

## ЛИТЕРАТУРА

1. Почтенный Е.К. Кинетическая теория механической усталости и ее приложения. - Минск, Наука и техника, 1973, 216 с. ил.;
2. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин. – Минск, Наука и техника, 1983, 246 с. ил.;
3. Почтенный Е.К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций. – Минск, « Арти – Фекс », 2002, 186 с. ил.;
4. Почтенный Е.К. Анализ экспериментально – аналитического метода усталостных испытаний.// Заводская лаборатория, диагностика материалов, №9, 2000, стр. 53 – 56;
5. Miner M.A. Cumulative damage in fatigue.// Journal of applied mechanics. Transaction of the ASME, vol.12, p.159 – 164;
6. Почтенный Е.К. Вероятностная оценка долговечности деталей машин при нерегулярном нагружении по результатам испытаний при регулярном нагружении.// Надежность и контроль качества, 1988, №10, стр. 25 – 29.
7. Высоцкий М.С., Почтенный Е.К., Горбачевич М.И., Курбан А.В. Исследования сопротивления усталости при двухчастотном нагружении.// Доклады АН БССР, 1991, т.35, №4, стр. 334 – 337;
8. Высоцкий М.С., Почтенный Е.К., Горбачевич М.И. Суммирование усталостных повреждений при двухчастотном нагружении.// Доклады АН Беларуси, 1992, том 36, №6, стр.511 – 514;
9. Высоцкий М.С., Почтенный Е.К., Парфенович Е.О. Сопротивление усталости элементов конструкций при двухчастотном нагружении.// Вестник машиностроения, 1995, №1, стр.3 – 6;
10. Почтенный Е.К., Кадолко Л.И., Парфенович Е.О.// Вести НАН Беларуси, серия физ.-техн. наук, 1997, № 4, стр.26 – 30.
11. Почтенный Е.К. Анализ и синтез усталости элементов конструкций.// Доклады НАН Беларуси, 2002, т.46, № 2, стр. 105 – 107.

УДК 621. 81: 621 – 192

П.П. Капуста

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ  
НА СТАДИЯХ РЕСУРСНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН ЗАДАННОЙ  
НАДЕЖНОСТИ**

*Белорусский национальный технический университет  
г. Минск, Республика Беларусь*

There were developed fundamentals of a system approach to resource design according to criteria of resistance of details fatigue on stages (including initial stage) of machine design. The approach consists of simulation machine modeling and conditions of operation. Thus, calculated definition of local dangerous on fatigue and loading elements of details (in places of localization of the biggest values of stress field) is ensured. The system approach is realized both at calculated-experimental and calculated predictions. The last, thus, has a series of advantages: definition of details fatigue on early machine design stages is ensured, cost and terms of design are reduced, competitiveness of created machines is increased.

В последнее время рынок диктует заводам-производителям необходимость быстрого реагирования на запросы потребителя, создания и освоение производства новых машин с оптимальными массо-габаритными характеристиками и требуемой надежностью. В связи с этим необходимы методы расчетной проектной оценки в вероятностной постановке нагруженности их несущих систем и элементов, а также характеристик сопротивления усталости и ресурса опасных по усталости зон. Реализация этих задач успешно может быть решена с использованием системного

подхода к ресурсному проектированию деталей машин, в частности – несущих, по критериям сопротивления усталости.

**1. Общие принципы системного подхода к ресурсному проектированию деталей машин.** Разработан научный подход и расчетная методология вероятностной оценки нагруженности и усталостного ресурса несущих систем и элементов машин (в особенности - мобильных) на стадии проектирования, интегрирующихся с современными программно-аппаратными средствами САПР, все более 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), значимость которых на точность оценки нагруженности несущих систем и их элементов определяется в результате соответствующего исследования всей машины. Проектируемая конструкция машины представляется с использованием прямого имитационного моделирования в виде полномасштабной виртуальной модели, способной “эволюционировать” при прохождении стадий проектного цикла, включающих: предварительную оценку нагруженности в наиболее тяжелых условиях эксплуатации, статическую доводку конечноэлементных моделей конструкций 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, вероятностный расчет ресурса с учетом суммирования усталостных повреждений в процессе снижения предела выносливости детали для проектируемых условий реального многорежимного (в т. ч. - с учетом многократности) нагружения.

**2. 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 т. ч. - вблизи концентраторов механических напряжений) и малых (“точки” концентрации максимальных разрушающих напряжений) элементов.

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, конечноэлементный) анализ модели и/или отдельных несущих систем и элементов машины. Известные 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 и импортируется в обобщенное динамическое уравнение Лагранжа (1), 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 -  $Fg$ ; матрицу демпфирования -  $D$ ; уравнение связи -  $\psi$ ; множитель Лагранжа -  $\lambda$ ; вектор прикладываемых нагрузок -  $Q$

$$M\xi'' + M'\xi' - 1/2[\partial M / \partial \xi]^T \xi' + K\xi + F_g + D\xi' + [\partial \psi / \partial \xi]^T \lambda = Q \quad (1)$$

Учет нагрузочного режима на стадии проектной оценки ресурса обеспечивается предложенными соответствующими моделью (случайный процесс эксплуатационного нагружения схематизируется и заменяется блоком из убывающего ряда эквивалентных по повреждению напряжений, аппроксимированного распределением Вейбулла в записи (2)) и критерием нагруженности  $K_w$  (3), позволяющим вести сравнительные оценки тяжести нагруженности элементов конструкций используя уравнение (4).

$$P = \frac{i}{n} = \exp \left[ - \left( \frac{\sigma_i - \check{\sigma}}{\sigma_w} \right)^w \right], \quad (2)$$

$$K_w = \frac{\sigma_w}{\hat{\sigma} - \check{\sigma}}, \quad (3)$$

$$\frac{\sigma_i - \check{\sigma}}{\hat{\sigma} - \check{\sigma}} = K_w \cdot \exp \left[ \ln(K_w^{-1}) \cdot \frac{\ln \ln \left( \frac{n}{i} \right)}{\ln \ln(n)} \right]. \quad (4)$$

Значение параметра распределения  $w$  определяется по формуле

$$w = \frac{\ln \ln(n)}{\ln \left[ \left( \frac{\sigma_w}{\hat{\sigma} - \check{\sigma}} \right)^{-1} \right]}. \quad (5)$$

В уравнениях (2)...(5) приняты следующие обозначения:  $i$  - порядковый номер  $\sigma_i$ -го напряжения в нагрузочном блоке;  $n$  - количество напряжений в нагрузочном блоке;  $\sigma_i$  - величина  $i$ -го напряжения нагрузочного блока в МПа;  $\check{\sigma}$  - минимальное напряжение нагрузочного блока в МПа;  $\hat{\sigma}$  - максимальное напряжение нагрузочного блока в МПа;  $\sigma_w$  - параметр распределения Вейбулла, имеющий размерность напряжений, МПа.

Подсистемы (узел, сборочная единица) 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 количества конечных элементов различной формы и размеров, зависящих от степени геометрической сложности рассматриваемой конструкции. Количество 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.) принимаются 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.

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 вероятностного прогнозирования усталостного ресурса опасных или любых других элементов несущих систем машин.

**3. Расчетное прогнозирование усталостного ресурса несущих конструкций и принципы управления им на ранних стадиях проектирования.** 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  $K_w = f(N_{GomH})$ , где  $N_{GomH} = N_{GH}/N_G$  - относительная долговечность ( $N_{GH}$  и  $N_G$  - число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости в логарифмической системе координат при нерегулярном и регулярном нагружении соответственно).

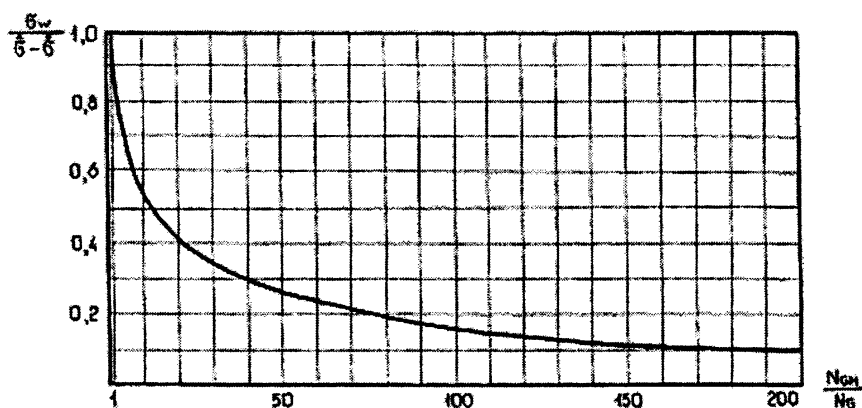


Рис. 1. Зависимость критерия нагруженности от относительной долговечности

Зависимость 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  $N_{GH}/N_G = N_{Gomh}$ . 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  $N_{GH} = N_G \cdot N_{Gomh}$ .

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 в записи

$$N_{\Sigma i} = N_{GH} \cdot \left( \frac{\sigma_{RP}}{\sigma_i} \right)^m,$$

где  $N_{GH}$  - число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости, соответствующее определенному нагрузочному режиму (величине  $K_w$ );  $\sigma_{RP}$  - предел выносливости детали, соответствующий заданной вероятности неразрушения  $P$ , определённый экспериментально или расчётным путём при регулярном нагружении, МПа;  $m$  - показатель наклона левой ветви кривой усталости, определённый экспериментально или расчётом, для регулярного нагружения детали.

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  $N_{\Sigma}$  - суммарное число циклов до предельного повреждения при действии комбинированного режима нагружения;  $N_i$  - число циклов до предельного повреждения при  $i$ -том режиме нагружения;  $\beta_i$  - относительная продолжительность  $i$ -го режима.

На рис. 2 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.

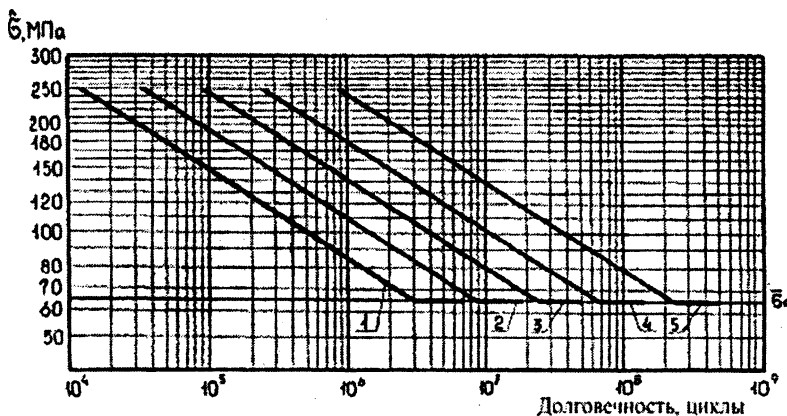


Рис. 2. Семейство кривых усталости при регулярном (кривая 1) и нерегулярном (кривые 2, 3, 4, 5) нагружении

При оценке ресурса в часах работы, километрах пробега и т.п., вводят коэффициент  $l$ , показывающий количество циклов в сумме  $N_{\Sigma}$ , приходящихся на 1 час работы, 1 км. пробега и т.п.

В случае несоответствия элементов конструкции требуемым ресурсу и вероятности неразрушения, производится корректирование их геометрии, назначение обрабатываемой и/или упрочняющей технологий, замена материала, изменение схемы нагружения и т.д.

**4. Основные стадии ресурсного проектирования несущих систем и деталей машин.** Основой разработанного подхода является системность выполнения основных стадий ресурсного проектирования, обеспечивающая решение задач надежности и безопасности машин на всех, в т.ч. - и на ранних, стадиях проектирования.

Подход включает в 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;

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, основанные на результатах исследований. Предложенный подход и методология прошли расчетно-экспериментальную проверку и успешно внедряется на всех стадиях проектирования несущих систем и элементов мобильной техники Минского автомобильного завода, что позволяет с высокой достоверностью обеспечивать их требуемые надежность и безопасность при одновременном сокращении сроков создания и стоимости.

**4. Основные результаты.** Разработаны основные принципы ресурсного проектирования несущих систем по критериям сопротивления усталости деталей на стадиях (в т.ч. и на ранних) проектирования машин. 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). Системный подход реализуется как при расчетно-экспериментальном, так и при расчетном прогнозировании. Последнее, при этом, имеет ряд преимуществ: обеспечивается определение характеристик сопротивления усталости деталей на ранних стадиях проектирования машин, уменьшаются сроки проектирования и стоимость, повышается конкурентоспособность создаваемых машин.

**Приложения.** В качестве примеров применения разработанных методик и методов разработан ряд приложений по прогнозированию нагруженности и ресурса с заданной вероятностью неразрушения несущих систем прицепа-самосвала, магистрального автопоезда (сварных и клепаных рам, осей, много- и малолстовых рессор, несущих систем пневмоподвесок, несущих элементов ведущих мостов и др.) и других автотранспортных средств Минского автомобильного завода.

**Приложение 1.** В качестве примера рассмотрим анализ нагруженности оси прицепа-самосвала МАЗ. Наиболее нагруженной зоной является галтель в месте изменения диаметра трубной заготовки из стали 45 и напрессовки тормозного суппорта из стали 40Л. Картина распределения напряжений получена с использованием метода конечных элементов при действии полной статической нагрузке на ось. Динамическое нагружение на ось моделировалось при движении прицепа по дорожному полотну (камень-брусчатка в плохом состоянии) с постоянной скоростью 40 км/час. Случайный процесс нагружения представлен на верхнем графике рис. П1.1 после обработки 10 тыс. ординат с последовательным выделением минимумов и следующих за ними максимумов с шагом 0,005 сек.

Для автоматизации расчетов схема алгоритма составлена В.С. Кончаком, а программа – Е.И. Выставной.

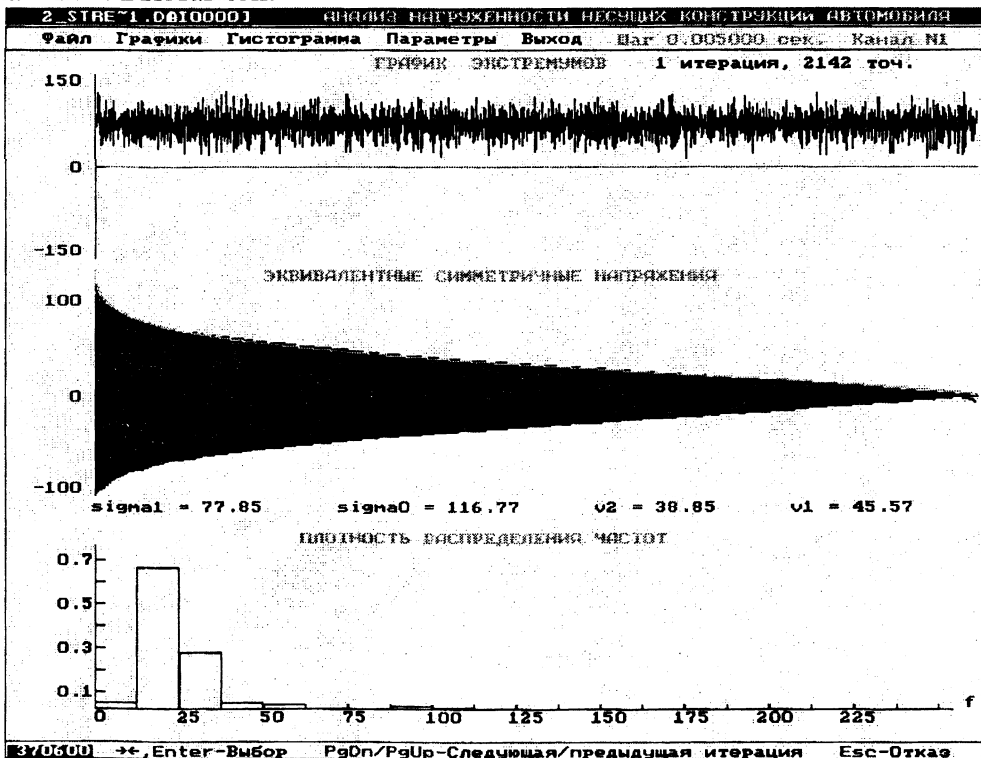


Рис. П1.1. Первая итерация анализа нагруженности оси прицепа

Рис. П1.1. Первая итерация анализа нагруженности оси прицепа

На среднем графике представлен нагрузочный блок в виде эквивалентных по повреждению симметричных напряжений, а на нижнем – плотность распределения частот. Далее при анализе используются максимумы полуволн напряжений более высокой частоты (оглабающая). Этот случайный процесс нанесен на верхний график рис. П1.2. Для этого нового случайного процесса определяются свои экстремумы: минимумы и следующие за ними максимумы. Кроме того, на рисунке показаны графики эквивалентных по повреждению напряжений и плотность распределения частот действующих напряжений.

Третья итерация представлена на рис. П1.3. Кроме графика экстремумов на рисунке показаны графики эквивалентных нагрузочных блоков и плотности распределения напряжений. Отметим, что максимальная плотность напряжений зафиксирована в диапазоне от 1 до 3 Гц.

Графики на рис. П1.1 характеризуют нагруженность опасной зоны оси прицепа от колебаний неподдресоренных масс, графики на рис. П1.2 характеризуют нагруженность от колебаний поддресоренных масс, а графики на рис. П1.3 характеризуют воздействие дороги.

На рис. П1.4 представлены графики: последовательного выделения блоков случайного нагружения разных частот; соответствующих им эквивалентных по повреждению симметричных нагрузочных блоков.

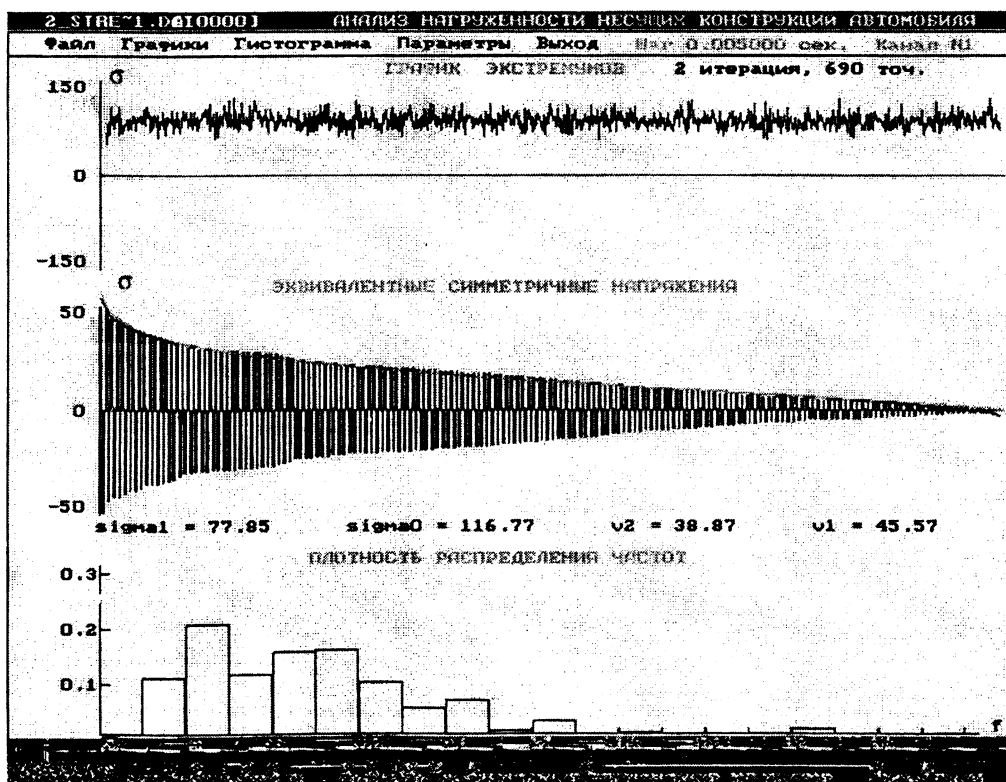


Рис. П1.2. Вторая итерация анализа нагруженности оси прицепа.



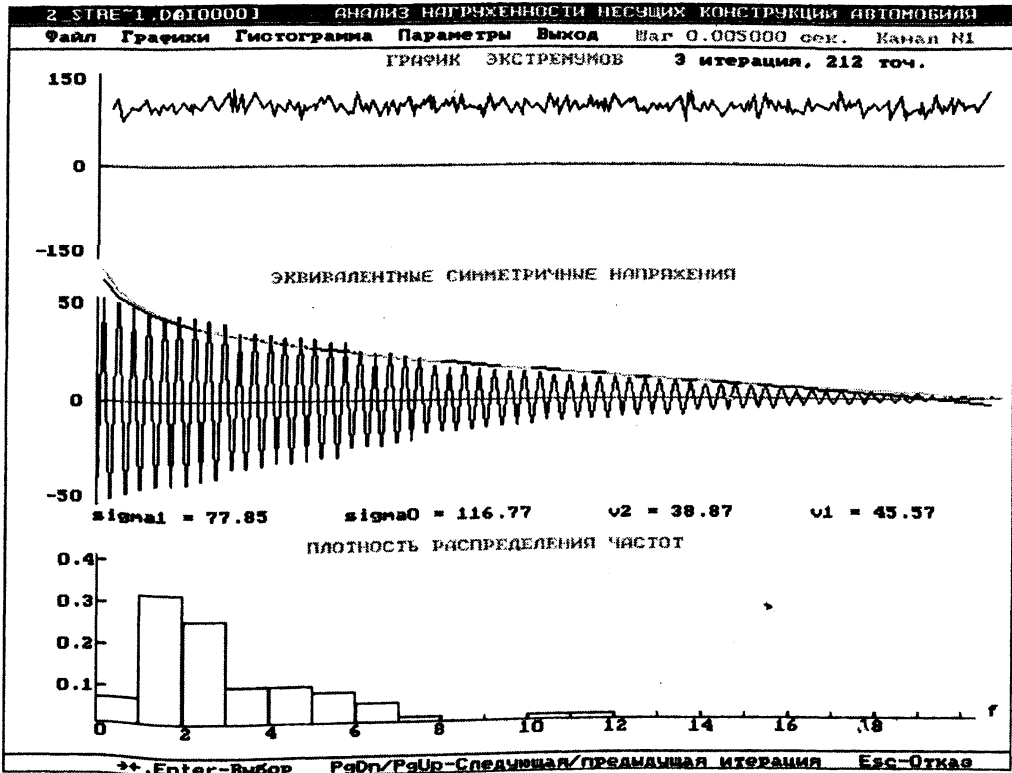
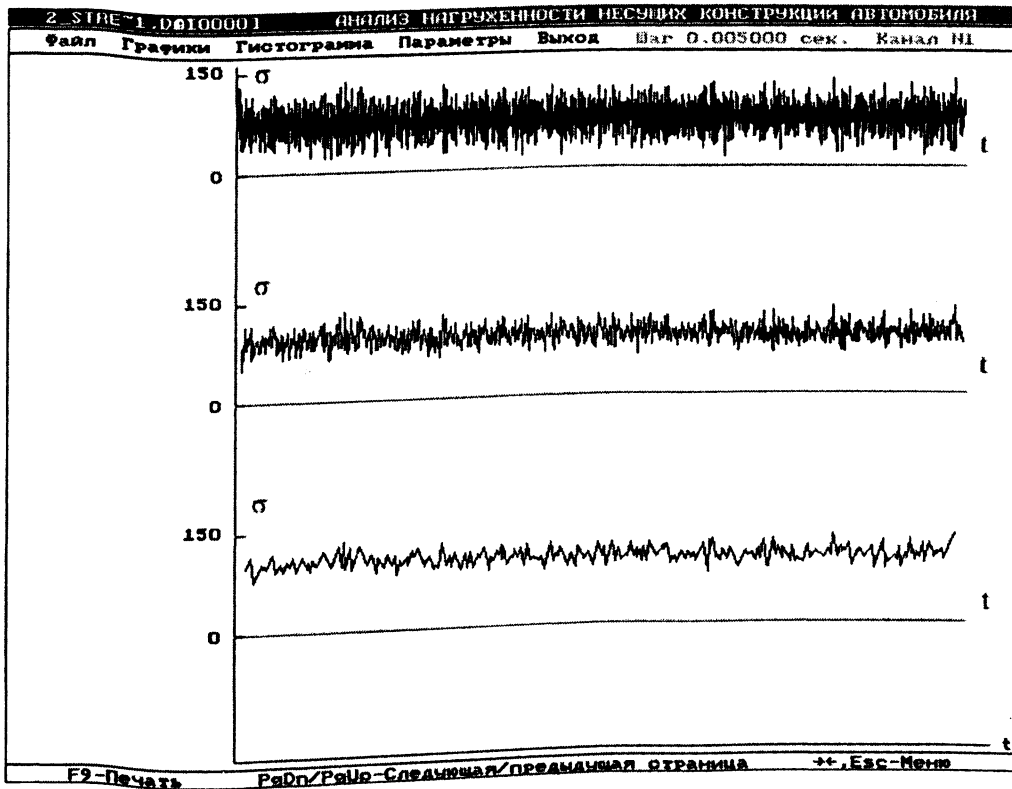


Рис.П1.3. Третья итерация анализа нагруженности оси прицепа.



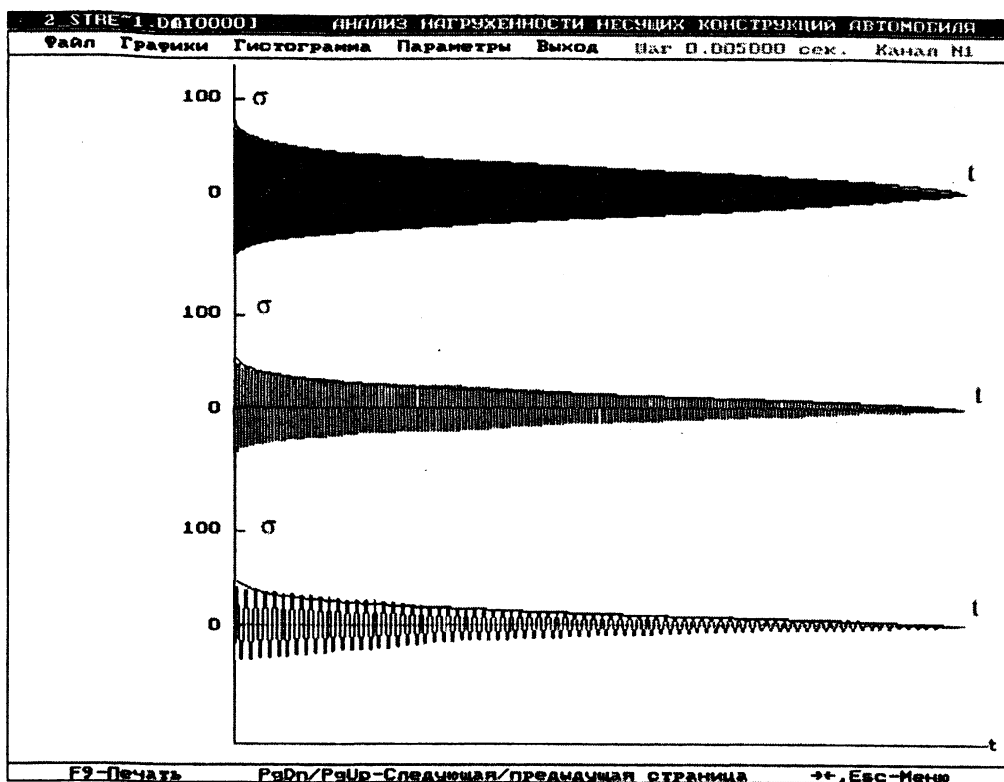


Рис. П1.4. Выделение блоков случайного нагружения (вверху) и построение эквивалентных блоков симметричных циклов

Приведенные на рис. П1.4 блоки симметричного циклического нагружения аппроксимировались с использованием функции распределения Вейбулла в записи (2). Полученные при этом параметры приведены в таблице.

Таблица П.1.1

Параметры нагрузочных блоков

Номер частоты	Число циклов на 1 км пробега	$\hat{\sigma}$ МПа	$\check{\sigma}$ МПа	$\sigma_w$ МПа	$w$
1	1257	83,5	0	25,7	1,5
2	297	50,4	0	15,9	1,4
3	108	45,6	0	13,7	1,1

**Приложение 2.** В качестве примера расчета ресурса конструкции в типовых условиях эксплуатации рассмотрим расчет ресурса оси прицепа - самосвала МАЗ. Для расчета необходимо иметь информацию о сопротивлении усталости оси при симметричном нагружении и о нагруженности оси в типовых условиях эксплуатации.

Характеристики сопротивления усталости оси:  $\sigma_{-1} = 77,85$  МПа;  $\sigma_0 = 116,77$  МПа;  $N_G = 591,6$  тыс. циклов;  $m=4,74$ .

При расчетах могут использоваться уравнения кривой усталости как экспоненциальные Почтенного Е.К., так и степенное уравнение Баскуина.

Нагруженность оси рассмотрена ранее в виде параметров нагрузочных блоков и числа циклов нагружения на 1 км пробега прицепа. Так, например, для первого нагрузочного блока размером 699 циклов (при 1257 циклах на 1 км пробега прицепа)

параметры функции распределения:  $\hat{\sigma} = 83,5$  МПа,  $\sigma_w = 25,67$  МПа,  $\check{\sigma} = 0$ ,  $w = 1,594$ .

При автоматизированных расчетах в суммировании 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. Ниже в целях пояснения процесса рассматривается суммирование с использованием ступенчатого блока с нарастающим числом циклов ступеней: 1, 2, 6, 15, 36, 76, 132, 189, 242. Значения  $\beta_i$  и соответствующие им значения ступеней напряжений сведены в таблицу суммирования усталостных повреждений (две верхние строки). В двух левых столбцах приведены заданные значения пределов выносливости ( $\sigma_R$ ) и соответствующие им значения характеристик угла наклона кривых усталости.

Сравнивая значения напряжений во второй строке таблицы с начальным значением предела выносливости 77,85 МПа, видим, что повреждают только два напряжения 83,5 и 78,9 МПа. Им соответствуют значения чисел циклов до разрушения 1183400 и 2144500 циклов, исходя из уравнения (2) при  $N_G = 591600$  циклов. Для подключения к повреждению напряжения 69,5 МПа необходимо снизить предел выносливости до величины 69,45 МПа или в числах циклов (см. правый столбец таблицы):

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

Для подключения к повреждению напряжения 59,5 МПа необходимо  $\Delta N_{\Sigma 2} = 65649500$  циклов и т.д.

Столбец значений пределов выносливости построен таким образом, чтобы последовательно оценивалось подключение к повреждению как более низкие по величине ступени блоков первой частоты, так и блоки напряжений второй и третьей частоты.

Циклическая долговечность при повреждающем действии только многократно повторяющегося блока первой частоты равна сумме значений  $\Delta N_{\Sigma}$ , приведенным в правом столбце таблицы 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.

Отметим, что для определения последнего значения  $\Delta N_{\Sigma 9}$ , так как в этом случае напряжения всех ступеней блока превышают значение предела выносливости 9,95 МПа, использована гипотеза Пальмгрена-Майнера 16000 циклов.

**Примечание.** Использование этой гипотезы для оценки циклической долговечности при повреждающем действии первого блока без учета снижения предела выносливости дает завышенную на 35% оценку ресурса.

Для подключения к повреждению второго нагрузочного 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 прицепа.

Максимальное напряжение третьего нагрузочного 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 величины 49,95 до 45,55 участвуют первый и второй нагрузочный блоки. Как видно из таблицы, первый, если он действует самостоятельно, для этой цели должен реализовать 3659,0 тыс. циклов или пробег прицепа  $\Delta L_1 = 2,9109$  тыс. км.

Второй нагрузочный блок, для которого используется такая же расчетная таблица, при самостоятельном воздействии должен затратить 240900 тыс.циклов при пробеге  $\Delta L_2 = 811,1$  тыс. км.

Для суммирования используется уравнение:

$$L_2 = \left( \frac{1}{\Delta L_1} + \frac{1}{\Delta L_2} \right)^{-1} = \left( \frac{1}{2,9109} + \frac{1}{811,1} \right)^{-1} = 2,9005 \text{ тыс. км}$$

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 блока циклическая долговечность оси равна (см. таблицу) 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 блока: 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 нагрузочных блоков составляет  $L_3 = 5,141$  тыс.км.

Таким образом, на заключительном этапе эксплуатации оси в данных условиях эксплуатации при повреждающем действии всех трех нагрузочных блоков на первый блок приходится 97,89% повреждающего действия, на второй- 1,80% и на третий-0,31%. Суммарная долговечность оси прицепа в условиях движения с грузом по дорожному покрытию (каменная брусчатка в плохом состоянии) со скоростью 40 км/час определяется ресурсом:

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

Таким же образом оцениваются ресурсы при остальных типовых режимах эксплуатации. Метод оценки ресурса в условиях многочастотного нагружения рассмотрен в работе [4]. Здесь отметим только, что повреждающее действие каждого

типового режима оценивается отношением  $\frac{\beta_i}{L_{ci}}$ , а повреждающее действие многорежимного нагружения – отношением  $\frac{1}{L_{\Sigma}}$ . Величина  $\beta_i$  характеризует

относительную продолжительность пробега при рассматриваемом типовом режиме эксплуатации. Так в нашем случае можно принять  $\beta = 0,3$ . Если считать, что остальные типовые режимы по сравнению с анализируемым режимом повреждают незначительно, то ресурс оси прицепа при многорежимном нагружении:

$$L_{\Sigma} = \left( \sum \frac{\beta_i}{L_{ci}} \right)^{-1} = \left( \frac{\beta}{L_{cl}} \right)^{-1} = 771,7 \text{ тыс.км.}$$

## ЛИТЕРАТУРА

1. Вейбулл В. Усталостные испытания и анализ их результатов.-М.: Машиностроение, 1964.-276 с.;
2. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник.- 4-е изд.- М.: Машиностроение, 1993.-640 с.;
3. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. - М.: Машиностроение, 1985.-224 с. - (Основы проектирования машин);
4. Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов. Справочник: в 2 т., Киев: Наукова думка, 1987. - 1331 с.;
5. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин.- Минск: Наука и техника, 1983. - 246 с.;
6. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Оценка нерегулярного нагружения деталей машин// Колебания и волны в экологии, технологических процессах и диагностике: Тез. докл. междунар. конф.: - Минск, 1993.- С. 107.;
7. Капуста П.П. Проектная вероятностная оценка долговечности деталей машин при нерегулярном нагружении// Автореферат дисс. на соиск. ученой. степ. канд. техн. наук. - Минск, 1997. - 19 с.;
8. Капуста П.П. Ресурсное проектирование несущих деталей АТС// Автомобильная промышленность. - 2000. - №2. - С. 59 - 61.;
9. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Приведение асимметричных циклов к эквивалентным по повреждающему воздействию симметричным или отнулевым// Весці НАН Беларусі: Серыя фізіка-тэхнічных навук.- 2000. - №2. - С. 59 - 61.;
10. Капуста П.П. Уравнения нерегулярной нагруженности деталей машин.// В сб. Машиностроение: Сб. научн. Трудов. Вып. 17. Под ред. И.П. Филонова. – Мн.: УП “Технопринт”, 2001. - С. 323-327.;
11. Капуста П.П. Математическая модель как инструмент ресурсного проектирования АТС// Автомобильная промышленность. –2001. - № 11. - С. 15-18.;
12. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Прогнозирование случайного нагружения и построение нагрузочных блоков// Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование, технология изготовления. Сборник научных трудов. Вып. 1. В 3-х томах. – Т. 2/ Под общ. ред. П.А. Витязя. – Минск: УП «Технопринт», 2002., С. 334 – 344.;
13. Капуста П.П. Надежность и ресурсное проектирование несущих систем и элементов машин// Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование, технология изготовления. Сборник научных трудов. Вып. 1. В 3-х томах. – Т. 1/ Под общ. ред. П.А. Витязя. – Минск: УП «Технопринт», 2002., С. 97 – 108.;
14. Капуста П.П. Вероятностная оценка характеристик сопротивления усталости деталей на стадии проектирования машин. - Мн.: “Технопринт”, 2001. - 97 с.;
15. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Анализ нагруженности и расчет ресурса конструкций при случайном нагружении// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 1. Перспективные направления создания машин. - Мн., 2004. - С. 125-135.

УДК 620.178.3

**Е.К. Почтенный, П.П. Капуста**

**ОСНОВНЫЕ ПУТИ УСКОРЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ  
НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

*Институт механики и надежности машин НАН Беларуси,  
Белорусский национальный технический университет  
г. Минск, Беларусь*

**Введение.** Основные пути ускорения испытаний несущих конструкций мобильных машин базируются на предложенных принципах ускорения испытаний