

РАСЧЕТ РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ ПРИ СЛУЧАЙНОМ НЕЗАВИСИМОМ МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

А.А. Абызов, И.Я. Березин, О.С. Садаков

Приводится новая методика расчетной оценки долговечности деталей при многоцикловом усталостном повреждении, основанная на использовании структурной модели материала. Методика позволяет рассматривать случай многопараметрического нагружения при сложном напряженном состоянии с учетом рассеяния усталостных характеристик материала. Применение методики иллюстрируется на примере расчета тяжело нагруженных элементов машин, работающих в условиях взаимодействия со случайной средой.

На стадиях проектирования машин, предназначенных для работы в условиях интенсивного случайного нагружения, прогнозирование ресурса тяжело нагруженных узлов выполняется на основе результатов расчета усталостной долговечности деталей при действии случайных процессов изменения напряжений во времени.

В случаях линейного напряженного состояния эта задача решается достаточно просто: по функциям спектральных плотностей процессов изменения напряжений получают вероятностные законы распределения максимумов, преобразуют их в блоки нагружения и затем на основе применения гипотез суммирования усталостных повреждений определяют средние значения ресурса деталей [1]. Возможен также подход, в соответствии с которым проводится непосредственная схематизация процесса изменения напряжений одним из известных методов (максимумов, полных циклов и т. п.) и последующий расчет накопленного повреждения. При наличии информации о разбросе усталостных характеристик материала существующие теории позволяют получить более информативные характеристики надежности, например, функции вероятности безотказной работы деталей.

Наиболее сложным является случай, когда тяжело нагруженные детали испытывают действие плоского или объемного напряженных состояний. Известны методы расчета усталостной прочности для однопараметрического нагружения, когда компоненты тензора напряжений представляют собой случайные стационарные процессы с пропорциональным изменением значений. В этих случаях положение главных площадок остается неизменным во времени, что позволяет, используя общепринятые гипотезы, приводить амплитуды главных напряжений к эквивалентной амплитуде линейного напряженного состояния [2].

В инженерной практике часто имеют место случаи, когда действующие на деталь нагрузки представляют собой циклически изменяющиеся усилия со случайными амплитудами и точками приложения. Такое сочетание параметров соответствует случаю многопараметрического нагружения. При этом, очевидно, компоненты тензора напряжений изменяются синфазно, но с разным для каждого цикла нагружения коэффициентом пропорциональности, а главные площадки остаются неподвижными только в пределах одного нагружения, случайно изменяя свое положение от цикла к циклу. В работе [3] предложена методика расчета, в соответствии с которой в окрестности опасной точки задается совокупность фиксированных площадок, в каждом цикле определяются эквивалентные амплитуды напряжений и затем по какой-либо гипотезе суммирования вычисляются накопленные повреждения в текущем цикле нагружения. Предполагается, что повреждение в каждой из фиксированных площадок накапливается независимо и разрушение произойдет по площадке, накопившей наибольшее удельное повреждение. В работе [4] аналогичный подход применен к случаю, когда компоненты тензора напряжений представляют собой произвольные случайные процессы. При этом на каждой из площадок изменение нормальных и касательных напряжений происходит независимо, по случайным законам. В связи с этим возникает необходимость дополнительно принимать допущение при введении эквивалентного (расчетного) напряжения.

В данной работе предложен метод расчетной оценки усталостной долговечности в общем случае многопараметрического нагружения. Метод основан на использовании структурной модели материала [5] и модели накопления повреждений [6], первоначально разработанной для малоциклового усталости. Исходная идея модели состоит в том, что чисто обратимое деформирование не вносит повреждений, а усталость связана с микропластическими деформациями. Рассмотрим основные положения такого подхода [7].

Приращение накопленного повреждения определяется выражением

$$d\omega = K v^\beta d\lambda,$$

где K и β - постоянные коэффициенты, определяемые при идентификации модели; $d\lambda$ - параметр Удквиста; $v = p^*/r^*$, причем p^* - интенсивность изменения пластической деформации после последнего реверса, r^* - аналогичная интенсивность упругой деформации.

Значения $d\lambda$ и v получают из решения краевой задачи с помощью структурной модели материала. Предполагается, что элементарный объем конструкции работает подобно набору подэлементов, поверхности текучести которых в девиаторном пространстве описываются сферами Мизеса различного радиуса. Деформации всех подэлементов считаются одинаковыми и равными деформации элемента. Для недеформированного тела центры поверхностей текучести находятся в начале координат. В процессе деформирования материала происходит перемещение точки e , соответствующей текущей деформации. Когда она достигает какой-либо поверхности текучести и стремится выйти за нее, происходит смещение центра этой поверхности таким образом, чтобы точка e все время находилась на поверхности. Это смещение представляет изменение неупругой деформации dp_k . Соответствующая методика расчета описана в работе [8]. В процессе деформирования материала расчет величины $d\lambda$ производится по формуле $d\lambda = \langle dp_k \rangle$, значение v на каждом шаге нагружения определяется как функция числа сместившихся поверхностей текучести.

Рассматриваемый подход позволяет рассчитывать накопленное повреждение для произвольной траектории движения точки, соответствующей текущему значению деформации (т. е. в том числе и при многопараметрическом нагружении) и свободен от недостатков упомянутых выше методов. Возможность распространения этого подхода на случай многоциклового усталости подтверждается тем, что на диаграмме Веллера области ограниченной долговечности, соответствующие многоциклового и малоциклового разрушениям, являются различными участками одной и той же кривой. Очевидно, что в этом случае вместо пластических деформаций следует рассматривать микропластические деформации, возникающие при работе материала в практически упругой области и ответственные за накопление повреждений. Для расчета такой пластической деформации может быть использована диаграмма деформирования, описываемая формулой Рамбер-Осгуда [9]:

$$r = Ap^m, \quad (2)$$

где A и m - постоянные коэффициенты (характеристики материала), r и p - интенсивность упругой и пластической деформации. Параметры формулы A и m могут быть определены по обычным механическим характеристикам - пределу текучести и пределу прочности.

Для идентификации модели накопления повреждений (1) обычно приравнивают повреждения, рассчитанные с помощью модели и формулы Коффина. В последующем принимается допущение о том, что для получения адекватных результатов в рассматриваемом случае параметры этой формулы необходимо определять, исходя из параметров кривой Веллера, связывающей амплитуду напряжений σ_e в симметричном цикле нагружения и число циклов до разрушения в случае многоциклового усталости.

Расчет накопленного повреждения выполняется для процессов изменения компонентов тензора напряжений, заданных в виде массивов значений. Каждое значение соответствует определенному моменту времени, изменяющемуся с постоянным шагом Δt . Затем из компонентов тензора напряжений получают значения компонентов девиатора деформаций. Поскольку рассматривается работа конструкции в области многоциклового усталости, когда напряжения значительно меньше предела текучести, для расчета деформаций можно использовать соотношения теории упругости. Для каждого шага нагружения определяют смещение центров поверхностей текучести в девиаторном пространстве и, следовательно, величины v_i , $\Delta\lambda_i$.

Расчет и конструирование

Описанная модель не учитывает влияние среднего напряжения на накопленное повреждение. В то же время известно, что такое влияние может быть существенным. В [10] предложена модифицированная модель накопления повреждений, учитывающая влияние среднего напряжения. В соответствии с ней приращение накопленного повреждения на каждом i -м шаге нагружения определяется выражением

$$\Delta\omega_i = K \cdot v_i^\beta \cdot \Delta\lambda_i \cdot (1 + k_0 \cdot \sigma_0 / \sigma_{0T})^{t_0}, \quad (3)$$

где σ_0 - среднее напряжение, σ_{0T} - среднее напряжение, соответствующее пределу текучести, k_0 и t_0 - безразмерные коэффициенты, определяемые при идентификации модели. Накопленное повреждение ω рассчитывается как сумма повреждений на каждом шаге нагружения:

$$\omega = \sum_i \Delta\omega_i.$$

Критерием разрушения (возникновения усталостной трещины) служит условие $\omega=1$. Если, например, выполняется расчет долговечности детали какой-либо мобильной машины, а используемые при расчете ω процессы изменения напряжений соответствуют одному километру пробега, то средний ресурс этой детали (в км) определяется выражением

$$L_{cp} = \left[\sum_i \Delta\omega_i \right]^{-1}. \quad (4)$$

Процедура идентификации модели на основании механических характеристик материала (предела текучести, модуля упругости и коэффициента Пуассона), а также усталостных характеристик детали (предела выносливости σ_{-1} , базового числа циклов N_0 и параметра наклона кривой Веллера m_B) приведена в работах [7, 10]. Там же представлены результаты проверки адекватности модели при гармоническом и случайном нагружении. Сопоставление величин долговечности, рассчитанных с помощью модели, с экспериментальными данными для случаев одноосного и плоского напряженных состояний продемонстрировало их удовлетворительное соответствие.

Описанная модель накопления повреждений позволяет получить оценку средней долговечности детали. Однако известно, что характеристики усталостной прочности характеризуются большим рассеянием. В связи с этим при расчетной оценке ресурса необходимо оценивать его отклонение от среднего значения. Для решения этой задачи могут быть использованы различные подходы, например, метод Монте-Карло.

Рассмотрим подход, позволяющий учесть наиболее значимый фактор - рассеяние предела выносливости детали σ_{-1} . Среди коэффициентов выражения (3), определяемых при идентификации модели, от предела выносливости зависит только коэффициент K . Эта зависимость имеет следующий вид:

$$K = F \cdot (\sigma_{-1})^{-m_B},$$

где F - коэффициент, не зависящий от σ_{-1} . Таким образом, в соответствии с (3) и (4) средний ресурс детали определяется выражением

$$L_{cp} = (\sigma_{-1})^{m_B} \cdot \left[F \cdot \sum_i v_i^\beta \cdot \Delta\lambda_i \cdot (1 + k_0 \cdot \sigma_0 / \sigma_{0T})^{t_0} \right]^{-1}.$$

Анализ этого выражения показывает, что в случае, когда предел выносливости детали σ_{-1} имеет нормальное распределение, рассеяние ее долговечности подчинено логарифмически нормальному распределению. В соответствии с [1] в этом случае оценка среднеквадратического отклонения логарифма долговечности может быть получена по формуле

$$\sigma_{\lg L} = 0,43 m_B v_{\sigma_{-1}},$$

где $v_{\sigma_{-1}}$ - коэффициент вариации предела выносливости детали. Функция надежности описывается выражением

$$P(\lg L) = 1 - (u_F \sigma_{\lg L}),$$

где u_F - квантиль нормального распределения.

В настоящей статье применение рассматриваемой методики иллюстрируется на примере прогнозирования долговечности и обеспечения надежности тяжелонагруженных деталей ходо-

вой части скоростной снегоболотоходной машины нового поколения ТМ-120, выпускаемой Курганским машиностроительным заводом. Особенностью ходовой части машины высокой проходимости является применение широких гусениц, что приводит к значительному увеличению поперечного вылета балансиров, которые для уменьшения веса выполнены в виде тонкостенных сварных конструкций. Отмеченные особенности резко увеличивают их напряженность, в связи с чем при испытаниях опытных образцов ТМ-120 наблюдались частые усталостные разрушения стебля балансира в области головки (рис. 1). Для исключения поломок в конструкцию балансиров был внесен ряд изменений: введены усиливающие накладки в области головки и внутренняя поперечная перегородка, а для крайних подвесок - и внутренние продольные ребра в области изгиба. Для оценки эффективности этих изменений было выполнено сравнительное расчетное исследование долговечности исходного и усиленного вариантов балансиров.

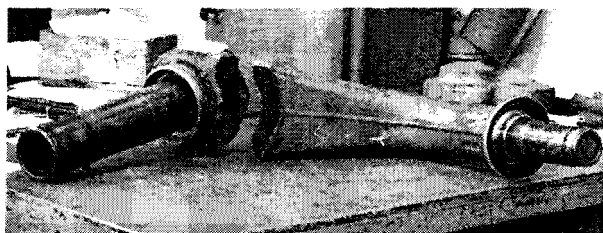


Рис. 1. Разрушенный балансир

программ, предназначенных для моделирования процесса движения транспортной машины в условиях реальной эксплуатации. В результате расчетов получают функции силового и кинематического взаимодействия элементов ходовой системы, определяющие процесс их многопараметрического случайного нагружения. При этом используется математическая модель, описывающая связанную существенно нелинейную динамическую систему «силовая установка - подростенный корпус - ходовая система - случайная внешняя среда».

В качестве исходных данных для модели задаются:

- динамические свойства исследуемой машины (весовые и геометрические параметры, упруго-вязкие характеристики подвески и гусеницы, тяговая и тормозная характеристики силовой установки и др.);
- условия эксплуатации (случайный микропрофиль местности, дорожная кривизна, скорости движения на характерных участках местности и др.).

С помощью специальной программы функция скорости движения машины по трассе изменяется в соответствии с дорожными условиями.

Принятый в расчетных исследованиях продольный микропрофиль местности соответствует типовым условиям эксплуатации снегоболотоходных машин. Учет боковых нагрузок на балансир, возникающих при прохождении гусеничной машиной криволинейных участков трассы, выполнен путем дополнительного наложения на продольный микропрофиль дорожной кривизны, случайные характеристики которой для условий эксплуатации гусеничных машин приняты в соответствии с рекомендацией [12].

В результате моделирования движения гусеничных машин по местности в качестве выходных процессов получают процессы изменения во времени силовых и кинематических параметров (перемещений, скоростей и ускорений, усилий в подвесках и гусенице, наличие пробоев подвески и др.), в том числе процессы изменения сил, действующих на опорные катки машины.

Силы, действующие на каждый из опорных катков, представлены в виде трех составляющих (F_x , F_y , F_z) (рис. 2, а) в системе координат xuz , связанной с корпусом машины. В связи с тем, что в процессе движения угол α непрерывно изменяется во времени, усилия, действующие на каток, также непрерывно меняют ориентацию по отношению к балансиру. Поэтому введем систему координат XYZ , связанную с балансиrom (рис. 2, б), центр которой находится посередине оси катка. Плоскость XZ совпадает с плоскостью балансира, а ось Y ей перпендикулярна. Теперь внешние нагрузки F_x , F_y , F_z могут быть приведены к пяти силовым факторам P_x , P_y , P_z , M_x и M_z , одновозможным по отношению к телу балансира:

$$P_z(t) = F_x(t)\sin(\alpha(t)) + F_z(t)\cos(\alpha(t)), \quad P_x(t) = -F_z(t)\sin(\alpha(t)) + F_x(t)\cos(\alpha(t)),$$

$$P_y(t) = F_y(t), \quad M_x(t) = F_y(t)R\cos(\alpha(t)), \quad M_z(t) = F_y(t)R\sin(\alpha(t)),$$

где R - радиус опорного катка.

Таким образом, в процессе моделирования движения машины по местности процессы изменения во времени сил F_x, F_y, F_z и угла α могут быть пересчитаны в процессы изменения нагрузок P_x, P_y, P_z, M_x и M_z .

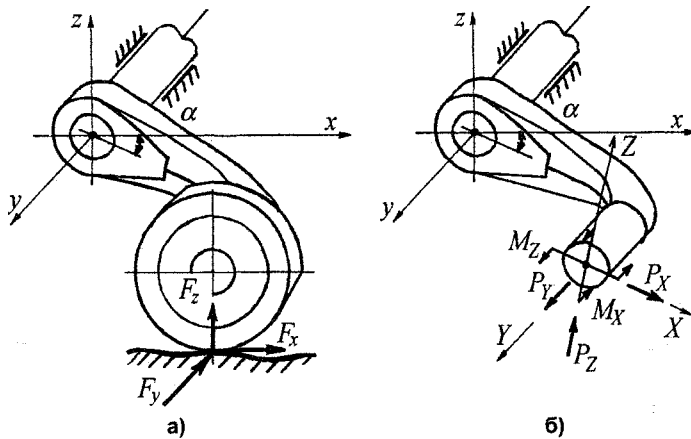


Рис. 2. Нагрузки, действующие на балансир

Рассмотрим методику определения процессов изменения напряжений в различных точках балансира. Расчет мгновенных значений напряжений выполнен с применением стандартного пакета МКЭ с помощью оболочечных конечных элементов. На первом этапе расчетов были определены компоненты напряженного состояния во всех элементах от действия единичных усилий P_x, P_y, P_z, M_x и M_z . В качестве примера на рис. 3 представлена картина распределения эквивалентных напряжений для балансира без ребер от действия единичного усилия P_x .

Анализ напряженного состояния позволил выделить опасные зоны:

- зона головки балансира, у сварного шва накладки на наружной поверхности балансира;
- зона головки балансира, у сварного шва накладки на внутренней поверхности балансира;
- зона изгиба тела балансира к оси катка.

В каждой из названных зон анализировалось напряженное состояние в ряде точек: были определены компоненты напряжений $\sigma_{\xi n}, \sigma_{\eta n}, \tau_{\xi \eta n}$ от действия каждого из единичных усилий P_x, P_y, P_z, M_x и M_z , (ξ и η - оси, лежащие в плоскости n-го конечного элемента). В результате на первом этапе расчета для каждой опасной точки была подготовлена матрица значений компонент напряженного состояния от действия каждой из единичных нагрузок.

Текущее значение компонент напряжений в каждой из опасных точек определяется как линейная комбинация:

$$\sigma_{\xi n}(t) = \sigma_{\xi n}^{P_x=1} \cdot P_x(t) + \sigma_{\xi n}^{P_y=1} \cdot P_y(t) + \sigma_{\xi n}^{P_z=1} \cdot P_z(t) + \sigma_{\xi n}^{M_x=1} \cdot M_x(t) + \sigma_{\xi n}^{M_z=1} \cdot M_z(t),$$

$$\sigma_{\eta n}(t) = \sigma_{\eta n}^{P_x=1} \cdot P_x(t) + \sigma_{\eta n}^{P_y=1} \cdot P_y(t) + \sigma_{\eta n}^{P_z=1} \cdot P_z(t) + \sigma_{\eta n}^{M_x=1} \cdot M_x(t) + \sigma_{\eta n}^{M_z=1} \cdot M_z(t),$$

$$\tau_{\xi \eta n}(t) = \tau_{\xi \eta n}^{P_x=1} \cdot P_x(t) + \tau_{\xi \eta n}^{P_y=1} \cdot P_y(t) + \tau_{\xi \eta n}^{P_z=1} \cdot P_z(t) + \tau_{\xi \eta n}^{M_x=1} \cdot M_x(t) + \tau_{\xi \eta n}^{M_z=1} \cdot M_z(t).$$

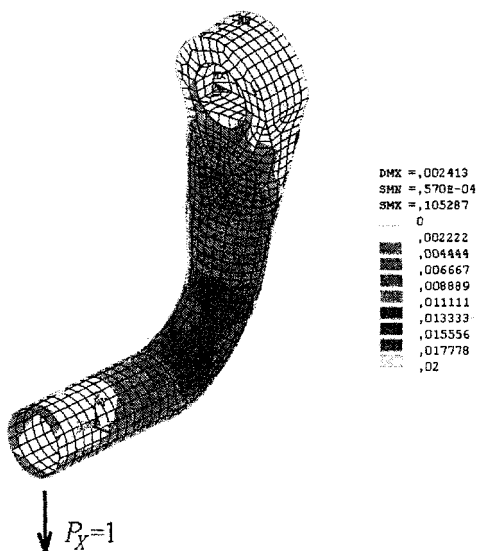


Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений

Таким образом, с помощью комплексной программы для ПК, объединяющей задачу динамики движения машины с расчетом напряжений, удается получить реализации случайных процессов изменения во времени компонент напряжений в каждой опасной точке при движении машины по каждому из участков трассы с типовым микропрофилем.

Анализ полученных реализаций процессов изменения компонент напряженного состояния в опасных точках балансира показал, что это коррелированные случайные процессы. Отмеченный эффект объясняется тем, что при движении машины балансир испытывает воздействие случайных нагрузок $F_x(t), F_y(t), F_z(t)$; в то же время угол поворота балансира относительно корпуса машины $\alpha(t)$ изменяется по случайному закону. Экстремальные значения напряжений достига-

ются в одни и те же моменты времени, при этом изменение угла, характеризующего положение главных площадок, достигает 30°. Фрагмент процессов изменения главных напряжений $\sigma_{Гл}^I$, $\sigma_{Гл}^{II}$ и угла наклона главной площадки β при движении по одной из трасс приведен на рис. 4.

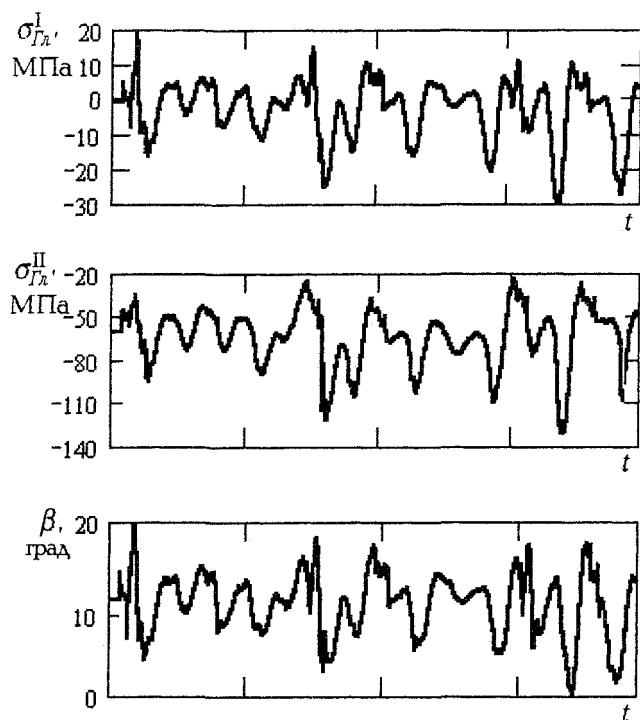


Рис. 4. Графики изменений главных напряжений и угла наклона главной площадки

где k_j - относительная протяженность участков трассы j-м микропрофилем. В качестве значения среднего ресурса балансира по критерию зарождения усталостной трещины принимают наименьшее из значений, полученных для всех рассматриваемых точек.

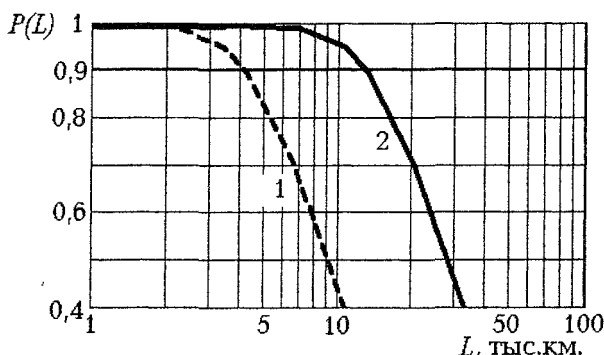


Рис. 5. Функции надежности балансира:
1 - исходный вариант;
2 - усиленный вариант конструкции балансира

раза, что удовлетворительно согласуется с результатами опытной эксплуатации модернизированных машин.

Литература

1. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. - М.: Машиностроение, 1993 г. - 363 с.
2. Сервисен СВ. Об условиях прочности при переменных нагрузках для плоского и объемного напряженных состояний// Инженерный сборник. - 1941. -Т. 1, вып. 1. - С. 13-34.

Расчеты оценки ресурса выполнялись с помощью описанной выше методики. Процессы изменения нормальных и касательных напряжений $\sigma_{\xi n}^{(j)}(t)$, $\sigma_{\eta n}^{(j)}(t)$, $\tau_{\xi \eta n}^{(j)}(t)$ для каждой n-й опасной точки, соответствующие движению машины по участку трассы с j-м типовым микропрофилем длиной 1 км, пересчитывались в процессы изменения компонент девиатора и среднего напряжения. Затем с использованием выражений (3) и (4) по описанной выше методике рассчитывалась доля усталостного повреждения $\omega_n^{(j)}$, накопленного на километр пробега. Средний ресурс (в км) при движении по типовой трассе, содержащей участки с различными микропрофилями, рассчитывался по формуле

$$L_{cpn} = \left[\sum_j k_j \omega_n^{(j)} \right]^{-1}$$

В соответствии с описанной методикой определены функции надежности для первоначального и модифицированного вариантов конструкций балансиров (рис. 5). В качестве исходных данных использовались усталостные характеристики стали ЗОХГСА, имеющей коэффициент вариации предела выносливости $\mathcal{V}_{\sigma_{-1}} = 0,1$; наличие сварных швов учитывалось ведением соответствующих коэффициентов концентрации. Анализ полученных результатов показывает, что гаммапроцентный ресурс ($\gamma = 90\%$) новой конструкции повысился в 3

3. Березин И.Я. Расчетная оценка долговечности деталей при нестационарном сложном напряженном состоянии // *Тр. ЧПИ.* - 1974. - Вып. № 139. - С. 25-29.
4. Гусев А.С. Сопротивление усталости и живучесть конструкций при случайных нагрузках. - М.: Машиностроение, 1989. - 248 с.
5. Гохфельд Д.А., Садаков О.С. Пластичность и ползучесть при переменных погружениях. - М.: Машиностроение, 1984. - 325 с.
6. Gokhfeld D.A., Kononov K.M., Poroshin V.B., Sadakov O.S. Coupled Mathematical Models for Cyclic Inelastic Deformation and Damage Accumulation Processes // *Trans, 10th Int. Conf. on Structural Mechanics in Reactor Technology (Anaheim, USA, 1989), Vol. L.* - P. 19-24.
7. Абызов А.А., Садаков О.С. Применение структурной модели для оценки усталости при многопараметрическом случайном воздействии // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Математика, физика, химия».* - 2005. - Вып. 5. - № 2(42). - С. 73-79.
8. Гохфельд Д.А., Садаков О.С. Модификации деформационной теории. Принцип подобия при непропорциональном погружении // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение».* - 2001. - № 6. - С. 16-24.
9. Механические свойства сталей и сплавов при нестационарном погружении: Справочник // Д.А. Гохфельд, Л.Б. Гецов, КМ. Кононов и др. - Екатеринбург: УрОРАН, 1996. - 408 с.
10. Абызов А.А., Садаков О.С., Фелък Н.О. Модель накопления усталостного повреждения при произвольной истории напряжений. Идентификация и верификация. // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Математика, физика, химия».* - 2005. - Вып. 6. - С. 72-76.
11. Березин И.Я., Абызов А.А. Моделирование процесса эксплуатации при имитационных ресурсных испытаниях мобильной техники // *Техника и технологии строительства и эксплуатации автомобильных дорог: Сб. науч. тр. МАДИ(ТУ); УФМАДИ(ТУ).* - М., 2000. - С. 56-74.
12. Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин. - М.: Машиностроение, 1993. - 235 с.
13. Применение методики имитационных ресурсных испытаний для оценки ресурса тяжело нагруженных элементов двигателя быстроходных гусеничных машин / Абызов А.А., Березин И.Я., Бывальцев В.И. и др. // *Инженерная защита окружающей среды в транспортно-дорожном комплексе: Сб. науч. тр. МАДИ (ГТУ).* - М., 2002. - С. 143-154.