

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД УСКОРЕННЫХ УСТАЛОСТНЫХ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ РЕГУЛЯРНОМ МНОГОЦИКЛОВОМ НАГРУЖЕНИИ

Докт. техн. наук, проф. ПОЧТЕННЫЙ Е. К., канд. техн. наук, доц. КАПУСТА П. П.

*Институт механики и надежности машин НАН Беларуси,
Белорусский национальный технический университет*

Изложены основные положения разработанных общих научных принципов и экспериментально-аналитического метода ускоренных стендовых испытаний несущих конструкций и деталей машин при регулярном нагружении. По результатам испытаний по предложенной методике произведено прогнозирование эксплуатационного ресурса ряда автомобильных несущих конструкций для условий нерегулярного нагружения. На основании проведенных многолетних исследований о расчетно-экспериментальной оценке характеристик сопротивления усталости металлов, деталей и конструкций машин [1–10] предложен ряд научных принципов ускорения усталостных испытаний [7].

Наибольшее ускорение испытаний достигается при регулярном многоцикловом нагружении, что послужило основной предпосылкой разработки представленного метода. Методика включает методы ускоренных испытаний и прогнозирующего расчета эксплуатационного ресурса. Метод ускоренных испытаний конструкций и их материалов при регулярном нагружении включает нагружение нагрузочным блоком. Натурным стендовым испытаниям конструкций предшествуют предварительные мероприятия: регистрация нагруженности при типовых для данной машины режимах эксплуатации (экспериментальная в напряжениях в опасных с точки зрения усталости зонах или расчетная в силах или/и перемещениях как функции реального времени эксплуатации в местах сопряжения рассматриваемой конструкции с другими несущими элементами); расчет их статического и динамического напряженно-деформированного состояния (НДС) с использованием системного подхода к нагруженности (например, методом конечных элементов); схе-

матизация спектров нагружающих напряжений и приведение асимметричных циклов к симметричным или отнулевым в зависимости от характерных условий эксплуатационной нагруженности конструкции; выбор напряжений стендового регулярного нагружения по характерным зонам («точкам»); установка конструкции на испытательный стенд и синхронизация сложного нагружения характерных зон по величине НДС в напряжениях и нагрузках от сервоцилиндров (например, методом тензометрирования). Методологическая основа ускоренных испытаний при регулярном нагружении заключается в связи между долговечностями при регулярном стендовом и нерегулярном эксплуатационном нагружениях конструкции [3]. Усталостный ресурс для заданной вероятности неразрушения несущих конструкций по опасным элементам и зонам рассчитывается с учетом суммирования повреждений в процессе снижения предела выносливости и статистического влияния многорежимности условий эксплуатации и многочастотности реальных нагрузочных спектров.

Цель испытаний – определение вероятностных характеристик сопротивления усталости объектов испытаний для анализа нагруженности в условиях эксплуатации и вероятностного расчета ресурса на стадии разработки и подготовки серийного производства машин, для выбора приемлемого по ресурсу, металлоемкости и стоимости варианта конструкторско-технологического решения. Для выполнения этих требований необходимо иметь следующие характеристики сопротивления усталости: варьирующие (среднее значение предела выносливости $\bar{\sigma}_R$ и среднеквадратичное отклонение значений предела выносливости S_R); неварьирующие (число циклов до точки нижнего пере-

гиба кривой усталости N_0 и параметр уравнения кривой усталости с размерностью напряжения v_0 ; чувствительность предела выносливости к асимметрии нагружения ψ ; характеристика угла наклона кривой усталости в полулогарифмической системе координат $v = \left| \frac{d\sigma}{d \ln N} \right|$ и ее аналитическая зависимость от асимметрии нагружения; коэффициент сопротивления усталости $Q = \sigma_R N_0$.

Метод испытаний распространяется на объекты с физическим пределом выносливости: образцы материалов, натурные детали, полуфабрикаты деталей с точным воспроизведением опасных из-за усталости зон и схем нагружения, но с незавершенной технологией их изготовления, локальные модели опасных зон в виде натуральных или условных вырезов из этих зон.

Испытания могут проводиться на стандартном или нестандартном оборудовании любым (механическим, гидравлическим, пневматическим, электрическим и т. д.) способом воспроизведения переменных нагрузок. Основное требование к оборудованию – максимально точное воспроизведение схемы нагружения, напряженного состояния в опасной зоне и крепления объекта.

Предпочтительна регистрация напряжений в опасной зоне объекта (в точке зарождения усталостной трещины) перпендикулярно известному или предполагаемому направлению распространения трещины. В случае использования силоизмерителей необходимо выполнить согласование его показаний с максимальными при испытаниях напряжениями циклов в опасной зоне, учитывая, что на оценку напряжений по силоизмерителям могут влиять как частота нагружения, так и жесткость системы «оборудование – объект».

Оборудование должно иметь: счетчик числа нагружений (циклов), обеспечивающий их непрерывный счет от начала испытаний до предельного повреждения; средства регистрации предельного повреждения и автоматического выключения оборудования. Желательно иметь средства регистрации процесса распространения усталостных трещин.

Все средства измерений, входящие в комплект оборудования, перед испытаниями должны пройти поверку.

До проведения испытаний необходимо иметь информацию о прочностных характеристиках материала объекта (как минимум о пределах прочности и текучести). Испытания партии объектов при регулярном (не изменяющемся при испытании одного объекта) нагружении с постоянством для всей партии коэффициента асимметрии цикла, схемы и частоты нагружения проводятся последовательно со снижением максимального напряжения цикла от объекта к объекту на величину Δ : $\sigma_i = \sigma_{i-1} - \Delta$. Шаг испытаний Δ выбирается в пределах 20–40 МПа. Первое наибольшее напряжение желательно выбирать меньше разности предела текучести и шага испытаний. Допускается незначительное превышение предела текучести.

Сначала выбирается база испытаний (максимальное число нагружений) и уточняется в процессе испытаний, но, например, для объектов из незакаленной стали она в 5–10 раз меньше принятой в 10^7 циклов. Такое же уменьшение базы имеет место при испытаниях объектов из закаленных сталей, для которых обычно выбирают базу в 10^8 циклов.

При достижении на низком уровне напряжений базы испытаний результаты испытаний до предельного повреждения объектов (обычно 10–15 результатов) обрабатываются на компьютере по программе с определением характеристик сопротивления усталости. Обязательным требованием является превышение базой испытаний значения N_0 , при необходимости – дополнительные испытания объектов. Важно учитывать возможность неразрушения объектов при напряжениях вблизи предела выносливости.

При необходимости оценки предела выносливости с заданной точностью дополнительно на самом низком уровне предельно повреждающих напряжений испытывают один, два, три и т. д. объектов. После каждого дополнительного испытания на компьютере определяют характеристики сопротивления усталости и разность предыдущей и последующей оценок предела выносливости, которая, как правило, снижается. По результатам вычислений принимается решение об обеспечении достаточной точности оценки. Для оценки влияния асимметрии нагружения рекомендуется вести испытания по тому же плану не менее чем при двух значениях коэффициента асимметрии нагруже-

ния. Предпочтительными являются отнулевое и симметричное нагружения.

Результаты испытаний представляются в виде таблицы, в которую для каждого коэффициента асимметрии нагружения вносятся пары значений: напряжение и соответствующее ему число циклов до предельного повреждения. Табличные значения наносятся точками на график с линейной шкалой ординат σ_i и логарифмической шкалой абсцисс $\lg N_i$. В случае недостижения предельного повреждения объектов результаты испытаний наносятся на график кружком со стрелкой.

Анализ результатов испытаний выполняется в процессе испытаний и для управления процессом: изменением шага испытаний, продолжением или прекращением испытаний. Первые расчеты ведутся после достижения априорно выбранной базы испытаний.

Для анализа используются два уравнения кривых усталости:

$$N_i = \frac{Q}{\sigma_i} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_i - \sigma_R}{v_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}; \quad (1)$$

$$N_i = N_0 \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_i - \sigma_R}{v} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (2)$$

где σ_i – максимальное напряжение цикла в опасной зоне (в месте зарождения усталостной трещины); N_i – число циклов до предельного повреждения при данном напряжении в условиях регулярного нагружения; σ_R – предел выносливости; N_0 – число циклов до точки перегиба кривой многоциклового усталости; v_0 – параметр с размерностью напряжения.

Экспериментальные значения напряжения и числа циклов до предельного повреждения используются для определения параметров уравнений кривых усталости. При этом записывают их в виде прямых:

$$\sigma_i = \sigma_R + v_0 Z_{1i}; \quad (3)$$

$$\sigma_i = \sigma_R + v Z_{2i}. \quad (4)$$

Для уравнения (3)

$$Z_{1i} = \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_i N_i}{Q} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}.$$

Для уравнения (4)

$$Z_{2i} = \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{N_i}{N_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}.$$

Параметры уравнений кривой усталости определяют на компьютере перебором значений Q и N_0 , используя метод наименьших квадратов. По найденным значениям v_0 и v вычисляются частные значения предела выносливости σ_{Ri} для каждой пары значений σ_i и N_i из уравнений: $\sigma_{Ri} = \sigma_i - v_0 Z_{1i}$; $\sigma_{Ri} = \sigma_i - v Z_{2i}$.

Далее определяются средние частных значений предела выносливости: $\bar{\sigma}_R = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{i=n} \sigma_{Ri}$

(где n – количество испытанных до предельного повреждения объектов) и сумма квадратов разности $\sigma_{Ri} - \bar{\sigma}_R$. В процессе вычислений по специальной компьютерной программе находят значения Q и N_0 , а также соответствующие им $\bar{\sigma}_R$, S_R , v_0 и v , при которых $\sum_{i=1}^{i=n} (\sigma_{Ri} - \bar{\sigma}_R)^2 = \min.$

Для определения параметров уравнений кривых усталости с повышенной точностью на самом низком уровне напряжений дополнительно испытываются один, два, три и т. д. объектов. После каждого дополнительного испытания определяют параметры уравнений (1) и (2) и находят разность $\sigma_{R(i-1)} - \bar{\sigma}_{Rj}$, которая в процессе дополнительных испытаний убывает до заранее установленной разницы.

Среднеквадратичное отклонение значений предела выносливости определяется из минимальной суммы квадратов разности частных и среднего значений предела выносливости:

$$S_R = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{i=n} (\sigma_{Ri} - \bar{\sigma}_R)^2}.$$

По результатам испытаний при симметричном и отнулевом нагружениях соответственно при коэффициентах асимметрии регулярных циклов напряжений $R = -1$ и $R = 0$ определяется коэффициент чув-

ствительности объекта испытаний к асимметрии нагружения с использованием уравнения Кинасошвили – Серенсена. Для анализа снижения характеристики угла наклона кривых усталости в процессе повреждения используется уравнение: $v_R = v_1 + (v_1 - v_2)R$, или

$$\frac{1}{v} = \frac{1}{\alpha\sigma_R} + \frac{1}{v_0} \quad (5)$$

(коэффициент α определяется по найденным параметрам (1) и (2)).

Зависимость предела выносливости от асимметрии нагружения описывается уравнением

$$\sigma_R = a\sigma_{-1}, \quad (6)$$

где $a = \frac{2}{2 - (1 - \psi)(1 + R)}$.

Для приведения асимметричных циклов к эквивалентным по повреждению симметричным используется уравнение

$$\sigma = b\sigma_{\max} - (ab - 1)\sigma_{-1}, \quad (7)$$

где $b = \frac{v_2}{v_R} = \frac{1}{\frac{v_1}{v} + \left(\frac{v_1}{v_2} - 1\right)R}$.

Для расчета циклической долговечности и ресурса конструкции с использованием (1) в нагруженных блоках со случайной асимметрией циклов необходимо привести циклы к эквивалентным по повреждению симметричным и представить нагруженные блоки в виде убывающих вариационных рядов

$$\sigma_i > \sigma_2 > \sigma_3 > \dots > \sigma_1 > \dots > \sigma_n. \quad (8)$$

Эти преобразования реализуются с использованием (2)–(6).

Для удобства хранения и использования информации вариационные ряды (8) аппроксимируются функцией распределения Вейбулла в записи

$$\frac{i}{n} = \exp\left[-\left(\frac{\sigma_i - \bar{\sigma}}{\sigma_w}\right)^w\right], \quad (9)$$

где n – число напряжений в вариационном ряду; i – порядковый номер напряжения σ в этом ряду; $\bar{\sigma}$ – аппроксимированное минимальное

напряжение; σ_w – параметр с размерностью напряжения; w – показатель степени. Из уравнения (9) при $i = 1$ следует, что напряжение $\sigma_1 = \hat{\sigma}$ – аппроксимированное максимальное напряжение. Необходимо отметить, что равенство максимальных и минимальных значений вариационных рядов (8) и аппроксимирующих функций (9) может быть только случайным.

Параметры уравнения кривой усталости и функции распределения действующих напряжений являются достаточной информацией для расчета циклической долговечности при действии каждого нагруженного блока и расчета ресурса конструкции при типовом режиме эксплуатации в условиях многочастотного нагружения.

При $\sigma(\sigma_n) \geq \sigma_{-1}$ для расчета циклической долговечности может быть использована гипотеза Пальмгрена – Майнера в записи

$$N_{\Sigma} = \left(\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\beta_i}{N_i}\right)^{-1}, \quad (10)$$

где N_{Σ} – суммарная циклическая долговечность; N_i – число циклов до разрушения при регулярном нагружении и напряжении σ_i ; β_i – относительная продолжительность действия этого напряжения в нагруженном блоке.

При $(\hat{\sigma})\sigma_1 > \sigma_{-1} > (\bar{\sigma})\sigma_n$ суммарное число циклов, необходимое для снижения предела выносливости до значения в момент предельного повреждения, определяется из уравнения

$$N_{\Sigma} = \sum_{j=1}^{j=k} \Delta N_{\Sigma_j} = \sum_{j=1}^{j=k} \left[\frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\beta_i}{\Delta N_{ji}}} \right], \quad (11)$$

где ΔN_{Σ_j} – суммарное число циклов, необходимое для снижения предела выносливости с подключением к повреждению следующего по величине напряжения ряда; k – количество напряжений, подключаемых к процессу повреждения по мере снижения предела выносливости; ΔN_{ji} – разность циклических долговечностей при нагружении напряжениями σ_{i-1} и σ_i на каждом этапе снижения предела выносливо-

сти. Относительные значения доли i -го напряжения в нагрузочном блоке β_i и соответствующие им значения ступеней напряжений σ_i сводятся в таблицу суммирования усталостных повреждений. Заданным значениям пределов выносливости σ_R соответствуют значения характеристик угла наклона кривых усталости v , определяющихся из уравнения $v = v_0 \frac{\sigma_R}{\sigma_R + v_0}$, где v_0 измеряется в МПа.

В общем случае эксплуатационное нагружение конструкций является многочастотным и многорежимным. Оценка повреждающего действия нагрузочных блоков каждой частоты производится методом суммирования усталостных повреждений с учетом снижения предела выносливости в условиях многократного воздействия каждого нагрузочного блока. В результате расчета оценивается циклическая долговечность при нагружении блоками отдельных частот и возникает необходимость оценки циклической долговечности при суммарном воздействии всех блоков (многочастотное нагружение). Анализ многочастотного нагружения выполняется с использованием кинетической теории механической усталости [1]. Для оценки повреждения используется линейно убывающий критерий сопротивления усталости G . Тогда при анализе повреждения блоками i -й частоты можно оценить скорость снижения критерия за время t_i от начального G_{0i} до конечного значения критерия в момент долома G_{Ki} : $\frac{G_{0i} - G_{Ki}}{t_i}$. Суммарная долговечность определяется из соотношения

$$\frac{1}{t_c} = \sum_{j=1}^{j=q} \frac{1}{t_{cj}} \quad (12)$$

Расчеты циклической долговечности ведутся с учетом того, что $t_i = \frac{N_i}{f_i}$, при этом суммарную долговечность целесообразно выразить в циклах наиболее повреждающей частоты нагружения f_i

$$\frac{1}{N_{ci}} = \frac{1}{\frac{f_i}{f_1} N_1} + \frac{1}{\frac{f_i}{f_2} N_2} + \dots + \frac{1}{\frac{f_i}{f_k} N_i} + \dots +$$

$$+ \frac{1}{\frac{f_i}{f_k} N_k} \quad (13)$$

Если вместо отношения частот использовать отношение числа нагружений на 1 км пробега транспортного средства, то уравнение суммирования примет вид

$$\frac{1}{L_c} = \frac{1}{L_1} + \frac{1}{L_2} + \dots + \frac{1}{L_i} + \dots + \frac{1}{L_k} = \sum_{i=1}^{i=k} \frac{1}{L_i} \quad (14)$$

где L_i – долговечность пробега транспортного средства при действии только нагрузочных блоков i -й частоты, км.

Транспортные и технологические машины эксплуатируются в условиях многократного повторения эксплуатационных процессов. Например, автомобили-самосвалы многократно повторяют процесс транспортировки, а прессы – процесс штамповки. Процессы подразделяются на операции. Например, процесс эксплуатации карьерного автомобиля-самосвала состоит из основных операций: загрузка в карьере, движение в карьере с грузом, движение с грузом по шоссе до обогатительной фабрики, разгрузка, движение без груза по шоссе до карьера, движение в карьере без груза.

Типовой режим эксплуатации элемента конструкции оценивается долговечностью L_{cj} , а его доля в общем процессе составляет β_j в виде, например, отношения километров пробега автомобиля-самосвала при выполнении этой операции к общему пробегу в процессе транспортировки, включая пробег порожняком. Повреждающее действие типового режима описывается обратной величиной долговечности с учетом доли режима (операции) в общем процессе $\frac{\beta_j}{L_{cj}}$. Для условий многорежимного нагружения при m режимах (операциях) долговечность определяется из уравнения

$$\frac{1}{L_c} = \sum_{j=1}^{j=m} \frac{\beta_j}{L_{cj}} \quad (15)$$

Уравнение (15) является математической записью принципа суммирования, учитывающего повреждающее действие многорежимного нагружения как сумму повреждающих дейст-

вий отдельных типовых режимов нагружения с учетом относительной продолжительности действия этих режимов в общем процессе много-режимного нагружения.

Необходимо учитывать особенности регистрируемых процессов. Так, при эксплуатации автомобиля-самосвала необходимо учитывать и оценивать повреждающее действие операций загрузки и разгрузки. Для этого оцениваются ресурсы при действии только загрузки L_3 и только разгрузки L_p , а ресурс, найденный из (15), считается ресурсом, определяемым только движением автомобиля $L_{дв}$. Тогда ресурс конструкций автомобиля-самосвала с учетом загрузки и разгрузки определяется из уравнения

$$L = \left(\frac{1}{L_{дв}} + \frac{1}{L_3} + \frac{1}{L_p} \right)^{-1} \quad (16)$$

Уравнение (16) позволяет оценить относительное повреждающее действие любой из этих операций, записанных в следующем виде:

$$\frac{L}{L_{дв}} + \frac{L}{L_3} + \frac{L}{L_p} = 1. \quad (17)$$

Не учитывать повреждающее действие какой-либо операции можно только в том случае, когда соответствующее ему слагаемое много меньше единицы. Кроме того, в этой записи уравнение позволяет повысить уровень эксплуатации техники, устраняя недостатки технологических процессов.

Пример 1. Анализ результатов испытаний образцов, конструкций и деталей. Объекты испытаний образцов, конструкций и деталей: плоские образцы стали длиной 300 мм, шириной 40 мм, толщиной 7,5 мм с радиусной шейкой (радиус – 50 мм) в средней части и шириной опасного сечения 25 мм [10]. Химический состав (%):

C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu
0,12	0,7	0,65	0,65	0,6	0,5,

структура металла – феррит + пластинчатый перлит. Твердость поверхности – порядка 170 НВ. При испытаниях на растяжение получены значения предела текучести 427 МПа, предела прочности – 720 МПа.

Испытания образцов на усталость проводились на гидравлической машине РС 160 N фирмы «Шенк», которая оснащена сервогидравли-

ческим управлением и компьютером. Обратная связь обеспечивалась от силоизмерителя и тензорезисторов в опасной зоне. Стабильность нагружения – в пределах 1 %. Визуально цикл наблюдался на экране монитора.

Испытания образцов велись при симметричном и отнулевом нагружениях с частотой 10 Гц. Напряжения от образца к образцу снижались через 10–14 МПа. После достижения базы порядка $2 \cdot 10^6$ циклов на нижних уровнях напряжений испытывались дополнительные образцы. Результаты испытаний приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты испытаний образцов стали

i	R = -1		R = 1	
	σ_i , МПа	N_i , тыс. циклов	σ_i , МПа	N_i , тыс. циклов
1	363	5,6	480	52,5
2	352	28,6	453	163,1
3	341	25,3	440	141,7
4	331	56,5	427	243,8
5	320	57,0	413	208,8
6	309	146,8	400	527,8
7	299	164,7	387	250,0
8	288	100,1	373	737,3
9	277	119,1	360	343,4
10	267	203,7	347	476,5
11	256	257,2	333	1119,5
12	245	253,0	333	414,3
13	235	2155,0	333	610,0
14	235	449,1	333	694,7
15	235	615,5		
16	235	456,2		
17	235	639,9		

Параметры уравнений кривых усталости по мере накопления результатов испытаний на нижних уровнях напряжений заносились в табл. 2.

Таблица 2

Параметры уравнений кривых усталости

Коэф. асим-метрии	i	Уравнение (1)			Уравнение (2)		
		σ_{Ri} , МПа	V_{0i} , МПа	$Q \cdot 10^8$, МПа × цикл	σ_{Ri} , МПа	V_i , МПа	N_{0i} , тыс. циклов
R = -1	1	227,0	33,12	2,263	227,8	30,68	884,3
	2	224,0	35,716	2,051	224,7	32,26	826,8
	3	221,2	36,00	2,074	222,3	32,86	840,8
	4	219,3	37,17	1,976	220,6	33,75	811,2
	5	217,8	37,55	2,000	219,4	34,00	821,8
R = 0	1	316,5	62,88	3,642	304,7	54,11	1508,9
	2	334,8	78,54	1,727	324,4	64,35	686,9
	3	329,1	82,06	1,750	317,9	66,38	721,2
	4	322,8	82,68	1,897	310,9	66,66	803,9

Расхождения в конечных значениях предела выносливости не превышали 2,3 %. Кривые усталости с наиболее точными значениями параметров уравнения (2) приведены на рис. 1. Точками нанесены результаты испытаний. Среднеквадратичное отклонение значений пределов выносливости определялось, исходя из минимальной суммы квадратов разности частных и среднего значений предела выносливости:

для циклов симметричного нагружения:

$$\Sigma = 4978,22 \text{ МПа}^2, S_{R1} = \sqrt{\frac{4978,22}{16}} = 17,64 \text{ МПа};$$

для циклов отнулевого нагружения:

$$\Sigma = 9644,91 \text{ МПа}^2, S_{R2} = \sqrt{\frac{9644,91}{13}} = 27,24 \text{ МПа}.$$

Чувствительность пределов выносливости к асимметрии нагружения

$$\psi = \frac{2 \cdot 219,4}{310,9} - 1 = 0,411.$$

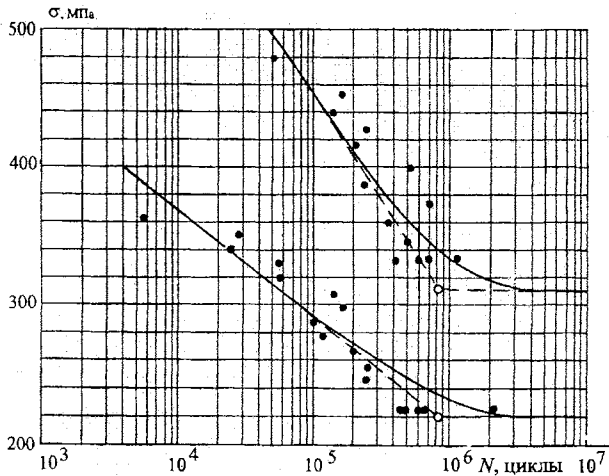


Рис. 1. Кривые усталости образцов

Результаты испытаний при регулярном нагружении в области многоциклового усталости с использованием экспериментально-аналитического метода позволяют вести вероятностные расчеты циклической долговечности. Планирование и анализ результатов испытаний проводятся с использованием уравнений (1) и (2) кривой усталости [2, с. 8–9]. Теоретические и экспериментальные исследования [9] показали,

что в области многоциклового усталости рассеяние по числу циклов до разрушения при фиксированном напряжении определяется рассеянием значений предела выносливости; распределение значений предела выносливости с достаточной точностью аппроксимируется функцией нормального распределения.

Кроме того, в тех случаях, когда среднее и среднеквадратичное отклонения значений предела выносливости определяются по результатам испытаний небольших по объему выборок, частные значения предела выносливости при заданных вероятностях неразрушения или разрушения с достаточной точностью оцениваются с использованием доверительных интервалов для этих значений, определенных с заданной доверительной вероятностью.

Пример. 2. Результаты испытаний локальных моделей (рис. 2) рамы тракторного прицепа [11] точками нанесены на график (рис. 3). При испытаниях до предельного повреждения доведено девять локальных моделей. Характеристики сопротивления усталости в виде параметров уравнения (1) и функции нормального распределения значений предела выносливости определены с использованием компьютера:

$$Q = 7,92 \cdot 10^7 \text{ МПа} \cdot \text{цикл}; \bar{\sigma}_R = 63,8 \text{ МПа};$$

$$\nu_0 = 48,3 \text{ МПа}; S_R = 4,5 \text{ МПа}.$$

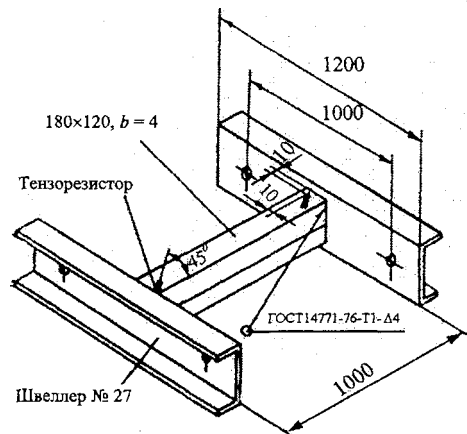


Рис. 2. Локальная модель опасной зоны тракторного прицепа

На рис. 3 обозначено: кривые 1 и 3 ограничивают область вероятности разрушения и неразрушения 0,9; кривая 2 соответствует экспериментальной вероятности 0,5.

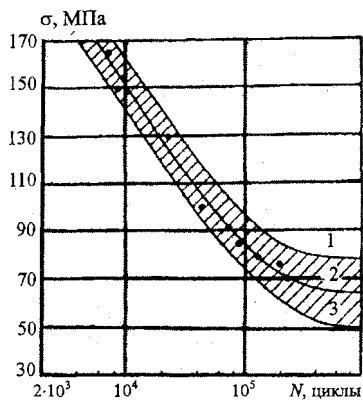


Рис. 3. Кривые усталости локальной модели (точки – результаты эксперимента)

Доверительные интервалы при доверительной вероятности 0,95 для среднего отклонения равны 60,4–67,3 МПа и для среднеквадратичного отклонения – 3,0–8,6 МПа. Доверительная область на рис. 3 ограничена кривыми усталости, построенными с вероятностью разрушения $F = 0,9$ и вероятностью неразрушения $P = 0,9$ при максимальном и минимальном значениях доверительного интервала для среднего и максимального значений доверительного интервала среднеквадратичного отклонения предела выносливости:

$$\sigma_{RF/RP} = \bar{\sigma}_{R \max/R \min} \pm tS_{R \max},$$

где $t \geq 0$ – квантиль нормального распределения. При построении кривых усталости использовано уравнение (1) с приведенными выше значениями параметров Q и v_0 .

Пример 3. Результаты испытаний вторичного вала коробки передач автомобиля ([12], рис. 81 на с. 123) использованы для построения вероятностной диаграммы усталости – семейства кривых усталости равной вероятности неразрушения. При испытаниях доведено до разрушения 24 детали. Результаты испытаний точками нанесены на график (рис. 4). Неварьирующие характеристики сопротивления усталости деталей в виде параметров уравнения (1) и параметры функции нормального распределения значений предела выносливости определены с использованием компьютера:

$$Q = 7,07 \cdot 10^7 \text{ МПа} \cdot \text{цикл}; \quad \bar{\sigma}_R = 105 \text{ МПа};$$

$$v_0 = 67,2 \text{ МПа}; \quad S_R = 26,9 \text{ МПа}.$$

Доверительные интервалы, найденные с доверительной вероятностью 0,95, для среднего значения предела выносливости равны

93–117 МПа, а для среднеквадратичного отклонения – 20,8–38,3 МПа. Кривые усталости равной вероятности неразрушения в диапазоне $P = 0,5–0,99$ нанесены на график (рис. 4). При построении кривых использовано уравнение (1) с найденными значениями Q и v_0 , а также частные значения предела выносливости, соответствующие фиксированным значениям вероятности неразрушения P :

$$\sigma_{RP} = \bar{\sigma}_{R \min} - tS_{R \max}, \quad t \geq 0,$$

где t – квантиль нормального распределения при вероятности неразрушения P . Отметим, что информация, полученная при усталостных испытаниях с использованием настоящего метода, является основной при вероятностных расчетах ресурса деталей при регулярном и нерегулярном циклическом нагружении.

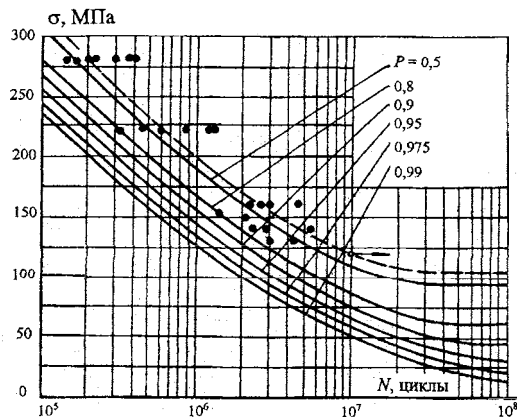


Рис. 4. Зависимость числа циклов до разрушения от величины напряжения для вторичного вала коробки передач

Пример 4. Оценка циклической долговечности оси прицепа самосвала [13]. Динамическое нагружение опасной зоны прицепа автомобиля моделировалось при движении прицепа по каменной брусчатке со скоростью 40 км/ч. Случайный процесс нагружения представлен на верхнем графике рис. 5 по 10 тыс. ординат с шагом 0,005 с и последовательным выделением минимумов и следующих за ними максимумов, которые составили первый нагрузочный блок наибольшей частоты нагружения. При построении второго блока использовались максимумы первого, а при построении третьего – максимумы второго.

Последовательность выделения нагрузочных блоков иллюстрируется рис. 5 в виде трех графиков.

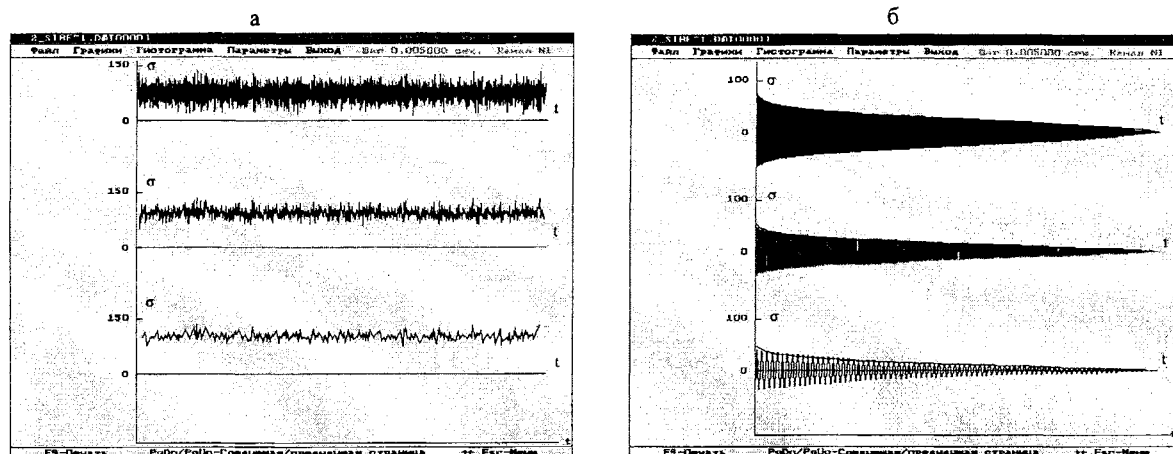


Рис. 5. а – выделение блоков случайного нагружения; б – построение эквивалентных блоков симметричных циклов

Верхний график характеризует нагруженность оси от колебаний неподрессоренных масс, средний – от колебаний поддрессоренных масс, а нижний – воздействие дорожного полотна.

Параметры функции (9) и число циклов нагрузочного блока сводятся в табл. 3. В таблицу вносится и число циклов нагружения на 1 км пробега для каждого нагрузочного блока.

Таблица 3

Параметры нагрузочных блоков

Частота	Число циклов на 1 км пробега	Число циклов в блоке	$\hat{\sigma}$, МПа	$\check{\sigma}$, МПа	$\sigma_{\text{н}}$, МПа	w
1	1257	699	83,46	0	25,67	1,594
2	297	165	50,36	0	15,92	1,416
3	60	60	45,63	0	13,74	1,174

Из сравнения характеристик сопротивления усталости и нагруженности оси прицепа следует, что в начальный момент повреждается только высокочастотный блок, а блоки более низких частот подключаются к повреждению по мере снижения величины предела выносливости в процессе повреждения. При автоматизированных расчетах циклической долговечности оси можно использовать напряжения всех 699 циклов нагрузочного блока с величиной $\beta = 0,00143$ для каждого напряжения блока, но при этом возникают трудности с иллюстрацией процесса суммирования.

В целях пояснения процесса рассматривается суммирование с использованием ступен-

чатого блока (табл. 4) с нарастающим числом циклов ступеней: 1, 2, 6, 15, 36, 76, 132, 189, 242.

Число циклов до точки нижнего перегиба кривой усталости не зависит от асимметрии нагружения и равно 591,6 тыс. циклов.

Параметры уравнений кривых усталости: $\sigma_{-1} = 77,85$ МПа; $\sigma_0 = 116,77$ МПа; $v_2 = 38,85$ МПа; $v = 45,57$ МПа.

Коэффициент чувствительности к асимметрии нагружения

$$\Psi = \frac{2 \cdot 77,85}{116,77} - 1 = 0,33.$$

Значения β_i и соответствующие им величины ступеней напряжений сведены в табл. 4. В двух левых столбцах приведены заданные пределы выносливости σ_R и соответствующие им характеристики угла наклона кривых усталости v , определяемые при $v_0 = 77,6$ МПа.

Сравнивая значения напряжений (табл. 4) с начальной величиной предела выносливости 77,85 МПа, видим, что повреждающими напряжениями являются только два из них – 83,5 и 78,9 МПа. Им соответствуют значения чисел циклов до разрушения 1183400 и 2144500 циклов, исходя из уравнения кривой усталости при $N_0 = 591600$ циклов. Для подключения к повреждению напряжения 69,5 МПа необходимо снизить предел выносливости до величины 69,45 МПа, или в числах циклов:

Суммирование усталостных повреждений оси прицепа

β_i	0,00143	0,00286	0,00858	0,0215	0,0515	0,109	0,189	0,270	0,346	$\Delta N_{\Sigma i}$, тыс. циклов	
σ_i , МПа	83,5	78,9	69,5	59,5	50	40	30	20	10		
σ_{Ri}	ν_i	N_i , циклы									
77,85	38,87	1183400	2144500							196846,1	
69,45	36,66	677100	876600	3903400						65649,5	
59,45	33,67	397800	487300	801300	3853100					18471,9	
49,95	30,39	238300	288300	441100	775300	3792600				3659,0	
45,55	28,71	183500	222100	336900	564900	1148200				2646,3	
39,95	26,38	126300	153400	233600	383000	680000	3708900			2565,1	
29,95	21,61	51800	64800	103400	174000	297700	585200	3591000		1025,3	
19,95	15,87	10900	14600	26700	51100	96500	196600	447700	3408600	348,8	
9,95	8,82	141	238	692	2150	6340	19900	64300	2282200	3061900	16,0

$\Sigma \Delta N_{\Sigma i} = 291228,0$ тыс. циклов

$$\Delta N_{\Sigma 1} = \left(\frac{0,00143}{1183400 - 677100} + \frac{0,00286}{2144500 - 876600} \right)^{-1} = 196846100 \text{ циклов.}$$

Для подключения к повреждению напряжения 59,5 МПа необходимо (циклов +)

$$\Delta N_{\Sigma 2} = \left(\frac{0,00143}{677100 - 397800} + \frac{0,00286}{876600 - 487300} + \frac{0,00858}{3903400 - 876600} \right)^{-1} = 65649500 \text{ циклов.}$$

Столбец значений пределов выносливости построен таким образом, чтобы в циклах оценивалось подключение к повреждению как меньших по величине ступеней блоков первой частоты, так и блоков напряжений второй и третьей частот.

Циклическая долговечность при повреждающем действии только многократно повторяющегося блока первой частоты равна сумме значений $\Delta N_{\Sigma i}$ (табл. 4), или 291228,0 тыс. циклов. Учитывая, что на 1 км пробега приходится 1257 циклов первого блока, эта циклическая долговечность соответствует 231,7 тыс. км пробега прицепа.

Для определения последнего значения $\Delta N_{\Sigma 9}$, так как в этом случае напряжения всех ступеней блока превышают значение предела вынос-

ливости 9,95 МПа, использована гипотеза Пальмгрена – Майнера

$$\Delta N_{\Sigma 9} = \left(\sum_{i=1}^{i=9} \frac{\beta_i}{N_i} \right)^{-1} = 16000 \text{ циклов.}$$

Отметим, что использование этой гипотезы для оценки циклической долговечности при повреждающем действии только первого блока без учета снижения предела выносливости дает завышенную до 35 % оценку циклической долговечности

$$\Delta N_{\Sigma 2} = \left(\frac{0,00143}{1183400} + \frac{0,00286}{2144500} \right)^{-1} = 393386900 \text{ циклов, или 313 тыс. км.}$$

Для подключения к повреждению второго нагруженного блока с максимальным напряжением 50,36 МПа при значении предела выносливости 49,95 МПа требуется 280967,5 тыс. циклов, или $L_1 = 223,5$ тыс. км пробега. Максимальное напряжение третьего нагруженного блока – 45,63 МПа. Для определения момента подключения блока к повреждению в таблицу вводится строка с пределом выносливости 45,55 МПа. При этом необходимо учитывать, что на этапе снижения предела выносливости с 49,95 до 45,55 МПа участвуют в повреждении первый и второй нагруженные блоки. Как видно из табл. 4, первый блок, если он действует са-

мостоятельно, для этой цели должен реализовать 3659,0 тыс. циклов, или пробег прицепа $\Delta L_1 = 2,911$ тыс. км. Второй нагрузочный блок, для которого используется такая же расчетная таблица, при самостоятельном воздействии должен затратить 240900 тыс. циклов, или пробег $\Delta L_2 = 811,1$ тыс. км.

Для суммирования используется уравнение

$$L_2 = \left(\frac{1}{\Delta L_1} + \frac{1}{\Delta L_2} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{2,911} + \frac{1}{811,1} \right)^{-1} = 2,901 \text{ тыс. км.}$$

Относительное повреждающее действие нагрузочных блоков можно оценить из уравнения:

$$\frac{L_2}{\Delta L_1} + \frac{L_2}{\Delta L_2} = 0,9966 + 0,0036 = 1. \text{ Следова-$$

тельно, на первый нагрузочный блок приходится 99,64 % повреждающего действия, а на второй – всего 0,36 %. После подключения к повреждению третьего нагрузочного блока при действии только первого нагрузочного блока циклическая долговечность оси равна 6601,5 тыс. циклов, а остаточный ресурс $\Delta L_3 = 5,252$ тыс. км пробега прицепа. Циклическая долговечность при повреждении оси только вторым нагрузочным блоком равна 325829,9 тыс. циклов, что при 297 циклах на 1 км пробега прицепа составляет 1097,1 тыс. км, а после подключения к повреждению третьего нагрузочного блока остаточный ресурс составляет 84929,9 тыс. циклов, или $\Delta L_4 = 286,0$ тыс. км. При повреждающем действии только третьего нагрузочного блока циклическая долговечность оси равна 181080,3 тыс. циклов, что при 108 циклах на 1 км пробега составляет $\Delta L_5 = 1676,7$ тыс. км.

Остаточный ресурс при повреждающем действии всех трех блоков

$$L_3 = \left(\frac{1}{\Delta L_3} + \frac{1}{\Delta L_4} + \frac{1}{\Delta L_5} \right)^{-1} =$$

$$\left(\frac{1}{5,252} + \frac{1}{286,0} + \frac{1}{1676,7} \right)^{-1} = 5,141 \text{ тыс. км.}$$

Таким образом, на заключительном этапе эксплуатации оси в данных жестких условиях при повреждающем действии всех трех блоков на первый блок приходится 97,89 % повреж-

дающего действия, на второй – 1,80 % и на третий – 0,31 %.

Суммарная долговечность оси прицепа в тяжелых условиях движения с грузом по каменной брусчатке в плохом состоянии со скоростью 40 км/ч определяется ресурсом

$$L_{\Sigma} = L_1 + L_2 + L_3 = 223,5 + 2,9 + 5,1 = 231,5 \text{ тыс. км.}$$

Таким же образом оцениваются ресурсы при всех типовых режимах эксплуатации. Способ расчета ресурса в многорежимных условиях нагружения подробно проанализирован в [6, 10]. Повреждающее действие каждого типового режима оценивается отношением $\frac{\beta_i}{L_{\Sigma i}}$, а

повреждающее действие многорежимного нагружения равно их сумме и составляет $\frac{1}{L_C}$. Величина β_i является относительной продолжительностью пробега при определенном режиме эксплуатации. Так, в нашем случае можно принять $\beta = 0,3$ [6, 7, 10]. Если считать, что повреждающее действие остальных режимов незначимо, то ресурс многорежимного нагружения оси равен

$$L_C = \left(\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\beta_i}{L_{\Sigma i}} \right)^{-1} \approx \left(\frac{\beta}{L_{\Sigma}} \right)^{-1} = 771,7 \text{ тыс. км.}$$

Относительное повреждающее действие каждого типового режима эксплуатации определяется величиной $\gamma_i = \beta_i \frac{L_C}{L_{\Sigma i}}$, при этом

$$\sum_{i=1}^{i=n} \gamma_i = 1.$$

При планировании ускоренных испытаний рекомендуется выбирать наиболее повреждающий режим нагружения с учетом того, что ресурс многорежимного нагружения во всех случаях пропорционален ресурсу при выбранном режиме нагружения $L_C = \gamma \frac{L_{\Sigma}}{\beta}$. Для ана-

лиза метода ускоренных испытаний в нашем случае выбран наиболее повреждающий режим нагружения с $\gamma = 1$. Число циклов первого бло-

ка до предельного повреждения равно ресурсу L_{Σ} , умноженному на число циклов l действия первого блока в течение 1 км пробега: $N_{\Sigma l} = L_{\Sigma} l = 2,315 \cdot 10^5 \cdot 1,257 \cdot 10^3 = 2,910 \cdot 10^8$ циклов.

При ускоренных испытаниях в условиях симметричного регулярного нагружения и действия максимального напряжения расчетного блока 83,5 МПа циклическая долговечность, исходя из (2), равна $1,183 \cdot 10^6$ циклов. Коэффициент ускорения равен 246 и характеризует эффект ускорения от замены нерегулярного нагружения регулярным.

При ускоренных испытаниях в условиях регулярного симметричного нагружения и действия максимального напряжения 129,1 МПа, установленного при регистрации случайного процесса нагружения, циклическая долговечность, исходя из уравнения (2), равна $1,842 \cdot 10^5$ циклов.

Из сравнения двух вариантов ускоренных испытаний следует, что второй обеспечивает дополнительное – более чем шестикратное – ускорение. Кроме того, при испытаниях конструкций до разрушения использование второго варианта обеспечивает излом, наблюдаемый при эксплуатации.

ВЫВОД

Из расчета ресурса при действии выбранного блока напряжений следует, что при многократном нагружении до предельного повреждения блоком нерегулярного нагружения требуются значительные затраты времени. Так, при частоте нагружения 10 Гц и двусменной работе испытательного оборудования предельное повреждение наступает через два года. Процесс может быть ускорен за счет испытаний при регулярном симметричном нагружении максимальным напряжением расчетного блока. В рассматриваемом случае можно ожидать ускорения в 246 раз; дополнительное ускорение может быть достигнуто, если для симметричного регулярного нагружения вместо максимального напряжения расчетного блока при испытаниях использовать максимальное напряжение случайного асимметричного нагружения. Выбранная схема нагружения силами и моментами (и их количественные значения) позволяет вести сравнительные ускорен-

ные испытания для обеспечения требуемого ресурса или снижения металлоемкости конструкций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Почтенный Е. К. Кинетическая теория механической усталости. – Мн.: Наука и техника, 1973. – 216 с.
2. Почтенный Е. К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин. – Мн.: Наука и техника, 1983. – 246 с.
3. Капуста П. П. Проектная вероятностная оценка долговечности деталей машин при нерегулярном нагружении: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Мн., 1997. – 19 с.
4. Почтенный Е. К., Капуста П. П. Об одном подходе к ускорению испытаний деталей машин // Надежность и безопасность технических систем: Тез. докл. междунар. науч.-техн. конф., 28–29 окт. 1997 г. – Мн.: Белоргстанкинпроиздат, 1997.
5. Почтенный Е. К., Капуста П. П., Слабко И. А. Методика ускоренных испытаний при регулярном нагружении и прогнозирование эксплуатационного ресурса несущих конструкций машин // Надежность машин и технических систем: Материалы междунар. науч.-техн. конф.; 16–17 окт. 2001 г.: В 2 т. / Под ред. О. В. Берестнева. – Мн.: Ин-т техн. кибернетики НАН Беларуси, 2001. – Т. 1. – С. 141–142.
6. Почтенный Е. К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций. – Мн.: Арти-Фекс, 2002. – 186 с.
7. Почтенный Е. К., Капуста П. П. Принципы ускорения испытаний конструкций и деталей машин // Теория и практика машиностроения. – 2004. – № 4. – С. 56–61.
8. Почтенный Е. К. К теории усталости металлов // Прочность металлов при циклических нагрузках. – М.: Наука, 1967. – С. 1–20.
9. Почтенный Е. К. Оценка циклической прочности деталей машин // Вестник машиностроения. – 1969. – № 9. – С. 11–15.
10. Почтенный Е. К. Анализ экспериментально-аналитического метода усталостных испытаний // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2000. – № 9. – С. 53–56.
11. Оценка долговечности рам тракторных прицепов / А. И. Журавель, Е. К. Почтенный, К. В. Щурин, В. И. Матусевич // Вести АН БССР. Сер. физ.-техн. наук. – 1987. – № 3. – С. 6–12.
12. Основы прочности и долговечности автомобиля / В. В. Гольд, Е. П. Оболенский, Ю. Г. Стефанович, О. Ф. Трофимов. – М.: Машиностроение, 1967. – 212 с.
13. Капуста П. П. Прогнозирование нагруженности и долговечности несущих конструкций на стадиях ресурсного проектирования мобильных машин заданной надежности // Современные методы проектирования машин / Под ред. П. Н. Витязя: В 7 т. – Т. 4: Надежность и ресурсное проектирование машин. – Мн., 2004. – С. 22–34.