

рации. М.: Стандартинформ, 2010. - 11 с. 5. Гусаков С.В. Опыт применения метода планируемого эксперимента в исследованиях ДВС / С.В. Гусаков, А.С. Макаровский // *Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы X междунар. науч.-практич. конф.* - Владимир: ВлГУ, 2005. - С.38 - 39. 6. Квайт С.М. Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей / С.М. Квайт, Я.А. Менделевич, Ю.П. Чижнов. - М.: Машиностроение, 1990. - 256 с.

Bibliography (transliterated):

1. Leonhard R. Bosch Diesel Systems - Efficient Solutions for Future Commercial Powertrains / Rolf Leonhard // Pr. 6th AVL international commercial powertrain conference. Graz Austria: Helmut-List-Halle, May 25th - 26th, 2011. - P. 81 - 86. 2. Marchenko A.P.

Dviguni vnutrishn'ogo zgoryannya: Seriya pidruchnikiv u 6 tomach. T.1. Rozrobka onstruksii forsovanich dviguniv nazemnich transportnich mashin / A.P. Marchenko, M.K. Ryazantsev, A.F. Shehovtsov; za red. A.P. Marchenka, A.F. Shehovtsova. - Charkiv:Prapor, 2004. - 384 s. 3. Griitsyuk O.V. Teoretichni osnovi ta praktichni metodi stvorenniya visokoobertovogo malolit-razhnoho dizelya bagatotsil'ovogo pryznachennya: avtoref. dis. dokt. techn. nauk: 05.05.03 / NTU "CHPI". - Charkiv, 2010. - 39 s. 4. gost R54120-2010. Dvigateli avtomobil'nye. Puskovyye kachestva. Technicheskie trebovaniya. Vvod. 21.12.2010. Natsional'nyi standart Rossiiskoi Federatsii. M.: Standartinform, 2010. - 11 s. 5. Gusakov S.V. Opyt primeneniya metoda planiruемого eksperimenta v issledovaniyach dvs / S.V. Gusakov, A.S. Makarovskii // *Fundamental'nye i prikladnye problemy sovershenstvovaniya porshnevych dvigatelei: Materialy ch mezhdunar. nauch.-praktich. conf.* - Vladimir: VIGU, 2005. - s.38 ? 39. 6. Kvait S.M. Puskovyye kachestva i sistemy puska avtotraktornykh dvigatelei / S.M. Kvait, Ya.A. Mendeleevich, Yu.P. Chizhnov. - M.: Mashinostroenie, 1990. - 256 s.

УДК 621.433

В. А. Жуков, канд. техн. наук, А. Е. Ратнов, канд. техн. наук

**МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ
ДИЗЕЛЯ 8ЧН14/14 ДЛЯ ЕГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В СОСТАВЕ СУДОВОЙ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ**

Постановка проблемы

Анализ парка главных и вспомогательных судовых двигателей свидетельствует, что по экономическим и ресурсным показателям наиболее распространенные на флоте модели существенно уступают двигателям ведущих производителей. Проводимая в РФ модернизация водного транспорта предусматривает замену морально устаревших двигателей на более совершенные, отвечающие современным требованиям по надежности, экономичности и экологической безопасности.

Одним из вариантов модернизации судовых энергетических установок является использование в качестве судовых дизелей семейства 8 ЧН14/14, которые производятся ОАО «Тутаевский моторный завод».

Первоначально двигатель проектировался как автотракторный, и в настоящее время основными потребителями продукции ОАО «ТМЗ» являются автомобиле- и тракторостроительные предприятия России и ближнего зарубежья.

В условиях повышения конкуренции на рынке моторов перед ОАО «Тутаевский моторный завод» встала задача расширения рынка сбыта своей продукции за счет поиска новых областей применения.

Цель исследований – изучение возможности применения дизельных двигателей 8ЧН14/14 в качестве главных и вспомогательных двигателей в составе энергетических установок судов внутреннего и сме-

шенного плавания, а также анализ необходимых модернизаций при конвертации двигателя в судовую.

Изложение основного материала

Исследование проводилось совместно кафедрами Т и К СДВС (СПбГУВК) и ТМ и ДВС (РГАТА) на базе судов, эксплуатирующихся в Северо-Западном регионе Российской Федерации и подпадающих под действие правил Речного Регистра.

В результате проведенного анализа было установлено, что двигатель ЯМЗ-8481 имеет параметры (номинальная мощность и частота вращения) близкие к аналогичным параметрам дизельных двигателей, используемых в настоящее время в составе судовых энергетических установок в качестве главных двигателей на 74 судах, эксплуатирующихся под надзором Северо-Западной Инспекции Российского Речного Регистра.

Наиболее близкие показатели по мощности и частоте вращения коленчатого вала с двигателями серии 8481 имеют двигатели марок 6Ч(Н)15/18; 12Ч(Н)15/18; 6ЧСП(Н)18/22; 8ЧСП(Н)18/22 и ряд других двигателей. Общее количество дизелей, которые могут быть заменены дизелями производства ОАО «Тутаевский моторный завод» составляет около 80 % парка отечественных двигателей. На эти двигатели приходится около 50 % их суммарной мощности.

Особенно остро для судовладельцев стоит проблема замены дизелей типа Ч(Н)15/18, составляю-

щих 52 % всех отечественных дизелей речного флота [1].

Они принадлежат к семейству быстроходных четырехтактных дизелей с непосредственным впрыском. Рядные вертикального и горизонтального исполнения, шестицилиндровые Д6 и V-образные двенадцатицилиндровые Д12 с углом развала 60 град., без наддува и с газотурбинным наддувом, мощностью до 480 кВт. Дизели данных марок проектировались более 50 лет назад, в связи с этим морально устарели, обладают низкими технико-экономическими показателями, для них характерны интенсивные кавитационно-коррозионные разрушения в системах охлаждения. Так, на 37 судах Северо-Западного пароходства проектов Р-96, Р-96А, Р-96Б, 861А, на которых установлены двигатели 6 ЧСП 15/18, кавитационно-коррозионным разрушениям подвержены рубашки и втулки цилиндров 100 % двигателей. Замена разрушившихся деталей производится через 2...6 тысяч моточасов. По данным Северного речного пароходства эрозивно-коррозионный износ дизелей Ч 15/18 носит катастрофический характер. Это же подтверждает Пермский пассажирский порт, по данным которого особенно сильным разрушениям подвержены дизели 6 ЧСП15/18; 12ЧСП15/18, у которых за 1,5 – 2 года навигации поверхности втулок разрушаются настолько, что ремонту не подлежат.

Кроме отечественных двигателей, дизели типа ЯМЗ-8481 могут быть установлены взамен импортных двигателей производства фирмы SKL: 6VD18/15A-1; 6VD18/15AL-1; 6,8NVD26A-3, фирмы Skoda: 6C160; 6L275 и др.

Анализ выпускаемой заводом продукции показал, что из всего спектра моделей, выпускаемых ОАО «ТМЗ» наиболее перспективной для флота являются модификации модели 8435.10. Двигатели этой модификации хорошо komponуются с электрогенераторами и редукторами, имеют низкий расход топлива при малой массе и высоком ресурсе. Двигатели имеют индивидуальные головки цилиндров, масляное охлаждение поршней, оснащены системой газотурбинного наддува с охлаждением воздуха после компрессора.

Сравнение технических характеристик двигателя модели 8481 и его конструкции с требованиями, предъявляемыми Правилами Регистра [2], показывает:

1. Конструкция остова удовлетворяет требованиям Регистра.

2. Конструкция коленчатого вала удовлетворяет требованиям Правил Регистра. Проверочный расчет на прочность шеек и щек вала показал: требуемый Правилами Регистра диаметр шеек коленчатого вала – 72 мм, диаметр шатунной шейки коленчатого вала двигателя модели 8 ЧН14/14 – 86 мм (повышение запаса прочности в 1,2 раза), диаметр коренной шейки – 110 мм (повышение запаса прочности в 1,5 раза), толщина щеки вала – 30 мм удовлетворяет требованиям Правил Регистра.

3. Система газотурбинного наддува требует незначительной модернизации.

4. Топливная аппаратура в основном удовлетворяет требованиям Регистра.

5. Система смазки полностью соответствует требованиям Регистра.

6. Система электростартерного пуска удовлетворяет требованиям Регистра.

7. Система газовыпуска удовлетворяет требованиям Регистра.

8. Система управления и регулирования требует дополнительных испытаний и, возможно, модернизации.

9. Контрольно-измерительные приборы, устанавливаемые на серийно выпускаемом двигателе, требуют дополнения.

Таким образом, двигатели серии 8ЧН14/14 имеют реальную перспективу применения на судах речного и смешанного плавания.

Одной из основных проблем, которую необходимо решить при конвертации двигателя в судовую, является модернизация его системы охлаждения. Необходимость модернизации обусловливается изменением режимов работы двигателя и переводом его на двухконтурное охлаждение. Схема модернизированной системы охлаждения представлена на рис.1.

Данная схема отличается от схемы штатной системы охлаждения двигателя 8481.10, при его использовании как автотракторного, наличием внешнего контура, включающего насос забортной воды, водо-водяной охладитель и трубопроводы забортной воды.

Забортная вода охлаждает наддувочный воздух, нагнетаемый турбокомпрессором двигателя, масло системы смазки реверс-редуктора, охлаждающую жидкость внутреннего контура двигателя и сливается за борт.

В соответствии с предлагаемой модернизацией необходимо произвести подбор водо-водяного

холодильника, который должен заменить водо-воздушный радиатор, выбрать циркуляционный насос забортного контура и скомпоновать модернизированную систему охлаждения на двигателе.

На первом этапе исследований была определена составляющая теплового баланса, соответствующая потерям через систему охлаждения дизеля при работе по винтовой характеристике. Для этого

были использованы экспериментальные данные, полученные при испытаниях двигателя на ОАО «Тутаевский моторный завод». Теплобалансные испытания показали, что на режиме номинальной мощности и близких к ней режимах через систему охлаждения отводится 20 – 22 % теплоты, выделяющейся при сгорании топлива.

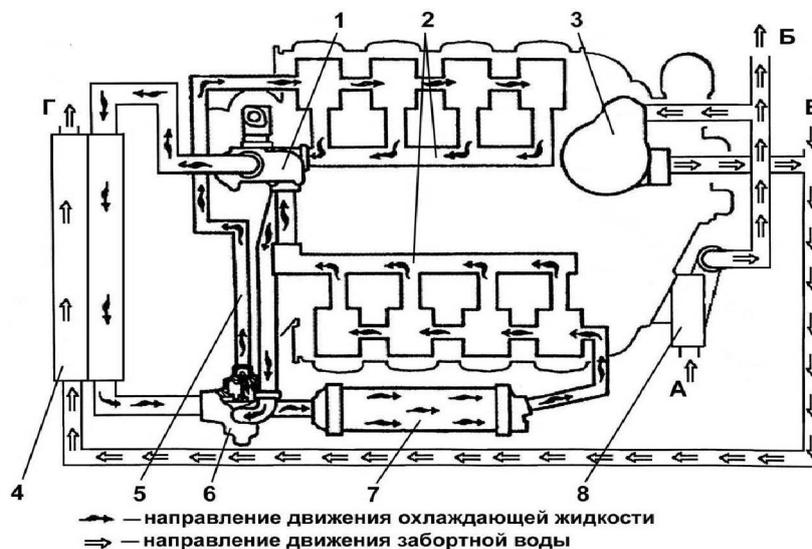


Рис. 1. Схема системы охлаждения двигателя:

А – вход забортной воды; Б – подвод воды к охладителю реверс – редуктора; В – отвод воды от охладителя реверс – редуктора; Г – выход забортной воды; 1 – коробка термостатов; 2 – водяные трубы; 3 – охладитель наддувочного воздуха; 4 – охладитель воды; 5 – трубопровод; 6 – водяной насос; 7 – водомасляный радиатор; 8 – насос забортной воды

Количество теплоты, отводимой через систему охлаждения, было использовано для подбора водо-водяного холодильника. Требуемая поверхность охлаждения теплообменного аппарата определялась по методике, описанной в работе [3].

Поверхность теплообмена водо-водяного холодильника определялась по формуле

$$F = \frac{q_{охл} \cdot g_e \cdot N_e \cdot H_u}{3,6 \cdot \bar{k} (\bar{t}_{вн} - \bar{t}_3)},$$

где $q_{охл}$ – доля теплоты, отводимой через систему охлаждения, принимаемая при проведении расчетов равной 22 % по результатам испытаний; g_e – удельный эффективный расход топлива (0,199 кг/(кВт·ч)); N_e – эффективная мощность двигателя (324 кВт); H_u – низшая теплота сгорания топлива, принимаемая равной 42000 кДж/кг; \bar{k} – средний коэффициент теплопередачи, принимаемый в соответствии с рекомендациями [4] для латунных трубок с внутренним диаметром менее 10 мм, применяемых в штатных водомасляных охладителях дви-

гателей семейства ЯМЗ-840, равным 1390 Вт/(м²·К); $\bar{t}_{вн}$ – средняя по теплообменному аппарату температура охлаждающей жидкости внутреннего контура (353 К); \bar{t}_3 – средняя по теплообменному аппарату температура жидкости забортного контура (309 К).

В результате расчетов получено значение требуемой площади поверхности теплообмена $F_{тр}$, равное 2,7 м².

Полученное значение площади поверхности теплообмена позволило рассмотреть несколько вариантов компоновки системы охлаждения: комплектация системы штатными теплообменными аппаратами или подбор новых теплообменных аппаратов.

Штатный водомасляный холодильник имеет следующие характеристики:

- материал трубок – латунь;
- внутренний диаметр трубок $d = 8$ мм;
- толщина стенки трубок $\delta = 0,5$ мм;
- длина рабочей части трубок $l = 143$ мм;

– количество трубок – 100;
 – площадь поверхности теплообмена
 $F_{ум} = 1,103 \text{ м}^2$.

Количество трубных пучков, которые необходимо установить в модуль водо-водяного охладителя, составляет

$$n = \frac{F_{mp}}{F_{ум}} = \frac{2,7}{1,103} = 2,44.$$

Полученное значение позволяет сделать заключение о том, что для организации двухконтурного охлаждения достаточно использование трех сблокированных теплообменных элементов типа вода-масло из стандартных комплектаций двигателей. С технологической точки зрения в условиях массового производства для двигателей малых серий или единичных заказов также целесообразнее использовать штатные теплообменные аппараты.

С целью минимизации гидравлического сопротивления внутреннего контура охлаждения теплообменные элементы предпочтительнее располагать параллельно, с циркуляцией жидкости внутреннего контура в межтрубном пространстве, а воды забортного контура – внутри трубок. Такая организация движения теплоносителей облегчает обслуживание и очистку теплообменного оборудования.

На втором этапе проведенных исследований производился подбор циркуляционных насосов для модернизируемой системы охлаждения в соответствии с рекомендациями [5].

Подача насоса внутреннего контура определяется по формуле

$$G_{cool} = K_0 \frac{\alpha_Q \cdot P_e \cdot g_e \cdot H_u}{1000 \Delta T_{cool} \cdot c_{cool}}, \text{ кг/ч}$$

где K_0 – коэффициент запаса подачи насоса, рекомендуется принимать 1,2...1,5; α_Q – доля теплоты, отводимая через систему охлаждения, для существующих двигателей в соответствии с ГОСТ 28160-89 определяется экспериментально; P_e – эффективная мощность двигателя, кВт; g_e – удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч); H_u – низшая теплота сгорания топлива, принимаемая равной 42000 кДж/кг; ΔT_{cool} – перепад температуры охлаждающей жидкости в рубашке охлаждения двигателя, в соответствии с ГОСТ 28160-89 рекомендуется принимать 10 К; c_{cool} – теплоемкость охлаждающей жидкости, принимаемая при расчетах 4200 Дж/(кг·К).

Расчеты, выполненные с наибольшим из рекомендованных коэффициентов запаса, позволили установить, что насос внутреннего контура должен обеспечивать подачу 21378 кг/ч (356 л/мин). В связи с тем, что гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата по внутреннему контуру незначительно отличается от гидродинамического сопротивления радиатора, устанавливаемого на двигателях ЯМЗ 8481, в качестве циркуляционного насоса внутреннего контура может быть использован штатный водяной насос конвертируемого двигателя – 240-1307010-А. В случае усложнения внутреннего контура, включения в него дополнительных теплообменных аппаратов и увеличения, в связи с этим, гидравлического сопротивления контура, возможно применение насосов 236-1307010-Б1, 7511.1307010-01, способных создавать более высокий напор.

Подбор насоса забортного контура производился на основании уравнения теплового баланса

$$G_{вн} \cdot c_{cool}^{вн} \cdot \Delta T_{вн} = G_3 \cdot c_{cool}^3 \cdot \Delta T_3,$$

где $G_{вн}, G_3$ – расходы охлаждающей жидкости соответственно, во внутреннем и забортном контурах; $c_{cool}^{вн}, c_{cool}^3$ – теплоемкости охлаждающей жидкости, соответственно, внутреннего и забортного контуров; $\Delta T_{вн}, \Delta T_3$ – перепады температуры охлаждающей жидкости, соответственно, во внутреннем и забортном контурах.

Если допустить, что $c_{cool}^{вн} \approx c_{cool}^3$; $\Delta T_{вн} \approx \Delta T_3$, то можно принять равными расходы охлаждающих жидкостей во внутреннем и забортном контурах. Это позволяет устанавливать в обоих контурах насосы одной модели, что облегчает комплектацию двигателя, облегчает его обслуживание в процессе эксплуатации, целесообразно с технологической точки зрения.

Насос забортной воды центробежного типа, встроен в двигатель и приводится во вращение через специальный редуктор, установленный на картере маховика.

Редуктор привода насоса забортной воды двухступенчатый, с цилиндрическими прямозубыми колесами. Смазка шестерен и подшипников осуществляется разбрызгиванием. Конструкция редуктора представлена на рис. 2, а его расположение на двигателе – на рис. 3.

Недостатком центробежного насоса является то, что циркуляция будет обеспечиваться только в том случае, если корпус его предварительно запол-

нен водой, т. е. насос не обладает способностью самовсасывания. Для удовлетворения требования самовсасывания по рассчитанной производительности может быть подобран насос вихревого типа.

При монтаже конвертированного двигателя на судне циркуляционный насос забортного контура системы охлаждения и водо-водяной холодильник подключаются к штатным судовым системам.

Выводы

Проведенные исследования и опытно-конструкторские работы позволяют:

– сделать заключение о хороших перспективах использования двигателей семейства ЧН14/14, производимых ОАО «Гутаевский моторный завод» в составе судовых энергетических установок;

– выполнить обоснованный подбор основных элементов модернизированной системы охлаждения;

– произвести компоновку элементов модернизированной системы охлаждения на двигателе.

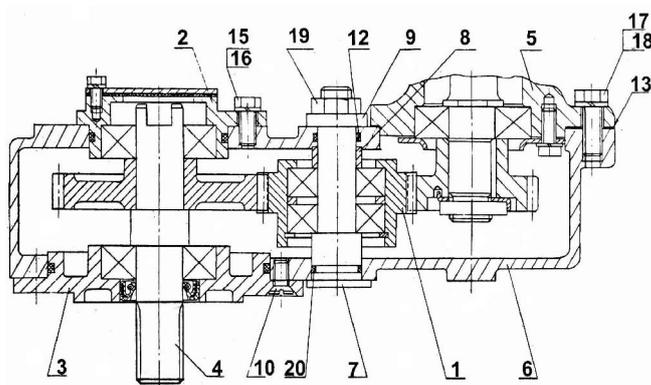


Рис.2. Редуктор привода насоса забортной воды:

1 – шестерня промежуточная с подшипником; 2, 3 – корпус подшипника; 4 – вал ведущий; 5 – насос забортной воды; 6 – корпус редуктора; 7 – ось; 8 – втулка; 9 – шайба; 10 – винт; 12 – кольцо; 13 – прокладка; 15, 16, 17, 18 – болты, шайбы; 19 – гайка; 20 – кольцо

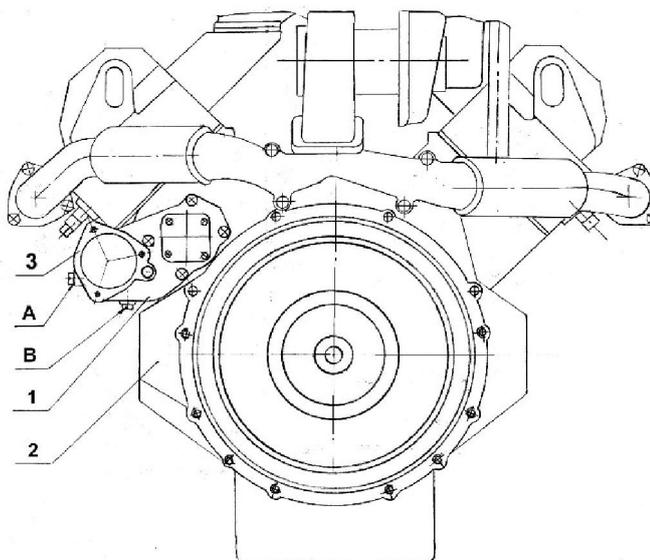


Рис. 3. Установка редуктора привода насоса забортной воды на двигателе:

A – контрольное отверстие уровня масла в редукторе; B – сливное отверстие;
1 – редуктор; 2 – картер маховика; 3 – фланец для крепления насоса забортной воды

Список литературы:

1. Безюков О. К. Парк дизелей судов внутреннего и сме-

шанного плавания и перспективы его развития // О. К. Безюков, О. В. Афанасьева / Труды Международной научно-практической конференции «Безопасность водного

транспорта». – Т.3, СПб.: Изд-во СПГУВК, 2003 – С. 12-17. 2. Российский речной регистр. Правила (в 3-х т.). М.: Изд-во «Марин инжиниринг сервис», 1995 – Т. 2. – 395 с. 3. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. [Ефимов С.И., Иващенко Н.А., Ивин В.А. и др.]. – М.: Машиностроение, 1985. – 417 с. 4. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.В. Каневец, В.М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 342 с. 5. Дизели судовые, тепловозные, промышленные. Насосы для систем охлаждения Метод расчета подачи: ГОСТ 28160-89. – М.: Стандартинформ, 2007. – 5 с.

Bibliography (transliterated):

1. Bezjukov O. K. Park dizelej sudov vnutrennego i smeshannogo plavanija i perspektivy ego razvitija / / O. K. Bezjukov, O. V. Afanas'eva / Trudy Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii «Bezopasnost' vodnogo transporta». – Т.3, SPb.: Izd-vo SPGUVK, 2003 – S. 12-17. 2. Rossijskij rečnoj registr. Pravila (v 3-h t.). M.: Izd-vo «Marin inzhiniring servis», 1995 – T. 2. – 395 s. 3. Dvigateli vnutrennego sgoranija. Sistemy porshnevyyh i kombinirovannyh dvigatelej. [Efimov S.I., Ivawenko N.A., Ivin V.A. i dr.]. – M.: Mashinostroenie, 1985. – 417 s. 4. Bazhan P.I. Spravochnik po teploobmennym apparatam / P.I. Bazhan, G.V. Kanevec, V.M. Seliverstov. – M.: Mashinostroenie, 1989. – 342 s. 5. Dizeli sudovye, teplovoznye, promyshlennye. Nasosy dlja sistem ohlazhdenija Metod rascheta podachi: GOST 28160-89. – M.: Standartinform, 2007. – 5 s.

УДК 532.5: 532.135; 621.822

И. Г. Леванов, канд. техн. наук, И.В. Мухортов, инж.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ
«ПОРШНЕВОЕ КОЛЬЦО-ЦИЛИНДР»**

Основной целью расчёта трибосопряжения «поршневое кольцо-цилиндр» поршневой машины является определение силы трения. Уточнение математических моделей расчёта таких трибосопряжений является актуальной задачей, поскольку позволяет повышать достоверность расчёта механических потерь [1]. Достоверность расчётов определяются тем, насколько адекватно математическая модель описывает физические процессы, происходящие в трибосопряжениях.

Режим смазки и трения, в котором работают трибосопряжения «поршневое кольцо-цилиндр» двигателей внутреннего сгорания, до сих пор остаётся предметом научных дискуссий и исследований. Сегодня выделяются три точки зрения [1].

Первая – основана на зависимости силы трения от нагрузки, что характерно для граничного режима трения [2-4].

Вторая – объединяет авторов работ [5-8], считающих, что сопряжение «поршневое кольцо-цилиндр» работает в жидкостном (гидродинамическом) режиме трения. Об этом свидетельствуют экспериментально измеренные значения толщины смазочного слоя между кольцом и цилиндром по ходу поршня, превышающие высоту микронеровностей поверхностей.

Третья – заключается в том, что наиболее вероятным режимом трения поршневых колец о цилиндр является переходный от смешанного к граничному (не гидродинамический). В пользу этой точки зрения свидетельствует тот факт, что трение колец о цилиндр определяется не только вязкостью

смазочного масла, а зависит от свойств противоизносных присадок [1]. Иными словами от индивидуальных микрореологических свойств масла.

Силу граничного трения определяют по зависимости Амонтона в виде

$$F = P \cdot f, \tag{1}$$

где P – нормальная нагрузка на поршневое кольцо; f – коэффициент граничного трения кольца о цилиндр.

Последний, как правило, определяется из известных экспериментальных данных.

Результаты расчёта по зависимости (1) несколько завышены по сравнению с экспериментальными данными [1].

В предположении о жидкостном режиме трения кольца о поверхность цилиндра сила трения определяется на основе выражения, являющегося следствием закона Ньютона и решения уравнения Рейнольдса [1]:

$$F = \iint_A \left(\frac{\mu v}{h} + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{h}{2} \right) dA, \tag{2}$$

где A – площадь смоченной поверхности; μ – коэффициент динамической вязкости; v – скорость скольжения тела; h – толщина смазочного слоя; p – гидродинамическое давление; x – координата в направлении скольжения тела.

Как отмечено в [1], расчёты силы трения по зависимости (2) дают заниженные значения силы трения по сравнению с экспериментом.