

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

В.К. Румб, к.т.н., проф.  
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Предложен расчетный метод прогнозирования долговечности подшипников коленчатых валов судовых дизелей, основанный на использовании теории случайных процессов. Метод позволяет оценить вероятные значения скорости и предельного износа подшипника в зависимости от условий работы, формы шейки коленчатого вала и других факторов, подчиняющихся законам распределения.

Проблема повышения эксплуатационной долговечности судовых ДВС во многом определяется безотказной работой подшипников коленчатых валов. Основным повреждающим фактором рамовых и шатунных подшипников остается изнашивание. Оно представляет собой довольно сложный процесс, зависящий от множества факторов. В общем виде данный процесс может быть выражен зависимостью  $I = f(t)$ , где  $I$  — износ;  $t$  — наработка подшипника. Соответственно скорость изнашивания будет  $a_{и} = dI/dt$ . На кривых изменения  $I = f(t)$  и  $a_{и} = dI/dt$  (рис. 1) выделяют три характерных участка. На первом участке  $t_1$ , соответствующем периоду приработки в начале эксплуатации, наблюдается интенсивное изнашивание с постепенным уменьшением скорости  $a_{и}$ . На втором участке  $t_2$  (период нормальной эксплуатации) скорость изнашивания практически не меняется, хотя в реальных условиях функция  $a_{и} = f(t)$  имеет колебания относительно среднего значения. Переменная скорость изнашивания обусловлена условиями нагружения подшипника, качеством смазки и многими другими условиями. Третий участок  $t_3$  (период интенсивного износа) характеризуется достижением предельного зазора, при котором дальнейшая эксплуатация подшипника становится нежелательной во избежание нарушения работоспособности подшипника.

Практический интерес представляет период нормальной эксплуатации, именно для него рассчитывают количественные показатели долговечности. Установить точные временные

границы этого периода крайне сложно по причине случайных изменений функциональных зависимостей  $I = f(t)$  и  $a_{и} = f(t)$ . По этой причине для описания изнашивания используют теорию случайных процессов. Согласно данной теории долговечность подшипника по износу до предельного зазора является случайной величиной, которая подчиняется определенному закону распределения. Его знание позволяет подсчитать вероятность того, что за указанную наработку зазор в подшипнике не достигнет предельного значения. Между тем более привлекательной является обратная задача — определение наработки, соответствующей заданной вероятности. В этом случае наработка естественно будет выражаться математическим ожиданием (средней наработкой до предельного зазора) и средним квадратичным отклонением, характеризующим рассеивание наработки относительно средней величины.

Понятно, что долговечность подшипника зависит от износа сопряжения и увеличение зазора равно сумме износов вкладышей  $I_{в} = f(t)$  и шейки  $I_{ш} = f(t)$ , т. е.  $\Delta Z = I_{в}f(t) + I_{ш}f(t)$ .

С учетом приведенной зависимости величину предельно допустимого зазора можно выразить так:  $Z_{пр} = Z_{м} + \Delta Z_{пр}$ , где  $Z_{м}$  — монтажный (установочный) зазор в подшипнике;  $Z_{пр}$  — предельное увеличение зазора. Тогда предельный износ подшипника  $I_{ш} = Z_{пр} - Z_{м}$ .

Таким образом, в общей проблеме долговечности подшипника важное место отводится определению предельно допустимого зазора.

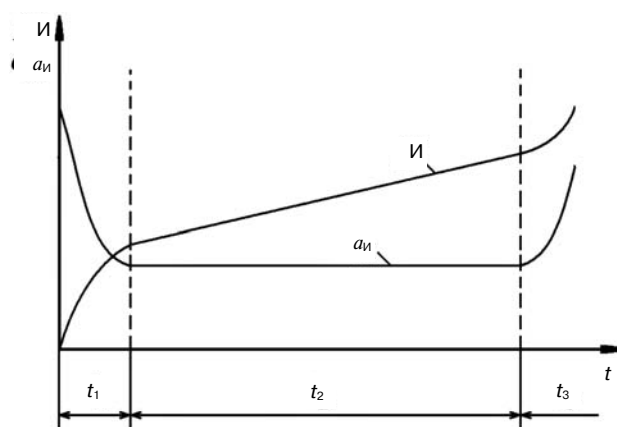


Рис. 1. Кривые износа и скорости изнашивания

Данная задача пока не получила должного теоретического решения. В процессе проектирования этот зазор чаще всего назначают по нормативным данным и по аналогии с прототипом. Вместе с тем существуют предпосылки к аналитическому определению этого зазора. Например, его задают исходя из условия сохранения режима жидкостной смазки. Напомним, при наличии жидкостной смазки поверхности трения отделены друг от друга слоем масла и контакт между шейкой и вкладышами отсутствует. Такое возможно только тогда, когда минимальная толщина слоя масла превышает суммарную высоту микронеровностей поверхности шейки и вкладышей. Выполнение данного условия зависит не только от шероховатости поверхностей скольжения, но и от прогиба опоры, перекаса вала и отклонения от правильной цилиндрической формы (конусность, эллипсность, вогнутость) шейки вала. Влияние этих факторов на работоспособность подшипников исследовано недостаточно, поэтому рекомендуется иметь  $h_{\min} \geq (1,2 \div 1,5)h_{\text{кр}}$ , где  $h_{\text{кр}} = R_z^B + R_z^Ш$ .

Минимальную толщину масляного слоя подсчитывают на основе гидродинамической теории смазки [1]. Исходные положения этой теории базируются на том, что при вращении шейки смещается в сторону вращения и занимает эксцентричное положение относительно вкладышей. Соответственно минимальный зазор, эквивалентный толщине масляного слоя, будет  $h_{\min} = \Delta(1-\chi)$ , где  $\Delta$  — радиальный зазор в подшипнике,  $\Delta = 0,5 \cdot Z_m$ ;  $\chi$  — относительный эксцентриситет.

В общем случае относительный эксцентриситет определяется параметром Зоммерфельда

$$So = \frac{k_m \psi^2}{\omega \mu},$$

где  $k_m$  — среднее давление;  $\psi$  — относительный зазор;  $\omega$  — угловая скорость вращения шейки;  $\mu$  — динамическая вязкость масла.

Приведенные выше рассуждения позволяют сделать вывод: толщина масляного слоя и зазор в подшипнике — величины взаимосвязанные: по мере наработки толщина слоя уменьшается, а зазор увеличивается (рис. 2). Следовательно, варьируя зазором можно расчетным путем определить условие, при котором нарушается жидкостная смазка. Определение таким способом предельно допустимого зазора требует выполнения многократных итерационных расчетов.

Считая решенным вопрос о зазорах, рассмотрим снова процесс изнашивания от установочного зазора до предельного состояния. Будем полагать, что по достижении износа, равного предельно допустимому зазору, ресурс подшипника

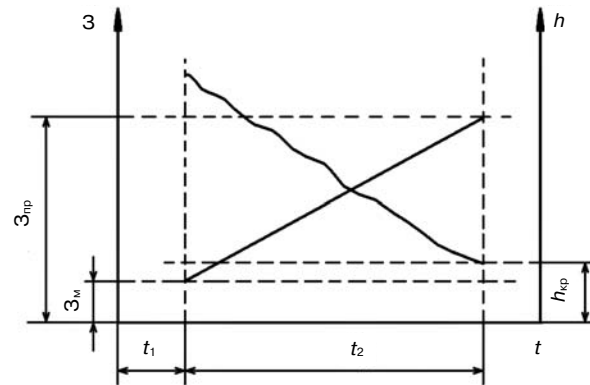


Рис. 2. Изменение зазора и толщины смазочного слоя

исчерпывается. В пределах данных зазоров зависимость износа подшипника как случайной функции можно представить так  $I(t) = a_{II} t^\beta + b_{II}$ .

В данном уравнении динамики износа средняя скорость изнашивания  $a_{II}$  является случайной величиной. При коэффициенте вариации ее величины в пределах до 0,4 можно с достаточной точностью принимать, что она подчиняется нормальному закону распределения. При коэффициенте вариации больше 0,4  $a_{II}$  подчиняется распределению Вейбулла. Показатель степени  $\beta$  обычно считают детерминированной величиной и его значение можно задавать в функции от отношения  $h_{\text{кр}}/h_{\min}$ , например, по формуле

$$\beta = 1 + \left( \frac{h_{\min}}{h_{\text{кр}}} \right)^n.$$

Величина  $b_{II}$  характеризует износ по окончании приработки. Опытные данные свидетельствуют, что в большинстве случаев износ  $b_{II}$  относительно небольшой. Это позволяет при расчете долговечности подшипника пренебречь износом в период приработки. С учетом сказанного уравнение динамики износа принимает более простой вид

$$I(t) = a_{II} t^\beta. \quad (1)$$

В соответствии с рис. 2 и формулой (1) зависимость для определения долговечности до предельного состояния подшипника запишется следующим образом:

$$R = \left( \frac{I_{\text{пр}}}{a_{II}} \right)^{\frac{1}{\beta}}. \quad (2)$$

Несмотря на довольно простой вид (2) вычисление ресурса подшипника оказывается далеко не тривиальной задачей. Сложность прогнозирования заключается в получении вероятностных характеристик долговечности  $R$ ,

которые зависят от выбранного закона распределения и коэффициента вариации случайной величины  $a_{и}$ .

Приближенно математическое ожидание  $m_R$  и среднее квадратичное отклонение  $S_R$  ресурса подшипника могут быть подсчитаны в результате разложения функции (2) в ряд Тейлора и применения теоремы о числовых характеристиках случайных величин. Ограничиваясь в разложении двумя первыми членами ряда, выражения для указанных характеристик после преобразований принимают вид [2]

$$m_R \approx \left( \frac{I_{пр}}{m_{a_{и}}} \right)^\beta \left[ 1 + \frac{(1 + \beta) D_{a_{и}}}{2\beta^2 m_{a_{и}}^2} \right];$$

$$S_R \approx \sqrt{\frac{I_{пр}^\beta D_{a_{и}}}{\beta^2 m_{a_{и}}^{2+\beta}} \left[ 1 + \frac{(1 + \beta)^2 D_{a_{и}}}{2\beta^2 m_{a_{и}}^2} \right]},$$

где  $m_{a_{и}}$  и  $D_{a_{и}}$  — среднее значение и дисперсия коэффициента  $a_{и}$ ; их размерность — мкм/ч и (мкм/ч)<sup>2</sup> соответственно.

В рассмотренной методике характеристики долговечности зависят только от одной случайной величины — скорости изнашивания  $a_{и}$ . Если эта величина нормально распределена с математическим ожиданием  $m_{a_{и}}$  и дисперсией  $D_{a_{и}}$ ,

то плотность распределения долговечности можно подсчитать по выражению

$$f_R(t) = \frac{I_{пр}^\beta}{R^{\beta+1} \sqrt{2\pi D_{a_{и}}}} \exp \left[ - \frac{\left( \frac{I_{пр}}{R^\beta} - m_{a_{и}} \right)^2}{2 D_{a_{и}}} \right],$$

Практически все характеристики долговечности подшипника могут быть вычислены с помощью имитационного моделирования. При этом процесс вычисления сводится к многократным расчетам искомой долговечности по уравнению (2). Для каждого такого расчета численные значения  $a_{и}$  и  $\beta$  выбираются случайным образом в пределах их возможного изменения и заданных законов распределения. Полученное в результате моделирования множество дискретных значений  $R$  подвергаются статистической обработке для определения  $m_R$  и  $S_R$ .

#### Литература

1. Румб В.К., Медведев В.В. Прочность судового оборудования. Конструирование и расчеты прочности судовых двигателей внутреннего сгорания. — СПб. : ИЦ СПбГМТУ, 2006. — Ч. 1. — 536 с.
2. Волков Д.П., Николаев С.Н. Надежность строительных машин и оборудования. — М. : Высшая школа, 1979. — 400 с.

#### НА ДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЬНЫХ ЗАВОДАХ РОССИИ

Во Всеволожск детали будут поставляться уже полностью готовыми для комплектации в автомобиль.

По словам руководителя технического департамента ЗМЗ Андрея Матюшина, для Заволжского моторного завода контракт с FMC — первый серьезный шаг в таком направлении деятельности, как производство автокомпонентов по заказам иностранных автокомпаний, работающих на территории России. Принципиально важно, что «Ford» выбрал ЗМЗ в качестве поставщика, учитывая проведенную на предприятии работу в области качества в соответствии с требованиями нового международного автомобильного стандарта ISO/TS 16 949. Это, в свою очередь, является основанием для получения Заволжским моторным заводом со стороны FMC статуса «Q1-поставщика», то есть отвечающего международным требованиям компании «Ford» к своим поставщикам, и тем самым открывает перспективу для долгосрочного сотрудничества с расширением номенклатуры поставляемых с ЗМЗ изделий.

#### НОВОСТИ ЗМЗ

ОАО «Заволжский моторный завод» (входит в компанию ОАО «СОЛЛЕРС») подписало договор с ЗАО «Форд Мотор Компани» (FMC) на поставку четырех видов кронштейнов для автомобилей «Ford-Focus», собираемых на предприятии «Ford» во Всеволожске.

Первая опытно-промышленная партия двух наименований кронштейнов была поставлена в конце февраля 2009 г. Плановые поставки всех деталей начнутся в марте в соответствии с производственной программой предприятия-заказчика. Общие объемы поставок согласно договору по каждому виду кронштейнов от 9,5 до 60 тыс. в год.

Подготовка производства была проведена на ЗМЗ в течение четвертого квартала 2008 г.

Литые алюминиевые заготовки кронштейнов будут производиться на дочернем предприятии ЗМЗ — «Литейный завод "РосАлит"», а механическая обработка изделий непосредственно на ЗМЗ — в цехе алюминиевых деталей на скоростных обрабатывающих центрах типа «Heckert».