

14. RSFSR MRF. Sbornik normativnyh pokazatelej udelnyh kapitalnyh vložhenij i jeffektivnosti kapitalnyh vložhenij po otrasli "Rechnoj transport". M.: Gipproechtrans, 1989.

15. Khlyupin, L. A. "Avtonomnost gazohoda." *Issledovanie, proektirovanie i jekspluatacija sudovyh DVS: Trudy SPGUVK*. SPb.: SPGUVK, 2008: 213–217.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Хлюпин Леонид Алексеевич —
кандидат технических наук, доцент,
старший научный сотрудник.
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
адмирала С. О. Макарова»
Leonid-Khlupin@yandex.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Khlyupin Leonid Alekseevich —
PhD, associate professor,
senior researcher.
Admiral Makarov State University
of Maritime and Inland Shipping
Leonid-Khlupin@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 18 ноября 2015 г.

УДК 621.436

**А. Б. Леонтьев,
А. А. Леонтьев,
В. Н. Макаров**

ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ОТКАЗЫ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ СУДОВЫХ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ И ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ИХ НАДЕЖНОСТИ

Надежность подшипников коленчатого вала судовых дизелей в значительной степени определяет надежность всего двигателя. Главной целью исследования было определение влияния изменения геометрических параметров подшипников скольжения в процессе эксплуатации двигателей на их отказы и разработка мер по повышению надежности. Основной причиной отказов подшипников скольжения коленчатых валов является абразивное изнашивание, которое обусловлено наличием абразивных частиц в моторном масле. На основании статистического анализа геометрических параметров результатов дефектации 26 коленчатых валов 13 типов судовых среднеоборотных дизелей (главных и вспомогательных) различных фирм-изготовителей (210 рамовых и 184 мотылевых шеек) было установлено распределение величин износа и овальности шеек, а также зависимости вероятности отказов коленчатых валов из-за задира шеек от величин износа и овальности шеек. Наибольшее влияние на возникновение задира оказывает величина овальности шеек — так, при величине овальности 0,03 мм вероятность задира составляет 30 %, а при величинах более 0,14 мм — 100 %.

Задача повышения надежности подшипников скольжения коленчатых валов может быть решена следующими путями:

- 1) ужесточением величин отклонений формы шеек коленчатого вала и масляного зазора;
- 2) ограничением содержания механических примесей в моторном масле;
- 3) формированием металлокерамических покрытий на шейках коленчатого вала для повышения износо- и задиростойкости.

Ключевые слова: надежность, износ, подшипник, коленчатый вал, вкладыш подшипника.

Н АДЕЖНОСТЬ подшипников коленчатого вала судовых дизелей в значительной степени определяет надежность всего двигателя. Износы поверхностей трения трибоузла «шейка коленчатого вала – вкладыш подшипника» оказывают решающее влияние на его долговечность, работоспособность и возникновение аварийных ситуаций на двигателе.

Цель работы — определение влияния эксплуатационных факторов на отказы подшипников коленчатых валов судовых среднеоборотных дизелей (СОД) для разработки мероприятий по по-

вышению их надежности. Принятие обоснованных мер по предотвращению внезапных отказов подшипников коленчатого вала позволяет предотвратить отказ дизеля.

Основными видами изнашивания шеек коленчатых валов и вкладышей подшипников являются [1] – [3]: абразивное, усталостное и окислительное, реже — изнашивание при заедании (адгезионное) и др. К основным факторам, определяющим скорость изнашивания и протекание физико-химических процессов при трении в условиях граничной или смешанной смазок, относятся: величина приложенной нагрузки, скорость взаимного перемещения, минимальная толщина масляного слоя, количество и дисперсность механических примесей в моторном масле, температура в зоне трения и совместимость и свойства материалов трущихся поверхностей.

Наибольшее влияние на процесс трения оказывают циклические механические нагрузки и температурное воздействие, так как они влияют на взаимодействие микронеровностей сопряженных поверхностей, а также на локальные деформации в поверхностном слое. Вследствие этого в приповерхностных слоях происходит как упругое деформирование, так и пластическое течение материала, приводящее к изменению структуры поверхностного слоя материала и образованию частиц износа. Вследствие изменения структуры поверхностного слоя его механические свойства также изменяются, а именно: нано- и микротвердость, модуль упругости и величина упругого восстановления, в результате этого изменяются триботехнические свойства и образуются частицы износа [4], [5]. Решить проблему деградации поверхностного слоя материала при трении возможно только при создании износостойких покрытий.

Наиболее существенное влияние на износ поверхностей трения подшипников оказывает величина содержания алюминия в работающем масле [6].

Максимальный износ в трибосопряжении располагается в зоне минимальной толщины масляного слоя, в результате формируется овальность шеек коленчатого вала. Моделирование изменения минимальной толщины смазочного слоя для различных типов дизелей позволило установить, что минимальная толщина масляного слоя зависит от угла поворота коленчатого вала и масляного зазора в подшипнике. С увеличением масляного зазора минимальная толщина масляного слоя снижается и превышает критическую (толщина слоя, при которой поверхности трения сопряженных деталей начинают соприкасаться вершинами микровыступов). Увеличение диаметрального зазора в подшипниках коленчатого вала приводит к переходу режима трения от гидродинамической смазки к граничной, уменьшению толщины смазочного слоя, и как следствие — возрастают скорости изнашивания и температура поверхностей трения и вероятность задира и расплавления антифрикционного слоя вкладыша. Толщина масляного слоя превышает критическую только при величинах, соответствующих установочным зазорам в сопряжении, причем часто только при их минимальных значениях. Например, для двигателя 8ZL 40/48 при зазоре в мотылевом подшипнике 0,2 мм (установочный зазор 0,20 – 0,34 мм) минимальная величина масляного слоя составляет 8 мкм, а критическая величина масляного слоя всего 6,5 мкм, при увеличении зазора до 0,285 мм минимальная величина масляного слоя составляет всего 3 мкм, которая существенно меньше критической, т. е. в сопряжении высокая вероятность изнашивания при заедании [7], [8]. Следует иметь в виду, что предельно допустимый зазор в сопряжении составляет 0,55 мм. Таким образом, нормальные условия работы сопряжения «шейка коленчатого вала — вкладыш подшипника» обеспечиваются при зазорах до 0,22 мм.

По мере роста величины износа и, соответственно, увеличения масляного зазора наблюдается возрастание угла, при котором минимальная толщина масляного слоя становится меньше критической.

Скорость изнашивания вкладышей шатунных подшипников в зависимости от вида смазочной системы, марки материала антифрикционного слоя вкладыша и типа СОД находится в весьма широких пределах — от 7,8 до 53,4 мкм/тыс. ч [2]. Величина скорости изнашивания шеек коленчатых валов СОД существенно зависит от наработки трибосистемы: максимальная величина для всех типов дизелей наблюдается в течение 1 тыс. ч, т. е. в период приработки и колеблется в интервале 2,9 – 22,5 мкм/тыс. ч для различных марок двигателей, затем постепенно снижается и стабилизи-

руется при наработке свыше 4 тыс. ч в интервале 1,5 – 5,2 мкм/тыс. ч [9] для дизелей, работающих на дизельном топливе, и 5,6 – 9,2 мкм/тыс. ч — для дизелей, работающих на тяжелых сортах топлива [3]. Величины скорости изнашивания шеек коленчатых валов после приработки имеют значительно меньшие величины по сравнению со скоростями изнашивания вкладышей. Значительный период приработки шеек коленчатого вала (около 4 тыс. ч) объясняется тем, что основную часть времени валы работают в условиях трения при гидродинамической смазке.

Для оценки влияния геометрических параметров шеек на отказы подшипников скольжения были проанализированы результаты дефектовочных актов 27 коленчатых валов 13 типов СОД различных дизелестроительных заводов (216 рамовых и 189 мотылевых шеек), на которых эксплуатируются закаленные, незакаленные и восстановленные наплавкой шеек коленчатые валы. Следует отметить, что величины износов и отклонений формы рамовых и мотылевых шеек коленчатого вала для конкретного дизеля иногда колеблются в широком диапазоне. На величины износов и отклонений формы существенное влияние оказывают величины твердости шеек вала и напряженность двигателя. Повышение твердости шеек вала позволяет значительно уменьшить величины износов шеек. Форсирование двигателя без изменения конструкции приводит к возрастанию скорости изнашивания и величин отклонений формы шеек.

Анализ отказавших коленчатых валов показал, что 93,8 % рамовых шеек имеют величины износов менее 0,10 мм (рис. 1, а). Более интенсивному износу подвержены мотылевые шейки, причем лишь 79,1 % шеек имеет величину износа до 0,10 мм (рис. 1, б). Задирь шеек имеют до 33 % валов, а деформацию — до 24 % валов.

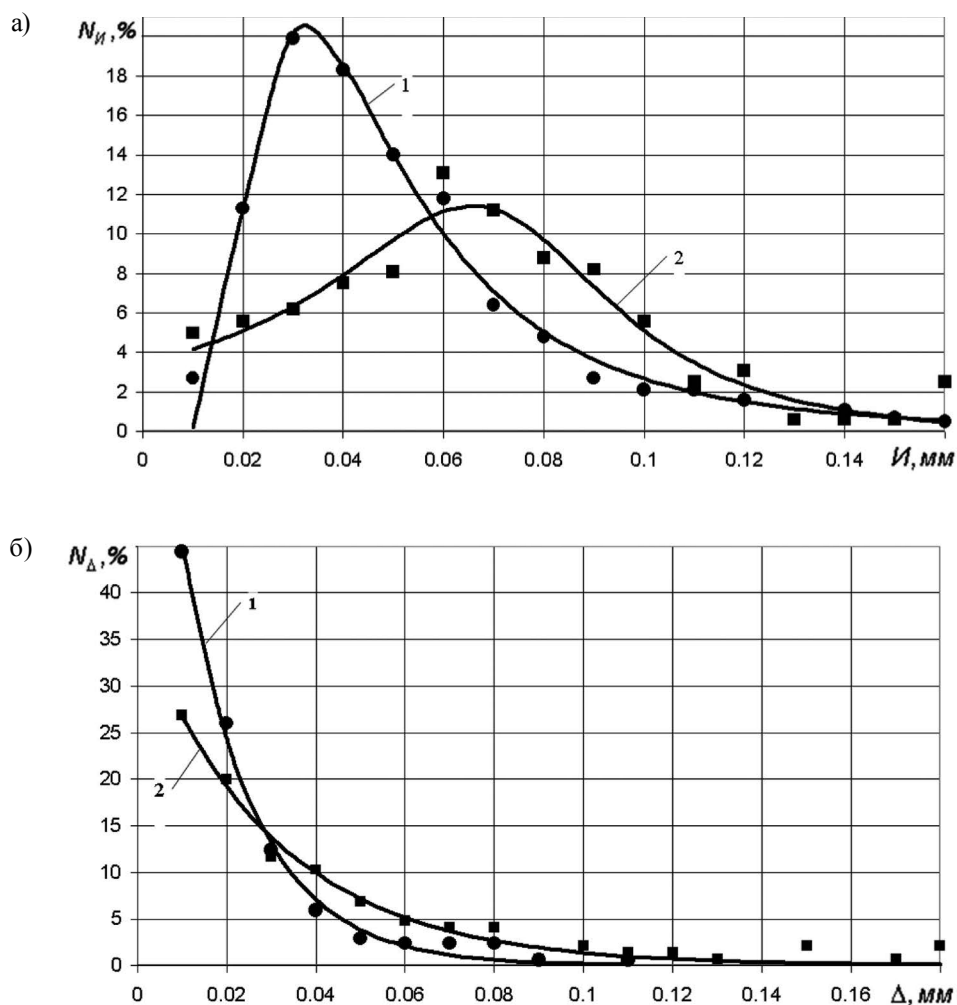


Рис. 1. Распределение величин износа (а) и овальности (б) шеек коленчатого вала рамовых (1) и мотылевых (2)

Распределение величин износа шеек коленчатых валов описываются выражениями:

– рамовые шейки (коэффициент корреляции $R^2 = 0,961$)

$$N_{\Pi}^P = 0,39^{-3} \cdot 0,87^{(1/I)} \cdot I^{-4,5}, \% \quad (1)$$

– мотылевые шейки ($R^2 = 0,989$)

$$N_{\Pi}^M = (3,45 - 17,1I) / (1 - 22,7I + 161I^2), \% \quad (2)$$

где N_{Π}^P — количество рамовых шеек с величиной износа N_{Π} ; N_{Π}^M — количество мотылевых шеек с величиной износа N_{Π} ; I — величина износа, мм.

Максимальные величины износа рамовых шеек коленчатых валов наблюдались на двигателях 6ЧСПН 18/22 (интервал величины износа 0,08 – 0,15 мм, средняя — 0,12 мм), мотылевых шеек на дизелях BAZAN-MAN (интервал величины износа 0,11 – 0,42 мм, средняя — 0,18 мм), 5L 20/27, TS 24 (интервал величины износа 0,03 – 0,43 мм, средняя — 0,09 мм).

В результате изнашивания шеек образуются отклонения формы от круглости и цилиндричности. Установлено (рис. 2), что 11,3 % рамовых и 31,1 % мотылевых шеек имеют овальность свыше 0,04 мм (предельно допустимая величина овальности для современных СОД с диаметром шеек 200 мм).

Распределение величин овальности шеек коленчатых валов описываются выражениями:

$$\text{– рамовые шейки } (R^2 = 0,961) N_{\Delta}^P = 82,8e^{-61,3 \cdot \Delta}, \% \quad (3)$$

$$\text{– мотылевые шейки } (R^2 = 0,989) N_{\Delta}^M = 37e^{-32,8 \cdot \Delta}, \% \quad (4)$$

где N_{Δ}^P — количество рамовых шеек с величиной овальности Δ ; N_{Δ}^M — количество мотылевых шеек с величиной овальности Δ ; Δ — величина овальности, мм.

Следует отметить, что между величиной износа трибоузла и вероятностью возникновения изнашивания при заедании и последующего задира шеек коленчатого вала существует качественная связь в условиях трения полужидкостной и граничной смазок. Анализ аварийных ситуаций показал, что наиболее часто заедание и заDIR шеек возникает при пуске двигателя на оборотах 50 – 75 % от номинальных, т. е. когда режим трения при смешанной смазке и масляный слой меньше критического или в смазке содержится повышенное количество механических примесей. Высокие скорость скольжения и нагрузка в условиях контакта поверхностей приводит к повышению температуры в зоне трения и к снижению механических свойств поверхностных слоев материалов сопряженных деталей и их триботехнических параметров, а также износу оксидных пленок и схватыванию ювенильных поверхностей.

У мотылевых шеек формируется преимущественно конусообразность, достигающая 0,10 мм. Рамовые шейки в результате износа приобретают по большей части овальную форму.

Наиболее опасны катастрофические виды изнашивания: заедание, заDIR и схватывание. При задирах шеек или схватывании шеек с вкладышем, а также расплавлении антифрикционного слоя вкладышей, как правило, происходит деформация коленчатого вала, реже — поломка вала. Первопричиной катастрофических видов изнашивания является, как правило, образование отклонений формы шеек вала.

Анализ влияния величин износа на вероятность задира шеек позволил установить, что износы рамовых и мотылевых шеек коленчатых валов оказывают существенное и примерно одинаковое влияние (рис. 2, а). Зависимость вероятности задира шеек от величины их износа описывается выражением ($R^2 = 0,958$)

$$P_3^I = 50,5 - 49,35 \cdot e^{-3071 \cdot I^{3,3}}, \% \quad (5)$$

Мотылевые шейки коленчатых валов, поступающих на восстановление, имеют большие величины износа, поэтому анализ влияния величин износа на вероятность задира шеек целесообразно проводить для них. Для обеспечения вероятности задира не более 10 % необходимо, чтобы износ шеек не превышал 0,05 мм. При величинах износа свыше 0,11 мм вероятность задира составляет 50 %.

Наибольшую опасность для возникновения задира оказывает величина овальности шеек (рис. 2, б). При величине овальности 0,03 мм вероятность задира составляет 30 %, а при величинах от 0,14 мм и больше — 100 %. Поэтому необходимо ограничивать овальность шеек для уменьшения вероятности возникновения задира и отказа коленчатого вала величинами 0,03 – 0,04 мм. Зависимость вероятности задира шеек от величины их овальности описывается выражением ($R^2 = 0,971$)

$$P_3^{\Delta} = 181,6 + 45,8 \ln(\Delta), \% \quad (6)$$

Задир мотылевых шеек коленчатых валов СОД наблюдается при их износе от 0,03 до 0,43 мм (средняя величина износа 0,11 мм), при этом овальность шеек находится в интервале 0,02 – 0,42 мм (средняя величина овальности 0,06 мм). Задир рамовых шеек коленчатых валов СОД наблюдается при значительно меньшем их износе от 0,02 до 0,12 мм (средняя величина износа 0,07 мм), при этом овальность шеек находится в интервале 0,01 – 0,08 мм (средняя величина овальности 0,04 мм). При этом при возникновении задира мотылевых шеек у 90 % коленчатых валов наблюдается также задир и рамовых шеек. Учитывая значительно меньший износ и отклонения формы рамовых шеек, а также значительно меньший уровень динамических нагрузок можно предположить, что основной причиной их задира являются резкие изменения механических и триботехнических параметров в подшипниковых узлах, возникающие при схватывании и задире в мотылевых подшипниках коленчатого вала.

Величины отклонения от цилиндричности шеек коленчатого вала оказывают на вероятность возникновения задира примерно такое же влияние, как и величина овальности, поэтому они также должны ограничиваться величинами 0,03 – 0,04 мм.

Задир шеек приводит к деформации коленчатых валов, которая характеризуется величиной биения на рамовых шейках и достигает 0,5 – 0,7 мм. Величины биения рамовых шеек у 76 % коленчатых валов, поступающих в ремонт, находятся в допустимых пределах. Возникновение деформаций коленчатых валов вследствие задира рамовых шеек наблюдается у 40 % валов, при задире мотылевых шеек — у 60 % валов.

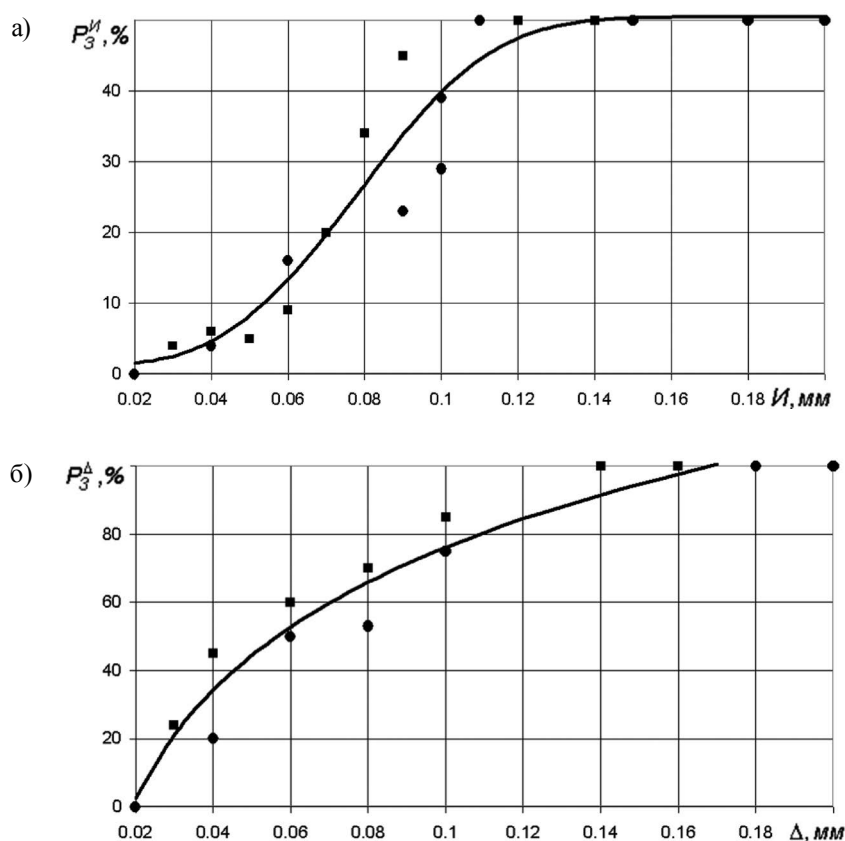


Рис. 2. Зависимость вероятности отказов коленчатых валов из-за задира шеек от величин износа шеек (а) и овальности шеек (б):
■ — рамовые; ● — мотылевые шейки

Для определения изменения параметров шероховатости шеек вала в процессе эксплуатации были проведены триботехнические испытания образцов из стали 40Х. Параметры шероховатости и топографию поверхности трения изучали на приборе ContourGT-I 3D Optical Microscope фирмы Bruker.

Триботехнические испытания проводили по методике, приведенной в работе [10].

Анализ параметров шероховатости (см. табл., рис. 3) и топографии поверхностей стальных образцов после шлифования и триботехнических испытаний, полученных на оптическом профилометре ContourGT-K фирмы *Bruker*, позволил установить, что минимальные величины микро-неровностей совпадают с направлением вращения образца. В результате приработки и явлений, сопровождающих трение в условиях граничной смазки, происходят существенные изменения микрогеометрии и топографии поверхности трения (рис. 3 и 4). Параметры шероховатости вала в процессе трибоиспытаний в направлении, перпендикулярном направлению вращения, не изменяются, а по направлению вращения уменьшаются примерно в два раза (см. таблицу). Однако вследствие наличия механических примесей в смазке происходит образование большого количества острых пиков на поверхности стали, которые при контактировании сопряженных поверхностей на режимах трения при граничной или смешанной смазках, особенно на частотах вращения двигателя свыше 50 % от номинальной, резко повышает вероятность схватывания и перехода к адгезионному изнашиванию и как следствие — к задиру шеек, проворачиванию вкладышей, деформации коленчатого вала, реже — к расплавлению антифрикционного слоя и поломке коленчатого вала.

Наличие абразивных частиц в циркуляционном масле в процессе эксплуатации двигателей приводит к увеличению параметров шероховатости шеек коленчатых валов, так при исходных $R_a = 0,20 - 0,28$ мкм происходит возрастание до $R_a = 0,47 - 0,57$ мкм, т. е. примерно в два раза. На основании триботехнических испытаний можно сделать вывод, что при исходной шероховатости $R_a = 0,65$ мкм увеличения параметров среднего арифметического отклонения профиля в процессе трения не происходит. Следовательно, полировать шейки коленчатых валов до $R_a = 0,32$ мкм нецелесообразно.

Таблица

**Параметры шероховатости образцов из стали 40Х
после шлифования и триботехнических испытаний**

Вид обработки стали или испытания	Параметры шероховатости	
	R_a , мкм	R_z , мкм
После шлифования	0,65 / 0,40	3,54 / 2,57
После триботехнических испытаний	0,62 / 0,18	4,00 / 1,93

Примечание. В числителе приведено значение параметра, перпендикулярно направлению вращения образца при механической обработке или трибоиспытаниях, в знаменателе — по направлению вращения образца.

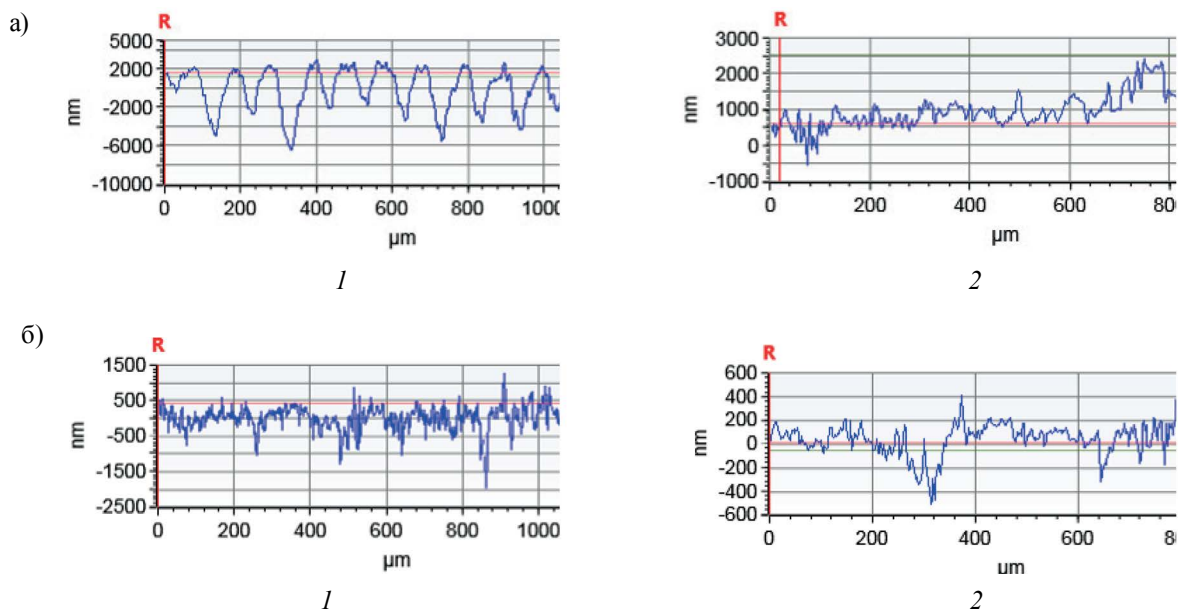
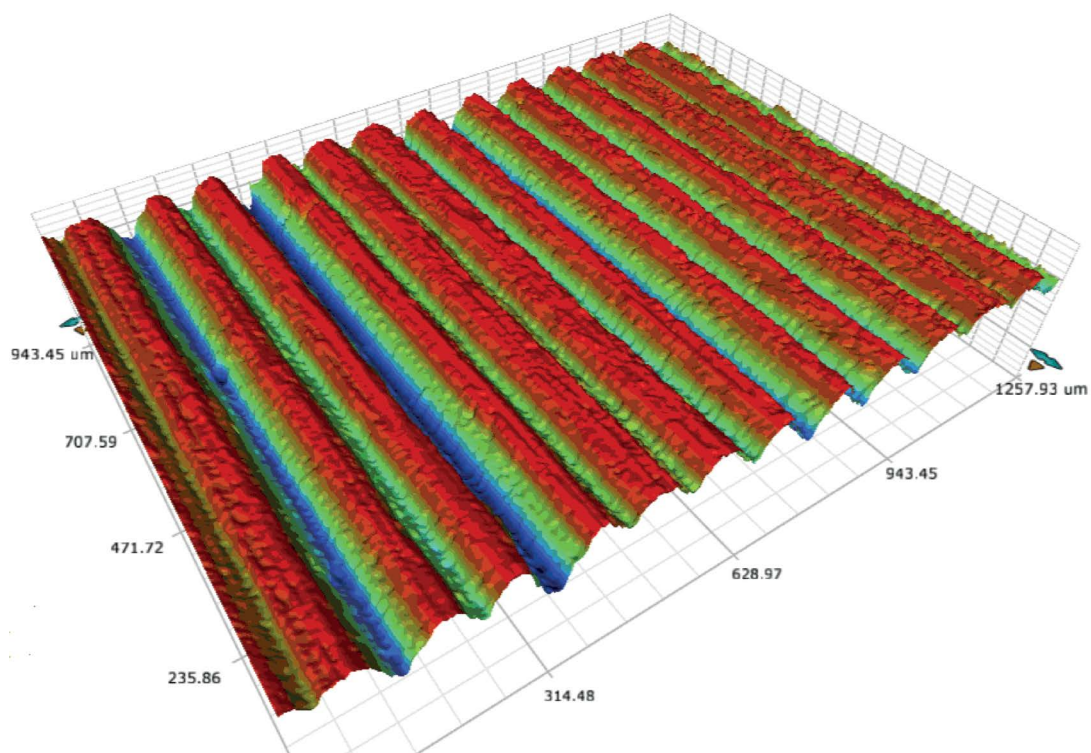


Рис. 3. Профилограммы микронеровностей поверхностей стали 40Х,
после шлифования (а); после трибоиспытаний (б);

1 — перпендикулярно направлению вращения образца; 2 — по направлению вращения образца

а)



б)

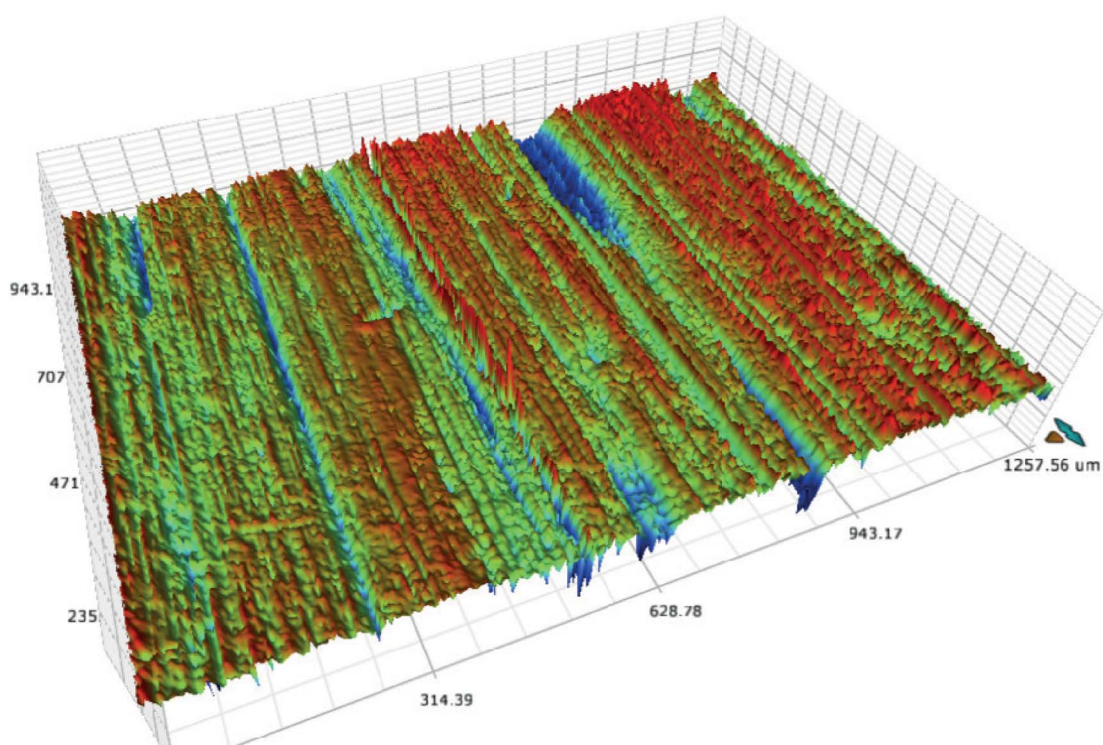


Рис. 4. Топография поверхности стали 40Х после шлифования (а);
после трибоиспытаний (б)

При ремонте коленчатых валов не решается проблема повышения износостойкости шеек. Для повышения надежности подшипников скольжения коленчатых валов СОД и снижения скоро-

сти изнашивания сопряженных поверхностей трения и вероятности аварий двигателя из-за зади-
ров шеек необходимо формировать на их поверхностях металлокерамические покрытия, которые
позволяют существенно уменьшить коэффициент трения в подшипнике при граничной смазке,
а также увеличить изно- и задиростойкость [10]. Наиболее эффективными материалами для фор-
мирования тонкопленочных износостойких покрытий на шейках коленчатых валов являются ком-
позиты на основе вермикулита [11].

Заключение

Проведенные исследования позволили установить:

- основной причиной отказов подшипников скольжения коленчатых валов СОД является абразивное изнашивание, в первую очередь — мотылевых шеек коленчатого вала, которое обусловлено наличием абразивных частиц в моторном масле, завышенными величинами отклонений формы поверхностей шеек и масляных зазоров в сопряжении, которые, в свою очередь, приводят к контакту поверхностей деталей в режиме работы дизеля даже на номинальной и близкой к номинальной частотах вращения двигателя;
- наибольшую опасность для возникновения задира оказывает величина овальности мотылевых шеек. При величине овальности 0,03 мм вероятность задира составляет 30 %, а при величинах от 0,14 мм и больше — 100 %. Поэтому необходимо ограничивать овальность шеек для уменьшения вероятности возникновения задира и отказа коленчатого вала величинами 0,03–0,04 мм;
- повышение надежности подшипников скольжения коленчатых валов может быть достигнуто при выполнении следующих технических требований:
 - 1) ужесточением величин отклонений формы шеек коленчатого вала и масляного зазора;
 - 2) ограничением содержания механических примесей в моторном масле, особенно алюминия;
 - 3) повышением износо- и задиростойкости шеек коленчатого вала технологическими методами, например формированием тонкопленочных металлокерамических покрытий.

Исследование выполнено при поддержке ДВФУ, проект №14-08-03-8_и.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Леонтьев Л. Б. Причины отказов коленчатых валов судовых среднеоборотных дизелей и пути повышения их надежности / Л. Б. Леонтьев, А. Г. Токликишвили // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. — 2012. — № 3(12). — С. 40–47.
2. Кича Г. П. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях / Г. П. Кича, Б. Н. Перминов, А. В. Надежкин. — Владивосток: Мор. гос. ун-т, 2011. — 372 с.
3. Буравцев С. К. О состоянии характеристик коленчатых валов и их влиянии на показатели двигателя // Двигателестроение. — 2006. — № 1. — С. 38–42.
4. Мышкин Н. К. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии / Н. К. Мышкин, М. И. Петроковец. — М.: Физматлит, 2007. — 368 с.
5. Рубцов В. Е. Моделирование деформационных и тепловых процессов в поверхностном слое упруго-пластического материала при трении: дис. ... канд. физ.-мат. наук / В. Е. Рубцов. — Томск: Ин-т физики прочности и материаловедения СО РАН, 2004. — 145 с.
6. Леонтьев Л. Б. Анализ функционирования трибосистемы шейки коленчатого вала — вкладыш подшипника — смазка судовых среднеоборотных дизелей / Л. Б. Леонтьев, А. В. Надежкин, В. Н. Макаров, А. Г. Токликишвили // Двигателестроение. — 2013. — № 2. — С. 41–47.
7. Надежкин А. В. Моделирование влияния степени изношенности подшипников скольжения судовых дизелей на режим трения и виды изнашивания / А. В. Надежкин, М. Е. Старченко // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. — 2015. — № 1. — С. 120–124.
8. Голенищев А. В. Моделирование влияния эксплуатационных факторов на режимы трения и изнашивания в подшипниках скольжения судовых дизелей / А. В. Голенищев, А. В. Надежкин, М. Е. Старченко // Морские интеллектуальные технологии. — 2015. — Т. 1. — № 3 (29). — С. 108–113.

9. Яхьяев Н. Я. Прогнозирование работоспособности судовых двигателей внутреннего сгорания по износу деталей в узлах трения: дис. ... д-ра техн. наук / Н. Я. Яхьяев. — Махачкала: ДГТУ, 2003. — 295 с.

10. Леонтьев Л. Б. Упрочнение поверхностей трения стальных деталей трибомодификацией органическими материалами / Л. Б. Леонтьев, Н. П. Шапкин, А. Л. Леонтьев, А. Г. Токликишвили // Металлообработка. — 2015. — № 5 (89). — С. 32–39.

11. Шапкин Н. П. Органосиликатные антифрикционные композиты на основе вермикулита для формирования покрытий на поверхностях трения стальных деталей / Н. П. Шапкин, Л. Б. Леонтьев, В. Н. Макаров, И. Г. Хальченко, В. В. Короченцев // Журнал прикладной химии. — 2014. — Т. 87. — № 12. — С. 1727–1734.

INFLUENCE OPERATIONAL FACTORS ON FAILURE BEARING CRANKED SHAFTS OF MARINE MEDIUM-SPEED DIESELS AND WAYS TO IMPROVE THEIR RELIABILITY

The reliability of marine diesel engines depends on the reliability of the crankshaft bearings. The use of heavy grades of fuel causes an increase in the rate of wear of the friction surfaces.

The main objective of the study was to determine the impact of changes in the geometric parameters of bearings in the operation of the engines on their failures and development of measures to improve the reliability.

The main reason for failure of plain bearings of crankshafts is abrasive wear, which is caused by the presence of abrasive particles in the engine oil. Based on statistical analysis of the geometric parameters of the results of fault detection 26 crankshafts 13 types of medium-speed diesels (main and auxiliary) of different manufacturers (210 crank-journal and 184 crank-pin necks) found the distribution of wear and ovality of necks, as well as dependence of the probability of failures of crankshafts due to bad necks from the values of the wear and ovality of necks. The greatest influence on the occurrence of a bulge has ovality value of necks, so if the value of ovality of 0.03 mm probability of a bulge is 30%, while values of more than 0.14 mm - 100%.

The task of improving the reliability of plain bearings of crankshafts can be solved in the following ways:

- 1) decrease of deviations size the crankshaft journals and the oil clearance;*
- 2) restriction of the content of mechanical impurities in the engine oil;*
- 3) the formation of metal-ceramic coatings on necks of the crankshaft for durability improvement.*

Keywords: Reliability, wear, bearing crankshaft bearings.

REFERENCES

1. Leontyev, L. B., and A. G. Toklikishvili. "Causes of failure crankshafts marine medium-speed diesel engines and ways of increasing their reliability." *Vestnik Inzhenernoj shkoly Dalnevostochnogo federalnogo universiteta* 3(12) (2012): 40–47.

2. Kicha, G. P., B. N. Perminov, and A. V. Nadezhkin. *Resursosberegajushhee masloispol'zovanie v sudovyh dizeljah*. Vladivostok: Mor. gos. un-t, 2011.

3. Buravtsev, S. K. "Post-Repair Crankshaft Conditions and Their Influence on Engine Performance." *Dvigatelsestroyeniye* 1 (2006): 38–42.

4. Myshkin, N. K., and M. I. Petrokovec. *Trenie, smazka, iznos. Fizicheskie osnovy i tekhnicheskie prilozheniya tribologii*. M.: Fizmatlish, 2007.

5. Rubcov, V. E. *Modelirovanie deformacionnyh i teplovyh processov v poverhnostnom sloe uprugoplasticheskogo materiala pri trenii*: PhD diss. Tomsk: In-t fiziki prochnosti i materialovedeniya SO RAN, 2004.

6. Leontyev, L. B., A. V. Nadezhkin, V. N. Makarov, and A. G. Toklikishvili. "Functional Analysis of «Crankshaft Journal-Bearing Liner-Lube Oil System of Marine Medium Speed Diesel Engine» Tribosystem." *Dvigatelsestroyeniye* 2 (2013): 41–47.

7. Nadezhkin, A. V. and M. E. Starchenko. "Modeling the influence between the degree of wear bearings in marine diesel engines and their friction regime and the type of wear." *Nauchnye problemy transporta Sibiri i Dalnego Vostoka* 1 (2015): 120–124.

8. Golenishev, A. V., A. V. Nadezhkin, and M. E. Starchenko. "Modeling the influence of operational factors on modes of friction and wear in the bearings of marine diesels." *Marine intellectual technologies* 1.3(29) (2015): 108–113.

9. Jah'jaev, N. Ja. Prognozirovanie rabotosposobnosti sudovyh dvigatelej vnutrennego sgoraniya po iznosu detalej v uzlah trenija: Dr. diss. (Tech.). Mahachkala: DGTU, 2003.

10. Leontev, L. B, N. P. Shapkin, A. L. Leontev, and A. G. Toklikishvili. "Hardening of the friction surfaces of steel parts tribomodifikatsiey organoneorganicheskiimi materials." *Metalworking* 5(89) (2015): 32–39.

11. Shapkin, N. P., L. B. Leontev, V. N. Makarov, I. G. Khal'chenko, and V. V. Korochentsev. "Vermiculite-Based Organosilicate Antifriction Composites as Coatings on Friction Surfaces of Steel Articles." *Russian journal of applied chemistry* 87.12 (2014): 1727–1734.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Леонтьев Лев Борисович —
доктор технических наук, профессор.
Дальневосточный федеральный университет
leontyev.l.b@yandex.ru
Леонтьев Андрей Львович —
кандидат технических наук.
Дальневосточный федеральный университет
gfi25leontev@mail.ru
Макаров Василий Николаевич — аспирант.
Научный руководитель:
Леонтьев Лев Борисович.
Дальневосточный федеральный университет
makarov_vasily@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Leontev Lev Borisovich —
Dr. of Technical Sciences, professor.
Far Eastern Federal University
leontyev.l.b@yandex.ru
Leontev Andrew Lvovich — PhD.
Far Eastern Federal University
gfi25leontev@mail.ru
Makarov Vasily Nikolaevich — Postgraduate.
Supervisor:
Leontev Lev Borisovich.
Far Eastern Federal University
makarov_vasily@mail.ru

Статья поступила в редакцию 9 декабря 2015 г.

УДК 678,67.014,67.017,67.019

Е. Н. Белецкий

РАЗЛИЧНЫЕ УРОВНИ МОДЕЛИРОВАНИЯ СЛОЖНЫХ КОНСТРУКЦИЙ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК, ОТДЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОТОРЫХ ВЫПОЛНЕННЫ ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ

В статье рассмотрен новый многоуровневый подход к моделированию сложных трибосопряжений судового движительного комплекса, отдельные элементы которых выполнены из композиционных полимерных материалов. Трибосистема в процессе моделирования рассматривается как сложная, зависящая от множества критериев. Представлены различные варианты управления сложной трибосистемой, содержащей элементы композиционных материалов, в частности — активного управления на основе вне-сечения дополнительной энергии и пассивного за счет дифференцированного учета откликов системы на внешнее воздействие, и изменений, возникающих в обратных связях. Предложен новый комплексный подход при моделировании, который включает решение задачи оптимизации и выбор векторного критерия показателей эффективности работы системы. Получены новые зависимости для динамических критериев качества сложной трибосистемы или целевых функций на основе способа линейной свертки.

Ключевые слова: композиционные материалы, моделирование трибосопряжений, механическая обработка, граничные условия, критерии оптимизации, вектор состояния, параметры качества.



СОВРЕМЕННОМ судостроении для широкого спектра функциональных устройств движительного комплекса широко используются новые композиционные полимерные материалы (КПМ). В первую очередь, эти материалы приходят на смену традиционно