

АНАЛИЗ ПОВРЕЖДЕНИЙ РАМОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ДВИГАТЕЛЕЙ 8NVD48A-2U НА ПРОМЫСЛОВЫХ СУДАХ

Объектом исследования является главный двигатель 8NVD 48A-2U СТП «Сабск», у которого провернулись тонкостенные вкладыши пятого и шестого рамовых подшипников, после его капитального ремонта. Цель выполненного исследования — определение причин проворачивания вкладышей рамовых подшипников. Для обеспечения надёжной работы рамовых подшипников необходимо выполнять следующие мероприятия: проверять натяг подшипника; обеспечить смазку подшипников; контролировать чистоту масляных фильтров; контролировать температуру смазочного масла; контролировать чистоту смазочного масла; проверять размеры постелей рамовых и шатунных подшипников. В опубликованных работах по выходу из строя подшипников рассматриваются только причины отказов, которые могут возникать как вторичные при некачественной эксплуатации. В статье приведён пример повреждений вкладышей рамовых подшипников двигателя 8NVD48A-2U. Исследования характера повреждений вкладышей рамовых подшипников коленчатого вала показали, что основной причиной проворачивания вкладышей 5-го и 6-го рамовых подшипников было отсутствие натяга вкладышей подшипников вследствие некачественно выполненного ремонта. Кроме того, не была выполнена ревизия подшипников коленчатого вала после ходовых испытаний, т. е. люди, выполнявшие ремонт, отнеслись к нему непрофессионально и халатно. Негативно сработал человеческий фактор, что вызвало аварийную остановку судна. Приведён другой пример, когда в результате правильных действий судового экипажа начало развития аварийной ситуации на главном дизеле типа NVD рыболовного сейнера было обнаружено своевременно.

Примеры свидетельствуют о том, что человеческий фактор является одной из основных причин аварий судовых энергетических установок. В этой связи весьма важно, чтобы судовой экипаж был подготовлен к правильным действиям при возникновении аварийной ситуации в машинном отделении. Для предотвращения негативного влияния человеческого фактора рекомендуются информационные и обучающие меры.

Ключевые слова: главный двигатель, рамовые тонкостенные подшипники, коленчатый вал, натяг подшипников, человеческий фактор.

Введение

Продолжительность эксплуатационного периода промысловых судов и их безопасность во многом зависят от надёжности главного двигателя (ГД). Надёжность ГД в значительной мере влияет на продолжительность и стоимость ремонта, трудоёмкость технического обслуживания и затраты запасных частей. Эффективность эксплуатации дизелей во многом зависит от надёжной работы подшипников кривошипно-шатунного механизма. Одним из узлов, выходящих из строя в эксплуатации, являются рамовые подшипники, причём выход их из строя может сопровождаться очень тяжёлыми последствиями — поломкой коленвала, поэтому, чтобы обеспечить их надёжную работу, необходимо [1]:

- проверять натяг у подшипников;
- проверять размеры постелей рамовых и шатунных подшипников;
- обеспечивать смазку подшипников перед пуском и во время эксплуатации дизеля;
- следить за чистотой смазочных фильтров, регулярно осматривать магнитные фильтры;
- следить за температурой смазочного масла, согласно инструкции завода, на всех режимах эксплуатации;
- проверять чистоту циркуляционного масла в цистерне, в картере и в смазочных трубах дизеля после ремонта.

В опубликованных работах по выходу из строя подшипников рассматриваются только причины отказов, которые могут возникать как вторичные при некачественной эксплуатации. Напри-

мер, в работах [1], [2] на основании 27 аварийных случаев проанализированы причины отказов подшипников коленчатых валов среднеоборотных дизелей (СОД), среди них:

- проворачивание вкладышей из-за повышенного изнашивания (66,7 %);
- проворачивание вкладышей и расплавление антифрикционного слоя (9,5 %);
- другие (нерегламентированная затяжка шатунных болтов, обрыв шатунных болтов из-за нарушения срока их использования, выход из строя масляных фильтров и др.) — 23,8 %.

Отказы рамовых и шатунных подшипников из-за проворачивания вкладышей происходят вследствие низких параметров шероховатости постели вкладышей, увеличения диаметрального зазора в рамовых и шатунных подшипниках более допустимого и перехода режима трения от гидродинамической смазки к полужидкостной (смешанной), а затем и к граничной, что вызывает повышенное изнашивание вкладыша и шейки, снижение давления смазки, повышение температуры в зоне трения, а затем задиры, схватывание или расплавление антифрикционного слоя вкладыша. В работе [3] показано, что основной причиной выхода из строя рамовых подшипников является чрезмерная вибрация коленчатых валов двигателей, вызванная низким качеством затяжки анкерных связей, и предложено контролировать затяжку анкерных связей. Исследования влияния вибрации на надежность работы подшипников описаны в работе [4], они не подтвердили наличие повышенной резонансной вибрации, могущей вызвать аварийный отказ подшипников. Обобщение различных видов отказов подшипников сделано в работах [5], [6]. Однако авторы упустили из виду один важный аспект — влияние человеческого фактора на появление отказа. Если персонал, занимающийся ремонтом и эксплуатацией дизелей, недостаточно подготовлен профессионально (низкая квалификация) или психологически (халатность), то, какой бы надёжной техника ни была, появление отказов неизбежно. Примером этого служит следующая авария.

Основная часть

На сейнерах-траулерах рефрижераторных (СТР) проекта 503 типа «Альпинист» в качестве главного установлен четырёхтактный дизель 8NVD 48A-2U (8ЧН32/48) в машино-котельном отделении, расположенном в кормовой части судна. Главный дизель 8NVD 48A-2U номинальной мощностью 970 кВт при частоте вращения 428 мин⁻¹ передаёт крутящий момент через редуктор на ВРШ. На двигателе 8NVD 48A-2U установлены рамовые подшипники второго поколения. Второе поколение подшипников — тонкостенные многослойные подшипники, у которых толщина антифрикционного металла не превышает 1,0 мм, его наносят гальваническим способом [7]. Тонкостенные вкладыши к постелям не подгоняют, а проверяют прилегание постели по спинке вкладыша на краску, оно должно составлять не менее 80 % поверхности постели. Техническое обслуживание шатунных подшипников проводят через 9 тыс. ч, а рамовых — через 18 тыс. ч, при этом проверяют состояние поверхности вкладышей визуально, а износ определяют измерением толщины несущей поверхности [8]. В эксплуатации было зафиксировано несколько случаев повреждений вкладышей рамовых подшипников.

Главный двигатель СТР проекта 503 «Сабск» находился в капитальном ремонте с заменой цилиндрического блока, рамовых и шатунных тонкостенных подшипников коленчатого вала. ГД отработал 41 450 ч. После завершения капитального ремонта СТР «Сабск» вышел в рейс. После того как ГД отработал 93 ч, он был остановлен из-за повышенного нагрева крышек лючков картера пятого и шестого цилиндров, падения давления смазочного масла после фильтра до 0,11 МПа и повышения его температуры перед охладителем масла до 80 °С. Это свидетельствовало о возникновении аварийной ситуации. Для выявления причин необходимо было вскрыть картер двигателя и провести визуальный осмотр, что и было сделано.

После вскрытия у ГД крышек четвертого, пятого и шестого лючков картера обнаружили стружку белого и цветного металлов. Разобрав пятый и шестой рамовые подшипники, установили, что их вкладыши провернулись в постелях. В результате антифрикционный слой тонкостенных вкладышей и рамового подшипника выплавлен полностью, а у шестого подшипника частично. При этом были срезаны стопора верхних вкладышей пятого и шестого рамовых подшипни-

ков, поверхности разъемов их крышек имели наклеп, а рамовые шейки коленчатого вала имели кольцевые риски и наволакивания антифрикционного металла. Следует заключить, что остановка ГД предотвратила дальнейшее разрушение его деталей. Например, на других дизелях аналогичной конструкции проворачивание вкладышей рамового подшипника приводило к разрушению фундаментной рамы, блока цилиндровой втулки, шатуна цилиндра и повреждению коленчатого вала [4]. Далее необходимо было выявить причины проворачивания вкладышей в постелях.

Одной из причин могло быть некачественное смазочное масло в картере двигателя. Выполненный теплотехнический лабораторный анализ смазочного масла подтвердил его работоспособность. Разборка масляного фильтра показала, что снижение давления смазочного масла до 0,11 МПа после фильтра связано с уменьшением проходного сечения у фильтра и обволакиванием его поверхности стружкой антифрикционных металлов от повреждённых вкладышей подшипников. Контрольная разборка других рамовых и всех шатунных подшипников показала их нормальное состояние.

Исследования характера повреждений вкладышей рамовых подшипников коленчатого вала показали, что основной причиной проворачивания вкладышей пятого и шестого рамовых подшипников стало отсутствие натяга вкладышей подшипников (номинальная высота выступания вкладыша рамового подшипника, согласно техническим условиям на ремонт, составляет 0,19 – 0,22 мм, а у шатунного — 0,16 – 0,19 мм [Технические условия на ремонт ГД 8NVD 48A-2U – 452 – 233.012 УР]). Подтверждением такого заключения является отсутствие натягов и у других вкладышей рамовых подшипников, за исключением первого и восьмого. Это установлено измерением натягов у всех вкладышей подшипников.

Потеря натяга в процессе эксплуатации или установка тонкостенных вкладышей с недостаточным натягом ведёт к коррозионно-механическому изнашиванию соприкасающихся тел при малых колебательных перемещениях затылочной части вкладыша, т. е. к фреттинг-коррозии или к его проворачиванию в постели. Величину натяга вкладыша проверяют по его выступанию над разъемом постели подшипника или фальшпостели [7]. При установке на дизель новых подшипников завод-изготовитель в категорической форме отвергает проверку натяга вкладышей (качество подшипника гарантируется) при условии, что постель подшипника отвечает техническим условиям (ТУ) на ремонт [Технические условия на ремонт ГД 8NVD 48A-2U – 452 – 233.012 УР]. Однако проверка постели подшипника на предмет соответствия ТУ ремонтной бригадой проведена не была. Кроме проверки размеров постели подшипника, перед проверкой натяга у вкладыша подшипника определяют его разжим (раскрытие вкладыша), что также не было сделано. Этот параметр указывается на чертеже подшипника заводом-изготовителем. Если этот параметр не соответствует техническим условиям на изготовление подшипника, то вкладыш бракуют.

Следует также заметить, что на устанавливаемые вкладыши отсутствовал сертификат качества, что является грубым нарушением со стороны менеджмента судовладельца [8]. Таким образом, был сделан вывод о том, что потеря натяга в подшипниках ГД 8NVD 48A2-U вызвана некачественно выполненным ремонтом. Кроме того, не была выполнена ревизия подшипников коленчатого вала после ходовых испытаний, т. е. люди, выполнявшие ремонт, отнеслись к нему непрофессионально и халатно. Негативно «сработал» человеческий фактор. В итоге это и привело к аварийной остановке судна.

Рыболовный сейнер с ГД 6NVD 36.1-U на переходе получил удар в днище неопознанным плавающим предметом. Затем через сутки произошёл удар гребного винта о неопознанный плавающий предмет. После этого появилась сильная вибрация в кормовой части судна. Капитан принял решение следовать далее. Через сутки работы с повышенной вибрацией давление смазочного масла на входе в главный дизель упало ниже минимально допустимого. Капитан принял решение зайти в ближайший порт и произвести осмотр гребного винта.

Осмотр водолазами показал отрыв левого бортового кия и загиб лопасти гребного винта, после чего судно поставили в док и провели полный осмотр деталей движения главного двигателя и гребного вала. Благодаря этому осмотру были выявлены серьезные отклонения центровки

главного двигателя с гребным валом, повышенные раскёпы коленвала, повышенные величины износов шеек коленвала (превышающие допустимые). Был выполнен соответствующий ремонт. Аварийная ситуация возникла ранее, когда при ударе был сорван бортовой киль. Это привело к деформации корпуса и фундамента двигателя, раскёпы изменились, начался повышенный износ шеек коленвала. Внешне это никак не проявлялось, и требовались специальные замеры, связанные с разборкой двигателя. После возникновения повышенной вибрации и особенно, когда упало давление смазочного масла, экипаж уже ничего не мог сделать для её устранения. Заход в ближайший порт и последующий ремонт позволили восстановить нормальную работоспособность пропульсивного комплекса судна. Можно однозначно считать, что в данном случае, благодаря правильным действиям экипажа, была предотвращена серьёзная авария, связанная с выходом из строя главного двигателя.

Приведённые примеры свидетельствуют о том, что человеческий фактор является одной из основных причин аварий судовых энергетических установок. В этой связи весьма важно, чтобы судовой экипаж был подготовлен к правильным действиям при возникновении аварийной ситуации в машинном отделении. Такая подготовка стала возможной с появлением тренажёров машинного отделения [9], [10]. Современные тренажёры машинного отделения позволяют подготавливать специалистов как к выполнению стандартных процедур, так и к действиям в нештатных ситуациях, развивая и укрепляя полученные теоретические и практические знания и навыки.

Выводы

1. Первопричиной аварийной ситуации в машинном отделении судна, как правило, является человек — из-за упущенных или неправильных действий. Это происходит из-за недостаточной компетентности или психологической профпригодности.

2. Рекомендуется использовать тренажёры для моделирования аварийных ситуаций при обучении судовых экипажей.

3. Следует наладить выпуск информационных листов по аварийным случаям с указанием причин и необходимых мер по их предупреждению для повышения квалификации персонала, не только выполняющего ремонт, но также контролирующего и организующего его, в том числе отвечающего за поставку запасных частей необходимого качества.

4. Рекомендуется сделать обязательной дисциплину «Анализ причин повреждений судовых технических средств» в учебной программе подготовки судомехаников.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Леонтьев Л. Б. Анализ видов, причин и последствий отказов подшипников коленчатых валов судовых среднеоборотных дизелей / Л. Б. Леонтьев, А. Л. Леонтьев, В. Н. Макаров // *Фундаментальные исследования*. — 2015. — № 12-2. — С. 283–287.

2. Леонтьев Л. Б. Влияние эксплуатационных факторов на отказы подшипников скольжения коленчатых валов судовых среднеоборотных дизелей и пути повышения их надёжности / Л. Б. Леонтьев, А. Л. Леонтьев, В. Н. Макаров // *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова*. — 2016. — № 1 (35). — С. 129–138.

3. Заворотный А. А. Повышение надёжности работы рамовых подшипников судовых дизелей 8NVD 48: автореф. дис. ... канд. тех. наук / А. А. Заворотный. — Мурманск, 2005.

4. Соболенко А. Н. Исследование причин повреждений рамовых подшипников при вибрации и деформации упругих систем фундаментных рам ВДГ / А. Н. Соболенко // *Научные труды Дальневосточного государственного технического рыбохозяйственного университета*. — 2015. — Т. 35. — С. 97–102.

5. Кривощёков В. Е. Оценка надёжности и восстанавливаемости тонкостенных подшипников скольжения судовых дизелей / В. Е. Кривощёков // *Судостроение*. — 1992. — № 10. — С. 15–17.

6. Худяков С. А. Последствия отказа шатунного подшипника главного дизеля т/х «Проф. Барбанов» / С. А. Худяков // *Вестник МГУ*. — Серия: Судостроение и судоремонт. — 2008. — Вып. 25. — С. 52–54.

7. Маницын В. В. Технология ремонта судов рыбопромыслового флота / В. В. Маницын. — М.: Колос, 2009. — 536 с.
8. Комплексная система технического обслуживания и ремонта судов. Основное руководство. РД 31.20.50 – 87. — М.: В/О «Мортехинформреклама», 1988. — 220 с.
9. Соболенко А. Н. Повышение эффективности и безаварийности работы СЭУ посредством тренажёрной подготовки её операторов / А. Н. Соболенко, Д. К. Глазюк // Рыбное хозяйство. — 2014. — № 1. — С. 12–14.
10. Соболенко А. Н. Обобщение опыта эксплуатации тренажёров машинного отделения морского судна / А. Н. Соболенко, Ю. А. Корнейчук, Д. К. Глазюк // Вестник Астраханского государственного технического университета. — Серия: Морская техника и технология. — 2016. — № 2. — С. 59–69.

ANALYSIS OF BEDPLATE BEARINGS DAMAGES OF 8NVD48A-2U ENGINES ON FISHING VESSELS

The investigation object is the main engine 8NVD48A-2U on STF «Sabsk», in which thin-walled bushes of bedplate bearings failed to become fixed.

The goal of the investigation is identification of reasons for bushes of 5-th and 6-st bedplate bearings failure. To ensure reliable bedplate bearings operation it is necessary to execute the following:

- to check bedplate bearings tightness;
- to ensure bedplate bearings lubrication;
- to control oil filters purity;
- to control lubricating oil temperature;
- to control lubricating oil purity;
- to check bedplate and connecting-rod bearing beds dimensions,

Publications concerning bedplate bearing damages examine only reasons which can arise as secondary damages due to low quality operation.

The example of bedplate bearing damage of 8NVD48A-2U engine is given. Investigations of bedplate crankshaft bearing damage revealed that the main reason for bushes of 5-th and 6-st bedplate bearings failure to become fixed bushes was the default of bedplate bearings tightness. This took place due to bad repairing. In addition, bedplate crankshaft bearing overhaul was not done after sea trials. It means that people who made maintenance did it negligently. The Human factor worked negatively. This resulted the in emergency ship stop.

In another example the beginning of an emergency situation on fishing seiner main engine was revealed in time. Correct actions of the crew gave an opportunity to reveal the beginning of emergency situation development and to prevent bedplate bearing damages. Given examples indicate that Human factor is one of the main reasons for accidents ship power installations. It is important for the crew to be ready for correct actions when an emergency situation take place in the engine room. To prevent negative human factor influence we recommend information and training measurers.

Keywords: main engine, thin-walled bedplate bearings, crankshaft, bearings tightness, human factor.

REFERENCES

1. Leontev, L. B., A. L. Leontev, and V. M. Makarov. “Analysis of causes and consequences of bearing failure cranked shafts of marine medium-speed diesels.” *Fundamental research* 12-2 (2015): 283–287.
2. Leontev, L. B., A. L. Leontev, and V. M. Makarov. “Influence operational factors on failure bearing cranked shafts of marine medium-speed diesels and ways to improve their reliability.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* 1(35) (2016): 129–138.
3. Zavorotnyj, A. A. *Povyshenie nadjozhnosti raboty ramovyh podshipnikov sudovyh dizelej 8NVD48*. Abstract of PhD diss. Murmansk, 2005.
4. Sobolenko, A. N. “The investigation of reasons of bedplate bearing damages when vibration and deformations are acting on elastic system of auxiliary engine bedplates.” *Nauchnye trudy Dalrybvtuza* 35 (2015): 97–102.
5. Krivoshhokov, V. E. “Ocenka nadjozhnosti i vosstanavlivaemosti tonkostennyh podshipnikov skolzhenija sudovyh dizelej.” *Sudostroenie* 10 (1992): 15–17.

6. Hudjakov, S. A. "Posledstvija otkaza shatunnogo podshipnika glavnogo dizelja t/h «Prof. Barabanov»." *Vestnik MGU. Serija: Sudostroenie i sudoremont* 25 (2008): 52–54.
7. Manicyn, V. V. *Tehnologija remonta sudov rybopromyslovogo flota*. M.: Kolos, 2009.
8. *Kompleksnaja sistema tehničeskogo obsluzhivanija i remonta sudov. Osnovnoe rukovodstvo. RD 31.20.50 – 87*. M.: V/O «Mortehinformreklama», 1988.
9. Sobolenko, A. N., and D. K. Glazuk. "Improvement of efficiency and fail-safety of marine engines by means of their operators' simulator training." *Fisheries* 1 (2014): 12–14.
10. Sobolenko, Anatolij Nickolaevich, Yuriy Alekseevich Korneychuk, and Dmitry Konstantinovich Glazyk. "Summary of the operation practice of marine engine-room simulators." *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies* 2 (2016): 59–69.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Маницын Владимир Викторович —
кандидат технических наук, доцент.
Дальневосточный государственный технический
рыбохозяйственный университет
manysynv@mail.ru
Соболенко Анатолий Николаевич —
доктор технических наук, профессор.
Морской государственный университет
им. адм. Г. И. Невельского
sobolenko_a@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Manitsin Vladimir Victorovich —
PhD, associate professor.
Far Eastern State Technical
Fishery University
manysynv@mail.ru
Sobolenko Anatoly Nikolayevich —
Dr. of Technical Sciences, professor.
Marine State University named
after G.I.Nevelskoy
sobolenko_a@mail.ru

Статья поступила в редакцию 15 сентября 2016 г.

DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-6-155-168
УДК 621.43-242:004.62:621.436:629.5

**И. И. Кулешов,
В. М. Ходаковский**

ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОРШНЕВЫХ КАНАВОК ГОЛОВОК ПОРШНЕЙ СУДОВЫХ МАЛОБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Задачей данной работы являлось повышение работоспособности поршневых канавок головок поршней судовых малооборотных дизелей. В настоящее время существующие технологии восстановления поршневых канавок головок поршней не обеспечивают необходимую их долговечность. Наиболее перспективной технологией является технология восстановления канавок путём установки противоизносных колец. Однако данная технология нуждается в дальнейшем совершенствовании, так как долговечность головок поршней, восстановленных данным способом, не превышает 16 тыс. ч. Практически, единственным способом упрочнения данных колец является лазерная обработка. К существенному недостатку лазерного упрочнения без оплавления поверхности можно отнести низкую глубину зоны лазерного воздействия, которая достигает 0,3 мм. В свою очередь, существенным достоинством лазерной обработки является отсутствие какого-либо коробления детали вследствие небольших глубин термического влияния. Перспективным способом упрочнения рабочей поверхности противоизносных колец является способ лазерного упрочнения с оплавлением поверхности, так как, используя данный способ, можно значительно увеличить глубину упрочнённого слоя.

В работе исследовалось влияние лазерного упрочнения с оплавлением поверхности чугунного противоизносного кольца на твёрдость зоны лазерного воздействия, так как в настоящее время нет детальных исследований закономерности изменения глубины и структуры зоны лазерного воздействия в зависимости от изменения параметров лазерной обработки. В результате проведённого экспериментального исследования было выявлено, что при лазерном упрочнении с оплавлением поверхности глубина зоны лазерного воздействия достигает 1 мм, что значительно больше, чем при лазерном упрочнении без оплавления