

ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОСТИ МИНЕРАЛЬНОГО МОТОРНОГО МАСЛА И ПРИСУТСТВИЯ В НЕМ АНТИФРИКЦИОННОЙ ПРИСАДКИ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ МАЛОРАЗМЕРНОГО ДИЗЕЛЯ

*С.В. Путинцев, д.т.н., проф., С.П. Чирский, к.т.н., доц.
МГТУ им. Н.Э. Баумана
С.С. Стрельникова, м.н.с.
ИМАШ РАН*

Представлены результаты сравнительных испытаний трех видов смазочных материалов: высоковязкого минерального моторного масла, маловязкого минерального моторного масла и высоковязкого масла с жидкой маслорастворимой антифрикционной присадкой. Цель испытаний — определение влияния вязкости масла и наличия в нем антифрикционной присадки на общие механические потери двигателя. Испытания проводились на экспериментальной макетной установке на базе малогабаритного быстроходного дизеля. Механические потери определялись двумя методами: электродинамическим и калориметрическим. Результаты тестирования выявили значимое (превышающее погрешность измерения контрольных величин) и однозначное влияние вязкости масла на трение в поршневом двигателе, а именно: снижение высокотемпературной вязкости моторного масла на 62 % привело к подавлению трения в дизеле в среднем на 22 %; при введении в вязкое моторное масло антифрикционной присадки снижение трения составило 6 %. В ходе исследования установлено, что характер изменения механических потерь в дизеле от времени и скоростного режима испытаний соответствует известным научным представлениям о процессах трения смазываемых деталей машин.

Несмотря на большое количество работ, посвященных различным аспектам применения моторных масел в ДВС, научных исследований маловязких энергосберегающих моторных масел, которые в настоящее время выходят на первое место в ряду смазочных материалов для бензиновых и гибридных двигателей современных автомобилей, явно недостаточно. Известные публикации, касающиеся феномена маловязких моторных масел, носят в основном информационно-аналитический характер [1–3 и др.], что оставляет за рамками объяснение как механизма энергосберегающего эффекта, так и обоснование ограничений применения этой группы смазочных материалов. В частности, данное замечание относится к дефициту экспериментальных данных и обобщений о влиянии на

трение поршневого двигателя вязкости минеральных моторных масел, по определению не обладающих высокими смазывающими свойствами по сравнению с полностью синтетическими моторными маслами, составляющими основу всех производимых в настоящее время энергосберегающих смазочных материалов для ДВС. Нет пока ответа на вопрос об эффективности введения отдельно производимых антифрикционных присадок в готовые товарные формы летних (т. е. вязких) минеральных моторных масел. И наконец, высокий интерес для науки и практики представляет получение информации о возможности и целесообразности использования в качестве энергосберегающих смазочных материалов для быстроходных дизелей универсального типа новых продуктов на рынке автохимии, а именно предназначенных для смазки гибридных силовых агрегатов автомобилей сверхмаловязких (ultra low-viscosity) смазочных материалов вязкостных классов SAE 0W-16 и SAE 0W-8.

Цель данной работы состояла в выявлении влияния вязкости минерального моторного масла и наличия в нем антифрикционной присадки на механические потери малоразмерного быстроходного дизеля в условиях испытаний на макетной установке.

Для достижения указанной цели к решению были поставлены следующие задачи:

1. Определение того, как влияет значительное (порядка 50 % и более) снижение вязкости моторного масла на механические потери в дизеле.
2. Оценка результативности введения известной антифрикционной присадки в вязкое минеральное моторное масло.
3. Проверка эффективности применения двух различных методов трибологии поршневых машин при натурном моделировании процессов трения в ходе тестирования смазочных материалов.

Объекты, средства и методы испытаний

В данной работе к испытаниям были представлены три объекта:

1. Минеральное моторное масло М-10Г2К (SAE 30 API CC), дизельное, летнее (т. е. исходно высоковязкое) с паспортной кинематической

вязкостью при температуре 100 °С, равной в среднем 10 сСт. Реальное значение этой высокотемпературной вязкости по результатам лабораторных измерений, выполненных согласно ГОСТ 33768–2015, составило 13 сСт.

2. Масло по п.1, содержащее 3 % (об.) жидкой маслорастворимой антифрикционной присадки известной торговой марки, тип и название которой из соображений защиты авторских прав производителя здесь не раскрывается. Измеренное значение кинематической вязкости при 100 °С этой смазочной композиции отличалось от вязкости объекта 1 в сторону занижения на 2 сСт (15 %), оказавшись равным 11 сСт, что позволило отнести это масло в вязкому.

3. Масло по п.1, разбавленное зимним дизельным топливом в соотношении 3:1 до значения кинематической вязкости 5 сСт при 100 °С, что было на 62 % меньше вязкости объекта 1 и соответствовало среднему значению аналогичного показателя сверхмаловязких масел класса SAE 0W-8 [4].

При проведении данной работы для определения механических потерь, обусловленных трением смазываемых деталей поршневого двигателя, параллельно использовали два метода:

1. Электродинамический, основанный на измерении электрической мощности в цепи приводного электродвигателя, затрачиваемой на прокрутку коленчатого вала ДВС.

2. Калориметрический, предусматривающий измерение обусловленных трением температур стенки цилиндра и моторного масла в главной масляной магистрали.

Применение как первого, так и второго методов стало возможным, поскольку режим испытаний осуществлялся прокруткой поршневого двигателя без сжатия, сгорания и охлаждения, т. е. выполнено натурное моделирование процессов трения в поршневом двигателе, опробованное и хорошо показавшее себя при сравнительном трибометрическом тестировании смазочных материалов и вариантов модернизации смазываемых деталей ЦПГ ДВС [5, 6].

В качестве средства испытаний применялась макетная установка на базе дизеля 1Ч8,5/8,0 (ТМЗ-450Д) [6], снабженная необходимым оборудованием и приборами для осуществления режимов испытаний, а также отслеживания регулируемых и контрольных величин (рис. 1).

В число регулируемых (задаваемых) величин входили:

- частота вращения коленчатого вала n и масляного насоса $n_{\text{мн}}$ (автономный привод);
- давление масла в главной масляной магистрали дизеля $p_{\text{м}}$;
- время (продолжительность) испытаний T ;

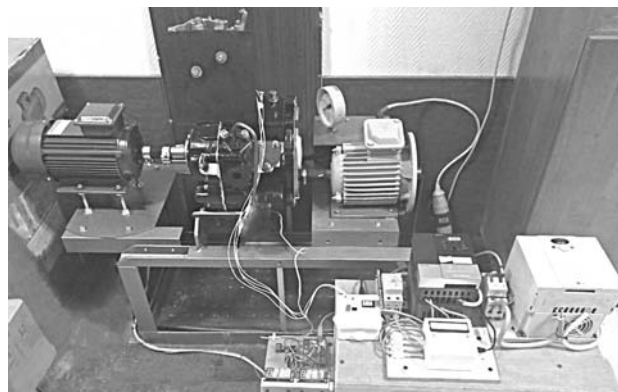


Рис. 1. Общий вид макетной установки на базе дизеля 1Ч8,5/8,0 (ТМЗ-450Д)

➤ соотношение между частотами вращения коленчатого вала дизеля и вала масляного насоса, а также диапазон значений давления масла в главной масляной магистрали: $n_{\text{мн}} = 0,5n$ и $p_{\text{м}} = 0,3...0,5$ МПа.

К контрольным (подлежащим измерению как показатели уровня трения в двигателе) были отнесены:

- мощность, затрачиваемая на прокрутку дизеля — N ;
- температура цилиндра t_c , определяемая как среднее арифметическое двух температур противоположных сторон стенки цилиндра в плоскости качания шатуна в среднем по высоте цилиндра поясе, т. е. в зоне, где поршень при движении в цилиндре имеет наибольшую скорость и более всего нагревает стенки последнего;
- температура моторного масла в главной масляной магистрали — $t_{\text{м}}$.

Контрольные величины N и $t_{\text{м}}$ в условиях прокрутки дизеля без сжатия, сгорания и охлаждения непосредственно характеризуют общие потери на трение в смазываемых сопряжениях ЦПГ и КШМ двигателя; контрольная величина t_c характеризует уровень трения в ЦПГ.

Методика проведения испытаний каждого объекта включала два последовательных этапа, переходящих один в другой без остановки:

этап 1 — прокрутка дизеля на постоянной частоте вращения коленчатого вала 1000 об/мин в течение времени $T = 60$ мин;

этап 2 — построение скоростной характеристики механических потерь дизеля в диапазоне частот вращения от 1000 до 2000 об/мин с шагом 200 об/мин за общее время $T = 10$ мин.

Во избежание проявления известного эффекта последствия антифрикционных присадок, приводящего к нарушению принципа прочих равных условий при сравнительных испытаниях, тестирование объекта 2 проводили после испытаний объектов 1 и 3.

Обработка результатов испытаний

Обработка полученных результатов сводилась к построению в одних координатных осях зависимостей каждой из трех контрольных величин N , t_c и t_m : от времени испытаний T при постоянной частоте вращения (этап 1); в зависимости от частоты вращения коленчатого вала n (этап 2); анализу характера протекания кривых и вычислению средних значений каждой контрольной величины для каждого объекта за время испытаний T на соответствующем этапе.

Для идентификации факта значимого, т. е. превосходящего погрешность измерения контрольной величины, снижения механических потерь при переходе от одного смазочного материала (объекта испытаний) к другому использовалось сопоставление полученной разницы значений сходственных контрольных величин сравниваемых пар объектов 1–2, 1–3 и 2–3 с доверительным интервалом погрешности измерения I контрольной величины в его абсолютном Δ и относительном δ выражениях.

Доверительные интервалы погрешностей измерения I , представляющие собой модули удвоенных предельных абсолютных ΔK и относительных δK погрешностей, определенные на основании обработки паспортных данных оборудования и измерительных приборов, составили для мощности трения N : $I\Delta N = 0,08$ кВт; $I\delta N = 3\%$; для температур стенки цилиндра и моторного масла t_c и t_m : $I\Delta t_c$ и $I\Delta t_m = 1^\circ\text{C}$; $I\delta t_c$ и $I\delta t_m = 1\%$ соответственно.

Разница сходственных контрольных величин считалась значимой, если превосходила их доверительный интервал погрешности измерений: $\Delta K > I\Delta K$ или $\delta K > I\delta K$, где K — контрольная величина.

Результаты испытаний и их обсуждение

Как следует из результатов испытаний, приведенных на рис. 2 и 3, изменение каждой из трех контрольных величин N , t_c и t_m для каждого из трех объектов 1...3 при варьировании значений одной и той же регулируемой величины (T либо n) имеет сходный характер, что указывает в целом на идентичность протекающих процессов трения и, соответственно, на отсутствие методических нарушений при проведении испытаний.

Анализируя поведение кривых на рис. 2, где переменной (задаваемой) величиной при проведении испытаний являлось время T , следует отметить логичное поведение функций $N = f(T)$ и $t_{c,m} = \varphi(T)$, согласующееся с известным характером изменения, в первом случае, момента сопротивления ДВС при прокрутке во время обкатки и, во втором случае, с характером изменения температуры трущегося тела в условиях отсутствия принудительного охлаждения.

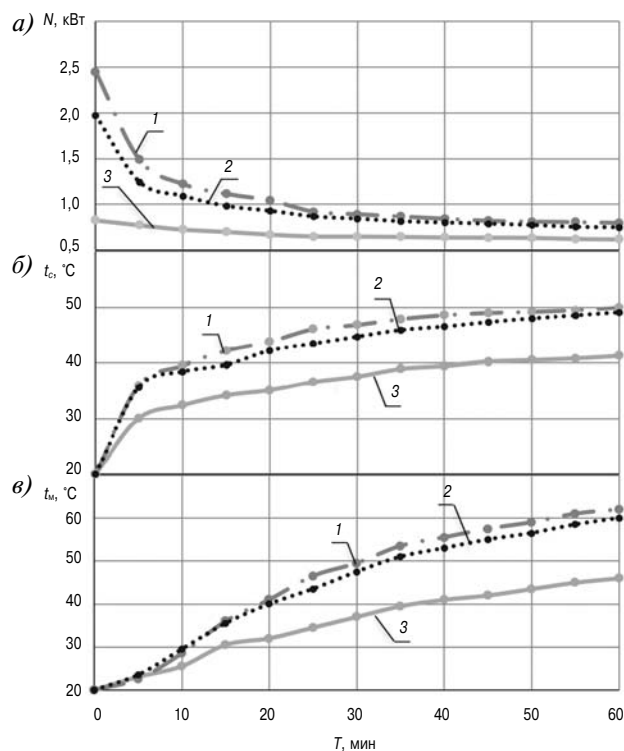


Рис. 2. Зависимость контрольных величин N (а), t_c (б) и t_m (в), характеризующих трение в дизеле 1С48,5/8,0, от времени испытаний T для объектов 1...3

Представленное на рис. 2 нелинейное по характеру и происходящее с падающей интенсивностью снижение мощности трения N и, наоборот, возрастающее по мере увеличения продолжительности прокрутки T обусловленных работой сил трения температур t_c и t_m , приводило в итоге к стабилизации на определенном уровне значений как мощности трения N , так и температур t_c и t_m .

Такое поведение указанных контрольных величин соответствует известным положениям физики граничного трения [7] и указывает на аналогию процесса испытаний объектов на этапе 1 процедуры приработки смазываемых деталей поршневого двигателя [8].

Продолжительность испытаний до момента стабилизации значений мощности трения N и температуры цилиндра t_c для всех трех объектов составила в среднем 45 мин; стабилизация значений температуры масла t_m за период прокручивания $T = 60$ мин не была достигнута, что можно объяснить большей (по сравнению с цилиндром) площадью тепловоспринимающей поверхности масляного картера и масляных каналов, обслуживаемых потоком моторного масла, температура которого измеряется в зоне торцевой стенки главной масляной магистрали.

Из рассмотрения относительного расположения кривых, соответствующих объектам 1...3, на

рис. 2 можно заключить, что различие антифрикционных свойств высоковязкого минерального масла (объект 1), этого же масла с присадкой — вязкого (объект 2) и сверхмаловязкого минерального масла (объект 3) проявилось достаточно четко, но по-разному для различных контрольных величин.

Так, по характеру изменения мощности трения N за период прокрутки на постоянной частоте вращения коленчатого вала (рис. 2, а), видно, что значения этой контрольной величины для сравниваемых объектов значительно отличаются друг от друга в стартовый момент, когда смазочный материал имеет наименьшую (комнатную) температуру, т. е. наибольшую вязкость. Мощность трения N , обусловленная затратами на прокрутку коленчатого вала (и движение поршня в цилиндре) в условиях вязкого сопротивления особенно высока, а значения мощностей трения объектов 1...3 существенно разнятся.

По мере прогрева трением в ходе прокрутки вязкость смазочного материала с наибольшим начальным трением (объект 1 — высоковязкое минеральное масло) падает быстрее в сравнении с двумя другими смазочными материалами. Гидродинамическое трение объекта 1 снижается более интенсивно, чем у объекта 2, на изменение вязкости которого, скорее всего, оказывает влияние антифрикционная присадка, и особенно чем у объекта 3, поэтому кривые сравниваемых объектов сближаются, сохраняя при этом начальное расположение относительно друг друга: кривая объекта 1 (высоковязкое минеральное масло) выше всех — наибольшее трение; кривая объекта 2 (вязкое минеральное масло с антифрикционной присадкой) — несколько ниже кривой объекта 1, и, наконец, кривая объекта 3 (сверхмаловязкое минеральное масло) занимает наиболее низкое положение по отношению к кривым объектов 1 и 2.

Расположение и характер изменения контрольных величин t_c и t_m , обусловленных трением, — соответственно (рис. 2, б) и (рис. 2, в), подобно тому, что имеет место на рис. 2, а, за исключением начального участка, на котором все температуры объектов сходятся в одной точке, являющейся температурой окружающей среды на момент начала испытания.

Отличие характера изменения температур t_c и t_m — более высокая интенсивность увеличения температуры t_c в начальный период прокрутки по сравнению с температурой t_m . Объяснение этому состоит в более высокой интенсивности процесса трения в ЦПГ, чем в кривошипно-шатунном механизме (КШМ) и, как указывалось выше, в меньшей тепловоспринимающей площади внутренней поверхности стенки цилиндра по

сравнению с поверхностью масляного картера и каналов системы смазки.

Аналогичное описанному выше относительное расположение сравниваемых кривых сохраняется на всех графиках этапа 2 (скоростные характеристики механических потерь) (рис. 3).

Характер изменения кривых всех контрольных величин на скоростных характеристиках механических потерь на этих графиках в целом имеет логичный, исходя из природы формирования сил трения в преимущественно гидродинамическом режиме смазки деталей ЦПГ и КШМ, вид: потери на трение всех объектов и по всем контрольным величинам слабо нелинейно возрастают при увеличении частоты вращения коленчатого вала n . Такое поведение кривых скоростных характеристик на рис. 3 хорошо согласуется с характером изменения механических потерь быстроходных ДВС по результатам снятия аналогичных характеристик типовыми методами прокрутки, часового расхода топлива на холостом ходу, отключения цилиндров и выбега согласно ГОСТ 18509–88 и ГОСТ 14846–81.

Данное обстоятельство указывает на добротность методики и применимость обоих способов (электродинамического и калориметрического) для оценки не только значимых, но и малых (до 10 %) изменений механических потерь.

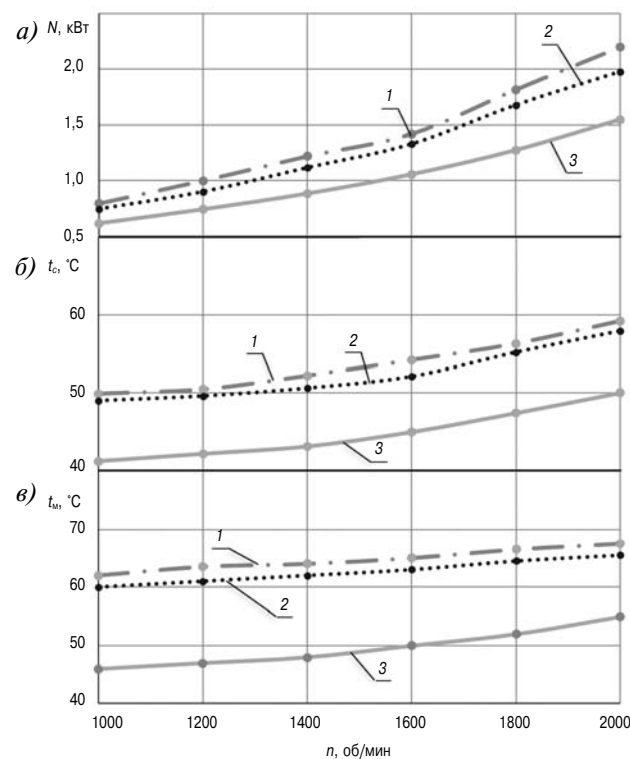


Рис. 3. Зависимость контрольных величин N (а), t_c (б) и t_m (в), характеризующих трение в дизеле 1С48,5/8,0, от частоты вращения коленчатого вала n для объектов 1...3

Оценка итоговых результатов испытаний объектов, представленная в таблице, показала, что, если за основную точку отсчета взять результаты испытаний объекта 1 – летнее (высоковязкое) минеральное моторное масло, рекомендованное заводом-изготовителем в качестве смазочного материала для дизеля 1Ч8,5/8,0, то наиболее эффективным техническим решением для минимизации механических потерь следует признать существенное снижение вязкости данного смазочного материала, т. е. применение сверхмаловязкого масла (объекта 3). В данной работе уменьшение высокотемпературной вязкости моторного масла М-10Г2К с 13 до 5 сСт (на 62 %) сопровождалось снижением механических потерь дизеля 1Ч8,5/8,0 на 22 %. Замена объекта 2 (вязкое минеральное моторное масло с антифрикционной присадкой) на то же самое масло без указанной присадки, но обладающее примерно в два раза меньшей высокотемпературной вязкостью (объект 3), привела к снижению трения в смазываемых сопряжениях дизеля на 18 %.

Переход от объекта 1 к объекту 2, т. е. от высоковязкого минерального масла к вязкому маслу с антифрикционной присадкой, обеспечил в среднем 6 %-ное снижение потерь на трение дизеля. Этот достаточно скромный результат снижения трения нельзя напрямую связывать с антифрикционным действием присадки: сопоставление данных о реальной вязкости объектов и условий испытаний указывает на то, что антифрикционная присадка, скорее всего, не проявила в полной мере свои служебные свойства в условиях умеренных температур смазочного материала (от 20 до 65 °С) и отсутствия высоких нагрузок на смазываемые детали. Кроме того, повышение эффективности антифрикционных присадок следует ожидать при использовании последних в маловязких моторных маслах, о чем сообщалось выше в вводной части данной статьи как о достаточно известном факте, подтверждение которого не входило в перечень задач настоящего исследования.

Сравнение значений относительных разниц контрольных величин, полученных для сравниваемых пар объектов 1...3, показало, что энергодинамический способ оценки механических потерь обнаружил в ходе данного исследования несколько большую (в среднем на 5 %) чувствительность к изменению трения, чем calorиметрический способ. Такой результат, имеющий противоположный знак по сравнению с полученным в работе [5], объясняется применением в данном исследовании улучшенной схемы измерения электрической мощности приводного электромотора, что обеспечило полную компенсацию искажений при контроле силы тока.

Эффективность снижения механических потерь по результатам сравнительных испытаний объектов 1...3

Контрольная величина К, размерность	Разницы средних значений контрольных величин для пар сравниваемых объектов			Интервал погрешности измерения контрольной величины ИК	Оценка значимости результата сопоставления		
	1–2	1–3	2–3		1–2	1–3	2–3
N , кВт (%)	0,13 (9)	0,39 (27)	0,26 (21)	0,08 (3)	↓	↓	↓
t_c , °С (%)	2 (4)	9 (17)	7 (13)	1 °С (1)	↓	↓	↓
t_m , °С (%)	2 (4)	15 (23)	13 (21)		↓	↓	↓
В среднем (%)	(6)	(22)	(18)	(3)	↓	↓	↓

Примечание: в столбце «Оценка значимости результата сопоставления» таблицы символ «↓» указывает на значимое (превосходящее погрешность измерения соответствующей контрольной величины К) снижение механических потерь.

В результате исследования установлено, что параллельное использование двух различных по принципу действия, электродинамического и calorиметрического способов контроля трения смазываемых деталей дизеля на макетной установке повышает достоверность трактовки результатов измерения контрольных величин и определения разницы механических потерь сравниваемых объектов, обусловленной изменением реологических и антифрикционных свойств моторного масла.

Выводы

1. Переход с высоковязкого на сверхмаловязкое минеральное масло, сопровождаемый снижением высокотемпературной вязкости с 13 до 5 сСт при 100 °С (на 62 %) приводит к существенному, составившему в среднем 22 %, снижению механических потерь в дизеле 1Ч8,5/8,0 по результатам сравнительных испытаний в условиях прокрутки без сжатия, сгорания и охлаждения.

2. Замена вязкого (11 сСт при 100 °С) минерального масла с антифрикционной присадкой на сверхмаловязкое масло без присадки (5 сСт при 100 °С) характеризуется снижением трения в смазываемых сопряжениях дизеля на 18 %.

3. Введение в высоковязкое масло 3 % (об.) антифрикционной присадки сопровождается снижением его высокотемпературной вязкости с 13 до 11 сСт (на 15 %) и механических потерь дизеля на 6 %.

4. Все указанные выше в пп. 1...3 выводов уровни относительного снижения механических потерь являются значимыми, поскольку гарантированно превышают доверительные интервалы погрешности измерения контрольных величин — показателей трения дизеля в данной работе.

5. Наблюдаемый в ходе исследования характер изменения контрольных величин соответствует известным положениям физики и гидродинамики смазки, что указывает на добротность примененных методов и методик испытаний, подтвердивших свою пригодность для оценки не только существенных, но и малых (до 10 %) изменений механических потерь в поршневых двигателях при проведении сравнительных испытаний смазочных материалов.

Литература

1. Колодочкин М.В., Шабанов А.Ю. Саентология масла // За рулем. 2008. № 3. С. 182–185.
2. Масла с низким НТНС. Эра малой вязкости. URL: <https://www.automediapro.ru/masla-s-nizkim-hths-era-maloj-vyazkosti/>.
3. Rejowsky E.D., Tomanik E., Souza J.P. Low viscosity oil impact on heavy duty diesel engine components // XXIV Simposio Internacional de Engenharia Automotiva. 2016. Pp. 118–130, doi: 10.515/engpro-simeca2016-pap20.
4. Motul Hybrid Oil 0W-8. URL: <https://www.motul.com/ru/en/>.
5. Путинцев С.В., Агеев А.Г. Экспериментальная оценка малых изменений механических потерь в условиях стендовых моторных испытаний // Известия вузов. Машиностроение. 2014. № 7 (652). С. 1–7.
6. Путинцев С.В., Пилацкая С.С., Ратников А.С. Методика и результаты трибometрии вариантов цилиндропоршневых групп быстроходного дизеля // Двигателестроение. 2019. № 3. С. 16–19.
7. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. М. : Физматгиз, 1963. 472 с.
8. Заренбин В.Г., Касумов А.Х. Исследование режимов приработки автомобильных двигателей при капитальном ремонте. М. : Транспорт, 1983. 78 с.