

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 4 (258)
октябрь–декабрь 2014

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Румб В.К.

3 Переход от расчетов прочности к расчету долговечности — задача современного проектирования деталей ДВС

Иванченко А.А., Шенников И.А.

10 Методика определения и оценки технического облика судового высокооборотного дизеля

Федянов Е.А., Левин Ю.В., Захаров Е.А., Иткис Е.М.

16 Теоретическое исследование процесса сгорания в роторно-поршневых двигателях Ванкеля с добавками водорода

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

Цыпленкин Г.Е., Иовлев В.И.

19 Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува

Дмитриевский Е.В.

29 Улучшение качества переходных процессов малооборотных дизельных двигателей

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

Янчеленко В.А., Медведев В.А.

33 Ультразвуковая диагностика коренных подшипников дизелей карьерных автосамосвалов в эксплуатации

ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Шаталов К.В., Яковлев А.В., Шишаев С.В.

37 Методы оценки эксплуатационных свойств моторных масел для тяжело нагруженных дизельных двигателей

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Колунин А.В., Белокопытов С.В.,

Марков А.А., Субботин О.В.

43 Влияние температурного режима работы двигателя КамАЗ-740 на влагосодержание масла при прогреве в условиях низких температур

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

46 Развитие систем топливоподачи дизельных двигателей (материалы конгресса CIMAC 2013)

45 На двигателестроительных заводах России

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Rumb V.K.

3 Life Prediction Rather Than Strength Analysis: Modern Approach to the Designing of Engine Parts

Ivanchenko A.A. and Schennikov I.A.

10 Selection and Evaluation of High-Speed Marine Engine Configuration

Fedyanov E.A., Levin Yu.V., Zakharov E.A.

16 Basic Research of Combustion in Wankel Engine with Hydrogen Injection

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

Tsyplenkin G.E and Iovlev V.I.

19 Turbocharging System Optimization as a Means to Improve Engine Fuel Efficiency

Dmitrievsky E.V.

29 Improvement of Low-Speed Diesel Engine Transient Characteristics

AUTOMATION AND DIAGNOSTICS

Yanchelenko V.A. and Medvedev V.A.

33 Onboard Ultrasound Diagnostics of Open-Pit Dump Truck Engine Journal Bearings

FUEL. LUBRICANTS

Shatalov K.V., Yakovlev A.V. and Shishaev S.V.

37 Lube Oil for Heavy-Duty Diesel Engines: Performance Evaluation

MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

Kolunin A.V., Belokopytov S.V.,

Markov A.A. and Subbotin O.V.

43 Humidity Content in KAMAZ-740 Lube Oil vs Oil Temperature During Engine Warm-up in Cold Season

ENGINE BUILDING NEWS

46 Development of Fuel Injection Systems for Diesel Engines (based on CIMAC 2013 papers)

15

36 At the Russian Engine Plants

45

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

В.А. Шелеметьев	<i>техн. директор</i>	<i>ОАО «Коломенский завод», г. Коломна</i>
В.А. Рыжов	<i>гл. конструктор</i>	<i>ОАО «Коломенский завод», г. Коломна</i>
Е.С. Васюков	<i>техн. директор</i>	<i>ЗАО УК БМЗ, г. Брянск</i>
В.А. Егоров	<i>ген. директор</i>	<i>ОАО РУМО, Н. Новгород</i>
А.К. Лимонов	<i>гл. конструктор</i>	<i>ОАО РУМО, Н. Новгород</i>
М.В. Бояркин	<i>гл. спец. по развитию</i>	<i>ОАО ХК «Барнаултрансмаш», г. Барнаул</i>
В.М. Гребнев	<i>техн. директор</i>	<i>ОАО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково</i>
Р.Х. Хафизов	<i>зам. гл. констр. по двиг.</i>	<i>ОАО КАМАЗ, г. Набережные Челны</i>
А.А. Матюшин	<i>генеральный директор</i>	<i>ОАО ЗМЗ, г. Заволжье</i>
В.И. Федышин	<i>директор</i>	<i>МАН Ферросталь, Санкт-Петербургский филиал</i>
В.В. Коновалов	<i>1-й зам. ген.директора</i>	<i>ОАО «Звезда», Санкт-Петербург</i>
В.С. Мурзин	<i>дир.-гл. конструктор</i>	<i>ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск</i>
А.П. Маслов	<i>вед. инж.-конструктор</i>	<i>ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск</i>
А.С. Калюнов	<i>начальник ИКЦ</i>	<i>ООО НЗТА, г. Ногинск</i>

НИИ

В.С. Папонов	<i>ген. директор</i>	<i>ОАО НИКТИД, г. Владимир</i>
Д.П. Ильющенко-Крылов	<i>гл. инженер</i>	<i>ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург</i>
В.А. Сорокин	<i>зав. отделом</i>	<i>ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург</i>
В.И. Ерофеев	<i>нач. отдела</i>	<i>И ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург</i>
В.В. Альт	<i>директор</i>	<i>ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск</i>
Ю.А. Микутенко	<i>президент</i>	<i>ООО НПХЦ «Миакрон-Нортон»</i>
Б.А. Зеленев	<i>директор</i>	<i>НТЦ ПМТ ФГУП ЦНИИМ, Санкт-Петербург</i>
А.М. Махмудов	<i>с.н.с.</i>	<i>ФГУП «Крыловский ГНЦ», Санкт-Петербург</i>

ВУЗЫ

Ю.В. Галышев	<i>зав. кафедрой ДВС</i>	<i>СПбГПУ, Санкт-Петербург</i>
Н.Д. Чайнов	<i>проф. кафедры Э-2</i>	<i>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва</i>
О.К. Безюков	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
А.А. Иванченко	<i>зав. кафедрой СЭУ</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
Л.В. Тузов	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
А.С. Рунда	<i>проф. кафедры ДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
В.К. Румб	<i>проф. кафедры ДВС и АСЭУ</i>	<i>ГМТУ, Санкт-Петербург</i>
А.В. Смирнов	<i>нач. кафедры Д и ТУ</i>	<i>ФГОУ ВПО ВИ(ИТ), Санкт-Петербург</i>
В.О. Сайданов	<i>проф. кафедры Д и ТУ</i>	<i>ФГОУ ВПО ВИ(ИТ), Санкт-Петербург</i>
А.А. Обозов	<i>профессор кафедры ТД</i>	<i>ФГБОУ ВПО БГТУ, г. Брянск</i>
С.П. Косырев	<i>профессор кафедры ТАМ</i>	<i>БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково</i>
А.В. Разуваев	<i>профессор кафедры ТАМ</i>	<i>БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково</i>

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.

Журнал издается при поддержке ФГОУ ВПО «Военный институт (инженерно-технический)» ВИ(ИТ), филиал «Военной академии материально-технического обеспечения», Санкт-Петербург.

Журнал включен в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата технических наук (www.vak.ed.gov.ru).

Электронные версии журнала (2005–2014 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

Выпускающий редактор Н.А. Вольская
Редактор инф. отдела Г.В. Мельник
Ст. редактор О.Д. Камнева
Верстка — А.В. Вольский

Сдано в набор 03.12.2014
Подписано в печать 20.12.14
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 356. Тираж 1000 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:
ООО «ЦНИДИ-Экосервис», 191123, Санкт-Петербург, а/я 65

Тел.: (812) 719-73-30

E-mail: ecology@rdiesel.ru
www.rdiesel.ru

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

Типография «СВЕТЛИЦА»
Лиц. ПД № 2-69-618, 196158,
Санкт-Петербург, Московское шоссе, 25, 215

© Журнал «Двигателестроение». 2014. № 4 (258)

ПЕРЕХОД ОТ РАСЧЕТОВ ПРОЧНОСТИ К РАСЧЕТУ ДОЛГОВЕЧНОСТИ — ЗАДАЧА СОВРЕМЕННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ДВС

В.К. Румб, к.т.н., проф.

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

По мере накопления знаний и новых достижений в науке о прочности появляются методы, позволяющие лучше понимать поведение материала при циклических нагружениях и закономерности развития усталостных трещин. Эти методы служат основой для будущих расчетов деталей на заданный ресурс. Предлагается методика прогнозирования усталостной долговечности с учетом фактического запаса прочности, который учитывает рассеяние характеристик прочности детали и действующих в ней напряжений при заданной вероятности отсутствия усталостного разрушения.

На современном уровне проектирования деталей машин уже недостаточно ограничиваться только определением коэффициента запаса прочности и по его величине судить о долговечности, сравнивая ее с базовым числом циклов нагружения N_6 . Как известно, в основе данного сравнения лежит соотношение между коэффициентом запаса прочности n и его минимальным значением n_{\min} . Если $n > n_{\min}$, то с большой вероятностью деталь выдержит без разрушения число циклов N_6 . В противном случае разрушение произойдет через N циклов, причем $N < N_6$, т. е. деталь в этом случае будет иметь ограниченную долговечность.

В условиях постоянно возрастающих требований к проектным решениям нужно уметь оценивать долговечность детали не косвенно, а непосредственно, выражая ее в конкретных величинах (часах, циклах и др.). Такое умение прогнозировать долговечность расчетным путем позволяет предупреждать отказы или аварийные ситуации машин, вызванные поломками их деталей. Актуальность определения долговечности обуславливается проявлением тенденции проектирования механизмов на заданный эксплуатационный ресурс. Все это требует пересмотра сложившихся взглядов на расчеты прочности, которые должны дополняться, а в будущем и заменяться расчетом долговечности.

В условиях действия циклических нагрузок показателем долговечности является ресурс — про-

должительность работы детали от начала эксплуатации до наступления предельного состояния. По поводу его имеются принципиальные разногласия в виде различных критериев усталостной долговечности.

Одни авторы предельным состоянием считают полное усталостное разрушение детали. В защиту данного утверждения приводится кривая усталости (рис. 1), абсциссы точек которой определяют долговечность образцов до разрушения. На этой кривой долговечность измеряется числом циклов нагружения. Соответственно для многоциклового усталости долговечность соотносят с базовым числом $N_6 = 10^7 - 10^8$ циклов. Принимая за основу данный критерий, естественно возникает проблема перехода от разрушения к безопасной долговечности с учетом реальных условий эксплуатации и возможных случайных отклонений как внешней нагрузки, так и прочностных характеристик материала.

Другие авторы предлагают считать предельным состоянием появление первых макроскопических видимых трещин глубиной 0,2–0,5 мм. Поскольку такие трещины практически не ослабляют поперечное сечение, то данное предложение ориентировано на безопасную эксплуатацию деталей. Однако реализация данного критерия сопряжена со следующими трудностями. Во-первых, трещины указанных размеров выявляются при дефекто-

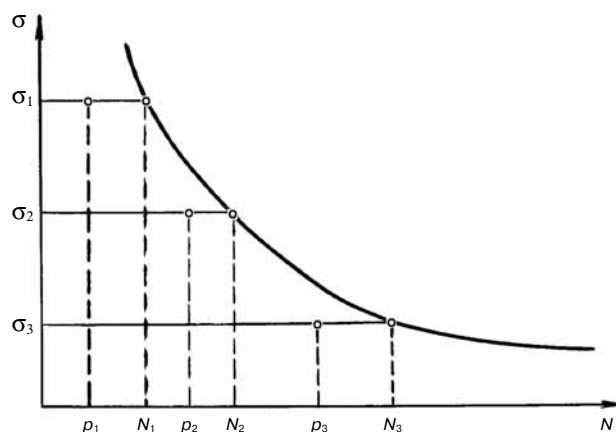


Рис. 1. Кривая усталости, поясняющая гипотезу линейного суммирования повреждений

скопическом контроле деталей, для проведения которого должна быть обеспечена доступность детали в процессе эксплуатации механизма. Во-вторых, при дефектоскопии велика вероятность не обнаружения таких трещин даже при периодических проверках. В-третьих, трещины могут быть следствием не усталости материала, а дефектами или повреждениями, возникающими в процессе изготовления новых деталей. В-четвертых, испытания стандартных образцов с концентрацией напряжений показывают, что подобные трещины возникают уже после 20–30 % общего числа циклов до разрушения. Отсюда следует вывод: деталь, имеющая макроскопические трещины, располагает относительно большой остаточной долговечностью, а поэтому она может еще длительное время безопасно эксплуатироваться.

Существует еще мнение о недопустимости эксплуатации деталей с какими-либо трещинами и повреждениями вообще. Категоричность данного утверждения противоречит физической картине возникновения и развития трещины. Более того, обследование деталей на различных стадиях эксплуатации машин показало, что трещины являются неизбежными спутниками практически любой детали. Естественно, можно исключить появление усталостных трещин, но только за счет резкого снижения рабочих напряжений. По сведениям, полученным во время испытания образцов, усталостные трещины не возникают при напряжениях, в 4–5 раз меньшими предела выносливости. Для реальной детали уменьшить рабочие напряжения можно за счет значительного увеличения размеров детали, что неразумно с точки зрения подхода к современному проектированию.

Из сказанного следует, что ни один из упомянутых критериев долговечности не отвечает полностью запросам инженерных расчетов, целью которых является определение безопасных сроков эксплуатации деталей, подверженных усталостным повреждениям. Для достижения этой цели приходится решать две проблемы: одна состоит в алгоритме накопления усталостных повреждений, другая — в определении допустимых повреждений. Обе проблемы, хотя и представляются независимыми, в действительности взаимосвязаны, что заключается в едином подходе к возникновению и развитию усталостных трещин. Поэтому определение безопасного срока эксплуатации не исключает расчета прочности на выносливость, а, наоборот, базируется на его результатах. При этом тщательный учет напряженного состояния, геометрии детали, прочностных характеристик материала, состояние поверхности является необходимой предпосылкой для надежной оценки долговечности и ее возможных случайных отклонений. Доля случайности в расчетной

оценке безопасного срока эксплуатации остается пока высокой, однако посредством усовершенствования методик удастся сближать данные по долговечности, полученные расчетом и экспериментом.

Основные предпосылки, на которых базируется расчет допустимых повреждений, следующие:

- усталостные трещины всегда существуют;
- трещина растет, когда максимальные напряжения, действующие в детали, удовлетворяют условию $\sigma_{\max} > 0,5\sigma_{-1}$;
- развитие трещины является необратимым явлением усталости.

Далее рассматривают рост трещины как последовательное накопление повреждений. Когда полная накопленная поврежденность достигнет некоторой критической величины, происходит усталостное разрушение. На деле все не так просто, поскольку не ясно как оценить поврежденность, вызванную конкретным напряжением и действующим в течение некоторого времени. Разъяснения по данным вопросам отчасти дают гипотезы накопления усталостных повреждений.

Самой простой из них является гипотеза линейного накопления повреждений Пальмгрена–Майнера. Напомним, данная гипотеза исходит из того, что за один цикл при напряжении σ_1 поврежденность составит $1/N_1$, где N_1 число циклов, при котором произойдет разрушение при непрерывном действии напряжения σ_1 (см. рис. 1). При числе циклов действия этих напряжений p_1 , где $p_1 < N_1$, материал получит частичное разрушение. При этом доля поврежденности

$$D_1 = p_1 / N_1.$$

Воздействие переменных напряжений различного уровня дает соответствующие доли поврежденности. Полное разрушение будет, когда сумма этих долей станет равной единице, т. е.

$$a_p = D_1 + D_2 + D_3 + \dots = \frac{p_1}{N_1} + \frac{p_2}{N_2} + \frac{p_3}{N_3} + \dots = \sum_{i=1}^k \frac{p_i}{N_i} = 1, \quad (1)$$

где k — количество уровней напряжений, для которых выполняется условие $\sigma_{\max} > 0,5\sigma_{-1}$.

Формула (1) является основным уравнением линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений. Ее основное достоинство — простота, благодаря чему она получила наибольшее применение в практических расчетах. Вместе с тем результаты многочисленных испытаний образцов на усталость показали, что значение a_p к моменту поломки имеет большие отклонения от единицы. По опубликованным данным a_p может находиться в пределах от 0,05 до 4. Столь большой разброс естественно отражается на точности: двух- или даже трехкратная ошибка в

оценке долговечности по линейной гипотезе суммирования повреждений считается нормой.

Существенно уменьшить разброс a_p позволяют нелинейные гипотезы накопления повреждений [3]. Иллюстрацией их принципиального отличия от рассмотренной линейной гипотезы служит рис. 2, на котором представлены в графическом виде зависимости повреждаемости от отношения p/N для трех гипотез: прямая 2 отображает линейное, а кривые 1 и 3 нелинейное суммирование повреждений. При этом каждому графику соответствует определенный уровень действующих напряжений: чем меньше напряжение, тем ниже располагается кривая. Таким образом, для приведенных графиков выполняются неравенства по напряжениям $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, индекс у напряжения совпадает с номером графика. С помощью данных графиков поясним суть учета нелинейности при подсчете a_p на примере двух схем нагружения. Пусть по первой схеме переменные напряжения, нагружающие деталь, изменяются последовательно по линии 0-А-Б-В-Г-Д (см. рис. 2). В этом случае

$$a_p = \sum \frac{p}{N} = 0,5 + (0,7 - 0,05) + (1 - 0,98) = 1,17.$$

Во второй схеме нагружение осуществляется по траектории 0-Б-В-Г-Д, т. е. нагружение начинается с повышенных напряжений. Соответственно для этой схемы

$$a_p = \sum \frac{p}{N} = 0,05 + (0,98 - 0,5) + (1 - 0,7) = 0,83.$$

Различие в полученных величинах a_p еще раз подтверждает, что закономерности накопления усталостных повреждений более сложны, чем простое линейное суммирование. Кроме того, эти примеры показывают, что степень повреждаемости зависит от очередности действия напряжений. Если сначала действует напряжение более высокого уровня, то сумма отношений числа циклов

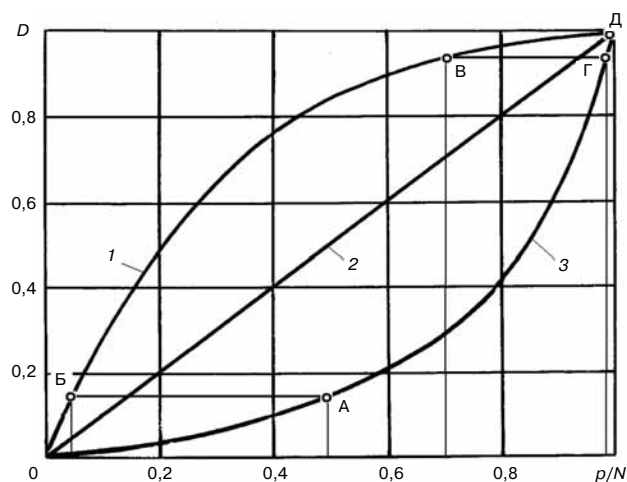


Рис. 2. Зависимость усталостной повреждаемости от относительного числа циклов нагружения

до разрушения меньше той, которая будет, когда в последовательности первым следует напряжение меньшего уровня. Такая закономерность подтверждается результатами испытания образцов и, в частности, установлено, что при $a_p > 1$ экспериментально полученная долговечность оказывается более высокой, чем вычисленная по (4.1). Напротив, при $a_p > 1$ реальная долговечность меньше расчетной.

Большинство нелинейных гипотез развития усталостных трещин базируются на следующих положениях:

➤ кривые повреждаемости (1 и 3 на рис. 2) предлагается описывать отношением

$$D = (p / N)^m,$$

где m — показатель степени, зависящий от максимальных напряжений цикла, определяется экспериментально;

➤ образец, нагруженный напряжениями в любой последовательности, разрушается, когда сумма ΣD достигнет единицы.

Использование рассмотренного алгоритма учета нелинейности при суммировании повреждений в практических расчетах сопряжено с большими трудностями. Прежде всего, они вызваны необходимостью построения семейства кривых повреждаемости. Для построения каждой такой кривой требуются экспериментальные данные, получение которых возможно только опытным путем. Не менее сложным представляется определение последовательности действующих напряжений в конкретных эксплуатационных условиях нагружения детали. Если все это известно, то далее намечается траектория движения напряжений по соответствующим кривым и подсчитывается суммарная поврежденность. Движение от одной кривой к другой осуществляется по горизонтальным прямым.

В отечественной инженерной практике расчетов долговечности при действии циклических напряжений чаще всего пользуются скорректированной линейной гипотезой суммирования повреждений. Она предложена В.П. Когаевым на основе обобщения соответствующих экспериментальных данных [2]. Строго говоря, корректировка известной гипотезы Пальмгрена–Майнера касалась не принципа суммирования повреждений, а величины a_p , т. е. суммарной поврежденности, после которой следует разрушение. В предлагаемом варианте гипотезы a_p подсчитывается по формуле

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

где ξ — коэффициент коррекции, отражающий общий уровень напряженного состояния:

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

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

Для внесения ясности в суть корректировки напомним: в чистом виде гипотеза линейного суммирования повреждений дает приемлемые результаты только в тех случаях, когда текущие амплитуды переменных напряжений превышают предел выносливости, нет существенной разницы между максимальными и минимальными напряжениями и нет больших скачков у максимальных напряжений. Во всех других случаях наблюдается значительное отклонение a_p от единицы.

Сначала рассмотрим определение усталостной долговечности деталей при регулярном нагружении, т. е. таком, при котором параметры цикла переменных напряжений не меняются в течение всего времени испытания или эксплуатации. Ярким примером такого нагружения может служить клапанная пружина двигателя, которая сжимается в каждом цикле на одну и ту же величину, заданную профилем кулачной шайбы. С этой целью снова обратимся к кривым усталости. Чаще всего кривую усталости, не имеющую горизонтального участка, изображают двумя наклонными прямыми в двойных логарифмических координатах так, как показано на рис. 3. Координаты точки пересечения прямых — $\lg\sigma_{-1}$ и $\lg N_6$. При такой аппроксимации каждая ветвь кривой усталости будет описываться своим уравнением:

$$\left. \begin{aligned} \sigma^{m_1} N &= \sigma_{-1}^{m_1} N_6 \text{ при } N < N_6; \\ \sigma^{m_2} N &= \sigma_{-1}^{m_2} N_6 \text{ при } N > N_6, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где N — текущее число циклов нагружения; m_1 и m_2 — показатели степени, характеризующие углы наклона соответственно левой и правой прямых, $m_1 = \text{ctg}\varphi_1$ и $m_2 = \text{ctg}\varphi_2$.

Показатель степени m_1 изменяется в пределах 3–25. Точнее его величину можно подсчитать по корреляционной формуле [2]

$$m_1 = C / K,$$

где $C = 5 + \sigma_b / 80$; K — коэффициент, учитывающий изменение предела выносливости при переходе от лабораторного образца к реальной детали:

$$K = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1}^n} = \frac{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma \beta_k}{K_\sigma} k_y.$$

В данной формуле факторы, понижающие предел выносливости лабораторного образца: концентрация напряжений (K_σ), абсолютные размеры (ε_σ), состояние поверхности (β_σ), коррозия (β_k). Негативное влияние перечисленных факторов компенсируется поверхностным упрочнением k_y .

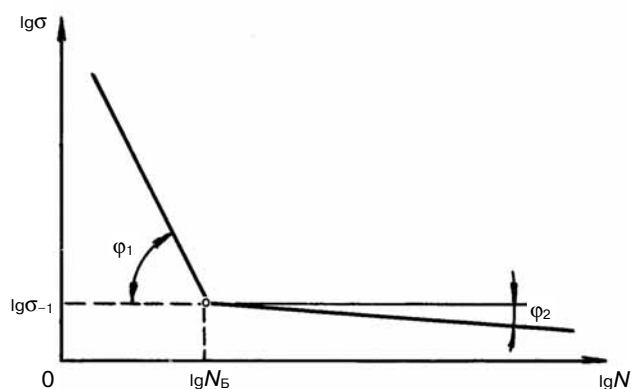


Рис. 3. Кривая усталости в двойных логарифмических координатах

Сложнее обстоит дело с показателем степени m_2 . По опубликованным сведениям m_2 может принимать любые значения в интервале от 10 до 100. Определить m_2 более конкретно трудно из-за больших затрат времени на получение экспериментальных данных. Так, продолжительность испытания на усталость одного образца до 10^9 циклов при частоте 3000 циклов в минуту составляет 8 месяцев. Между тем фактический ресурс деталей ДВС исчисляется еще большим количеством циклов нагружения. Все это свидетельствует о том, что задача по оценке m_2 требует дальнейшего решения.

Ресурс, как потребительский показатель долговечности, принято выражать в часах наработки. Если каждый цикл нагружения совпадает по времени с одним оборотом машины, то текущий ресурс в часах и ресурс, соответствующий базовому числу N_6 , будут

$$T = \frac{N}{60 n_M} \text{ и } T_6 = \frac{N_6}{60 n_M},$$

где n_M — номинальная частота вращения, об/мин.

На данном основании (3) можно переписать так:

$$\left. \begin{aligned} T &= T_6 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma} \right)^{m_1}, \text{ при } T < T_6 \\ &\text{и} \\ T &= T_6 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma} \right)^{m_2}, \text{ при } T > T_6. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Входящие в (4) отношение напряжений представляет собой ни что иное, как коэффициент запаса прочности. Как известно, посредством этого коэффициента определяется степень приближения к предельному состоянию, которое при действии циклических напряжений характеризуется либо разрушением детали, либо появлением в ней трещин недопустимых размеров. По своей физической сущности указанные дефекты непо-

средственно связаны с уровнем действующих напряжений, ресурсными показателями и прочностью материала. Поскольку перечисленные факторы не являются детерминированными величинами, то их возможные случайные вариации должны перекрываться коэффициентом запаса прочности. Именно с учетом случайных колебаний рабочих напряжений и предела выносливости надо определять минимально допустимый коэффициент запаса прочности n_{\min} [4]. Следовательно, для получения гарантированной вероятности безотказной работы детали фактический запас должен быть не ниже минимального значения. Поэтому расчетный коэффициент запаса прочности n должен сопоставляться с n_{\min} . На основании сказанного приведенные выше выражения, определяющие ресурс детали при регулярном нагружении, принимают вид

$$T = T_6 \left(\frac{n}{n_{\min}} \right)^{m_1}, \text{ при } T < T_6$$

и

$$T = T_6 \left(\frac{n}{n_{\min}} \right)^{m_2}, \text{ при } T > T_6. \quad (5)$$

В вычислительном отношении зависимости (5) не являются простыми, так как для их реализации требуется выполнить расчет на выносливость. В результате этого расчета необходимо найти действительное значение коэффициента запаса прочности и его минимально допустимое значение. Различие между ними позволяет установить фактический запас прочности.

Справедливости ради отметим, что все приведенные выше рассуждения базировались на кривой усталости, в которой прочность материала определялась пределом выносливости для симметричных циклов переменных напряжений. В реальной эксплуатационной практике такие циклы встречаются редко, чаще нагружение деталей происходит по асимметричным циклам. При таких циклах сопротивление материала усталости существенно меняется. Влияние коэффициента асимметрии цикла R на предел усталостной прочности σ_R и показатель степени кривой усталости m_R может быть учтено с помощью корреляционных формул

$$m_R = m_{-1} \frac{\sqrt[3]{4(1-R)}}{2};$$

$$\sigma_R = (R+1)^3 \frac{(\sigma_b - \sigma_{-1})}{2} + \sigma_{-1}.$$

В условиях реальной эксплуатации судовых машин наблюдается чаще всего нерегулярное так называемое режимное нагружение. При таком нагружении параметры циклов переменных напряжений или их средние значения в течение

одного эксплуатационного режима машины остаются неизменными. При режимном нагружении накопление усталостных повреждений на каждом отдельно взятом режиме протекает независимо от других режимов. В результате накопленная сумма долговечностей на всех режимах определяет полный ресурс детали, т. е.

$$T = \sum_{i=1}^r t_i,$$

где t_i — текущая наработка детали на i -м режиме, r — количество эксплуатационных режимов.

Вид и продолжительность каждого режима определяется спецификой работы машины. Например, для главных судовых ДВС продолжительность эксплуатационных режимов составляет: полный ход — 65–75 %; средний ход — 5–12 %; малый ход — 1–5 %. Иными словами, эти дизели 75–90 % времени работают на ходовых режимах с мощностью 0,6–0,85 от номинальной (максимально длительной). Остальное время — 10–15 % приходится на режимы маневрирования.

Учитывать переменность режимов при расчете долговечности детали до усталости удается наиболее просто с помощью гипотезы Пальмгрена–Майнера. Применительно к долговечности, выраженной в часах работы, эту гипотезу можно выразить так

$$\sum_{i=1}^r \frac{t_i}{T_i} = 1, \quad (6)$$

где T_i — ресурс детали до предельного состояния на i -м эксплуатационном режиме.

Смысл приведенного равенства заключается в том, что усталость материала наступит тогда, когда сумма относительных долговечностей по всем эксплуатационным режимам ($i = 1, 2, \dots, r$) достигнет значения, равное единицы.

Согласно (5) предельный ресурс детали до появления усталостного разрушения при действии переменных напряжений выражается зависимостью

$$T_i = T_6 \left(\frac{n_i}{n_{\min}} \right)^{m_2}. \quad (7)$$

В свою очередь текущую наработку можно представить как долю полного ресурса детали, а именно

$$\frac{t_i}{T} = x_i \text{ или } t_i = x_i T. \quad (8)$$

После подстановки (7) и (8) в исходное уравнение линейной гипотезы суммирования повреждений (6) и несложных алгебраических преобразований получим

$$T = \frac{T_6}{\sum_{i=1}^r \frac{x_i}{(n_i/n_{\min})^{m_2}}}, \quad (9)$$

где x_i — доля времени работы на i -м режиме, причем $\sum x_i = 1$.

Если за основу принять скорректированную гипотезу суммирования повреждений, то долговечность будет выражаться следующим уравнением:

$$T = \frac{T_6 a_p}{\sum_{i=1}^r \frac{x_i}{(n_i/n_{\min})^{m_2}}} \quad (10)$$

Величина a_p , корректирующая гипотезу Пальмгрена–Майнера, отражает максимальное значение суммы относительных повреждений. Для напряженного состояния, которое задается коэффициентами запаса прочности, a_p следует подсчитывать по формуле¹

$$a_p = \sum_{i=1}^r \frac{n_{\min}^*}{n_i} x_i, \quad (11)$$

где n_{\min}^* — минимальное значение коэффициента запаса прочности из совокупности значений n_i , $i = 1, 2, \dots, r$.

С учетом минимально допустимого коэффициента запаса прочности n_{\min} (11) можно переписать так

$$a_p = \sum_{i=1}^r \frac{n_{\min}^* / n_{\min}}{n_i / n_{\min}} x_i. \quad (12)$$

Следует отметить, если по формуле (12) получается $a_p < 0,2$, то эта величина в большинстве случаев не подтверждается опытными данными. Поэтому в таких случаях следует принимать $a_p = 0,2$ [1].

Практическое применение (12) покажем на примере детали, режимы и параметры нагружения которой приведены в табл. 1.

Таблица 1

Режимы и параметры нагружения детали

Номер режима	1	2	3	4
Доля времени работы на режиме	0,1	0,3	0,5	0,1
Коэффициент запаса прочности	2,0	2,5	5,0	20,0

Принимая $n_{\min} = 1,6$, получим

$$a_p = \sum_{i=1}^4 \frac{\frac{n_{\min}^*}{n_i}}{\frac{n_{\min}}{n_i}} x_i = \frac{1,6}{2} 0,1 + \frac{1,6}{2,5} 0,3 + \frac{1,6}{5} 0,5 + \frac{1,6}{20} 0,1 = 0,550.$$

Теперь рассмотрим нерегулярное блочное нагружение, которое характерно для машин с циклически выполняемыми технологическими операциями. Примером такого нагружения может служить работа лебедки грузовой стрелы во время погрузочно-разгрузочных работ. Под блоком

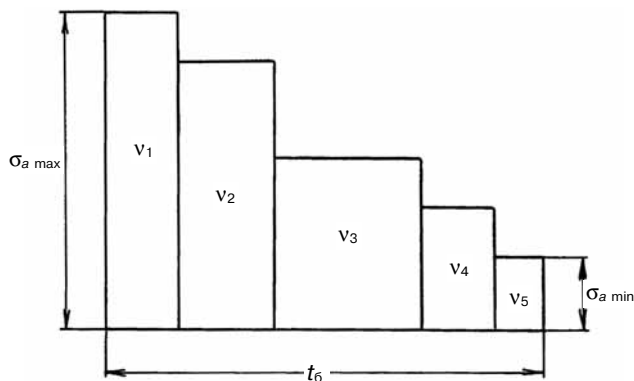


Рис. 4. Гистограмма распределения амплитуд напряжений в блоке нагружения

нагружения будем понимать последовательную совокупность переменных во времени амплитуд напряжений, нагружающих деталь, за полный цикл технологической операции. Если период эксплуатации механизма, равный блоку нагружения t_6 , то количество блоков нагружения за весь ресурс детали до появления признаков усталостного разрушения будет

$$\lambda = T/t_6. \quad (13)$$

При расчете на усталостную долговечность изменение амплитуд напряжений в блоке нагружения представляют в виде ступенчатой гистограммы, где текущие значения амплитуд σ_{ai} располагают в убывающем порядке (рис. 4). Число амплитуд, попавших в i -ступень гистограммы, обозначим через v_i , тогда общее количество циклов переменных напряжений с данной амплитудой за весь ресурс детали составит

$$p_i = v_i \lambda. \quad (14)$$

Соответственно, суммарное количество амплитуд напряжений всех уровней в блоке нагружения будет

$$v_6 = \sum_{i=1}^r v_i,$$

где r — число ступеней гистограммы.

Далее расчет долговечности можно производить с использованием любой гипотезы суммирования усталостных повреждений. В частности, для блочного нагружения скорректированная гипотеза суммирования повреждений выражается уравнением

$$\sum_{i=1}^r \frac{p_i}{N_i} = a_p, \quad (15)$$

где a_p — коэффициент коррекции линейной гипотезы суммирования повреждений: для правой части кривой усталости (см. рис. 3), т. е. для случая, когда все текущие амплитуды напряжений меньше предела выносливости детали

¹ Формула справедлива для случая, когда выполняется условие прочности, при котором $n_i > n_{\min}$.

$$a_p = \xi = \sum_{i=1}^r \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} \frac{v_i}{v_6}. \quad (16)$$

Величина N_i , входящая в (15), определяется из уравнения кривой усталости

$$N_i = \frac{(\sigma_{-1}^n)^m N_6}{\sigma_{ai}^m}. \quad (17)$$

После подстановки (14) и (17) в (15) и несложных алгебраических преобразований получим долговечность, выраженную числом блоков нагружения [5]

$$\lambda = \frac{a_p (\sigma_{-1}^n)^m N_6}{\sum_{i=1}^r (v_i \sigma_{ai}^m)}. \quad (18)$$

Таким образом, формула (18) позволяет рассчитать число блоков нагружения до появления признаков усталостного разрушения детали. Зная величину λ , можно по уравнению (13) подсчитать фактический ресурс, т. е. наработку, в течение которой деталь не достигнет предельного состояния по усталости материала. Между тем более рациональной для расчетов является формула, в которой число блоков нагружения выражается через коэффициенты запаса прочности. Рациональность данной формулы вытекает из того, что эти коэффициенты подсчитываются при расчете деталей на выносливость, и главное они несут в себе обобщенную характеристику прочности детали. Для перехода к такой формуле преобразуем (18), а именно

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{a_p (\sigma_{-1}^n)^m N_6}{\sum_{i=1}^r (v_i \sigma_{ai}^m)} = \frac{a_p N_6}{\sum_{i=1}^r \left[v_i \frac{\sigma_{ai}^m}{(\sigma_{-1}^n)^m} \right]} = \\ &= \frac{a_p N_6}{\sum_{i=1}^r \frac{v_i}{n_i^m}} = \frac{a_p N_6}{\sum_{i=1}^r \frac{v_i}{(n_i/n_{\min})^m}}. \end{aligned} \quad (19)$$

Подобным образом через коэффициенты запаса прочности выразим выражение для a_p . С этой целью разделим числитель и знаменатель (16) на σ_{-1}^n и, учитывая что $\sigma_{-1}^n/\sigma_{ai} = n_i$, получим

$$a_p = \sum_{i=1}^r \frac{n_{\min}^* / n_{\min}}{n_i / n_{\min}} \frac{v_i}{v_6}. \quad (20)$$

В качестве примера подсчитаем a_p для детали, параметры блока нагружения которой приведены в табл. 2.

Суммарное количество амплитуд в блоке $v_6 = 14 + 26 + 13 + 35 = 88$. Минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности принимаем $n_{\min} = 1,6$, тогда

Параметры блока нагружения

Номер ступени блока	1	2	3	4
Количество амплитуд в блоке	14	26	13	35
Коэффициент запаса прочности	2,0	2,5	5,0	20,0

$$a_p = \sum_{i=1}^4 \frac{n_{\min}^*}{n_i} \frac{v_i}{v_6} = \frac{2}{1,6} \frac{14}{88} + \frac{2}{1,6} \frac{26}{88} + \frac{2}{1,6} \frac{13}{88} + \frac{2}{1,6} \frac{35}{88} = 0,494.$$

Понятно, что усталостная долговечность по своей физической сущности не может быть детерминированной величиной. Ее стохастичность обусловлена влиянием большого количества факторов на процессы зарождения и развития усталостных трещин. Из-за неодинакового влияния этих факторов сценарии накопления повреждений могут существенно отличаться друг от друга, что в конечном итоге приводит к разбросу ресурса даже однотипных деталей. Поэтому долговечность как случайная величина имеет границы возможных значений, в пределах которых она может принимать значения с разной вероятностью. В предлагаемые конечные зависимости для долговечности вероятность неразрушения входит через минимально допустимый коэффициент запаса прочности и устанавливается по законам распределений прочности и рабочих напряжений. Понятно также и то, что в реальных условиях эксплуатации ДВС рассмотренные классические способы нагружения деталей встречаются редко. Чаще изменение напряжений представляет собой случайную функцию времени. Прогнозированию долговечности при случайном нагружении будет посвящена следующая статья.

Литература

1. Волков Д.П. Надежность строительных машин и оборудования: учебное пособие / Д.П. Волков, С.Н. Николаев. — М.: Высшая школа, 1979. — 400 с.
2. Когаев В.П. Расчеты на прочность при нагружениях, переменных во времени / В.П. Когаев. — М.: Машиностроение, 1977. — 232 с.
3. Коллинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение / Дж. Коллинз. — М.: Мир, 1984. — 624 с.
4. Румб В.К. Аналитическое определение минимально допустимого коэффициента запаса прочности при расчете деталей ДВС на выносливость // Двигателестроение. — 2014. — № 1. — С. 20–25.
5. Серенсен С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность: руководство и справочное пособие / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. — М.: Машиностроение, 1975. — 488 с.