

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 628.81:621-192

П. П. Капуста, канд. техн. наук, Белорусский национальный технический университет
E-mail: resursmash@list.ru

ПРИНЦИПЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И РЕСУРСНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ НЕСУЩИХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Разработаны научные принципы обеспечения надежности и ресурсного проектирования по критериям сопротивления усталости с учетом эксплуатационной нагруженности несущих систем, конструкций и деталей мобильных машин на стадиях проектирования. Подход состоит в системном имитационном моделировании условий эксплуатации, динамики и нагруженности машины, расчетном прогнозировании характеристик сопротивления усталости и ресурса несущих конструкций и деталей в соответствии с заданными нормами надежности на ранних стадиях проектирования.

Ключевые слова: мобильная машина, грузовые автомобили, прицепной состав, несущие системы и конструкции, виртуальные испытания, сопротивление усталости, ресурс, прогнозирование надежности, ресурсное проектирование.

Введение

Актуальность разработки методов ресурсного проектирования несущих систем и деталей вновь создаваемых машин сегодня не вызывает сомнения. Обеспечение требуемой надежности деталей и конструкций на стадии проектирования является одним из наиболее важных и современных научно-технических требований практики и методологии проектного этапа при создании новых мобильных, в частности, транспортных машин.

Решения стоящих перед проблемой ресурсного проектирования задач, позволяют: оптимизировать конструкцию по массогабаритным характеристикам, назначить оптимальную технологию изготовления и упрочнения деталей, их сборки в узлы и несущие системы; сократить проектный цикл, уменьшить число стендовых и эксплуатационных испытаний. Все это ведет к повышению надежности и снижению стоимости проектируемых машин.

1. Ресурсное проектирование — системная методология обеспечения надежности несущих конструкций и деталей на стадиях создания мобильных машин

Разработан научный подход и расчетная методология вероятностной оценки нагруженности и усталостного ресурса несущих систем и элементов машин

(в особенности — мобильных) на стадии проектирования, интегрирующиеся с современными программно-аппаратными средствами САПР, широко применяемыми на предприятиях, занимающихся проектированием и производством мобильных машин.

Подход и методика расчетного прогнозирования нагруженности в механических напряжениях и характеристик сопротивления усталости для последующей оценки ресурса на стадии проектирования несущих систем и элементов машин состоят в следующем. Моделируются условия эксплуатации, например, дорожные (статистически задается микропрофиль дорог для проектируемого класса машин, например для мобильных транспортных машин — спектральная плотность неровностей), жесткие элементы машины (деформациями которых можно пренебречь в рассматриваемой задаче) и демпферы колебаний (шины; упругие элементы подвески; рамы и другие крупномасштабные конструкции — как гибкие тела), влияние которых на точность оценки нагруженности несущих систем и их элементов определяется в результате соответствующего исследования всей машины [1].

Проектируемая конструкция машины представляется с использованием прямого имитационного моделирования в виде полномасштабной виртуальной модели, способной "эволюционировать" при прохождении стадий проектного цикла, включаю-

ших предварительную оценку нагруженности в наиболее тяжелых условиях эксплуатации, статическую доводку конечноэлементных моделей конструкции по критериям прочности и жесткости, статистическую оценку эксплуатационной нагруженности опасных в смысле усталости локальных зон, элементов или сечений, расчетное или расчетно-экспериментальное определение характеристик сопротивления усталости и их рассеяния в опасных элементах конструкции [2], вероятностный расчет ресурса с учетом суммирования усталостных повреждений в процессе снижения предела выносливости детали для проектируемых условий реального многорежимного [4, 8, 9, 11], в том числе с учетом многочастотности, нагружения [10].

2. Научные принципы ресурсного проектирования несущих систем и деталей мобильных машин

2.1. Анализ нагруженности и определение опасных по усталости элементов машин

Имитационная модель проектируемой машины, например автотранспортного средства (АТС), рассматривается как сложная механическая несущая система взаимосвязанных и взаимозависимых подсистем (рамные конструкции, мосты, оси, рессоры и т. п.), состоящих из крупных (детали), средних (наиболее нагруженные зоны, в том числе вблизи концентраторов механических напряжений) и малых ("точки" концентрации максимальных разрушающих напряжений) элементов [1, 2]. Подсистемы (узлы, сборочные единицы) состоят из крупных элементов (например, для рамы — лонжероны, поперечины и т. д.; для оси — основная трубная деталь, полуоси, тормозные кронштейны-муфты и т. д.). При их моделировании исследуются значимость различных конструктивных факторов и сборочных операций на этапах динамического системного анализа всей машины и численного анализа ее отдельных конструкций. Крупные, средние и малые элементы по предложенной классификации состоят из большого числа конечных элементов различной формы и размеров, зависящих от степени геометрической сложности рассматриваемой конструкции. Число степеней свободы любого элемента определяется комбинацией внутренних степеней свободы и степеней свободы от закрепления. На начальной стадии исследования модели машины все внутренние силы приравниваются к нулю, т. е. крупные элементы (кроме специальных устройств демпфирования колебаний: шины, рессоры и т. п.) принимают-

ся абсолютно жесткими. Если в результате сравнительного, системного, комплексного, динамического и численного анализа установлено, что жесткие составляющие элементы системы подвергаются относительно большим деформациям и значимо влияют на конечный результат оценки нагруженности, то их заменяют гибкими телами, учитывая в последующих вариантах расчета динамические матрицы жесткости последних.

Для расчетной оценки эксплуатационной нагруженности на стадии проектирования используется многоуровневый подход, включающий динамический (с применением колебательных моделей, основанных на использовании обобщенного уравнения Лагранжа) и численный (например, конечно-элементный) анализы модели и/или отдельных несущих систем и элементов машины [2]. Положения теории упругости и механики деформируемого твердого тела позволяют рассматривать несущие конструкции машин как гибкие тела, состоящие из малых элементов, способных получать небольшие по величине линейные деформации относительно локальной системы координат тела. При этом локальная система координат гибкого тела подвергается вращениям и перемещениям на большие величины. В связи с трудностью оценки при расчетах перемещения отдельных узлов элементов, они представляются совокупностью модальных перемещений. Последние учитывают число степеней свободы системы; физические перемещения; формы колебаний и соответствующие им перемещения. Собственные значения и формы определяются с помощью метода конечных элементов (МКЭ) с учетом частот собственных колебаний, матриц жесткости и масс. Далее подмножество собственных форм ортонормируется и импортируется в обобщенное динамическое уравнение Лагранжа, включающее: обобщенные координаты гибкого тела и их производные — $\xi, \dot{\xi}, \ddot{\xi}$; матрицу масс и ее производную — M, M' ; частную производную матрицы масс в обобщенных координатах — $\partial M / \partial \xi$; обобщенную матрицу жесткости — K ; обобщенную силу гравитации — F_g ; матрицу демпфирования — D ; уравнение связи — ψ ; множитель Лагранжа — λ ; вектор прикладываемых нагрузок — Q .

$$M\ddot{\xi} + M'\dot{\xi} - 1/2[\partial M / \partial \xi]^T \dot{\xi}' + K\xi + F_g + D\dot{\xi}' + [\partial \psi / \partial \xi]^T \lambda = Q.$$

Учет нагрузочного режима на стадии проектной оценки ресурса обеспечивается предложенными соответствующими моделью (случайный процесс эксплуатационного нагружения схематизируется и заменяется блоком из убывающего ряда эквивалент-

ных по повреждению напряжений) (см. рис. 1), аппроксимированного распределением Вейбулла по

формуле $P = \frac{i}{n} = \exp \left[- \left(\frac{\sigma_i - \bar{\sigma}}{\sigma_w} \right)^w \right]$ и критерием на-

груженности $K_w = \frac{\sigma_w}{\sigma - \bar{\sigma}}$, позволяющим вести сравнительные оценки тяжести нагруженности элементов конструкций, используя уравнение

$$\frac{\sigma_i - \bar{\sigma}}{\sigma - \bar{\sigma}} = K_w \exp \left[\ln \left(K_w^{-1} \right) \frac{\ln \ln \left(\frac{n}{i} \right)}{\ln \ln (n)} \right] \quad [3, 5].$$

Значение параметра распределения w определяется по формуле

$$w = \frac{\ln \ln (n)}{\ln \left[\left(\frac{\sigma_w}{\sigma - \bar{\sigma}} \right)^w \right]}.$$

В уравнениях приняты следующие обозначения: i — порядковый номер σ_i -го напряжения в нагрузочном блоке; n — количество напряжений в нагрузочном блоке; σ_i — величина i -го напряжения нагрузочного блока, МПа; $\bar{\sigma}$ — минимальное напряжение нагрузочного блока, МПа; σ — максимальное напряжение нагрузочного блока, МПа; σ_w — параметр распределения Вейбулла, имеющий размерность напряжений, МПа. На рис. 2 приведены области режимов нерегулярного нагружения при значениях K_w от 0,1 и менее до 1 (при $K_w = 1$ режим нагружения — регулярный). Предложенное описание всего возможного спектра нагружения позволяет вести сравнение нагруженности любых элементов.

Приведенная схема расчетного анализа нагруженности может быть использована (при наличии достаточно мощных программных и аппаратных вычислительных средств) для получения сходимости проектируемой механической системы исходя из оптимальной точности проектной оценки нагруженности (в перемещениях, силах или напряжениях) всех ее элементов — как функций реального времени движения.

Полученные по предложенной методике характеристики нагруженности являются вероятностными и могут быть использованы для последующего статистического прогнозирования усталостного ресурса опасных или любых других элементов несущих систем машин.

2.2. Диаграммы прочности и прочностной надежности

На рис. 1 показаны случайное нагружение (1) и нагрузочный блок (2). На рис. 2 — области нерегулярного нагружения деталей машин.

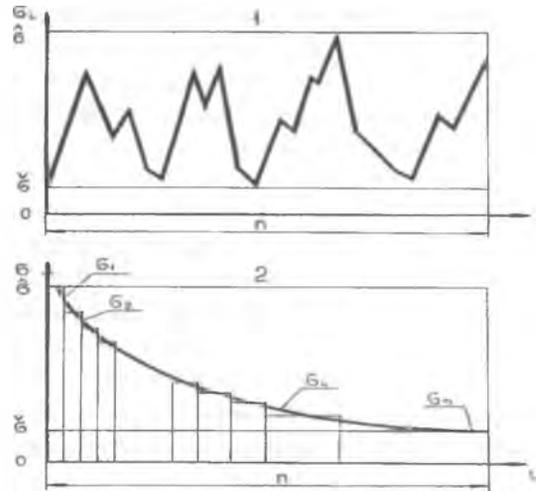


Рис. 1. Случайное нагружение (1) и нагрузочный блок (2)

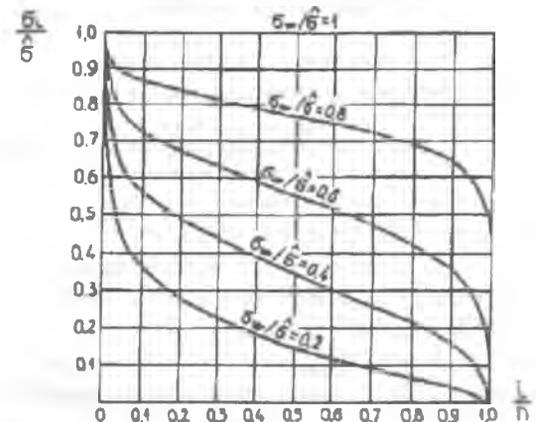


Рис. 2. Области нерегулярного нагружения деталей машин

При проектном назначении характеристик прочности, в том числе сопротивления усталости, удобно пользоваться диаграммами (рис. 3 и 4) прочности (кривая 1) и прочностной надежности (кривая 2). На рис. 3 и 4 приведены различные наиболее характерные типы кривых прочности (кривая 1), основанные на ряде гипотез: об эквидистантности горизонтальной и наклонных ветвей кривой (много- и малоцикловой) усталости для различных вероятностей неразрушения. Так как рассеяние временного сопротивления $\bar{\sigma}_B$ значительно (примерно в 1,5–2 и более раз) превышает рассеяние предела текучести $\bar{\sigma}_T$, то принята гипотеза о горизонтальности ветви кривой усталости [1, 13].

На рис. 3 и 4 приняты следующие обозначения: σ — максимальные действующие напряжения; N — число циклов нагружения; $\bar{\sigma}_B$ — среднее значение

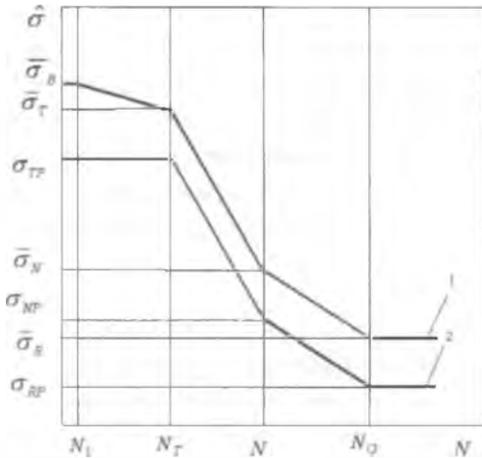


Рис. 3. Диаграммы прочности (кривая 1) и прочностной надежности (кривая 2)

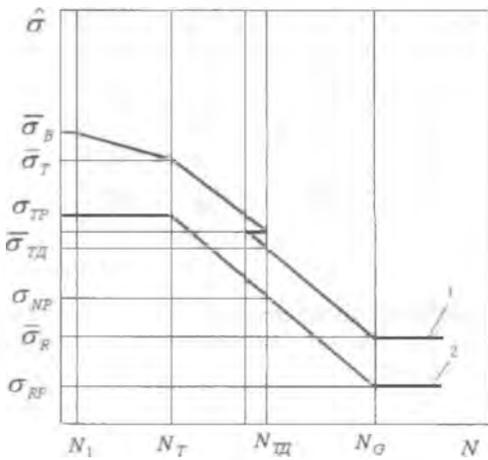


Рис. 4. Диаграммы прочности (кривая 1) и прочностной надежности (кривая 2)

временного сопротивления; $\bar{\sigma}_T$ — предел текучести (среднее значение); σ_{TP} — значение предела текучести для вероятности неразрушения P ; σ_N и σ_{TD} — циклический (динамический) предел текучести (среднее значение); σ_{NP} и σ_{TD} — динамический предел

текучести для вероятности неразрушения P ; $\bar{\sigma}_R$ — среднее значение предела выносливости; σ_{RP} — значение предела выносливости для вероятности неразрушения P ; N_1 — число циклов нагружения, равное однократному нагружению; N_T — число циклов нагружения, соответствующее пределу текучести; N_G — число циклов нагружения, соответствующее пределу текучести; N_G — число циклов нагружения, соответствующее точке перелома нижней ветви кривой усталости; N_{TD} — число циклов нагружения, соответствующее динамическому пределу текучести.

Совместный анализ рис. 3 и 4 позволяет предложить использовать на стадиях проектирования диаграмму прочностной надежности в виде кривой 2 (см. рис. 4), обеспечивающую более надежные запасы прочности в экстремальных условиях эксплуатации машины.

Характерным примером здесь может служить нагруженность и сопротивление усталости несущих систем и элементов (рам, осей, рессор и т. д.) карьерных самосвалов, эксплуатируемых, как правило, в условиях многоциклового усталости. Однако в режимах движения с грузом из карьера при плохом состоянии дорожного покрытия случаются усталостные поломки, особенно рамных конструкций, связанные с малоциклового усталостью.

2.3. Статистический анализ гипотез о вариации характеристик, статической прочности и сопротивления усталости сталей

Для подтверждения положенных в основу построения диаграмм прочности и прочностной надежности гипотез проведен соответствующий статистический анализ на результатах многочисленных экспериментов, выполненных различными исследователями, и собственных.

На рис. 5 показаны результаты аппроксимации экспериментальных кривых [8] усталостных испытаний большой выборки более 500 образцов из стали

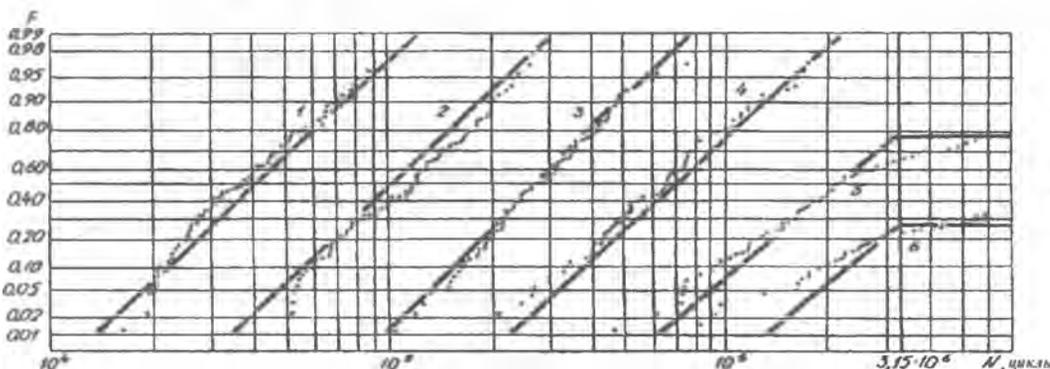


Рис. 5. Зависимость вероятности разрушения F от числа циклов образцов из стали 35 CD4 для разных уровней максимального напряжения нагрузочного цикла:

- 1 — $\sigma_1 = 540$;
- 2 — $\sigma_2 = 510$;
- 3 — $\sigma_3 = 480$;
- 4 — $\sigma_4 = 450$;
- 5 — $\sigma_5 = 420$;
- 6 — $\sigma_6 = 400$ МПа

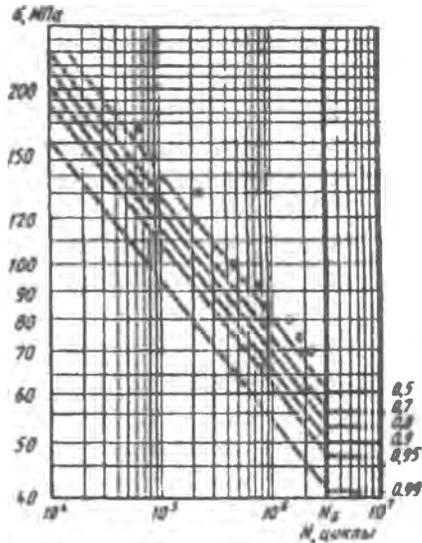


Рис. 6. Вероятностная диаграмма усталости рам прицепов

35 CD4, статистически подтверждающие гипотезы о постоянстве m и N_G .

Аналогичные выводы получены на примерах обработки результатов испытания малых выборок натуральных конструкций, например рам прицепов [9].

На основании проведенных исследований предложены методы построения полных вероятностных диаграмм усталости образцов, натуральных конструкций и опасных по усталости их локальных элементов (рис. 6).

2.4. Экспериментальная проверка гипотез о постоянстве m и N_G в процессе снижения предела выносливости [9]

Эта проверка показала следующие результаты (рис. 7 и 8). Циклическим испытаниям подвергались 7 серий одинаковых образцов из стали 45: 3 серии — с начальными надрезами для получения различной степени исходного повреждения D_0 ; 4 серии испытывались при текущем фиксировании кинетики роста усталостных трещин D . При обработке результатов испытаний принимали $m = 5,39 = \text{const}$ и $N_G = 5,665 = \text{const}$.

В результате проведенного анализа получили, что при уровне значимости $\alpha = 0,05$ нет оснований отвергать гипотезу о постоянстве коэффициента вариации предела выносливости в процессе снижения последнего. Таким образом, установлено, что с ростом степени повреждения образцов D текущее значение предела выносливости $\bar{\sigma}_R$ снижается, а при расчетах можно считать постоянными число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости N_G и

показатель наклона ее левой ветви в логарифмической системе координат m . Полученные результаты можно рекомендовать использовать для построения кинетических диаграмм усталости и суммирования усталостных повреждений при нерегулярном нагружении деталей машин. Справедливость гипотез о постоянстве m и N_G в процессе снижения предела

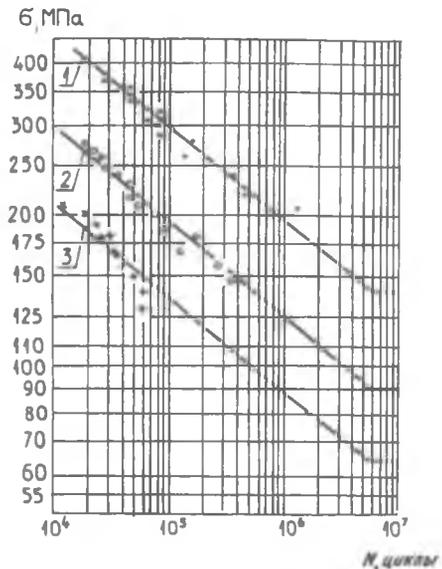


Рис. 7. Кинетическая диаграмма усталости образцов из стали 45 с разной начальной степенью повреждения D_0 при $m = \text{const}$:

1 — $D_0 = 0,058$; 2 — $0,223$; 3 — $0,437$ ($m = 5,39 = \text{const}$)

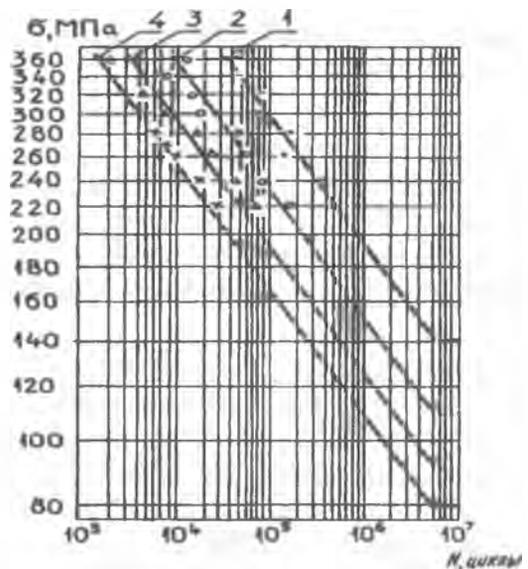


Рис. 8. Кинетическая диаграмма усталости образцов из стали 45 с разной текущей степенью повреждения D при $m = \text{const}$:

1 — $D = 0,058$; 2 — $0,2$; 3 — $0,3$; 4 — $0,4$ ($m = 5,39 = \text{const}$)

выносливости [8, 9] (см. рис. 7 и 8) подтверждает правильность применения гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений на стадии проектирования при использовании степенного уравнения кривой усталости [1, 13]

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

где n — число повреждающих уровней напряжений; k — число ступеней снижения предела выносливости; β_i — относительная продолжительность действия i -го напряжения в блоке; ΔN_i — число циклов, по истечении которых предел выносливости снижается на величину $\Delta\sigma_R = \sigma_{Rj} - \sigma_{R(j+1)}$; j — число ступеней снижения предела выносливости.

2.5. Методика построения проектных вероятностных диаграмм усталости с учетом снижения предела выносливости

Экспериментально подтверждено, что с ростом степени повреждения D можно считать справедливой гипотезу о постоянстве коэффициента вариации предела выносливости V_{σ_R} в процессе снижения предела выносливости. С ростом степени повреждения D можно считать постоянными число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости N_G и показатель наклона ее левой ветви m [9].

При вероятностных проектных расчетах на долговечность можно считать постоянными число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости N_G и показатель наклона ее левой ветви m для разных уровней напряжений нагрузочного блока σ_i и вероятности неразрушения P . Разработана методика построения полных вероятностных диаграмм усталости на примерах большой и малой выборок.

2.6. Расчетное прогнозирование усталостного ресурса несущих конструкций и принципы управления им [13]

Учет нагрузочного режима на стадии проектной оценки ресурса обеспечивается величиной критерия K_w . Проектная расчетная оценка ресурса любого сечения модели конструкции осуществляется с использованной предложенной автором зависимости сопротивления усталости для регулярного и нерегулярного нагружения, которую удобно представить в координатах $K_w = f(N_{G\text{отн}})$, где $N_{G\text{отн}} = H_{GH}/N_G$ — относительная долговечность (N_{GH} и N_G — число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости в логарифмической системе координат соответственно при нерегулярном и регулярном нагружении).

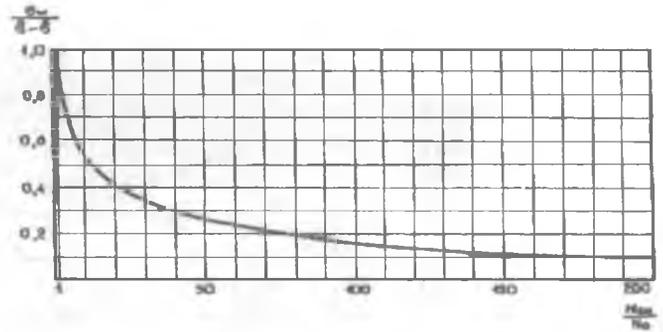


Рис. 9. Зависимость критерия нагруженности от относительной долговечности (получена в результате обработки результатов нагруженности и стендовых усталостных испытаний рамных конструкций прицепа состава АТС)

Зависимость (рис. 9) пригодна для проведения проектных расчетов деталей машин на долговечность в зависимости от тяжести их эксплуатационного нагружения. Регулярному нагружению при $K_w = 1$ соответствует отношение $N_{GH}/N_G = 1$.

При известном проектном режиме нерегулярного нагружения детали по величине K_w определяют отношение $N_{GH}/N_G = N_{G\text{отн}}$. Затем по известному значению числа циклов до точки нижнего перелома кривой усталости детали при регулярном нагружении N_G вычисляют число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости детали при нерегулярном нагружении $N_{GH} = N_G N_{G\text{отн}}$.

Для расчета долговечности несущих деталей машин, подверженных в эксплуатации нерегулярному нагружению, используя их характеристики сопротивления усталости при регулярном нагружении, автором предложено уравнение, описывающее кривые усталости при нерегулярном нагружении:

$N_{\Sigma i} = N_{GH} \left(\frac{\sigma_{RP}}{\sigma_i} \right)^m$, где N_{GH} — число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости, соответствующее определенному нагрузочному режиму (величине K_w); σ_{RP} — предел выносливости детали, соответствующий заданной вероятности неразрушения P , определенный экспериментально или расчетным путем при регулярном нагружении ($\sigma_{RP} = \sigma_{R\text{min}} - t S_{\sigma_{R\text{max}}}$), МПа; m — показатель наклона левой ветви кривой усталости, определенный экспериментально или расчетом, для регулярного нагружения детали; $\sigma_{R\text{min}}$ — минимальное значение предела выносливости при $P = 0,5$, соответствующее нижнему доверительному интервалу (например, 95 %-му) для $\bar{\sigma}_R$; $S_{\sigma_{R\text{max}}}$ — максимальное значение среднего квадратического

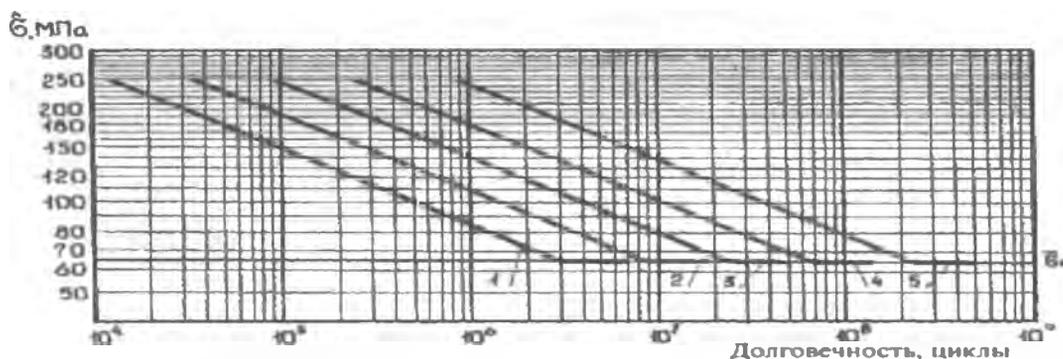


Рис. 10. Семейство кривых усталости при регулярном (кривая 1) и нерегулярном (кривые 2, 3, 4, 5) нагружении

отклонения предела выносливости, соответствующее верхнему доверительному интервалу (например, 95 %-му) для \bar{S}_{σ_R} ; t – квантиль нормального распределения, соответствующая заданной вероятности неразрушения.

Экспериментальное определение σ_{RP} по данному методу позволяет учесть погрешность определения $\bar{\sigma}_R$ и \bar{S}_{σ_R} в случае малых объемов выборок в запас прочности, что имеет важное значение при проектных расчетах долговечности. Расчетное определение параметров уравнения степенной функции кривой усталости можно проводить, например, по ГОСТ 25.504–82 и [2, 8, 9, 11].

Учитывая, что реальное нагружение конструкций – это комбинация различных типовых режимов нерегулярного нагружения, ресурс детали в течение всего периода эксплуатации определяется с учетом относительной продолжительности различных проектных типовых режимов эксплуатации по уравнению $\frac{1}{N_{\Sigma}} = \sum_{i=1}^n \frac{\beta_i}{N_i}$, где N_{Σ} – суммарное число циклов до предельного повреждения при действии комбинированного режима нагружения; N_i – число циклов до предельного повреждения при i -м режиме

нагружения; β_i – относительная продолжительность i -го режима.

На рис. 10 приведено семейство кривых усталости при регулярном (кривая 1) и нерегулярном (кривые 2, 3, 4, 5) нагружении, соответствующих различным значениям критерия нагруженности K_w : 1 – 1,0; 2 – 0,8; 3 – 0,6; 4 – 0,4; 5 – 0,2.

При оценке ресурса в часах работы, километрах пробега и т. д. вводят коэффициент l , показывающий число циклов в сумме N_{Σ} , приходящихся на 1 ч работы, 1 км пробега и т. п. В случае несоответствия элементов конструкции требуемому ресурсу и вероятности неразрушения производится корректирование их геометрии, назначение обрабатывающей и/или упрочняющей технологий, замена материала, изменение схемы нагружения и т. д.

2.7. Вероятностные диаграммы усталости при нерегулярном нагружении и прогнозирование ресурса при проектировании несущих систем и деталей с заданными характеристиками надежности

На рис. 11 приведена проектная вероятностная диаграмма усталости рамы прицепа при нерегулярном нагружении и эксплуатации.

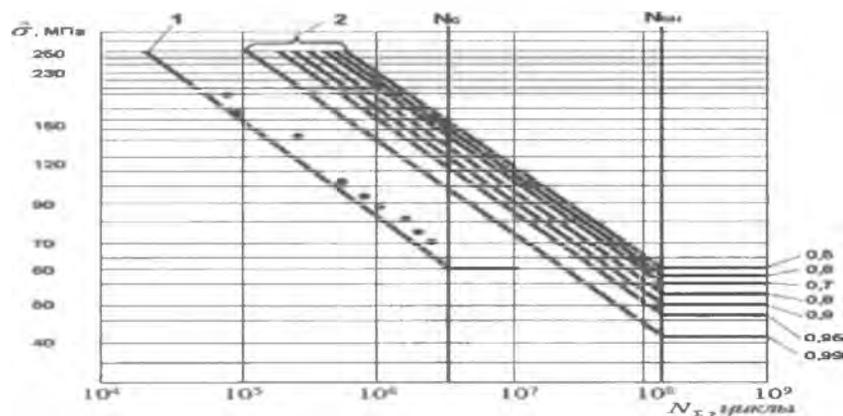


Рис. 11. Вероятностная диаграмма усталости рам прицепов при нерегулярном нагружении:

1 – кривая усталости регулярного нагружения, соответствующая нижней границе доверительного интервала для предела выносливости, равной 0,95; 2 – кривые усталости нерегулярного нагружения, соответствующие величине критерия нагруженности $K_w = 0,2$ и вероятностям неразрушения 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 0,95 и 0,99 при нижней границе доверительного интервала для предела выносливости, равной 0,95

3. Основные этапы ресурсного проектирования деталей машин заданной надежности

Основой разработанного подхода является системность выполнения основных стадий ресурсного проектирования, обеспечивающая решение задач надежности и безопасности машин на всех, в том числе на ранних стадиях проектирования.

Важнейшие научные и инженерные положения методологии ресурсного проектирования несущих систем и элементов машин, изготовленных из металлических (преимущественно из сталей) материалов, включают следующие основные этапы:

этап 1 — моделирование функциональной схемы машины (как сложной системы), ее подсистем и элементов; назначение основных требуемых показателей надежности проектируемой машины;

этап 2 — начальный структурный анализ системной модели машины по ранее предложенной классификации, включающий предварительное разбиение всех элементов машины (деталей, конструкций, сборочных единиц) на абсолютно твердые (жесткие), гибкие (жесткость которых невелика и может повлиять на динамику машины в целом и собственно рассматриваемых элементов) и демпферы (подсистемы, специально предназначенные для снижения динамических нагрузок в машине);

этап 3 — геометрическое трехмерное моделирование всех основных (предположительно значимых с точки зрения динамики проектируемой машины) элементов (с учетом принятого разделения в этапе 2) и их кинематических и динамических связей;

этап 4 — численное (например, с использованием метода конечных элементов (МКЭ)) моделирование и вычисление матриц жесткости гибких элементов, требующих дополнительного анализа к уточнению класса по этапу 2;

этап 5 — виртуальная сборка модели машины из элементов, полученных на этапах 3, 4;

этап 6 — моделирование внешних рабочих возмущающих нагрузок на несущую систему машины и проектное назначение режимов эксплуатации машины [6, 7, 12];

этап 7 — исследование нагруженности модели системы машины, ее подсистем и элементов в силах и/или перемещениях в реальном времени эксплуатации;

этап 8 — анализ случайной нагруженности конструкций в механических напряжениях в реальном времени имитационной эксплуатации; выбор опасных по усталости элементов конструкций;

этап 9 — вероятностная расчетная или расчетно-экспериментальная оценка характеристик сопротивления усталости опасных элементов конструкций;

этап 10 — вероятностная расчетная оценка ресурса опасных по усталости элементов конструкций при всех эксплуатационных типовых и обобщенном режимах нагружения;

этап 11 — внесение изменений в материалы, конструкции, технологию изготовления, назначения управляющих технологий и т. п.;

этап 12 — экспертная расчетная и/или расчетно-экспериментальная оценка надежности проектируемых систем и их элементов.

Для реализации всех указанных этапов разработаны оригинальные методики, методы и программные средства.

4. Имитационное компьютерное моделирование машин и методы исследования статической и динамической нагруженности и ресурса несущих систем и деталей машин

Для реализации этапов ресурсного проектирования 3–8 создаются виртуальные модели машин. Причем на виртуальную сборку поступают их модели — трехмерные элементы (детали), имеющие характеристики, близкие к реальным физическим объектам. Соответствие указанных характеристик достигается с использованием конечноэлементных моделей деталей и путем адекватного моделирования контактных взаимодействий (связей) между деталями машины в эксплуатации. В качестве примера приведем созданную под научным руководством автора в рамках договоров о научно-техническом сотрудничестве между Белорусским национальным техническим университетом и Минским автомобильным заводом динамическую модель магистрального автопоезда в составе двухосного тягача МАЗ 5440 и трехосного полуприцепа МАЗ 9758 (рис. 12–15) [1, 6, 7, 12].

Разработанные методики и принципы ресурсного проектирования и модели позволяют вести иссле-



Рис. 12. Трехмерная модель рамы тягача

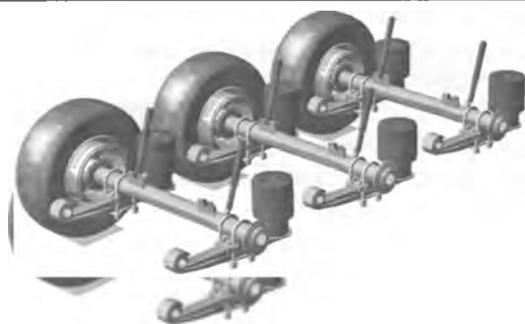


Рис. 13. Моделирование подвески полуприцепа



Рис. 14. Конечноэлементная модель рамы полуприцепа с установленными полом, стойками и бортами



Рис. 15. Виртуальная визуализированная динамическая модель автопоезда семейства МАЗ 5440 + МАЗ 9758

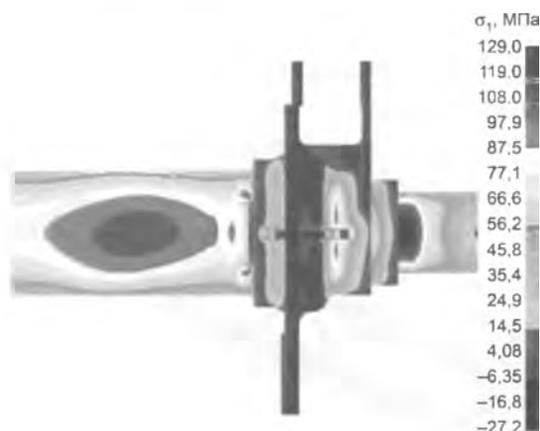


Рис. 16. Опасные зоны оси по максимальным растягивающим напряжениям σ_1

дование нагруженности и прочностной надежности всей машины и ее элементов. В случае несоответствия элемента требуемому ресурсу производится корректировка конструкции, материала, назначения изменений в обрабатывающей или/и упрочняющей технологии и т. д. [1, 10–13].

Расчетный анализ проводится до достижения всеми элементами конструкций требуемого ресурса и вероятности неразрушения. При проведении данного анализа достаточно просто применять методы математического планирования эксперимента (в данном случае — имитационного) и оптимизации решения проектных задач.

5. О создании компьютерных экспериментальных баз данных для учета различных материалов и технологий изготовления и упрочнения деталей

Применительно к изложенной выше системе методов прогнозирования ресурса разработаны специальный алгоритм, программное обеспечение и постоянно пополняющаяся компьютерная база экспериментальных данных для учета технологий изготовления и упрочнения деталей на стадиях ресурсного проектирования машин.

6. Принципы учета технологий изготовления и упрочнения деталей мобильных машин

Практика расчетно-экспериментальной прогнозирующей вероятностной оценки ресурса выявила значительные сложности в правильном учете остаточных напряжений, связанных с технологией получения заготовок и деталей (литье, штамповка и т. д.) и проблемой управления напряженным состоянием (по остаточным напряжениям), а также — учета монтажных (сборочных) напряжений (например, для клепаных и сварных рам, рессор и различных конструкций мобильных транспортных средств и других машин). Наглядным примером служит распределение полей напряжений в балке оси автомобильного прицепа (рис. 16). Основные конструктивные элементы оси: полуось из стали 40Х запрессована в тормозной литой суппорт из стали 40Л, в который устанавливается с натягом и сваривается по сегментам трубная деталь из стали 45.

Наличие соответствующих методик расширит применение большого числа разработанных и разрабатываемых технологий изготовления и упрочнения деталей на стадиях ресурсного проектирования машин заданной надежности. Реальные перспективы в решении этих сложных задач дают не только

полномасштабная система контроля качества на всех производственных этапах изготовления машиностроительной продукции, но и интегрированная с ней автоматизированная система ресурсного проектирования конструкций, в основу которой должны быть положены имитационные модели машин, учитывающие не только технологии их изготовления и упрочнения, но и реальные условия эксплуатационного нагружения создаваемых конструкций.

Выводы

1. Разработаны научные принципы обеспечения надежности и ресурсного проектирования по критериям сопротивления усталости с учетом эксплуатационной нагруженности несущих систем, конструкций и деталей мобильных машин на стадиях проектирования. Подход состоит в имитационном моделировании машины и условий ее эксплуатации. При этом обеспечивается расчетное определение локальных опасных по усталости элементов деталей по их нагруженности (по местам локализации наибольших значений полей напряжений). Системность подхода реализуется как при расчетно-экспериментальном, так и при расчетном прогнозировании. Последнее имеет ряд преимуществ: обеспечивается определение характеристик сопротивления усталости деталей на ранних стадиях проектирования машин, уменьшаются сроки проектирования и стоимость, повышается конкурентоспособность создаваемых машин.

2. Разработанный на основании многолетних исследований комплекс методик и программных средств, интегрирующихся с современными пакетами автоматизированного проектирования, позволяет решать задачи ресурсного проектирования машин и деталей заданной надежности с учетом технологий изготовления и упрочнения.

3. Предложенный подход и методология прошли расчетно-экспериментальную проверку и успешно внедряются на стадиях проектирования несущих систем и узлов мобильной техники Минского автомобильного завода, Минского завода колесных тягачей и других предприятий, что позволяет с высокой достоверностью обеспечивать их требуемые надежность и безопасность при одновременном сокращении сроков создания и стоимости.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Капуста П. П. Надежность и ресурсное проектирование несущих систем и элементов машин [Текст] / П. П. Капуста // Современные методы проектирова-

ния машин. Расчет, конструирование, технология изготовления. Сб. научных трудов. Вып. 1. В 3 томах. — Т. 1. / Под общ. ред. П. А. Витязя. — Минск: УП "Технопринт". 2002. С. 97—108.

2. Капуста П. П. Вероятностная оценка характеристик сопротивления усталости деталей на стадии проектирования машин [Текст] / П. П. Капуста. — Минск: УП "Технопринт", 2001. — 97 с.
3. Капуста П. П. Моделирование эксплуатационной нагруженности и расчет надежности деталей машин на стадии проектирования // В сб. Материалы V Международной научно-технической конференции "Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века", 8—11 сентября 1998 г., г. Севастополь / Ред. коллегия А. Н. Михайлов, Л. П. Кадафатов, В. И. Бузенко и др. — Донецк: ДонГУУ. — Т. 2. Вып. 6, 1998. — С. 38—41.
4. Почтенный Е. К. Суммирование усталостных повреждений при реальном многорежимном нагружении / Е. К. Почтенный, П. П. Капуста // Сб. докл. Международной научно-технической конференции "Оценка и обоснование продления ресурса элементов конструкций". Отв. ред. В. Т. Трошенко: В 2 томах. — Киев: 2000. — Т. 1. — С. 195—196.
5. Капуста П. П. Методика оценки нерегулярной нагруженности деталей и конструкций машин [Текст] / П. П. Капуста // Вестник машиностроения, 2005. — № 6. — С. 13—18.
6. Капуста П. П. Моделирование микропрофиля дороги для имитационной оценки нагруженности несущих систем мобильных транспортных машин [Текст] / П. П. Капуста // Трибофатика. Сб. докладов V Международного симпозиума по трибофатике ISTF. В 3 томах. 3—7 октября 2005 г. — Иркутск: ИрГУПС, 2005. Т. 3. С. 180—194.
7. Капуста П. П. Компьютерный полигон для оценки нагруженности конструкций АТС [Текст] / П. П. Капуста // Автомобильная промышленность. — 2006. — № 1. — С. 34—36.
8. Капуста П. П. Вариация характеристик сопротивления усталости сталей на разных уровнях напряжений при проектных оценках ресурса [Текст] / П. П. Капуста // Материалы, технологии, инструменты. — 2009, том 14, № 4. С. 22—29.
9. Капуста П. П. Вариация характеристик сопротивления усталости при регулярном нагружении стали в процессе развития повреждений и снижения предела выносливости при проектной оценке ресурса [Текст] / П. П. Капуста // Материалы, технологии, инструменты. 2011. Том 16, № 1. С. 11—15.
10. Почтенный Е. К. Ресурс несущих конструкций грузовых автомобилей с учетом многократности и многорежимности нагружения / Е. К. Почтенный, П. П. Капуста // Грузовик. 2006. № 1. — С. 31—38.
11. Капуста П. П. Проектные кинетические диаграммы усталости стали и вероятностная оценка ресурса при нерегулярном нагружении с учетом снижения предела выносливости // Материалы, технологии, инструменты. — 2011. Том 16, № 2. — С. 14—21.
12. Капуста П. П. Математическая модель как инструмент ресурсного проектирования АТС [Текст] / П. П. Капуста // Автомобильная промышленность. — 2001. — № 11. — С. 15—18.
13. Капуста П. П. Принципы ресурсного проектирования несущих систем и деталей машин [Текст] / П. П. Капуста // Вестник машиностроения. — 2005. — № 7. — С. 13—16.