

## ОСОБЕННОСТИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ДВС ПО КРИТЕРИЮ УСТАЛОСТИ МАТЕРИАЛА

*В.К. Румб, к.т.н., профессор, А.С. Школьный, аспирант, Хтоо Наинг Аунг, магистр*

*Санкт-Петербургский Государственный Морской Технический Университет (СПбГМТУ)*

Отражены современные взгляды на физику накопления усталостных повреждений. Приведены методические основы, позволяющие прогнозировать усталостную долговечность деталей судовых ДВС. Рассмотрен механизм разрушения деталей с трещиной. Показано, как с помощью приведенных зависимостей удастся оценивать остаточный ресурс этих деталей.

### Введение

В статье [1] затронута актуальная для судового дизелестроения проблема повторного использования деталей в новых жизненных циклах. Данная проблема связана с обеспечением запасными частями эксплуатирующихся на судах морально устаревших двигателей, зачастую снятых с производства. Для таких двигателей изготовление запасных деталей становится чрезмерно затратным. Выходом из данной ситуации может стать использование в качестве запасных частей деталей, бывших в эксплуатации, но обладающих остаточным ресурсом. Считается целесообразным применение деталей для повторного использования, если их остаточный ресурс составляет не менее 0,5–0,6 от долговечности новой детали [1]. Таким образом, остаточный ресурс служит критерием, по которому можно судить о возможности вторичного использования деталей без каких-либо ремонтно-восстановительных работ.

Вместе с тем, расчетная оценка остаточного ресурса деталей не относится к простой вычислительной операции. Трудности обусловлены уже неопределенностью самого понятия. По нашему мнению, остаточная долговечность — это выраженная в часах продолжительность работы детали от начала нового жизненного цикла до предельного состояния. Исходя из данного понятия остаточный ресурс определяется разностью между долговечностью новой детали и ее наработкой до момента нового использования. Если информацию о предыдущей наработке детали, ее фактическом состоянии, условий эксплуатации

удается получить, хотя она и не всегда достоверна, то по поводу предельного состояния детали существуют принципиальные разногласия.

Одни авторы предельным состоянием считают полное разрушение детали, ссылаясь на кривую усталости Велера. В этом случае естественно возникает проблема установления границы между поломкой и безопасной долговечностью с учетом реальных условий эксплуатации и неизбежных при этом случайных отклонений как действующей нагрузки, так и прочностных свойств материала.

Другие авторы под предельным состоянием понимают появление первых макроскопических усталостных трещин глубиной 0,2–0,5 мм. Однако практическая реализация этого предложения наталкивается на трудности дефектоскопии, при которой велика вероятность необнаружения таких трещин. Между тем испытания стандартных образцов показывают, что подобные трещины возникают уже после 20–30 % общего числа циклов до разрушения [2]. Отсюда следует вывод: деталь, имеющая макроскопические трещины, располагает относительно большой остаточной долговечностью и может еще длительное время безопасно эксплуатироваться.

Существует также мнение о недопустимости эксплуатации деталей с трещинами вообще. Категоричность данного утверждения противоречит физическому процессу усталости материала. По имеющимся сведениям усталостные трещины не возникают при рабочих напряжениях, в 4–5 раз меньших предела выносливости. Уменьшить рабочие напряжения до таких значений можно только за счет значительного увеличения размеров детали, что не всегда разумно.

Таким образом, прогнозирование остаточной долговечности вынуждает рассматривать две фазы усталостного разрушения. Первая фаза завершается образованием макроскопической трещины, вторая фаза — ростом трещины до критического размера, после которого наступает разрушение детали. В методическом плане это две самостоятельные задачи, поскольку закономерности процессов усталости материала в периоды этих фаз разные.

**1. Методические основы прогнозирования долговечности деталей судовых ДВС**

Изложенная ниже методика справедлива только для первой фазы усталостного разрушения. Как отмечено выше, эта фаза завершается образованием видимой макротрещины.

Для этой фазы оценка долговечности базируется на гипотезах, в которых развитие усталостной трещины рассматривается как последовательное накопление повреждений. Соответственно, когда полная накопленная поврежденность достигнет критической величины, происходит усталостное разрушение. Так, согласно линейной гипотезе Пальмгрена–Майнера, разрушение произойдет, если сумма накопленных повреждений станет равной единице, т. е. [2]

$$a_p = \sum_{i=1}^k \frac{p_i}{N_i} = 1, \tag{1}$$

где  $p_i$  и  $N_i$  — текущее число циклов нагружения и число циклов, при котором наблюдается разрушение (рис. 1);  $k$  — количество уровней напряжений.

Между тем результаты многочисленных испытаний лабораторных образцов на усталость показали, что значение  $a_p$  к моменту поломки находится в пределах от 0,05 до 4. Столь большой разброс естественно отражается на точности прогнозирования долговечности. Собственно поэтому В.П. Когаевым на основе обобщения соответствующих экспериментальных данных предложено подсчитывать  $a_p$  по формуле [3]

$$a_p = \frac{\sigma_{a \max} \xi - 0,5 \sigma_{-1}}{\sigma_{a \max} - 0,5 \sigma_{-1}}, \tag{2}$$

где  $\xi$  — коэффициент коррекции, отражающий общий уровень напряженного состояния:

$$\xi = \sum_{i=1}^p \frac{\sigma_{ai} v_i}{\sigma_{a \max} v_{\Sigma}};$$

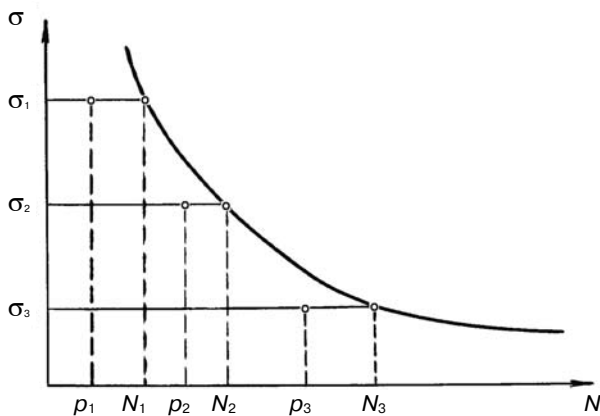


Рис. 1. Кривая усталости, поясняющая гипотезу линейного суммирования повреждений

$v_i$  — число циклов нагружения с амплитудой  $\sigma_{ai}$ ;  $v_{\Sigma}$  — суммарное число циклов нагружения, удовлетворяющее условию  $\sigma_{ai} > 0,5\sigma_{-1}$ .

Входящее в (1) число циклов  $N$  удобно определять по кривой усталости, если ее изобразить в двойных логарифмических координатах (рис. 2). При такой аппроксимации каждая ветвь кривой усталости описывается своим уравнением:

$$\begin{aligned} \sigma^{m_1} N &= \sigma_{-1}^{m_1} N_B \text{ при } N < N_B; \\ \sigma^{m_2} N &= \sigma_{-1}^{m_2} N_B \text{ при } N > N_B, \end{aligned} \tag{3}$$

где  $m_1$  и  $m_2$  — показатели степени, численно равные  $m_1 = \text{ctg}\varphi_1$  и  $m_2 = \text{ctg}\varphi_2$ .

Долговечность деталей судовых ДВС принято выражать в часах наработки. Если каждый цикл нагружения совпадает по времени с одним оборотом двигателя, то текущая долговечность в часах и долговечность, соответствующая базовому числу  $N_B$ , будут

$$T = \frac{N}{60 n_M} \text{ и } T_B = \frac{N_B}{60 n_M},$$

где  $n_M$  — частота вращения двигателя, об/мин.

Тогда уравнения (3) можно переписать так:

$$\begin{aligned} T &= T_B \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma} \right)^{m_1}, \text{ при } T < T_B; \\ T &= T_B \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma} \right)^{m_2}, \text{ при } T > T_B. \end{aligned} \tag{4}$$

В формулах (4) отношение напряжений представляет собой не что иное, как коэффициент запаса прочности. Посредством этого коэффициента определяется степень приближения к предельному состоянию путем сопоставления его значения с минимально допустимой величиной  $n_{\min}$ . На основании приведенного определения выражение для долговечности детали при многоциклового усталости (когда  $T > T_B$ ) принимают вид

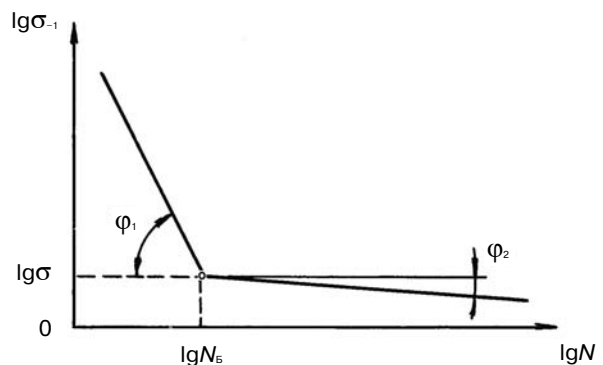


Рис. 2. Кривая усталости в двойных логарифмических координатах

$$T = T_B \left( \frac{n}{n_{\min}} \right)^{m_2}. \quad (5)$$

В вычислительном отношении зависимость (5) не является тривиальной, поскольку для ее практической реализации требуется выполнить расчет на выносливость, в результате которого определяют действительную величину коэффициента запаса прочности и его минимально допустимое значение. Различие между ними позволяет установить фактический запас прочности.

В реальных условиях ДВС работает на неустановившихся режимах. Если накопление повреждений на каждом режиме протекает независимо от других, то текущую наработку можно представить как долю полного ресурса, а именно

$$t_i = x_i T, \quad (6)$$

где  $x_i$  — доля времени работы на  $i$ -м режиме, причем

$$\sum_{i=1}^r x_i = 1.$$

После подстановки (5) и (6) в уравнение (1) и несложных алгебраических преобразований получим [4]

$$T = \frac{T_B a_p}{\sum_{i=1}^r \frac{x_i}{(n_i/n_{\min})^{m_2}}}. \quad (7)$$

Для напряженного состояния, которое задается фактическим запасом прочности,  $a_p$  следует подсчитывать по формуле

$$a_p = \sum_{i=1}^r \frac{n_{\min}^* / n_{\min}}{n_i / n_{\min}} x_i, \quad (8)$$

где  $n_{\min}^*$  — минимальное значение коэффициента запаса прочности из совокупности значений  $n_i$ ;  $r$  — число рассматриваемых эксплуатационных режимов.

Следует отметить, если по формуле (8) получается  $a_p < 0,2$ , то эта величина в большинстве случаев не подтверждается опытными данными. Поэтому в таких случаях следует принимать  $a_p = 0,2$  [5].

Формула (7) позволяет рассчитать длительность работы детали в часах до появления усталостной макротрещины. При этом долговечность выражается через коэффициенты запаса прочности, т. е. коэффициенты, которые по существу несут в себе обобщающую характеристику прочности детали.

## 2. Методические основы оценки остаточной долговечности

Под остаточной долговечностью будем понимать время роста видимой усталостной трещины до критического размера, после которого наступает

окончательное разрушение детали. Во многом это понятие является свидетельством того, что детали с трещинами обладают определенным запасом долговечности и могут эксплуатироваться, не представляя опасности для двигателя в целом.

Изложенные ниже методические основы оценки остаточной долговечности базируются на линейной механике разрушения [6]. Ее особенность заключается в том, что единственным параметром, который определяет напряженное состояние у вершины трещины, служит коэффициент интенсивности напряжений. В общем случае этот коэффициент вычисляется по формуле

$$K = Y \sigma \sqrt{\pi l}, \quad (9)$$

где  $Y$  — коэффициент, зависящий от вида нагружения и геометрии детали;  $\sigma$  — эквивалентное напряжение, подсчитанное без учета трещины;  $l$  — длина трещины.

По величине коэффициента интенсивности напряжений также судят о степени опасности трещины. Если  $K < K_h$ , то трещина не растет или растет очень медленно, соответственно опасности разрушения детали нет. Напротив, условие  $K > K_c$  эквивалентно неуправляемому росту трещины и разрушению детали. Здесь  $K_h$  и  $K_c$  значения порогового и критического коэффициента интенсивности напряжений, равные

$$K_h = [12,7 - 0,006\sigma_T - (11,37 - 0,0065\sigma_T)R]/(1 - R);$$

$$K_c = \sqrt{(\vartheta_{\max} - \vartheta_{\min}) \frac{\pi \sigma_T E}{2 \cdot 10^{-3} Y} + K_h^2}.$$

В этих формулах:  $\sigma_T$  и  $E$  — предел текучести и модуль упругости материала детали (МПа);  $R$  — коэффициент асимметрии цикла переменных напряжений;  $\vartheta_{\min}$  — минимальная скорость роста трещины, можно считать  $\vartheta_{\min} = 10^{-10} - 10^{-11}$ , мм/цикл;  $\vartheta_{\max}$  — максимальная скорость роста трещины, зависит от вида напряженного состояния.

Для объемного напряженного состояния толщина детали должна удовлетворять условию

$$t \geq \frac{2,5 K_c^2}{\sigma_T^2}.$$

Знание величины  $K_c$  позволяет определить критическую длину трещины  $l_c$ . Понятно, что она является последним рубежом, после которого начинается самопроизвольное развитие трещины и наступает момент разрушения детали. На основании (9)

$$l_c = \frac{K_c^2}{\pi Y^2 \sigma_T^2}.$$

По сути, коэффициент интенсивности напряжений характеризует концентрацию напря-

жений в вершине трещины. Иначе говоря, трещина создает собственное поле напряжений, в котором напряжения обычно превышают предел текучести материала и таким образом формирует локальную пластическую зону у острия трещины (рис. 3). Радиус этой зоны при объемном напряженном состоянии подсчитывают по формуле

$$r = \frac{K^2}{6\pi\sigma^2}.$$

С учетом радиуса пластической зоны эффективная длина трещины, эквивалентная фактической поврежденности материала, составит

$$l' = l + r.$$

В упомянутой механике разрушения для описания скорости роста трещины в диапазоне от до предложено несколько зависимостей. Из них наиболее известной является формула Париса [2]:

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^q, \quad (10)$$

где  $C$  и  $q$  — величины, которые зависят от механических свойств материала детали и условий ее нагружения;  $\Delta K$  — размах коэффициента интенсивности напряжений  $\Delta K = K(1 - R)$ .

После разделения переменных (10) можно переписать так

$$\int_{l_0}^{l_c} dl = \int_0^N C(\Delta K)^q dN,$$

где  $l_0$  — начальная длина трещины.

Отсюда вытекает выражение для остаточной долговечности (число циклов нагружения) детали с трещиной

$$N = \frac{1}{C} \int_{l_0}^{l_c} \frac{dl}{(\Delta K)^q}. \quad (11)$$

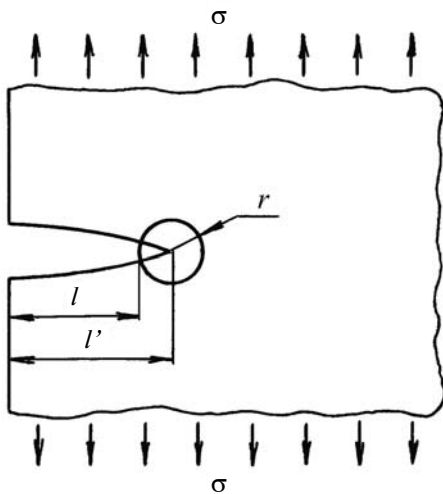


Рис. 3. Пластическая зона у вершины трещины

Формула (11) позволяет оценивать остаточную долговечность детали с трещиной при регулярном нагружении. В случае нерегулярного нагружения, характерного для реальных эксплуатационных режимов двигателя, расчет долговечности для каждого режима выполняется отдельно от других. В этом случае полная долговечность определяется суммированием долговечностей от каждого режима. Однако проще прогнозировать остаточную долговечность, если привести напряжения  $\sigma_i$ , действующие на отдельных режимах, к некоторому эквивалентному напряжению  $\sigma_{\text{экв}}$ , изменив соответственно длительность режима на эквивалентную величину [4].

Для приведения воспользуемся уравнением кривой усталости, на основании которого можно записать

$$\sigma_i^m \cdot t_i = \sigma_{\text{экв}}^m \cdot t_{i\text{экв}},$$

где  $m$  — показатель наклона кривой усталости. Из последней зависимости следует

$$t_{i\text{экв}} = t_i \left( \frac{\sigma_i}{\sigma_{\text{экв}}} \right)^m.$$

Суммарное эквивалентное число циклов изменения напряжений составит

$$N_{\text{экв}} = \sum_{i=1}^r n_{iM} t_{i\text{экв}} = \sum_{i=1}^r n_{iM} t_i \left( \frac{\sigma_i}{\sigma_{\text{экв}}} \right)^m.$$

Итак, пользуясь понятием эквивалентных напряжений, можно заменить вычисления каждого эксплуатационного режима в отдельности одним расчетом по изложенной выше методике.

### 3. Имитационное моделирование при оценке долговечности

По своей физической сущности долговечность и остаточная долговечность не могут быть детерминированными величинами. Их случайность обусловлена влиянием большого количества факторов на процессы развития усталостных трещин. Из-за неодинакового влияния этих факторов точная оценка долговечности становится проблематичной. Поэтому в условиях неопределенности исходных данных необходим компромисс между расчетом и экспериментом. Достичь указанного компромисса можно с помощью имитационного моделирования.

Основные положения имитационного моделирования и практические аспекты его применения подробно рассмотрены в [7]. Не пытаясь повторить их полностью, отметим лишь то, что имитационное моделирование служит всего лишь средством, которое помогает решать задачи при неопределенных исходных данных. Они в имитационном моделировании не задаются, а разы-

гряваются с помощью специального генератора случайных чисел. Сначала он дает случайные числа, равномерно распределенные в диапазоне от 0 до 1, а затем эти псевдослучайные числа преобразуются в случайные числа с требуемыми вероятностными характеристиками. Получение случайных чисел по данному алгоритму принято называть процедурой Монте-Карло.

После получения случайных величин, составляющих исходные данные, производится расчет по рассмотренным алгоритмам. В результате многократных расчетов получается дискретный вариационный ряд искомой функции. Статистическая обработка этого ряда позволяет определить его уже неслучайные показатели: математическое ожидание, среднее квадратическое отклонение, коэффициент вариации и выдвинуть гипотезу о принадлежности ряда тому или иному вероятностному закону распределения. Проверка гипотезы производится по одному из известных критериев согласия.

Таким образом, с помощью имитационного моделирования удается с высокой степенью достоверности описать функции распределения долговечности и остаточной долговечности. Знание этих функций позволяет достаточно легко прогнозировать ресурс как вероятностную величину.

#### **Заключение**

В заключении уточним понятия долговечность и остаточная долговечность деталей, которые испытывают действие циклических нагрузок.

Просто долговечность — это ресурс новой детали до момента образования видимой макроскопической усталостной трещины. В настоящее время расчет долговечности является обязательной частью любой проектной задачи, поскольку результаты этого расчета служат количественной

мерой для принятия окончательного решения по конструкции детали.

Понятие остаточная долговечность применимо к деталям, которые изначально имеют трещины или трещиноподобные дефекты, неважно каким образом полученные: в результате усталости или в процессе изготовления детали. Из данного определения следует, что говорить об остаточной долговечности имеет смысл для деталей, находящихся в эксплуатации и только после обнаружения на них трещин.

Несмотря на то что в основе расчета долговечности и остаточной долговечности лежат одни и те же физические процессы усталости материала, рассчитываются они по разным методикам.

---

#### **Литература**

1. *Сорокин В. А.* Проблемы реновации судовых ДВС // Двигателестроение. 2018. № 4. С. 24–30.
2. *Коллинз Дж.* Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение / М. : Мир, 1984. 624 с.
3. *Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.* Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. М. : Машиностроение, 1985. 224 с.
4. *Румб В. К.* Прочность и долговечность судовых машин и механизмов: учебное пособие. СПб. : Изд-во СПбГМТУ, 2014. 237 с.
5. *Волков Д. П., Николаев С. Н.* Надежность строительных машин и оборудования: учебное пособие. М. : Высшая школа, 1979. 400 с.
6. *Пестриков В. М., Морозов Е. М.* Механика разрушения твердых тел: курс лекций. СПб. : Профессия. 2002. 320 с.
7. *Шеннон Р.* Имитационное моделирование систем — искусство и наука. М. : Мир, 1978. 418 с.