения цилиндров, время измерения момента сопротивления в период отсутствия подачи топлива строго ограничено, а именно: «...*между 10-й и 15-й секундой после отключения подачи топлива...*» (ГОСТ 18509–88), так как опытным путем установлено, что за большой период отсутствия сгорания в цилиндре температура масла падает более чем на 5 °С, и это существенно (больше, чем допускает приведенная в указанном стандарте погрешность измерений) искажает результат измерения механических потерь.

Это означает, что тенденция доминирования теплового состояния двигателя по сравнению с другими влияющими на механические потери аргументами должна быть принята во внимание и проверена как в ходе анализа уточненной за-

висимости, так и при последующих исследованиях механических потерь современных ДВС.

Из многочисленных результатов экспериментальных работ известно, что форсирование поршневых двигателей по скоростному и нагрузочному режимам в подавляющем числе случаев приводит к росту механических потерь, поэтому в структуре уточненного уравнения, предназначенного для решения задач исследования этого параметра, отрицательные знаки коэффициентов регрессии при аргументах c_n и p_i следует априори заменить (назначить) положительными.

Из работ [4–7 и др.] известны эмпирические выражения для определения давления трения вида:

$$p_m = A + Bc_n; \quad (3)$$

$$p_m = A + Bp_i; \quad (4)$$

$$p_m = A + Bc_n + Cp_i; \quad (5)$$

$$p_m = A + Bc_n(p_c/p_0)^m, \quad (6)$$

где A , B , C и m — эмпирические коэффициенты; p_c — максимальное давление сжатия газов в цилиндре; p_0 — атмосферное давление.

Анализ содержания работ, в которых представлены зависимости (3–6) показал следующее:

➤ значения эмпирических коэффициентов получены, как правило, на основе обработки результатов испытаний одного типа двигателя, что сужает область применимости полученного уравнения;

➤ влияние скоростного режима на механические потери примерно в три раза выше, чем нагрузочного, что расходится с экспериментально наблюдаемым соотношением, достигающим 6–8 раз;

➤ учет теплового состояния двигателя, исходной вязкости моторного масла и упругости поршневых колец отсутствует.

Результаты серии сравнительных расчетов выполненных при прочих равных условиях по формулам (3–6) показали значительное расхождение с результатами эксперимента (до 32 %), что подтверждает их ограниченное применение для исследования механических потерь современных форсированных ДВС, в том числе, наиболее распространенного класса — четырехтактных дизелей.

Для уточнения расчетной модели, на основе методического подхода, примененного в работе [1], было предложено регрессионное уравнение вида:

$$p_m = f(c_n, p_i, v_{100}, k, t_M) = \beta_0 + \beta_1 c_n + \beta_2 p_i + \beta_3 v_{100} + \beta_4 k + \beta_5 t_M + \beta_6 t_M^2, \quad (7)$$

где β_0 – β_6 — коэффициенты регрессии.

Примечание: вид зависимости (5) не представлен, но однозначно следует из экспериментальных данных работы [6].

Таблица 2

Сравнение экспериментального и расчетного (по формуле 8) значений давления трения при изменении температурного режима работы дизеля 148,5/8

t_M , °C	v_{100} , сСт	c_n , м/с	p_i , бар	k , Н	Давление трения p_m , бар		Расхождение по (8), %
					Эксперимент	Расчет по (8)	
70					2,3	2,102	7,8
80					2,1	1,990	4,0
90	15	9,6	11,1	24	1,8	1,920	8,0
100					1,7	1,893	9,7
110					1,8	1,909	5,3

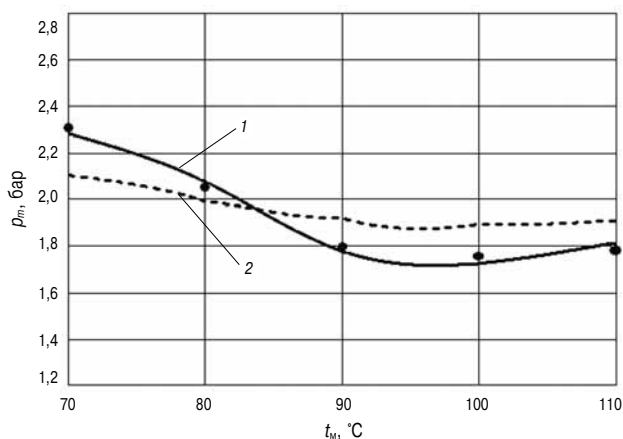


Рис. 1. Экспериментальное (1) и расчетное (2) значения давления трения дизеля 148,5/8 в зависимости от температуры моторного масла

Принципиальное отличие уточненной модели от ранее рассмотренных состояло не только в расширенном наборе аргументов, определяющих трение в двигателе, но и во введении нелинейной зависимости от температуры моторного масла, что было вызвано необходимостью более адекватного отражения влияния этого аргумента на среднее давление трения при решении задач исследования механических потерь в ДВС.

Для получения значений коэффициентов регрессии по методу наименьших квадратов (МНК) использовались имеющиеся в распоряжении авторов достоверные экспериментальные данные о механических потерях в различных быстроходных четырехтактных дизелях, представительная выборка которых охватывала широкий ряд мощностей (от 7 до 2210 кВт), включала различные типы охлаждения и конструкционного исполнения (табл. 1)

Окончательный вид искомого выражения в результате применения МНК к модели (7) определился как

$$p_m(c_n, p_i, v_{100}, k, t_M) = 3,032 + 0,0591c_n + 0,0063p_i + 0,0189v_{100} + 0,006k - 0,04354t_M + 0,0002151t_M^2 \quad (8)$$

Таблица 3

Сравнение экспериментального и расчетного (по формуле 8) значений давления трения при изменении скоростного режима работы дизеля 148,5/8

c_n , м/с	p_i , бар	t_M , °C	v_{100} , сСт	k , Н	Давление трения p_m , бар		Расхождение по (8), %
					Эксперимент	Расчет по (8)	
6,9	10,54	92	10	24	1,541	1,656	7,5
7,5	10,73				1,657	1,689	2,5
8,0	10,87				1,744	1,721	1,3
8,5	10,99				1,832	1,754	4,3
9,1	11,07				1,918	1,786	6,9
9,6	11,16				1,994	1,818	8,8

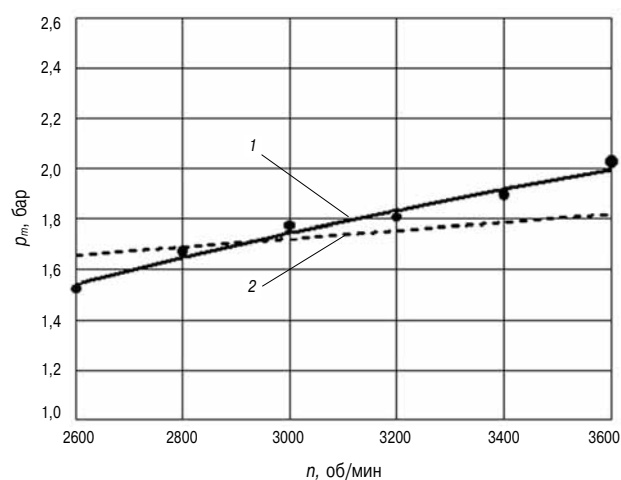


Рис. 2. Экспериментальное (1) и расчетное (2) значения давления трения дизеля 148,5/8 в зависимости от частоты вращения коленчатого вала

Сопоставление уровней влияния аргументов формулы (8) на давление трения, показало, что по сравнению со средней скоростью поршня влияние на указанную целевую функцию

- среднего индикаторного давления в 8 раз больше;
- исходной вязкости масла в 4 раза меньше;
- средней силы упругости поршневых колец в 2,5 раза меньше;
- температуры масла в 1,2 раз больше.

Таким образом, согласно этой оценке убывающий «рейтинг влияния» аргументов в уточненной модели следующий:

$$t_M; c_n; k; v_{100}; p_i \quad (9)$$

Уточненный «рейтинг аргументов» в последовательности (9) показывает, что наиболее сильное влияние на механические потери в формуле (8) оказывает температура масла, примерно тот же уровень (в 1,2 раза слабее) влияния имеет средняя скорость поршня, за ней следуют сила упругости

Таблица 4

Сравнение экспериментального и расчетного (по формуле 8) значений давления трения при изменении температурного режима работы дизеля 4ЧН10,5/12

$t_{\text{м}}$, °С	v_{100} , сСт	$c_{\text{и}}$, м/с	$p_{\text{и}}$, бар	k , Н	Давление трения p_m , бар		Расхождение по (8), %
					Эксперимент	Расчет по (8)	
80					2,1	1,977	6,3
90					2,0	1,908	3,7
100	15	8,8	8,5	33	2,0	1,881	3,1
110					1,9	1,897	2,9
120					2,0	1,957	3,7

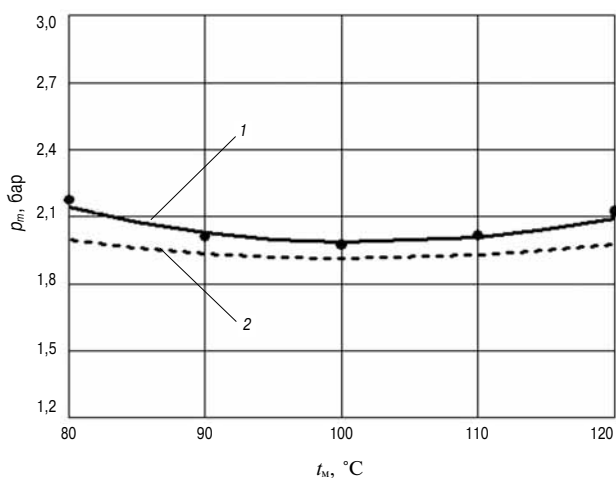


Рис. 3. Экспериментальное (1) и расчетное (2) значения давления трения дизеля 4ЧН10,5/12 в зависимости от температуры моторного масла

поршневых колец, исходная вязкость моторного масла, и, наконец, среднее индикаторное давление.

Анализ структуры уравнения (8) показывает, что за исключением температуры моторного масла, имеющей неоднозначное влияние на механические потери, увеличение численных значений всех остальных аргументов приводит к росту механических потерь двигателя.

Отмеченный характер влияния различных аргументов на величину механических потерь косвенно указывает на преобладание смешанного, сочетающего в себе черты гидродинамического (в большей мере) и граничного (в меньшей) режимов трения в смазываемых подвижных сопряжениях рассматриваемых двигателей.

Пригодность уравнения (8) для расчета величины механических потерь была проверена путем сопоставления расчетных и экспериментальных при раздельном изменении температуры моторного масла и средней скорости поршня. Выбор именно этих аргументов был обусловлен

Таблица 5

Сравнение экспериментального и расчетного (по формуле 8) значений давления трения при изменении скоростного режима работы дизеля 4ЧН10,5/12

$c_{\text{и}}$, м/с	$p_{\text{и}}$, бар	$t_{\text{м}}$, °С	v_{100} , сСт	k , Н	Давление трения p_m , бар		Расхождение по (8), %
					Эксперимент	Расчет по (8)	
5,6	11,1				1,5	1,636	9,9
6,4	11,3				1,6	1,684	5,5
7,2	11,4	100	11	33	1,7	1,732	2,7
8,0	11,5				1,9	1,780	4,4
8,8	11,6				2,1	1,828	9,9

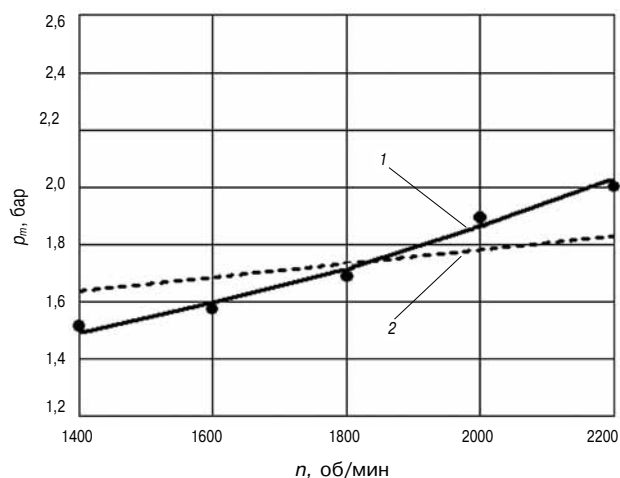


Рис. 4. Экспериментальное (1) и расчетное (2) значения давления трения дизеля 4ЧН10,5/12 в зависимости от частоты вращения коленчатого вала

тем, что, во-первых, именно они, согласно уточненному «рейтингу влияния» (9), оказывают наибольшее влияние на давление трения и, во-вторых, именно для них имеются достаточно надежные экспериментальные данные, полученные в ходе типовых (методом прокрутки) заводских испытаний двух дизелей с воздушным охлаждением (1Ч8,5/8 и 4ЧН10,5/12). Изменение температуры моторного масла в ходе экспериментальных измерений механических потерь указанных двигателей достигалось дефлектированием потока охлаждающего воздуха цилиндров и масляного радиатора.

Экспериментальные и расчетные данные по определению давления трения представлены в табл. 2–5 и на рис. 1–4 (согласно ГОСТ18509–88 и ГОСТ 14846–81). Из соображений удобства рассмотрения, скоростные характеристики механических потерь на рис. 1 и рис. 2 представлены в функции частоты вращения коленчатого вала (n). Приведенные данные демонстрируют, что

уточненная регрессионная зависимость (8) обеспечивает приемлемый уровень точности моделирования механических потерь при изменении, в частности, температурного и скоростного режимов работы двигателей. Так, при схожем характере изменения сравниваемых кривых, максимальное отличие расчетных и экспериментальных данных не превысило 10 %, что может быть признано вполне приемлемым при моде-

лировании такого сложного и многофакторного параметра, как механические потери ДВС.

Уравнение (8) допускает дальнейшее уточнение при наличии (или по мере получения) достоверных экспериментальных данных о влиянии на давление трения других входящих в него аргументов (k ; v_{100} и p), а также при проведении испытаний других типов двигателей.

Литература

1. Путинцев С.В., Кулешов А.С., Агеев А.Г. Оценка механических потерь современных поршневых двигателей // Двигателестроение. — 2013. — № 2 (252). — С. 15–20.
2. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. — М.: Наука, 1976. — 275 с.
3. Рикардо Г.Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания; пер. с англ. Ю.Л. Еганяна, В.И. Ивина и М.Г. Круглова / под общ. ред. М.Г. Круглова. — М.: ГНТИ, 1960. — 409 с.

4. Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов и др. под общ. ред. М.С. Ховаха. — М.: Машиностроение, 1977. — 591 с.

5. Тракторные дизели: справочник/Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян и др; под общ. ред. Б.А. Взорова. — М.: Машиностроение, 1981. — 535 с.

6. Deuss T., Ehnis H., Freier R. Reibleistungsmessungen am Befeuertem Diesel Motor Potenziale der Kolbengruppe // MTZ. — 2010. — № 5. — P. 327–330.

7. Орехов С.Н. Математическая модель рабочего процесса ДВС и ее идентификация // Наука и образование. — 2009. — № 12 [Электронное научно-техническое издание]: <http://technomag.stack.net>.



НОВОСТИ ГРУППЫ СИНАРА

ЛЮДИНОВСКИЙ ТЕПЛОВОЗСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД ПРИСТУПИЛ К ИСПЫТАНИЯМ НОВОГО МАГИСТРАЛЬНОГО ГРУЗОВОГО ТЕПЛОВОЗА ТГ16М



Опытный образец магистрального двухсекционного грузового тепловоза ТГ16М производства Людиновского тепловозостроительного завода (ЛТЗ, входит в холдинг «Синара-Транспортные Машины») проходит приемочные и сертификационные испытания в «Научно-исследовательском и конструкторско-технологическом институте подвижного состава» (ВНИКТИ, г. Коломна). Ранее тепловоз успешно прошел заводские испытания, результаты которых подтвердили

соответствие параметрам, заявленным в техническом задании.

Локомотив ТГ16М был разработан «Центром инновационного развития СТМ» (ЦИР СТМ, входит в холдинг СТМ) по заказу РЖД. Тепловоз предназначен для работы на путях Сахалинского отделения Дальневосточной железной дороги с шириной колеи 1067 мм и с возможностью эксплуатации на общесетевой колее 1520 мм.

Локомотив укомплектован современным двенадцатицилиндровым дизелем 12ДМ-21Л производства Уральского дизель-моторного завода (УДМЗ), микропроцессорной системой управления (МПСУиД), гидropередачей производства немецкой компании «Voith Turbo», что необходимо для эффективной проводки грузовых поездов большой массы в сложных климатических условиях Сахалина.

После завершения испытаний во ВНИКТИ первые 15 двухсекционных локомотивов ТГ16М пополнят парк Сахалинской железной дороги уже в 2015 году.