

**В. В. Медведев – С.-Петербургский государственный морской технический университет**

## **Оценка риска эксплуатации ДВС при использовании деталей с трещинами**

**Д**ля снижения вероятности аварий при эксплуатации оборудования постоянно изыскиваются принципиально новые методологические подходы. Особую популярность получила формализованная оценка безопасности – FSA (Formal Safety Assessment) [1, 2, 3, 4]. Методология FSA, разработанная Международной морской организацией, представляет собой структурированную и систематизированную методику повышения безопасности путем использования оценок рисков и экономии.

В общем виде реализация FSA включает пять этапов: идентификация опасностей; анализ риска; определение способов управления риском; оценка стоимости и экономии при принятии определенных способов управления риском; рекомендации по принятию решений. При реализации методологии FSA можно использовать процессы имитационного моделирования. Их главное преимущество – возможность прогнозировать изменение надежности во времени, т.е. с ростом наработки при случайных вариациях исходных данных.

В настоящее время значительное внимание уделяется проблеме исследования остаточной прочности деталей с трещинами. Это связано с тем, что получение новых запасных частей непосредственно от производителя часто оказывается невозможным в данный момент или экономически нецелесообразным из-за слишком высокой цены на эти детали.

Обобщая результаты публикаций по этой проблеме, можно отметить следующее: во-первых, около 80 % всех отказов машин, аппаратов и конструкций возникает по причине накопления в них различного рода повреждений, включая трещины. Во-вторых, трещины в деталях машин являются неизбежными, на их зарождении и развитии базируется механизм усталостного разрушения. В-третьих, на основе анализа развития трещины, начиная с самых малых размеров, можно составить теоретическую модель, позволяющую оценить ресурс детали как число циклов, необходимое для прохождения трещины всего пути до разрушения детали. Несмотря

на то что такие модели представлены в общем виде, они дают возможность оценить ресурс конструкции и определить исходя из этого периодичность технического обслуживания.

Принципиальные особенности алгоритма по определению остаточной долговечности деталей судовых ДВС с трещинами вытекают из механики линейно-упругого разрушения. На этой основе разработана методика по определению остаточной долговечности деталей с трещинами при циклическом нагружении и с учетом меняющейся нагрузки [5]. В данной методике изложены результаты расчета шатуна с трещиной, для которого определена остаточная долговечность, оцененная числом циклов, а также двигателя 8NVD48A с трещиной опорного бурта блока цилиндров. На основе расчетов сделан вывод о том, что трещина не представляет опасности для прочности цилиндрического блока, поэтому возможна его эксплуатация без устранения трещины.

Поскольку детали ДВС часто представляют собой довольно сложные конструкции, разработанная методика нуждается в дальнейшей экспериментальной проверке. Однако применение методологии FSA с использованием процессов имитационного моделирования позволяет оценивать риски и при той доле неопределенности, которая заложена в методику в качестве принятых допущений. Наиболее серьезные из них касаются скорости роста трещины при действии циклических напряжений, где используется уравнение Пэриса, являющееся результатом обобщения большого количества экспериментальных данных с определенным статистическим разбросом. Существует также опасность прогноза «вперед», когда параметры реальной эксплуатации могут отличаться от принятых в расчетах. Кроме того, известно, что характеристики сопротивления усталости материала являются случайными величинами. Их разброс объясняется различиями в микроструктуре и свойствах поверхностного слоя, которые связаны со случайными вариациями металлургических, термических и механических факторов [6].

Напряжения, действующие в деталях ДВС, также имеют случайную природу, что обусловлено нестабильностью параметров рабочего процесса вследствие колебаний цикловой подачи топлива (даже у исправного двигателя) [7], степени сжатия, частоты вращения и т.д. В этих случаях можно говорить о вероятности того, что выполненные расчеты будут подтверждены в эксплуатации, и об оценке риска при принятии решения о продолжении эксплуатации детали с трещиной. Обычно такая эксплуатация носит ограниченный характер, например, на время перехода до ремонтной базы или до следующего освидетельствования. В связи с этим очень важно определить, что действительный ресурс детали с трещиной не будет меньше того, который задан в часах или в циклах нагружения.

Вероятностная трактовка основывается на статистических законах распределения случайных величин. Для технологических отклонений обычно характерен нормальный закон распределения, а параметром распределения может служить коэффициент вариации  $V$ . Приведенные в [5] примеры охватывают два принципиальных случая. Первый, когда под действием нагрузок трещина продолжает расти и определена остаточная долговечность  $t$  этой детали. Второй, когда трещина не будет развиваться, и двигатель можно эксплуатировать до следующего освидетельствования без ее устранения в детали.

Рассмотрим применение методологии FSA относительно к этим случаям. Для первого варианта следует отметить, что долговечность  $t$  (в часах или циклах нагружения) – это только математическое ожидание, относительно которого действительное значение  $t_d$  может отклоняться как в большую, так и в меньшую сторону, причем довольно значительно. Это отклонение характеризуется законом распределения со своими параметрами.

Следовательно, при наработке детали  $t_p$  воздействие случайных факторов приводит к тому, что остаточный ресурс  $t_{ост} = t_d - t_p$  также является случайной величиной и может не превышать заданный (будущий) период эксплуатации  $t_{зад}$ . Таким образом, можно найти вероятность отказа детали  $P$  с трещиной на заданный период эксплуатации. Решение основано на проведении  $N_{исп}$  статистических испытаний, в результате которых определяется, сколько раз ( $N_{н.и}$ ) заданный период эксплуатации  $t_{зад}$  оказался больше остаточного ресурса, определенного с заданным значением  $V$ . Тогда вероятность отказа

$$P = \frac{N_{н.и}}{N_{исп}}.$$

Выполним оценку риска эксплуатации шатуна с трещиной. Из [5] известно: начальный размер трещины  $a_1 = 0,1$  мм; критический размер, при котором происходит неуправляемое развитие трещины и разрушение детали,  $a_{кр} = 0,82$  мм; остаточный ресурс после обнаружения трещины длиной 0,1 мм оценивается в 345 000 циклов. Последнюю величину можно рассматривать как математическое ожидание остаточного ресурса. Критическому размеру трещины соответствует не момент разрушения детали, а только начало ускоренного роста трещины, однако если принимать  $t_{зад} = t$ , то при любом симметричном законе распределения вероятность отказа составит 50 %. Поэтому примем, что  $t_{зад} = 340 000$  циклов, что несколько меньше момента достижения критического размера трещины. При использовании гипотезы о нормальном законе статистические испытания при  $V = 0,01$  и  $N_{исп} = 100 000$  показали, что вероятность отказа составила 7,65 %.

Согласно методологии FSA оценка риска выполняется по формуле

$$R = P \cdot C,$$

где  $C$  – степень тяжести последствий нежелательного события.

Далее следует процедура оценки приемлемости риска. С использованием матриц и так называемых диаграмм FN определяется допустимость риска [3] и намечаются мероприятия по его уменьшению при неблагоприятном прогнозе [8].

Во втором случае последовательность действий несколько иная. Выполним оценку риска эксплуатации дизеля с трещиной у опорного бурта блока цилиндров. Из расчетов [5] известны пороговый коэффициент интенсивности напряжений  $K_{min} = 12,13$  и фактическое значение  $K = 3,8$ . Эти величины можно также рассматривать как математическое ожидание значений соответствующих коэффициентов интенсивности напряжений. Тогда в каждом статистическом испытании значения коэффициентов «разыгрываются» отдельно и сравниваются между собой.

Отказ наступает в том случае, если в процессе испытаний значение коэффициента интенсивности  $K$  превышает значение  $K_{min}$ . Далее подсчитывается число отказов  $N_{н.и}$  и определяется вероятность отказа. При использовании гипотезы о нормальном законе распределения, статистические испытания при коэффициенте вариации  $V = 0,01$  и  $N_{исп} = 100 000$  показали, что вероятность отказа равна нулю. Следовательно, можно сделать вывод, что риск эксплуатации двигателя с трещиной опорного бурта блока цилиндров до следующего освидетельствования отсутствует.

Однако при  $V = 0,3$ , т.е. большом разбросе влияющих значимых факторов (но еще достаточном для использования гипотезы о нормальном законе распределения), риск уже возникнет: вероятность отказа  $P$  составляет 1,46 %. Но это можно уже отнести не к влиянию допущений, заложенных в методику расчетов, а к действию других случайных факторов, связанных, например, с особо неблагоприятными условиями эксплуатации.

Таким образом, формализованная оценка безопасности FSA позволяет перейти от детерминированного прогноза остаточного ресурса к вероятностной его оценке. А это является исходной информацией для принятия мотивированных решений при управлении рисками эксплуатации судовых двигателей. ■

*Использованная литература*

1. Решетов Н.А., Захаров А.А. Формализованная оценка безопасности (ФОБ) и ее влияние на судоходную индустрию // *Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. 2004, вып. 27. С. 7-13.*
2. MSC/Circ.1023 T5/1.01 MEPC/ Circ.3925 April 2002 Guidelines for Formal Safety Assessment (FSA) for Use in the IMO Rule-making Process.
3. Захаров А.А. Формализованная оценка безопасности - универсальный инструмент для снижения риска на транспорте // *Транспорт Российской Федерации. 2006, №3. С. 66-68.*
4. Румб В.К., Медведев В.В., Серов А.В., Хижняк А.А. Применение методики по формализованной оценке безопасности для определения остаточного ресурса главного судового дизеля // *Судостроение. 2005, №5. С.42-47.*
5. Румб В.К., Медведев В.В., Семионичев С.Р., Серов А.В. Методика определения остаточной долговечности деталей судовых ДВС при наличии трещин // *Двигателестроение. 2002, №4. С. 12-17.*
6. Румб В.К., Медведев В.В. Методические основы вероятностного расчета прочности и долговечности деталей ДВС // *Двигателестроение. 2003, №4. С. 22-24.*
7. Обозов А.А. Эталонные характеристики процесса топливоподачи судовых малооборотных дизелей // *Судостроение. 2007, №3. С. 32-36.*
8. Никитин А.М. Анализ экономической эффективности мероприятий по снижению рисков отказов судовых двигателей внутреннего сгорания // *Двигателестроение, 2007, №2. С. 33-36.*

**Группа Е4 построит энергоблок №4 на Пермской ГРЭС.**

Общая стоимость проекта составляет около 16 млрд рублей. ОАО «Группа Е4» выступит в качестве ЕРСМ-подрядчика. Завершить работы планируется к 2010 году.

Основное оборудование для Пермской ГРЭС заказчик (ОГК-1) приобретет самостоятельно – это две газотурбинные установки SGT5-4000F мощностью по 286,6 МВт. Поставщиком генерирующего оборудования выступает компания Siemens.

Новый энергоблок мощностью 800 МВт на базе ПГУ с КПД на уровне 58 % позволит ликвидировать дефицит электроэнергии, который сегодня испытывает регион.

ГРЭС является крупнейшим поставщиком электроэнергии в Уральском регионе. После реализации проекта мощность ГТЭС составит 3200 МВт, и она будет крупнейшей станцией ОГК-1. В отличие от трех паросиловых блоков, применение ПГУ снизит расход топлива на выработку энергии на 25 %.

**Мощность электростанции Вахитовского нефтяного месторождения (Оренбургнефть) увеличена на 3,6 МВт.**

Для реализации проекта компания БПЦ «Энергетические системы» поставила две газотурбинные установки OPRA DTG-18/2GL производства OPRA Technologies (Нидерланды). В качестве топлива используется попутный нефтяной газ с относительно высоким содержанием серы.

На месторождении уже эксплуатируются четыре аналогичных энергоблока: первый начал работу в 2005 году, остальные – с 2006 г. Новые установки работают в параллель с ранее установленным оборудованием.

Проект реализован БПЦ «Энергетические системы» совместно с ООО «Уралэлектрострой» и Зайкинским ГПП. Потребителями электроэнергии являются асинхронные электродвигатели основного технологического оборудования добычи и транспорта нефти. Генпроектировщиком выступил институт «ОренбургНИПИнефть».



Энергоблок OPRA DTG-18/2GL