

ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГЛАВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА  
АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СУДАХ ТИПА "РИГА" И "ИВАНОВО"

На судах ОАО "Украинское Дунайское пароходство" затраты на ремонт главных двигателей доходят до 80 % общих расходов на техническое обслуживание судов. Одним из эффективных направлений сокращения затрат на ремонт главных двигателей является выработка мероприятий по уменьшению износа деталей цилиндро-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма, так как затраты на закупку сменно-запасных частей и ремонт этих деталей доходят до 40 % расходов. В связи с этим представляется актуальным анализ опыта эксплуатации буксиров-толкачей с дистанционным автоматизированным управлением типа "Рига" и судов типа "Иваново" ОАО "УДП", по которым собрана информация более чем за 40 лет их эксплуатации.

В качестве главных двигателей на буксирах-толкачах типа "Рига" установлены дизели SKL 8NVD48AU с мотыльёвыми и рамовыми подшипниками коленчатого вала, залитыми баббитом (Б-83). За время эксплуатации они отработали более 150 тысяч часов. По накопленным сведениям об отказах детали цилиндро-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма можно расположить в следующем порядке: *мотыльёвые и рамовые подшипники; поршни; ступки цилиндров; блоки цилиндров; демпферы крутильных колебаний.*

**Подшипники.** Основным недостатком дизелей 8NV48AU является низкий ресурс баббитовых мотыльёвых и рамовых подшипников коленчатого вала, которые заменялись в процессе эксплуатации из-за появления волосовидных трещин, отслаивания и выкрашивания баббитового слоя. В связи с этим было принято решение о контрольном вскрытии подшипников "движения" через 250 часов работы главных двигателей. Такое решение в большинстве случаев позволило избежать задиrow шеек коленчатого вала и длительного ремонта по приведению их геометрии к следующему ремонтному размеру.

Анализ показал, что фактические условия нагружения подшипников коленчатого вала дизелей 8NVD48AU значительно превышают допустимые условия нагружения баббита Б83. При всех положительных качествах баббита, очень существенное значение имеет одно из отрицательных – при повышении температуры с 20 до 100<sup>0</sup> С твердость баббита падает с 30 до 13 НВ, а также снижается усталостная

прочность.

Наиболее важными условиями надежной работы баббитовых подшипников является: оптимальное соотношение диаметра шейки к её длине  $d/l = 1,5 - 2,0$ ; хорошая смазка; устойчивый масляный клин; достаточное давление и охлаждение масла. Общее число отказов говорит о том, что главными причинами этой проблемы являются конструктивные недостатки. Максимальное рабочее давление в мотылевых подшипниках выше номинального более чем на 12,5 %, а произведение максимального давления на окружную скорость – на 27,5 %. При этом подача масляного насоса двигателей 8NVD48AU ниже в 2,3 раза, чем требуется по расчету:  $Q_p = gN_e$ , где  $g = 0,015 - 0,030$  м<sup>3</sup>/л.с.час – удельная подача масла. Таким образом, для 8NVD48AU при мощности  $N_e = 1000$  л.с. расчетная подача масла  $Q_p = 15$  м<sup>3</sup>/час [3]. Фактическая подача второй ступени масляного насоса составляет  $Q_\phi = 6,5$  м<sup>3</sup>/час. Это свидетельствует о том, что мотылёвые и рамовые подшипники двигателей 8NVD48AU работают в тяжелых условиях. Также существует ряд производственно-эксплуатационных факторов, способствующих сокращению срока работы подшипников. Они связаны с эксплуатацией буксиров-толкачей в речных условиях с часто изменяющейся гидрологической обстановкой (высокий, низкий уровень воды в реке), работой на верхнем участке реки со многими и частыми шлюзованиями, резкими изменениями режимов работы главных двигателей, повышенным числом пусков и реверсов, перегрузками двигателей из-за "тяжелых винтов" при их повреждении и несвоевременной замены, а также работой в летний период времени с повышением температуры забортной воды, ростом температуры смазочного масла.

С учетом изложенного, в системе смазки дизеля 8NVD48AU необходимо поддерживать давление масла 1,5 ... 2,0 кг/см<sup>2</sup> и не допускать его падения ниже 1,2 кг/см<sup>2</sup> [3]. Для предупреждения отказов подшипников в эксплуатации не следует перегружать двигатели поврежденными "тяжелыми" винтами. Также необходимо: избегать работы двигателей с давлением смазочного масла менее 1,2 кг/см<sup>2</sup>; поддерживать температуру масла не выше 60 ... 65<sup>0</sup> С; с целью увеличения подачи масла до  $Q_p = 15$  м<sup>3</sup>/час обе секции навешанного масляного насоса переключить на параллельную работу; не допускать предельной овальности шеек коленчатого вала более 0,08 мм при выполнении ремонтов.

На следующей серии судов типа "Иваново", в качестве главных двигателей с постройки установлены дизели второй модификации 8NVD48A2U, у которых диаметры шеек коленчатого вала увеличены

до 215 мм. Вместо заливки подшипников баббитом применены многослойные гальванические вкладыши, изготовленные из малоуглеродистой стали с наплавкой свинцовистой бронзы толщиной 1,2 мм и с разделительным слоем никеля ("никелевая дамба" 0,001 ... 0,0015 мм), на который нанесен гальваническим способом рабочий слой сплава (БН) толщиной 0,03 ... 0,06 мм (состав: олово 10 %, медь 3 %, свинец 87 %). Вместе с этим увеличена производительность масляного насоса, подающего смазочное масло в систему. Это существенно повысило надежность работы подшипников коленчатого вала.

Несмотря на предложенные и внедренные мероприятия, существенного увеличения надежности работы подшипников коленчатого вала двигателей 8NVD48AU на судах типа "Рига" добиться не удалось. Отсутствие и дороговизна баббита, неудовлетворительное качество заливки на заводах, малый ресурс после перезаливки, повышенные трудозатраты судовых экипажей, а также длительные простои судов, связанные с ремонтом коленчатых валов и перезаливкой подшипников, – всё это явилось основанием для принятия решения о замене баббитовых подшипников на многослойные с гальваническим покрытием.

В 2004 году на завод "Ремдизель" (г. Киев) была отправлена документация, разработанная по техническим условиям М 51080 фирмы SKL и согласованная с Регистром судоходства Украины, на работы по изготовлению вкладышей и переводу дизелей 8NVD48AU на конструктивно новый вид гальванических подшипников. Первым теплоходом, на котором был экспериментально модернизирован главный двигатель путем замены баббитовых подшипников на гальванические, явился "Душанбе". В марте 2006 года изготовленные гальванические мотыльёвые и рамовые подшипники были экспериментально установлены на левом главном двигателе. Перед этим был выполнен полный объём переоборудования с заменой масляного насоса на насос большей производительности, фильтров смазочного масла, изменением системы смазки и параллельным подводом масла обеими секциями насоса. На конец 2009 года модернизированный левый главный двигатель теплохода "Душанбе" отработал 7144 часа и подшипники находились в хорошем техническом состоянии. Таким образом, простои судна по техническим причинам сократились почти вдвое и общие трудозатраты на осмотры снижены.

Можно с уверенностью утверждать, что эксперимент проходит с положительным результатом и при благоприятных финансовых возможностях работа по дальнейшей модернизации дизелей 8NVD48AU может быть продолжена и на остальных 12 судах серии типа "Рига".

**Поршни.** Типичным недостатком поршней, изготовленных из алюминиевых сплавов, является износ канавок для поршневых колец и образование трещин в головке поршня. По этим признакам наработка поршней не превышает 10 ... 15 тысяч часов. Максимальный износ канавок "по ходу" достигает 0,6 ... 0,7 мм за 10 ... 12 тысяч часов работы двигателя, а износ канавок "по оси" примерно в два раза меньше и составляет 0,3 ... 0,4 мм.

После такого периода эксплуатации двигателя необходимо произвести проточку канавок поршня и установку новых поршневых колец увеличенной высоты. Характерно, что износ поршневых колец дизелей 8NVD48AU примерно в два раза превышает скорость износа канавок поршня. Такие износы при продолжении работы приводят к поломке колец и повреждению втулок и поршней.

Всё это сокращает срок межремонтного периода эксплуатации судна и снижает экономическую эффективность его работы. Трещины поршней в районе доньшек у двигателей 8NVD48AU являются следствием: перегрева доньшек, что усугубляется наличием ребер жесткости, которые способствуют неравномерному прогреванию различных частей поршня в эксплуатации; возникновения значительных литейных напряжений [3, 4]; отсутствия плавных переходов от доньшка к зоне колец; недостаточной толщины доньшка – менее рекомендуемого предела 0,12 ... 0,14 D [1].

Выполнение поршней с конусным вытеснителем в центре (камера Гессельмана) и с выемками для клапанов очень широко используется во многих конструкциях дизелей. Эта конструкция значительно снижает температурные напряжения, возникающие в доньшке поршня во время работы дизеля. Известно, что самым эффективным методом борьбы за уменьшение температурных напряжений является создание условий для свободного теплового расширения тел при нагревании. Камера Гессельмана обеспечивает относительную свободу деформаций при тепловом расширении доньшка поршня [2]. В случае применения такой конструкции одновременно улучшается процесс смесеобразования из-за лучшего завихрения воздушного заряда при сжатии и наиболее полного заполнения рабочего пространства факелом распыленного топлива. Кроме этого, головка поршня обеспечивает лучший отвод тепла от доньшка и снижает его температуру, спрямляя тепловые потоки от доньшка к компрессионным кольцам. Вместе с этим свежий воздух, поступая в цилиндр, обеспечивает эффективное охлаждение центра доньшка поршня.

**Кольца поршневые.** Общеизвестно, что износ колец с острыми кромками на 30 ... 40 % больше износа колец с закругленными кром-

ками. Поэтому фаски, по мере их износа, необходимо восстанавливать при каждой ревизии ЦПГ.

**Втулки цилиндров.** Износостойкость – зеркала втулок цилиндров, как фирменных, так и отечественного изготовления, достаточна для работы двигателя на протяжении 25 ... 30 тысяч часов. Однако, основной причиной сокращения ресурса втулок цилиндров и их преждевременной замены, является эрозия наружной поверхности втулки в области перехода охлаждающей воды из блока цилиндров в крышку [3]. Глубина отдельных язв достигает 8 ... 10 мм (при толщине стенки втулки 18 мм) после 12 ... 18 тысяч часов работы двигателя. Таким образом, эрозия проникает на глубину до 50 % толщины стенки втулки.

Одной из причин возникновения кавитационных разрушений цилиндрических втулок является недостаточная жесткость втулок. Увеличение толщины цилиндрической втулки дизеля ЧН15/18 на опытной партии привело к снижению уровня вибрации с 40 до 14 дБ. Общий уровень вибрации втулки составил 122 дБ, углощенной 113 дБ. Уменьшение виброускорения в три раза вывело втулку из опасной зоны поражения втулки кавитацией. В данном случае для дизелей 8NVD48AU увеличение толщины стенки цилиндрической втулки является наиболее простым и эффективным способом увеличить жесткость и уменьшить её кавитационное разрушение. Конструктивно толщину стенки втулки можно увеличить с 18 до 30 мм. Интенсивное кавитационное разрушение цилиндрических втулок наблюдается в тех случаях, когда толщина стенок составляет меньше 8 % диаметра цилиндра, при толщине стенок более 9 % кавитация не наблюдалась. Соотношение менее 6 % не допустимо [3].

Кроме этого, часть втулок заменяют из-за трещин под верхним бургом. Для предупреждения появления трещин цилиндрических втулок в районе посадочного бурта необходимо уплотнять – прокатывать "шариком" галтель под бургом втулки.

Анализ современных методов борьбы с эрозией в системах охлаждения двигателей показывает, что значительными возможностями обладает технологическое направление, а именно: метод применения коррозионно-эрозионно стойких покрытий на металлической и полимерной основах. Уровень вибрации втулок можно снизить: уменьшением зазора между поршнем и втулкой; повышением жесткости втулки за счёт увеличения толщины её стенки и удлинением тронка поршня; демпфированием удара поршня по поверхности втулки слоем масла и др. Увеличив толщину стенки втулки, удается в 2,3 раза снизить уровень вибрации, устранить эрозию на её боковой поверхности и

обеспечить долговечность по кавитационному разрушению, примерно до 30 ... 35 тысяч часов работы двигателя.

Интенсивность эрозионных процессов в значительной степени зависит от конструкции зарубашечного пространства и системы охлаждения, а также от способов подвода и отвода охлаждающей воды. Из-за местных сужений и различных неровностей возникают условия для изменения скоростей и давлений, а, следовательно, - для образования пузырьков в зонах низкого давления и их захлопывания в зонах с повышенным давлением. В местах подвода и отвода жидкости не должно возникать резких перепадов скоростей и давлений.

Для уменьшения кавитационных разрушений втулок большое значение имеет постоянный контроль водоподготовки в замкнутом контуре и своевременное добавление антикоррозионных средств в систему.

Значительное влияние на интенсивность кавитационной эрозии втулок оказывает тепловой зазор между втулкой и поршнем. В процессе эксплуатации, вследствие изнашивания внутренней поверхности втулки, увеличивается зазор, что приводит к увеличению мощности ударов поршня о втулку и к повышению вибрации и в свою очередь, увеличивает скорость кавитационного разрушения. Между скоростью эрозии и зазором между поршнем и втулкой чаще всего наблюдается квадратичная зависимость.

На основании результатов анализа кавитационных разрушений втулок для повышения надёжности деталей рекомендуются следующие мероприятия: уменьшить зазор между поршнем и втулкой до 0,40 ... 0,50 мм; повысить жёсткость втулки за счёт утолщения стенки с 18 до 30 мм; для предотвращения образования трещин под буртом втулки соблюдать технологию затяжки шпилек крышек цилиндров с коэффициентом затяжки не более 1,35 ... 1,75, не допуская перекоса и увеличения зазора между нижним посадочным пояском и блоком более 0,3 мм; своевременно вводить антикоррозионные средства в систему охлаждения дизеля.

Опыт японо-американской фирмы "Мицуи - Бабкок энд Уилкок" показывает, что модифицирование чугуна для втулок цилиндров дизелей повышает одновременно кавитационную стойкость, механическую прочность и износостойкость со стороны "зеркала". В результате замены титан-ванадиевого чугуна бористым чугуном "таркаллой" удалось предотвратить образование трещин в галтелях под посадочными буртами втулок двигателей. По мнению фирмы, двигатели с такими втулками в настоящее время являются самыми надёжными в работе. Введением 0,5 % весового молибдена в серый чугун прочность

стенок втулок повысилась со 180 до 250 МПа.

**Блок цилиндров.** После наработки главными судовыми двигателями 8NVD48AU и 8NVD48A2U около 100 тысяч часов наблюдался массовый выход из строя блоков двигателей из-за образования трещин опорных буртов под цилиндры втулки.

Согласно расчетам УкрНИИМФа появление трещин на опорных буртах под цилиндры втулки и водотечность является результатом усталостных явлений и объясняется чрезмерными усилиями при затяжке шпилек крепления цилиндрических крышек к блоку, а также естественным старением чугуна блока.

Типовая технология ремонта опорных буртов под цилиндры втулки блоков главных судовых двигателей 8NVD48A2U, установленных на судах типа "Рига", "Иваново", была разработана УкрНИИМФом и одобрена Регистром судоходства Украины. Она предусматривает установку стальных колец ("ромашек") на эти участки блока с целью переноса усилий от затяжки крышки цилиндра на вертикальные ребра и плоскости блока.

Однако, это только частичное решение вопроса продления срока эксплуатации блоков двигателей. Проблему образования трещин радикально решить таким методом не удаётся, поэтому замена блоков двигателей, в данный момент, является наиболее актуальной задачей.

**Демпферы крутильных колебаний.** На буксирах-толкачах типа "Рига" и "Иваново" главные двигатели 8NVD48AU и 8NVD48A2U оборудованы силиконовыми демпферами – гасителями крутильных колебаний. Согласно инструкции срок службы силиконовых демпферов при частоте вращения более  $600 \text{ мин}^{-1}$  определен равным 20 000 часов, а при частоте вращения мене  $600 \text{ мин}^{-1}$  – 30 000 часов.

Предпочтительным способом проверки технического состояния демпферов по сообщениям фирм "SKL" и "Hasse & Wrede" является измерение амплитуды крутильных колебаний на носовом конце коленчатого вала. При этом допускается оценивать техническое состояние демпферов отбором и анализом проб силиконовой жидкости, а также другими альтернативными способами (осмотр, проверка в действии, полная замена силикона без проведения анализа).

Своим циркуляционным письмом 009-2.9/11273ц от 12.12.1997 Главное управление Российского морского Регистра судоходства указало всем инспекциям требовать проверки технического состояния силиконовых демпферов через 30 000 часов, а затем – через каждые 10 000 часов работы.

Статистические данные показывают, что в большинстве случаев силиконовые демпферы имеют высокую надежность и с использова-

нием альтернативных способов проверки технического состояния могут безотказно работать двойные сроки службы. По состоянию на 2007 год на 42 речных и 12 морских судах пароходства продлен срок службы силиконовых демпферов с полной заменой силикона без проведения анализа.

Таким образом, предложены практические мероприятия по сокращению затрат времени и средств на ремонт главных двигателей буксиров-толкачей типа "Рига" и "Иваново", которые могут использоваться и на других судах.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчет прочности судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1969. - 639 с.
2. Карпов Л.Н. Надежность и качество судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1975. – 231 с.
3. Кондратьев Н.Н. Отказы и дефекты судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1985. - 152 с.
4. Гинзбург Б.Я. Конструкция поршней дизелей. – М.: НИЛД, 1957. - 71 с.