

ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ, СУДОРЕМОНТА И ОРГАНИЗАЦИЯ СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

DOI: 10.21821/2309-5180-2026-18-1-84-97

EDN VORNOH

ABOUT POSSIBILITY OF USING THE METHOD OF DIESEL CRANKING WITH EXTERNAL POWER SOURCE TO EVALUATE THE FRICTION OF PISTON RINGS

Y. N. Tsvetkov¹, D. O. Prokoshev², A. V. Mil'rat¹

¹ Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

² Limited Liability Company «Scientific-Production Company «Energy Movement»»,
St. Petersburg, Russian Federation

This study investigates the applicability of diesel cranking with an external power source for evaluating piston ring friction. Experiments were conducted on an air-cooled 2Ch10.5/12 diesel engine with a nominal power of 22 kW. The temperatures of the motor oil in the crankcase and of the ambient air were maintained constant at 85 ± 1 °C and 30 ± 1 °C, respectively. Mechanical losses were evaluated by two methods: 1) diesel cranking with an external power source and 2) comparison of indicated and effective powers at 30 % of nominal engine load. Mineral oils I-20A, MS-20, as well as their mixtures, were used as motor oils during testing. Mechanical losses determined by diesel cranking with an electric motor were approximately 16 % lower than those determined by comparison of indicated and effective powers. Assuming that the major fraction of the reduction in mechanical losses is caused by a lower force pressing the piston rings against the cylinder wall, the friction coefficients of the piston rings were calculated. The obtained friction coefficient values exceeded those reported in scientific literature by more than five times. This indicates that the change in piston ring friction is not the main cause of the reduction in mechanical losses during the transition from motor operation to diesel cranking. Therefore, piston ring friction cannot be determined by comparing mechanical losses obtained in cranking and motor regimes. An analysis of the causes of the reduction in mechanical losses during the transition from motor operation to diesel cranking was carried out.

Keywords: diesel engine, mechanical losses, diesel cranking, piston rings, cylinder, friction, boundary lubrication, hydrodynamic lubrication

For citation:

Tsvetkov, Yuriy N., D. O. Prokoshev and A. V. Mil'rat. "About possibility of using the method of diesel cranking with external power source to evaluate the friction of piston rings." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 18.1 (2026): 84–97. DOI: 10.21821/2309-5180-2026-18-1-84-97.

УДК 621.891

ВОЗМОЖНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДА ИСПЫТАНИЙ ДИЗЕЛЕЙ ПРОВОРАЧИВАНИЕМ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ОТ ПОСТОРОННЕГО ИСТОЧНИКА ЭНЕРГИИ ДЛЯ ОЦЕНКИ ТРЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ

Ю. Н. Цветков¹, Д. О. Прокошев², А. В. Мильрат¹

¹ ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация,

² ООО «НПК «Энергодвижение»», Санкт-Петербург, Российская Федерация

Проведены эксперименты на дизельном двигателе 2Ч10,5/12 воздушного охлаждения номинальной мощностью 22 кВт. Температуры моторного масла в картере и окружающего воздуха поддерживались посто-

янными и равными, соответственно, 85 ± 1 и 30 ± 1 °С. Механические потери определялись методом проворачивания коленчатого вала дизеля с помощью постороннего источника энергии (без подачи топлива) и методом сравнения индикаторной и эффективной мощностей. В качестве моторных применялись минеральные масла И-20А и МС-20, а также композиции, составленные из смеси указанных масел. Оказалось, что мощность механических потерь, определенная методом проворачивания коленчатого вала с помощью электродвигателя, примерно на 16 % ниже мощности потерь при испытании дизеля в моторном режиме (на 30 % от номинальной мощности), т. е. методом сравнения индикаторной и эффективной мощностей. Исходя из того, что основная доля снижения механических потерь обусловлена меньшим давлением прижатия колец к стенке цилиндра, были рассчитаны коэффициенты трения колец. Полученные значения коэффициентов трения более чем в 5 раз превышают значения коэффициентов трения, имеющиеся в научной литературе, что свидетельствует о том, что изменение трения поршневых колец не является главной причиной снижения мощности механических потерь при переходе от моторного режима испытаний дизеля к режиму проворачивания коленчатого вала, поэтому трение поршневых колец невозможно оценить сопоставлением значений мощности потерь, полученных методом проворачивания коленчатого вала дизеля (без подачи топлива) и методом сравнения индикаторной и эффективной мощностей. Проведен анализ причин снижения мощности механических потерь при переходе от моторного режима испытаний к режиму проворачивания коленчатого вала.

Ключевые слова: дизельный двигатель, проворачивание коленвала электродвигателем, механические потери, поршневое кольцо, цилиндр, трение, граничная смазка, гидродинамическая смазка.

Для цитирования:

Цветков Ю. Н. Возможность применения метода испытаний дизелей проворачиванием коленчатого вала от постороннего источника энергии для оценки трения поршневых колец / Ю. Н. Цветков, Д. О. Прокошев, А. В. Мильрат // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2026. — Т. 18. — № 1. — С. 84–97. DOI: 10.21821/2309-5180-2026-18-1-84-97. — EDN VORNOH.

Введение (Introduction)

Судовые дизели имеют значительный резерв для снижения потерь на трение и уменьшения количества используемого топлива, являющегося одним из определяющих факторов энергоэкологической эффективности судовой энергетической установки [1]. Практически все потери на трение в ДВС приходятся на следующие узлы: цилиндропоршневую группу, подшипники коленчатого вала и механизм газораспределения [2]. Трибосопряжения указанных узлов работают при различных нагрузках, температурах и режимах смазки и определить потери на трение в разных узлах по отдельности является очень сложной задачей. Даже в одном сопряжении не поддерживается постоянно один и тот же режим смазки: в зависимости от момента времени может реализовываться режим жидкостной, граничной или смешанной смазки. Типичным примером является пара: *втулка цилиндра – поршневое кольцо*, износ которой определяет экономичность работы ДВС и его ресурс. На трение в ней приходится до 60 % всех механических потерь в двигателе [3] и до 26 % всех потерь в дизеле [4]. В этой паре трения существует полный набор режимов смазки (граничный, смешанный, гидродинамический), причем их относительные доли изменяются в зависимости от такта рабочего цикла.

Поршневые кольца являются важнейшими конструктивными элементами в двигателях внутреннего сгорания, обеспечивающими не только уплотнение рабочего объема, но и передачу тепла от поршня к втулкам цилиндров, а также регулирование толщины смазочного масла на их стенках [5]. Знание величины механических потерь, обусловленных трением поршневых колец в конкретном двигателе, а также относительной доли потерь, приходящихся на разные режимы смазки, является очень важным фактором при реализации новых технологических решений повышения их антифрикционных характеристик и контроле их эффективности. Очевидно, что несмотря на развитие расчетных методов и компьютерного моделирования [6–9], многие явления, происходящие в смазочном слое при трении поршневых колец, остаются малоизученными [10], а значит, расчетные методы не всегда могут дать достоверную оценку потерь на трение, и самым надежным методом определения является эксперимент. Однако эксперименты по прямому определению трения поршневых колец требуют применения нестандартных инженерных решений [11]. Поэтому для снижения стоимости и трудоемкости испытаний необходимо отдавать предпочтение экспериментам по косвенному определению трения поршневых колец, например, основанным на сопоставлении

потерь мощности, определенных двумя методами: методом проворачивания коленчатого вала дизеля с помощью постороннего источника энергии (без подачи топлива) и методом сравнения индикаторной и эффективной мощностей. Но такой подход можно было бы применить, если принять, что главной причиной снижения мощности механических потерь при переходе от моторного режима к режиму проворачивания коленчатого вала без подачи топлива является снижение давления прижима поршневых колец к стенке втулки цилиндра. Однако вопросы о том, на какие составляющие механических потерь оказывает влияние снижение давления в рабочем объеме цилиндра при переходе от моторного режима испытаний к режиму проворачивания и является ли снижение давления прижима поршневых колец к стенке втулки цилиндра основной причиной уменьшения механических потерь при переходе от испытаний в моторном режиме к режиму испытаний проворачиванием коленчатого вала, остаются нерешенными [11].

Целями представленной работы является оценка возможности определения механических потерь, обусловленных трением поршневых колец по втулкам цилиндров в дизельном двигателе, сопоставление потерь мощности, определенных методом проворачивания коленчатого вала дизеля с помощью постороннего источника энергии (без подачи топлива) и методом сравнения индикаторной и эффективной мощностей.

Методика проведения экспериментов (Experimental methodology)

Эксперименты проводили на испытательном стенде [12], созданном на базе четырехтактного двухцилиндрового дизеля воздушного охлаждения Д120 (2Ч10,5/12) номинальной мощностью 22 кВт, на котором можно оценить механические потери двумя методами: методом сопоставления индикаторной и эффективной мощностей¹ [11] и методом проворачивания коленчатого вала дизеля с помощью постороннего источника энергии [11] (без подачи топлива). При реализации первого метода индикаторную мощность определяли, регистрируя давление в цилиндрах работающего дизеля с помощью датчиков давления (рис. 1), сигналы которых обрабатывались измерительно-вычислительным комплексом. При этом в автоматическом режиме строились и обрабатывались индикаторные диаграммы. Расход топлива при работе на различных маслах измерялся весовым способом. Расчет механического КПД и определение механических потерь проводили по известной стандартной методике [11]. Для реализации второго метода использовалась балансирная подвеска, для проворачивания коленчатого вала применяли электродвигатель переменного тока, установленный на этой подвеске (рис. 2).

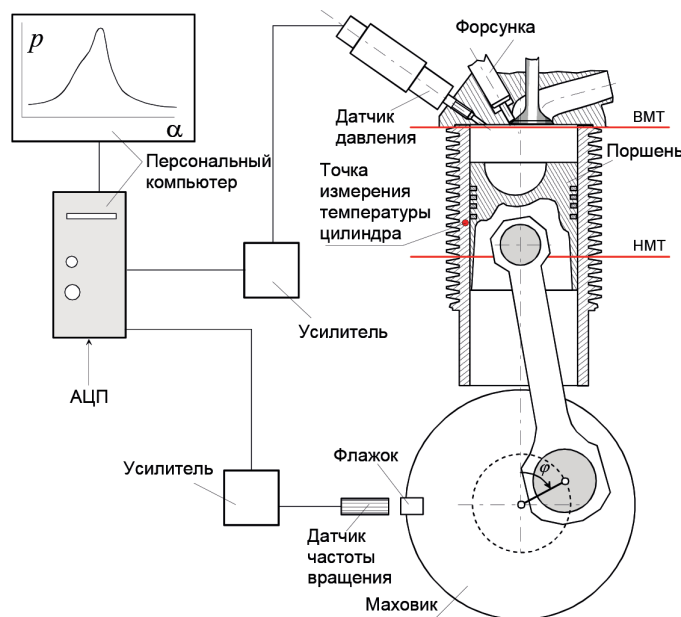


Рис. 1. Схема вычислительного комплекса для регистрации индикаторных диаграмм

¹ Режим испытаний по этому методу условно назовем в работе *моторным режимом*.

Испытания на проворачивание проводили следующим образом. Заводили дизель и после выхода температур масла и цилиндров на заданный уровень перекрывали подачу топлива и сразу включали электродвигатель на проворачивание коленчатого вала. При проворачивании регистрировался момент сопротивления на валу электродвигателя, под действием которого балансирующая подвеска начинала отклоняться относительно оси подвеса.

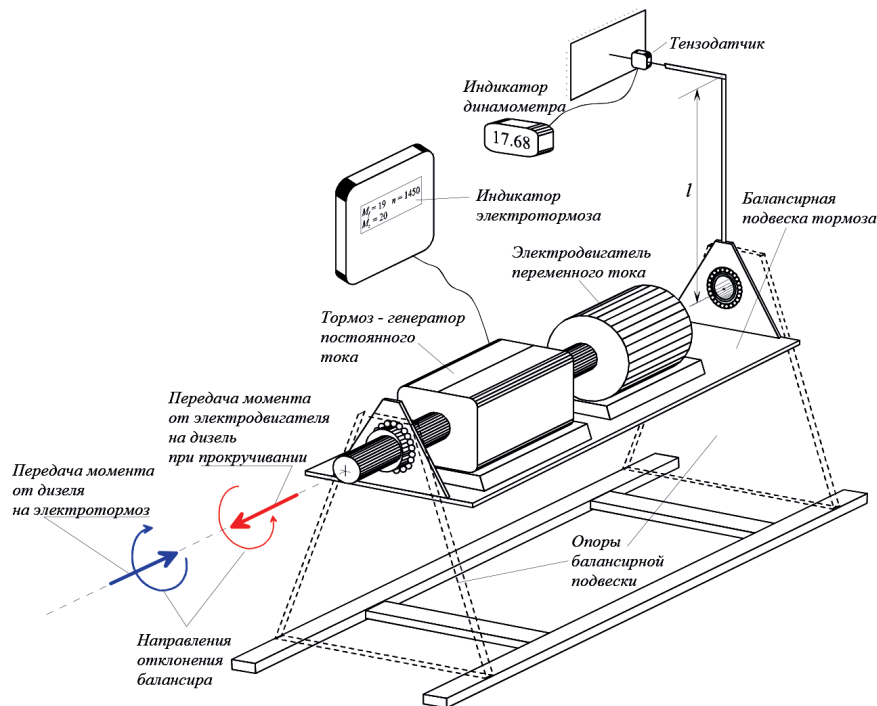


Рис. 2. Схема балансирующей подвески, используемой для определения механических потерь методом проворачивания коленчатого вала дизеля с помощью электродвигателя

Частота вращения коленчатого вала при испытаниях в режиме работающего дизеля и в режиме проворачивания коленчатого вала с помощью электродвигателя поддерживалась примерно одинаковой: при проворачивании она составляла 1475 об/мин, а на работающем дизеле — около 1490 об/мин.

Испытания проводили на моторных маслах разной вязкости, в качестве которых выбрали два масла селективной очистки: И-20А и МС-20, и две смеси этих масел: 67 % И-20А + 33 % МС-20 и 33 % И-20А + 67 % МС-20. Вязкость масел определяли с помощью капиллярных вискозиметров ВПЖ-2 и ВПЖ-4 и термостата. Данные приведены в табл. 1.

Таблица 1

Вязкость масел, испытанных на дизельном стенде

Масло	И-20А	33 % МС-20 + 67 % И-20А	67 % МС-20 + 33 % И-20А	МС-20
Кинематическая вязкость при 85 °С, мм ² /с	7,8	13,8	16,1	26

Поскольку указанные в табл. 1 масла не содержали присадок, обычных для моторных масел, и вязкость масла И-20А при высоких температурах значительно уступает вязкости моторных масел, рекомендуемых для применения в дизеле испытательной установки, эксперименты на работающем дизеле проводили на мощности, равной 30 % от номинального значения.

В процессе испытаний температура окружающего воздуха в испытательном боксе поддерживалась равной 30±1 °С, температура масла в картере двигателя — равной 85±1 °С, температура контрольной точки стенки цилиндра (см. рис. 1) составляла 105 °С.

Результаты экспериментов (Experiment results)

В работе [13] показано, что между мощностью механических потерь $N_{\text{мех}}$ и вязкостью ν моторного масла существует линейная зависимость, что подтверждено последующими экспериментами на дизельном стенде. Как видно из рис. 3, а, графики представляют собой прямые, имеющие следующий аналитический вид:

$$N_{\text{мех}}^{\text{мот}} = N_0^{\text{мот}} + 78,0\nu; \quad (1)$$

$$N_{\text{мех}}^{\text{пр}} = N_0^{\text{пр}} + 63,5\nu. \quad (2)$$

Зависимость (1) относится, соответственно, к условиям испытаний в моторном режиме (на рис. 3, а линия 1), зависимость (2) — к условиям проворачивания (на рис. 3, а линия 2).

Постоянные $N_0^{\text{мот}}$ и $N_0^{\text{пр}}$ в выражениях (1) и (2) определены в статье [13] как потери мощности, приходящиеся на граничный режим смазки. Однако, строго говоря, это не так. По всей видимости, по физическому смыслу значения $N_0^{\text{мот}}$ и $N_0^{\text{пр}}$ соответствуют потерям мощности при трении без смазочного масла и считать их равными потерям, приходящимся на граничный режим смазки, можно лишь приближенно. Известно, что вязкость масла влияет по-разному на трение при разных режимах смазки [14]. При испытании масел одного гомологического ряда увеличение вязкости означает увеличение длины молекулярной цепочки масла. Поэтому в режиме граничной смазки увеличение вязкости будет способствовать снижению механических потерь (рис. 3, б) за счет увеличения толщины адсорбированного слоя, а в режиме гидродинамической смазки увеличение вязкости будет увеличивать механические потерь из-за увеличения внутреннего трения. Так как испытанные масла не содержат присадок, величина снижения мощности механических потерь при граничном режиме смазки $\Delta N_{\text{гр}}$ очень мала и, по сути, значение N_0 примерно равно мощности механических потерь при граничном режиме смазки.

Значения $N_0^{\text{мот}}$ и $N_0^{\text{пр}}$ найдем экстраполяцией зависимостей (1) и (2) до пересечения с осью ординат (рис. 3), т. е. до значения $\nu = 0$:

$$N_0^{\text{мот}} = 5508 \text{ Вт};$$

$$N_0^{\text{пр}} = 4637 \text{ Вт}.$$

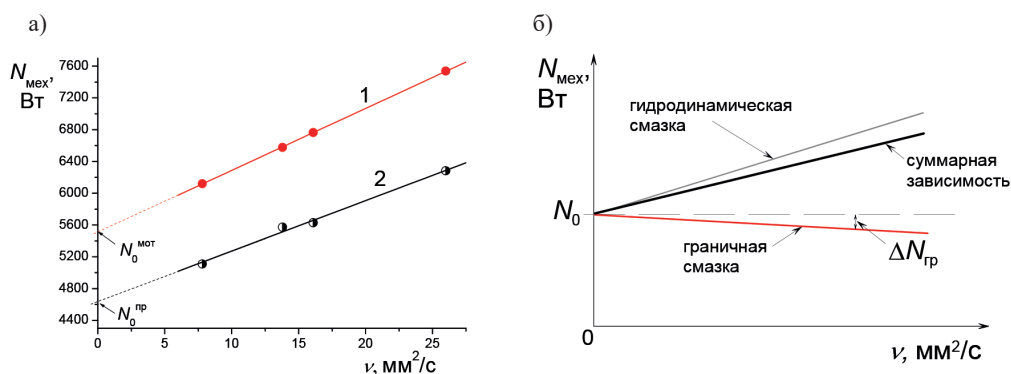


Рис. 3. Зависимости мощности механических потерь, полученных при испытании дизеля в моторном режиме 1 и в режиме проворачивания коленчатого вала дизеля с помощью электродвигателя 2, от вязкости используемого моторного масла при температуре в картере 85 °С (а) и схема влияния вязкости на мощность механических потерь в граничном и гидродинамическом режиме смазки (б)

Тогда приближенно потери мощности на трение в дизеле, обусловленные работой узлов в режиме жидкостной (гидродинамической) смазки (см. рис. 3, а), можно представить следующим образом:

$$(N_{\text{гд}})_{\text{мот}} \approx 78,0\nu;$$

$$(N_{\text{гд}})_{\text{пр}} \approx 63,5\nu,$$

где $(N_{гд})_{мот}$ и $(N_{гд})_{пр}$ — потери мощности на гидродинамическое трение при испытании дизеля в моторном режиме и в режиме проворачивания коленчатого вала от электродвигателя соответственно.

Как видно, механические потери в работающем дизеле превышают механические потери при проворачивании коленчатого вала дизеля от постороннего источника энергии примерно на 16 %. Зависимость разности механических потерь от вязкости (рис. 4) можно представить в виде следующей суммы:

$$\Delta N_{мех} = N_{мех}^{мот} - N_{мех}^{пр} = (\Delta N_{мех})_{гр} + (\Delta N_{мех})_{гд} = 871 + 14,5 \nu,$$

где $(\Delta N_{мех})_{гр}$ — разница в механических потерях, равная 871 Вт, приходящихся на граничную смазку при испытании дизеля в моторном режиме и режиме проворачивания; $(\Delta N_{мех})_{гд}$ — разница в механических потерях, определяемая как 14,5v, приходящихся на гидродинамическую смазку при испытании дизеля в моторном режиме и режиме проворачивания.

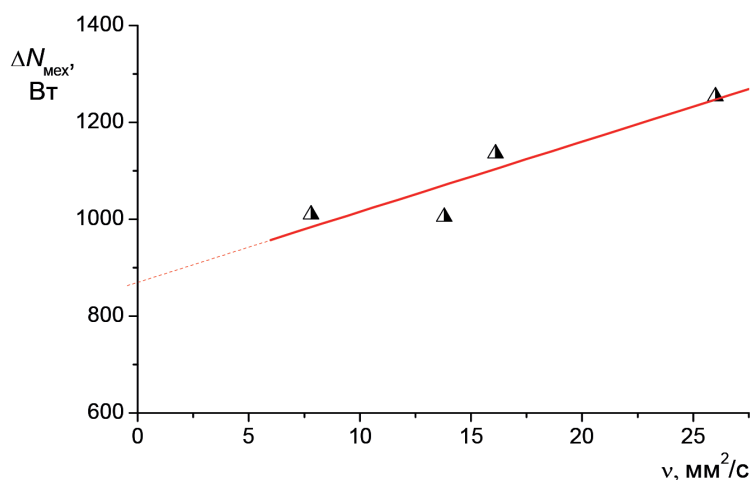


Рис. 4. Зависимость разности механических потерь в работающем дизеле и при проворачивании коленчатого вала от постороннего источника энергии от вязкости моторного масла

График на рис. 4 получен вычитанием ординат точек зависимости 2 из соответствующих ординат зависимости 1 на рис. 3, а.

Анализ результатов эксперимента (Analysis of experiment results)

Допустим, что основной силой, прижимающей поршневые кольца к стенке цилиндра, является сила давления газов в рабочем объеме цилиндров (рис. 5). При испытании проворачиванием коленчатого вала от электродвигателя топливо в камеру сгорания не подается, и соответственно горение топлива отсутствует, а значит, давление газов p_r в рабочем объеме цилиндра повышается только за счет сжатия воздуха, поэтому оно существенно ниже максимального давления сгорания. Соответственно в режиме проворачивания давление прижима поршневых колец к стенке цилиндров существенно ниже, и поэтому меньше механические потери.

Представим мощность механических потерь $N_{мех}$ в виде следующей суммы:

$$N_{мех} = N_{но} + N_{нп} + N_{кв} + N_{гр} + N_{пор} + N_{пк} + N_{мс.к}, \quad (3)$$

где $N_{но}$ — механические потери на привод навесного оборудования; $N_{нп}$ — насосные потери; $N_{кв}$ — потери мощности на трение в подшипниках коленчатого вала; $N_{гр}$ — потери мощности на трение в механизме газораспределения; $N_{пор}$ — потери мощности на трение поршня о стенку цилиндра; $N_{пк}$ — потери мощности на трение уплотнительных (компрессионных) поршневых колец о стенку цилиндра; $N_{мс.к}$ — потери мощности на трение маслосъемных поршневых колец о стенку цилиндра.

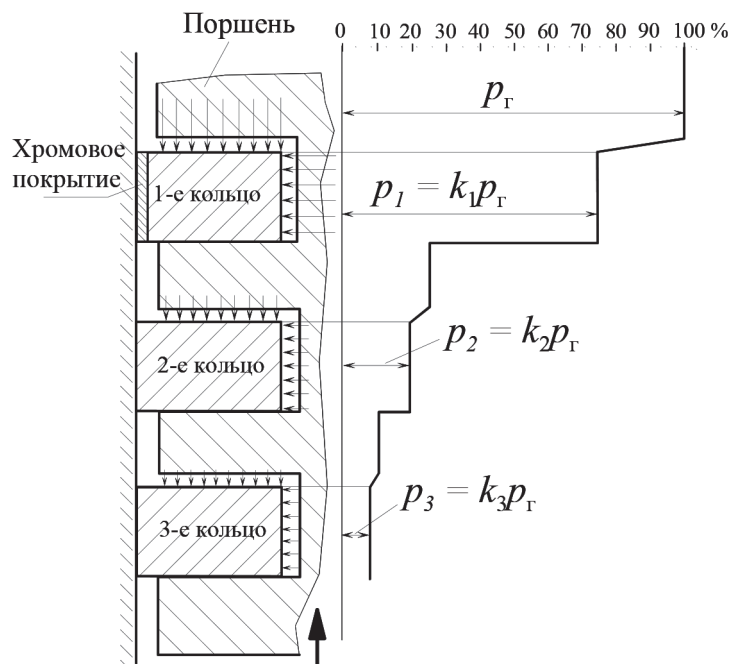


Рис. 5. Схема действия давления прижима поршневых колец к стенке цилиндра дизеля Д120

Если принять, что основной причиной высоких механических потерь, определенных на работающем дизеле, является более высокое усилие прижима поршневых колец к стенке цилиндра, то разница в значениях $N_{\text{мех}}$ между режимом работающего дизеля и режимом проворачивания коленчатого вала от электродвигателя (рис. 4) обусловлена только разницей в трении компрессионных поршневых колец $N_{\text{ПК}}$, т. е. остальные слагаемые в выражении (3) учитывать не будем. Следовательно,

$$\Delta N_{\text{мех}} = N_{\text{ПК}}^{\text{мот}} - N_{\text{ПК}}^{\text{пр}}, \quad (4)$$

где $N_{\text{ПК}}^{\text{мот}}$ — мощность потерь на трение компрессионных поршневых колец по стенкам цилиндров при испытании дизеля в моторном режиме; $N_{\text{ПК}}^{\text{пр}}$ — потери мощности на трение компрессионных поршневых колец по стенкам цилиндров при испытании дизеля в режиме проворачивания коленчатого вала от электродвигателя.

В дизеле 2Ч10,5/12 три компрессионных кольца: верхнее хромированное и два нижних без покрытия. Представим мощности $N_{\text{ПК}}^{\text{мот}}$ и $N_{\text{ПК}}^{\text{пр}}$ в следующем виде:

$$N_{\text{ПК}} = N_{\text{ПК1}} + N_{\text{ПК2}} + N_{\text{ПК3}},$$

где $N_{\text{ПК1}}$, $N_{\text{ПК2}}$ и $N_{\text{ПК3}}$ — потери мощности в первых, вторых и третьих уплотнительных кольцах соответственно.

Поэтому мощность механических потерь, приходящуюся на j -е кольцо, можно выразить следующим образом:

$$N_{\text{ПК}_j} = \frac{A_{\text{тр}_j} k z n}{60} = \frac{T_j 4 S k z n}{60} = \frac{f_j P_j 4 S k z n}{60} = \frac{f_j p_j F 4 S k z n}{60}, \quad (5)$$

где $A_{\text{тр}_j}$ — работа трения j -го кольца за один рабочий цикл; k — число цилиндров; z — коэффициент тактности, равный для четырехтактного дизеля 0,5; n — частота вращения коленчатого вала (с^{-1}); T_j — среднее значение силы трения j -го кольца; S — ход поршня; $4S$ — путь, пройденный кольцом за рабочий цикл (четыре такта); P_j — сила давления j -го кольца на стенку цилиндра; F — площадь поверхности трения поршневого кольца; f_j — коэффициент трения j -го кольца; p_j — давление j -го кольца на стенку цилиндра, осредненное по времени цикла.

С достаточной для практики точностью можно считать, что отличие в трении компрессионных поршневых колец при испытании дизеля в моторном режиме и режиме проворачивания коленчатого вала имеет место только в рабочем такте (рис. 6), в остальных тактах давление прижима компрессионных колец к стенке втулки в моторном режиме и режиме проворачивания одинаково. Очевидно, что поршневые кольца дизеля работают в разных температурных режимах: более всего нагревается верхнее компрессионное кольцо, менее всего — нижнее. При этом сила прижима колец изменяется также в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

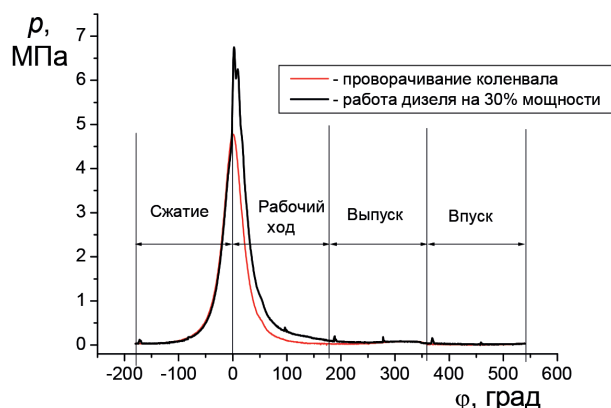


Рис. 6. Пример индикаторных диаграмм, зарегистрированных при испытании дизеля в моторном режиме и режиме проворачивания коленчатого вала от электродвигателя (масло МС-20)

Опыты на машине трения МИ-1 образцов, вырезанных из поршневых колец дизеля Д120, показали, что коэффициенты трения образцов колец с хромовым покрытием и образцов колец без покрытия практически одинаковы и не зависят от нагрузки и температуры моторного масла (рис. 7). Необходимо отметить, что отсутствие заметного влияния температуры масла на трение материалов колец при смазывании их маслами с вязкостью, близкой к вязкости моторного масел, подтверждено также в работе [15] в ходе проведения экспериментов на машине трения возвратно-поступательного движения.

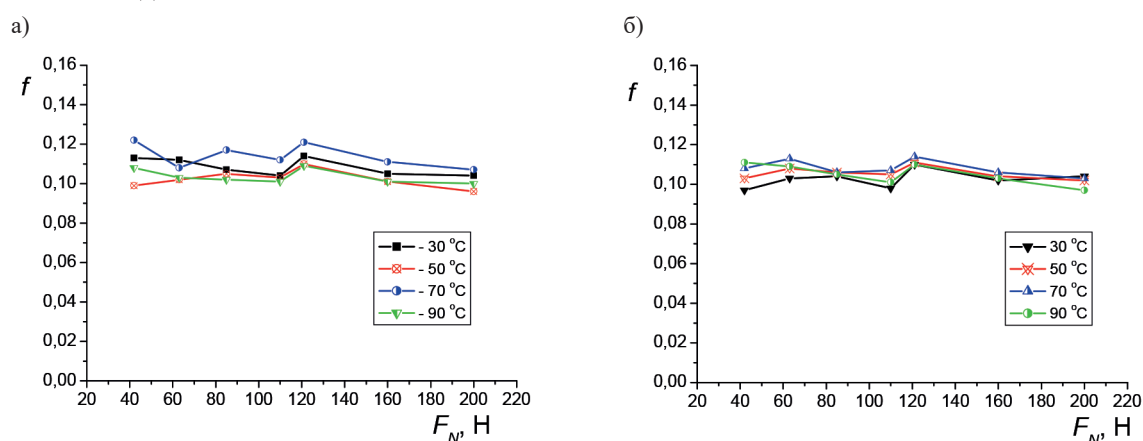


Рис. 7. Зависимость коэффициента трения: а — образцов хромированного кольца; б — образцов кольца без покрытия по ролику из серого перлитного чугуна

Результаты экспериментов на специальном дизельном стенде [16] также позволяют предположить, что коэффициент трения поршневых колец практически не изменяется в разных положениях поршня в течение рабочего такта. С учетом ранее изложенного, подставляя выражение (5) в выражение (4), можно переписать выражение (4) в следующем виде:

$$\Delta N_{\text{мех}} = N_{\text{ПК}}^{\text{мот}} - N_{\text{ПК}}^{\text{пр}} = \frac{fFSkzn}{60} \sum_{j=1}^{i=3} (p_{\text{РХ}}^{\text{мот}} - p_{\text{РХ}}^{\text{пр}})_j, \quad (6)$$

где f — коэффициент трения, принятый равным для всех поршневых колец, и не зависящий от температуры и нагрузки в исследуемом диапазоне; $p_{\text{РХ}}^{\text{мот}}$ и $p_{\text{РХ}}^{\text{пр}}$ — среднее давление прижима j -го поршневого кольца в течение рабочего хода при испытании дизеля в моторном режиме и режиме проворачивания коленчатого вала от электродвигателя² соответственно.

Для того чтобы воспользоваться выражением (6), необходимо знать значения давлений прижима колец к стенке цилиндра. Известно, что давление прижима колец существенно различается для верхних и нижних колец. Как видно из рис. 8 на примере дизеля Д120, износ верхних колец в 2,3 раза превышает износ нижних несмотря на то, что верхние кольца имеют хромированную поверхность трения, что указывает на существенно более высокое давление прижима верхних колец по сравнению со вторыми и третьими кольцами. Оценить соотношение давлений можно воспользовавшись уравнением Арчарда [14], которое можно записать следующим образом:

— для верхних колец:

$$h_1 = K_1 \frac{p_1}{H_1} l_1, \quad (7)$$

где K_1 — коэффициент износа верхних колец; p_1 — давление прижима верхних колец к стенке цилиндра; H_1 — твердость верхних колец; l_1 — путь трения верхних колец;

— для вторых и третьих колец:

$$h_{2,3} = K_{2,3} \frac{p_{2,3}}{H_{2,3}} l_{2,3}, \quad (8)$$

где $K_{2,3}$ — коэффициент износа нижних колец; $p_{2,3}$ — давление прижима верхних колец к стенке цилиндра; $H_{2,3}$ — твердость верхних колец; $l_{2,3}$ — путь трения нижних колец.

Поделив выражение (7) на (8), получим

$$\frac{h_1}{h_{2,3}} = \frac{K_1}{K_{2,3}} \frac{p_1}{p_{2,3}} \frac{H_{2,3}}{H_1} \frac{l_1}{l_{2,3}},$$

или с учетом того, что $l_1 = l_{2,3}$

$$\frac{p_1}{p_{2,3}} = \frac{h_1}{h_{2,3}} \frac{K_{2,3}}{K_1} \frac{H_1}{H_{2,3}}.$$

Из рис. 8 следует, что $h_1 = 2,3h_{2,3}$. По результатам измерения микротвердости хромового покрытия верхних колец и чугуна нижних колец $H_1 = 2,8H_{2,3}$, а также результатам испытаний образцов колец на машине трения коэффициенты износа $K_{2,3} \approx 3,5K_1$ получается, что $p_1 \gg p_{2,3}$. Действительно, исследования [16, 17] показали, что давление прижима верхнего компрессионного кольца кратно превышает давление прижима нижних колец, тем не менее сумма давлений на все компрессионные кольца примерно равна давлению газов в камере сгорания. Например, согласно [18], давление прижима верхнего компрессионного кольца составляет примерно 75 %, второго — 20 %, третьего — 8 % от давления газов в камере сгорания, т. е. $k_1 = 0,75$; $k_2 = 0,20$; $k_3 = 0,08$ (см. рис. 5), т. е. $k_1 + k_2 + k_3 \approx 1$. Поэтому знак суммы в выражении (6) можно убрать, преобразовав его к следующему виду:

$$\Delta N_{\text{мех}} = N_{\text{ПК}}^{\text{мот}} - N_{\text{ПК}}^{\text{пр}} = \frac{fFSkzn}{60} \left[(p_{\text{РХ}}^{\text{мот}})_r - (p_{\text{РХ}}^{\text{пр}})_r \right],$$

где $(p_{\text{РХ}}^{\text{мот}})_r$ и $(p_{\text{РХ}}^{\text{пр}})_r$ — средние давления газов в течение рабочего хода при испытании дизеля в моторном режиме и режиме проворачивания коленчатого вала от электродвигателя.

² В режиме проворачивания за рабочий ход приняли условно 2-й такт (1-й такт — такт сжатия).

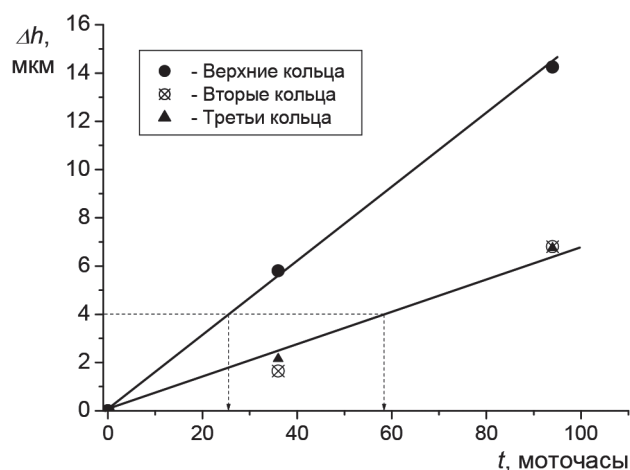


Рис. 8. Износ поршневых колец дизеля Д120, осредненный по двум цилиндрам в зависимости от продолжительности работы дизеля

Следовательно,

$$f = \frac{60 \Delta N_{\text{мех}}}{FSkzn \left[\left(p_{\text{рх}}^{\text{мот}} \right)_i - \left(p_{\text{рх}}^{\text{пр}} \right)_i \right]} \quad (9)$$

Площадь поверхности трения поршневых колец дизеля $F = 989 \text{ мм}^2$, исходя из предположения, что кольца приработаны, и контакт кольца с поверхностью цилиндра полный, а ход поршня $S = 0,12 \text{ м}$. Средние давления определим по формуле

$$p_i = \frac{1}{180} \int_0^{180} p d\varphi.$$

Интегралы в последнем выражении определены численным интегрированием индикаторных диаграмм $p(v)$ в пределах рабочего такта. По результатам численного интегрирования были рассчитаны разности средних индикаторных давлений в знаменателе выражения (9), а затем и коэффициенты трения (табл. 2).

Таблица 2

**Результаты расчета коэффициента трения
компрессионных поршневых колец по формуле (9)**

Масло	$\left(p_{\text{рх}}^{\text{мот}} \right)_i - \left(p_{\text{рх}}^{\text{пр}} \right)_i$, МПа	f
И-20А	0,5270	0,512
33 % МС-20 + 67 % И-20А	0,5277	0,509
67 % МС-20 + 33 % И-20А	0,5343	0,568
МС-20	0,5595	0,598

Как видно из результатов, представленных в табл. 2, методика определения коэффициента трения, основанная на сравнении механических потерь, полученных при испытании дизеля методом проворачивания коленчатого вала дизеля с помощью постороннего источника энергии (без подачи топлива) и при испытании методом сравнения индикаторной и эффективной мощностей, дает значения коэффициента трения колец, завышенные в несколько раз. Так, по многочисленным сведениям, приведенным в научных публикациях по результатам экспериментальной оценки коэффициента трения поршневых колец, его значение колеблется в диапазоне 0,06–0,18 [5, 16, 17]. Применительно к дизелю Д120, согласно выражению (9), коэффициенту трения поршневых колец, равному около 0,12, должно соответствовать значение $\Delta N_{\text{мех}} \approx 200\text{--}250 \text{ Вт}$. Полученные в настоящей работе

высокие значения коэффициента трения указывают на то, что более низкие значения механических потерь, получаемые при испытании дизеля проворачиванием коленчатого вала с помощью электродвигателя, по сравнению с испытаниями в моторном режиме, обусловлены не только меньшим давлением прижатия поршневых колец к стенке цилиндра, но и другими причинами. Причины погрешности определения механических потерь при использовании метода проворачивания коленчатого вала рассмотрены, в частности, в работе [11]. В данном случае наиболее вероятными причинами более низких потерь, чем следовало ожидать, если бы основной причиной было снижение трения поршневых колец, являются следующие.

Первой причиной более низких потерь является изменение мощности потерь на трение в подшипниках коленчатого вала (составляющая $N_{\text{кв}}$ в выражении (3)). Более высокая сила давления при сгорании топлива приводит к уменьшению минимальной толщины смазочного слоя подшипников коленчатого вала, работающих преимущественно в режиме гидродинамической смазки. Уменьшение минимальной толщины приводит к увеличению градиента скорости по толщине смазочного слоя и, как следствие, к увеличению потерь на внутреннее трение (в смазочном слое). Оценочные расчеты мощности трения в подшипниках коленчатого вала дизеля Д120 (три коренных и два шатунных) при условии их работы в режиме гидродинамической смазки показывают, что при переходе от проворачивания к моторному режиму увеличение потерь в пяти подшипниках коленчатого вала дизеля Д120 может достигать 250 Вт. Однако моделирование смазочного слоя в подшипниках коленчатых валов тепловозных дизелей [19, 20] показало, что возможны разрывы смазочного слоя и нарушение гидродинамического режима смазки на сравнительно протяженном отрезке, соответствующем углу коленчатого вала, равному около 100° . Очевидно, что в случае возникновения участков граничной смазки трение существенно возрастает. Если такие участки при испытании проворачиванием коленчатого вала дизеля от постороннего источника энергии отсутствуют, то, соответственно, и разница в потерях мощности на трение в подшипниках коленчатого вала при переходе от проворачивания к моторному режиму может превысить значение 250 Вт.

Второй причиной более низких потерь при переходе от моторного режима испытаний к испытанию методом проворачивания коленчатого вала является уменьшение трения поршня. Согласно работам [20], увеличение давления газов в цилиндрах ведет к увеличению боковой силы, прижимающей поршень к стенке цилиндра, а исследования на дизеле 2Ч10,5/12 показали, что трение поршня в режимах гидродинамической, смешанной и граничной смазки происходит в течение 49, 44 и 7 % от времени рабочего цикла соответственно³. При увеличении боковой силы уменьшается толщина слоя смазочного масла, а значит, увеличивается градиент скорости по толщине слоя и, как следствие, наблюдается рост потерь на трение.

Таким образом, явление снижения механических потерь в дизеле при переходе от испытаний в моторном режиме к испытаниям методом проворачивания нельзя объяснить только снижением трения компрессионных поршневых колец. Снижение давления в рабочем объеме цилиндров приводит к снижению трения и в других трибосопряжениях дизеля, причем вклад последних в снижение механических потерь при переходе к испытаниям в режиме проворачивания может превосходить по величине вклад, обусловленный трением поршневых колец.

Выводы (Conclusions)

На основе выполненного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Снижение трения компрессионных поршневых колец вследствие уменьшения давления прижима к стенке цилиндра не является единственной причиной падения мощности механических потерь при переходе от моторного режима испытаний дизеля к испытанию методом проворачивания коленчатого вала от постороннего источника энергии. Поэтому на основе анализа разности механических потерь, полученных методом сопоставления индикаторной и эффективной мощности и методом проворачивания коленчатого вала дизеля с помощью постороннего ис-

³ Путинцев, С. В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний: электронное учебное пособие. М.: МВТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. 288 с.

точника энергии (без подачи топлива), не представляется возможным определить коэффициенты трения поршневых колец.

2. Наряду со снижением трения поршневых колец на падение мощности механических потерь при переходе от моторного режима испытаний дизеля к испытанию методом проворачивания коленчатого вала существенное влияние оказывает, по всей видимости, снижение трения в коренных и шатунных подшипниках коленчатого вала, а также снижение трения поршней о стенку цилиндров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ерофеев В. Л.* Управление энергоэффективностью объектов морской техники и судовых двигателей внутреннего сгорания / В. Л. Ерофеев, В. А. Жуков, О. В. Мельник [и др.]. — Санкт-Петербург: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования Государственный университет морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова, 2018. — 184 с. — EDN ZIZXNR.

2. *Ханнанов М. Д.* Экспериментальное исследование механических потерь современного дизеля / М. Д. Ханнанов, И. Ф. Гумеров, Л. И. Фардеев, А. С. Куликов, Э. Р. Алимгулов // Тракторы и сельхозмашины. — 2022. — Т. 89. — № 3. — С. 187–195. DOI: 10.17816/0321-4443-106271. — EDN VMAZNB.

3. *Wakuri Y.* Piston ring friction in internal combustion engines / Y. Wakuri, T. Hamatake, M. Soejima, T. Kitahara // Tribology International. — 1992. — Vol. 25. — Is. 5. — Pp. 299–308. DOI: 10.1016/0301-679X(92)90027-K.

4. *Gangopadhyay A.* A Review of Automotive Engine Friction Reduction Opportunities Through Technologies Related to Tribology / A. Gangopadhyay // Transactions of the Indian Institute of Metals. — 2017. — Vol. 70. — Is. 2. — Pp. 527–535.

5. *Kumar R.* Experimental and Simulation Study of Piston Ring Pack Influence on Heat Transfer and Friction / R. Kumar, S. Sambhav, P. R. Yadav, Md S. Ansari, A. Ansari, M. Ansari & S. Kumar // International Journal of Advanced Research in Science, Communication and Technology. — 2025. — Vol. 5. — Is. 11. — Pp. 106–110. DOI: 10.48175/IJARSCT-27212.

6. *Delprete C.* Piston ring–liner lubrication and tribological performance evaluation: A review / C. Delprete, A. Razavykia // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. — 2018. — Vol. 232. — Is. 2. — Pp. 193–209. DOI: 10.1177/1350650117706269.

7. *Руднев Б. И.* Расчетно-экспериментальное определение коэффициента трения компрессионных поршневых колец в судовом дизеле / Б. И. Руднев, О. В. Повалихина // Актуальные проблемы освоения биологических ресурсов Мирового океана: Материалы VIII Международной научно-технической конференции, Владивосток, 23–24 мая 2024 года. — Владивосток: Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет, 2024. — С. 312–316. DOI: 10.48612/dalrybvtuz/mntk-wo-2024-32. — EDN HUNYGH.

8. *Nikolopoulou V-I.* A Comparative Analysis of Friction and Energy Losses in Hydrogen and CNG Fueled Engines: Implications on the Top Compression Ring Design Using Steel, Cast Iron, and Silicon Nitride Materials / V-I. Nikolopoulou, A. Zavos, P. Nikolakopoulos // Materials. — 2024. — Vol. 17. — Is. 15. DOI: 10.3390/ma17153806.

9. *Liu N.* Simulation on the effect of cylinder liner and piston ring surface roughness on friction performance / N. Liu, C. Wang, Q. Xia, Y. Gao, P. Liu // Mechanics & Industry. — 2022. — Vol. 23. — Pp. 8. DOI: 10.1051/meca/2022007.

10. *Dellis P.* Comparative Research in the Field of the Parametric Effect of Lubricant Cavitation Initiation and Development on Friction and Wear in Piston Ring and Cylinder Liner Assemblies / P. Dellis // Lubricants. — 2024. — Vol. 12. — Is. 12. DOI: 10.3390/lubricants12120460.

11. *Стефановский Б. С.* Испытания двигателей внутреннего сгорания / Б. С. Стефановский, Е. А. Скобцев, Е. К. Корси и др. — М: Машиностроение, 1972. — 368 с.

12. *Цветков Ю. Н.* Дизельный стенд для испытаний смазочных материалов / Ю. Н. Цветков, А. А. Татулян, В. Н. Кузьмин, Д. А. Крылов // Журнал университета водных коммуникаций. — 2011. — № 3. — С. 57–66. — EDN OIVVDH.

13. *Цветков Ю. Н.* Соотношение потерь на трение, приходящихся на граничный и гидродинамический режимы смазки, в двигателях внутреннего сгорания / Ю. Н. Цветков, Д. А. Крылов, А. А. Татулян // Двигателестроение. — 2010. — № 1(239). — С. 13–19. — EDN MRMKHB.

14. Мышкин Н. К. Трибология. Принципы и приложения / Н. К. Мышкин, М. И. Петроковец. — Гомель: ИММС НАНБ, 2002. — 310 с.
15. Du C. Effects of Temperature on the Tribological Properties of Cylinder-Liner Piston Ring Lubricated with Different Oils / C. Du, C. Sheng, X. Liang, X. Rao, Z. Guo // *Lubricants*. — 2023. — Vol. 11. — Is. 3. DOI: 10.3390/lubricants11030115.
16. Мур Д. Основы и применения трибоники / Д. Мур — Л: Мир, 1978. — 487 с.
17. Энгелиш К. Поршневые кольца / К. Энгелиш. — М: Машгиз, 1962. — Том 1. — 583 с.
18. Луканин В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3-х кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян, И. В. Алексеев, Л. Н. Голубков, Б. Я. Черняк [и др.]. — М: Высшая школа, 2007. — 479 с.
19. Захаров С. М. Подшипники коленчатых валов тепловозных дизелей / С. М. Захаров, А. П. Никитин, Ю. А. Загорянский. — М: Транспорт, 1981. — 179 с.
20. Суркин В. И. Смазка пар трения дизелей / В. И. Суркин, Б. В. Курчатов. — Челябинск: Челябинский государственный агроинженерный университет, 1999. — 224 с.

REFERENCES

1. Erofeev, V. L., V. A. Zhukov, O. V. Mel'nik. et al. *Upravlenie energoeffektivnost'yu ob'ektov morskoy tekhniki i sudovykh dvigateley vnutrennego sgoraniya*. Sankt-Peterburg: Federal'noe gosudarstvennoe byudzhethnoe obrazovatel'noe uchrezhdenie vysshego obrazovaniya Gosudarstvennyy universitet morskogo i rechnogo flota im. admirala S. O. Makarova, 2018: 184.
2. Khannanov, M. D., I. F. Gumerov, L. I. Fardeev, A. S. Kulikov and E. R. Alimgulov "The experimental study of mechanical losses in the modern diesel engine". *Tractors and Agricultural Machinery*. 89.3 (2022):187–195. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106271>.
3. Wakuri, Y., T. Hamatake, M. Soejima and T. Kitahara. "Piston ring friction in internal combustion engines." *Tribology International* 25.5 (1992): 299–308. DOI: 10.1016/0301-679X(92)90027-K.
4. Gangopadhyay, A. "A Review of Automotive Engine Friction Reduction Opportunities Through Technologies Related to Tribology." *Transactions of the Indian Institute of Metals* 70.2 (2017): 527–535.
5. Kumar, R., S. Sambhav, P. R. Yadav, Md S. Ansari, A. Ansari, M. Ansari and S. Kumar "Experimental and Simulation Study of Piston Ring Pack Influence on Heat Transfer and Friction". *International Journal of Advanced Research in Science, Communication and Technology* 5.11 (2025): 106–110. DOI: 10.48175/IJARSCT-27212.
6. Delprete, C. and A. Razavykia. "Piston ring–liner lubrication and tribological performance evaluation: A review." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 232.2 (2018): 193–209. DOI: 10.1177/1350650117706269.
7. Rudnev, B. I. and O. V. Povalikhina. "Calculation-experimental definition of coefficient friction of piston rings in marine." *Aktual'nye problemy osvoeniya biologicheskikh resursov Mirovogo okeana: Materialy VIII Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii, Vladivostok, 23–24 maya 2024 goda*. Vladivostok: Dal'nevostochnyy gosudarstvennyy tekhnicheskyy rybokhozyaystvennyy universitet, 2024: 312–316. DOI: 10.48612/dalrybvtuz/mntk-wo-2024-32.
8. Nikolopoulou, V–I., A. Zavos and P. Nikolakopoulos. "A Comparative Analysis of Friction and Energy Losses in Hydrogen and CNG Fueled Engines: Implications on the Top Compression Ring Design Using Steel, Cast Iron, and Silicon Nitride Materials." *Materials* 17.15 (2024). DOI: 10.3390/ma17153806.
9. Liu, N., P. Liu et al. "Simulation on the effect of cylinder liner and piston ring surface roughness on friction performance." *Mechanics & Industry* 23 (2022): 8. DOI: 10.1051/meca/2022007.
10. Dellis, P. "Comparative Research in the Field of the Parametric Effect of Lubricant Cavitation Initiation and Development on Friction and Wear in Piston Ring and Cylinder Liner Assemblies." *Lubricants* 12.12 (2024). DOI: 10.3390/lubricants12120460.
11. Stefanovskiy, B. S., E. A. Skobtsev and E. K. Korsi i dr. *Ispytaniya dvigateley vnutrennego sgoraniya*. M: Mashinostroenie, 1972: 368.
12. Tsvetkov, Yu. N., A. A. Tatulyan, V. N. Kuz'min and D. A. Krylov. "Diesel testbed to test lubricants." *Zhurnal universiteta vodnykh kommunikatsiy* 3 (2011): 57–66.
13. Tsvetkov, Yu. N., D. A. Krylov and A. A. Tatulyan. "Sootnoshenie poter' na trenie, prikhodyaschikh na granichnyy i gidrodinamicheskiy rezhimy smazki, v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya." *Engines Construction* 1(239) (2010): 13–19.

14. Myshkin, N. K. and M. I. Petrokovets. *Tribologiya. Printsipy i prilozheniya*. Gomel': IMMS NANB, 2002: 310.
15. Du, C., C. Sheng, X. Liang, X. Rao and Z. Guo "Effects of Temperature on the Tribological Properties of Cylinder-Liner Piston Ring Lubricated with Different Oils" *Lubricants* 11(3) (2023): 1–17. DOI: 10.3390/lubricants11030115.
16. Mur, D. *Osnovy i primeneniya triboniki* Osnovy i primeneniya triboniki. L: Mir, 1978: 487..
17. Englisch, C. *Kolbenringe. Band 1: Theorie, Herstellung und Bemessung*. Wien: Springer-Verlag, 1958.
18. Lukanin, V. N., B. Ya. Chernyak i dr. et al. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. V 3-kh kn. Kn. 1. Teoriya rabochikh protsessov*. M: Vysshaya shkola, 2007: 479.
19. Zakharov, S. M., A. P. Ni-kitin and Yu. A. Zagoryanskiy. *Podshipniki kolenchatykh valov teplovozykh dizeley*. M: Transport, 1981: 179.
20. Surkin, V. I. and B. V. Kurchatov. *Smazka par treniya dizeley*. Chelyabinsk: Chelyabinskiy gosudarstvennyy agroinzhenernyy universitet, 1999: 224.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Цветков Юрий Николаевич —
доктор технических наук, профессор,
Государственный университет морского
и речного флота имени адмирала С. О. Макарова,
198035 Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: yuritsvet@mail.ru

Прокошев Дмитрий Олегович —
инженер-конструктор,
ООО «НПК “Энергодвижение”»,
196158, Россия, Санкт-Петербург,
Московское шоссе, 23, корп. 2
e-mail: prokosheff.d@yandex.ru

Мильрат Артур Вячеславович —
старший преподаватель,
Государственный университет морского
и речного флота имени адмирала С. О. Макарова,
198035 Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7
e-mail: milratav@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Tsvetkov Yuriy Nikolayevich —
Grand PhD in Technical Science, Professor,
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping,
d.5/7, ul. Dvinskaya, Saint-Petersburg,
Russian Federation, 198035.
e-mail: yuritsvet@mail.ru

Prokoshev Dmitriy Olegovich — design engineer,
Limited Liability Company «Scientific-Production
Company «Energy Movement»»,
Moscow highway, d. 23, korp. 2, Saint-Petersburg,
Russia, 196158
e-mail: prokosheff.d@yandex.ru

Mil'rat Artur Vyacheslavovich — senior lecturer,
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping,
d.5/7, ul. Dvinskaya, Saint-Petersburg,
Russian Federation, 198035.
e-mail: milratav@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию: 16 декабря 2025 г.

Received: Dec. 16, 2025