

ритмах расчета свободных крутильных колебаний на ЭЦВМ // Динамика и прочность машин. – 1967. – Вып. 6. – С. 106-109. **17. Филиппов А.П.** Колебания механических систем. – К.: Наукова думка, 1965. – 456 с. **18. Gregory R.T.** Computing Eigenvalues and Eigenvectors of a Symmetric matrix on the ILLIAC // Math. Tab. And other Aids to Comp., 7. – 1953. – PP. 215-220. **19. Pope D.A., Thompkins C.** Maximizing Functions of Rotations-Experiments Concerning Speed of Diagonalisation of Symmetric Matrices Using Jacobi's Method. J. Assoc. Comput. Machinery, 4. – 1957. – PP. 459-466. **20. Кублановская В.Н.** О некоторых алгоритмах для решения полной проблемы собственных значений // Вычислительная математика и математическая физика. – Т. 1, № 4. – 1961. – С. 555-570. **21. Francis J.G.F.** The QR-transformation – a Unitary Analogue to the LR-transformation, Parts I, II. Comput. J. 4, pp. 265-271, 1961, pp. 332-345, 1962. **22.** Диагностика рабочего процесса транспортного двигателя / Отчет по теме № 21861. – Харьков, 1981. – 184 с. **23. Драгун С.В., Карабан В.Н., Штейнвольф Л.И.** Оптимизация моделей силовых передач в динамических расчетах // Проблемы машиностроения. – Вып. 17. – 1982. – С. 66-70 **24. Митин В.Н., Штейнвольф Л.И.** Структурные матрицы цепных вибрационных систем // Динамика и прочность машин. – Вып. 17. – С. 3-7. **25. Митин В.Н.** Спектральные свойства и синтез цепных вибрационных систем: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Харьков, 1975. – 19 с. **26. Андреев Ю.М., Ларин А.О. Морачковский О.К.** Система компьютерной алгебры для досліджень механіки машин // Машинознавство. – 2005. – № 7(95). – С. 3-8. **27. Андреев Ю.М., Морачковский О.К.** О динамике голономных систем твердых тел // Прикладная механика. – 2005. – 41, № 7. – С. 130-138.

*Поступила в редколлегию 22.05.2006*

УДК 539.434

**Г.И.ЛЬВОВ**, докт.техн.наук; **С.В.ЛЫСЕНКО**, канд.техн.наук;  
**Е.Н.ГОРАШ**; НТУ «ХПИ»

## **ДЛИТЕЛЬНАЯ ПРОЧНОСТЬ КЛАПАНА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ С УЧЕТОМ НЕОДНОРОДНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ**

Розглянуто неізотермічну теорію довготривалої міцності на основі механіки руйнування суцільних середовищ. Модель Качанова-Работнова-Хейхерста розширена до варіанту, що враховує перемінну температуру. Обидві швидкості, як деформації, так і пошкоджуваності, доповнені температурними залежностями Арреніуса. Неізотермічна модель повзучості з урахуванням пошкоджуваності вбудовується до скінчено-елементного коду універсального пакету для інженерних розрахунків АБАКУС. Виконано чисельний розрахунок довготривалої міцності тривимірної моделі корпусу перепускного клапану парової турбіни. Визначено час руйнування і закономірності перерозподілу в корпусі клапана основних параметрів повзучості і пошкоджуваності.

The unisothermal theory of long-term strength is considered on the basis of continuum damage mechanics. The model of Kachanov-Rabotnov-Hayhurst is extended to the case of variable temperature. Both the creep and the damage rates are complemented by temperature dependences of Arrenius. The resulting non-isothermal creep-damage constitutive model is incorporated into the FE-code of the universal CAE-system ABAQUS. The numeral calculation of long-term strength of three-dimensional model of corps of bypass valve of steam turbine is executed. The time rupture and the law of redistribution in the corps of valve of basic parameters of creep and damage are determined.

**Введение.** Большинство конструктивных элементов энергетического оборудования функционируют в условиях интенсивных нагрузок и высоких температур в течение длительного времени. Не вызывает сомнений необходимость оценки длительной прочности таких конструкций с учетом ползучести и накопления повреждаемости. Главной целью таких исследований является корректное определение времени до разрушения конструкции. Причем достоверность расчетов длительной прочности, прежде всего, зависит от адекватности феноменологических моделей процессов ползучести и повреждаемости. В научной литературе чаще всего используются изотермические модели, в которых константы ползучести явно не зависят от температуры, а экспериментально определяются для целого ряда ее значений.

Анализируя физические процессы на различных стадиях ползучести, такие, как перемещение дислокаций или старение микроструктуры материала, можно заметить их существенную зависимость от тепловых полей. Энергия активации этих процессов больше в тех объемах конструкции, где выше температура. Для толстостенных элементов конструкций паровых и газовых турбин характерно неоднородное распределение температуры в течение длительного времени. Об этом свидетельствуют многочисленные результаты расчета нестационарной теплопроводности турбин. Напряжения, вызванные тепловым расширением корпусов и внутренним давлением газа или пара, могут стать причиной развития значительных деформаций ползучести. В таких случаях целесообразно применение неизоотермической теории ползучести, в которой предполагается зависимость основных параметров от температуры.

**1. Перепускной клапан паровой турбины.** Для паровых турбин наиболее актуальным является расчет длительной прочности с учетом неоднородного распределения температуры в толстостенных элементах конструкций, которые нагружены высоким внутренним давлением сильно разогретого пара. Различные паровые клапаны работают именно в таких условиях. Объектом исследования данной статьи является перепускной клапан швейцарского отделения фирмы *CCI (Control Component Inc.) Sulzer Valves* [1]. Его внешний вид представлен на рис. 1, а.

Клапан предназначен для сброса давления и понижения температуры перегретого пара. Обычно применяется в обводных системах высокого давления для электростанций на твердом топливе при критическом состоянии пара. Из технических характеристик клапана следует отметить следующие: температура пара изменяется в диапазоне 500÷610°C, а внутреннее давление пара на стенки корпуса может достигать 300 bar (30 МПа). По эскизам конструкции, приведенным в Интернете [1], построена трехмерная конечно-элементная модель перепускного клапана для расчета в инженерном программном комплексе *ABAQUS 6.6* (см. рис. 1, б). Она содержит 6098 гексагональных элементов *C3D8T* смешанного типа, степени свободы которых включают как перемещения, так и температуру.

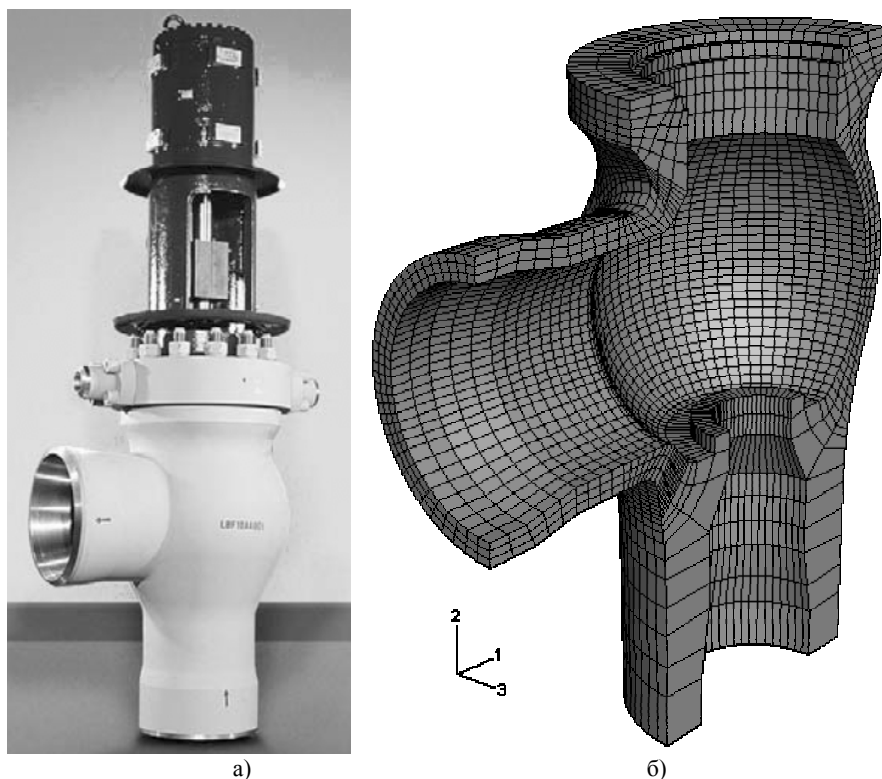


Рисунок 1 – Перепускной клапан паровой турбины высокого давления:  
 а) внешний вид; б) конечно-элементная модель

**2. Неизотермическая теория длительной прочности, содержащая минимальное количество констант ползучести.** Различные варианты общей неизотермической теории длительной прочности, учитывающие деформационное упрочнение на первой стадии ползучести и уточняющие характер деформирования на стадии ускоренной ползучести, изложены в ранних работах авторов [2, 3]. Для применения такой теории необходимо определять девять констант ползучести, что связано с трудоемкой обработкой экспериментальных кривых ползучести по методике, изложенной в [3]. Если главной целью расчета длительной прочности трехмерной конструкции является определение времени до разрушения, то более эффективной будет неизотермическая теория с минимальным количеством констант ползучести. В работе [3] показано, что количество констант может быть сокращено до шести. Именно такой вариант теории оказывается предпочтительным для проведения расчетов длительной прочности трехмерных конструкций с помощью конечно-элементных программных комплексов.

Модель Качанова-Работнова-Хейхерста [4-6] и физические механизмы ползучести типичных жаропрочных сталей представляют основу для неизо-термической модели ползучести с учетом повреждаемости.

Как известно, скорость деформации установившейся ползучести определяется физическими процессами диффузионной ползучести. Чтобы отразить влияние температуры на диффузионную ползучесть, в уравнение для скорости деформации ползучести вводится функция Аррениуса [7]:

$$\alpha(T) = A \cdot \exp(-Q_\alpha / R \cdot T), \quad (1)$$

где  $T$  – абсолютная температура;  $R$  – универсальная газовая постоянная;  $Q_\alpha$  – энергия активации диффузионной ползучести;  $A$  – константа, характеризующая участок установившейся ползучести. В эволюционное уравнение вводится аналогичная функциональная зависимость:

$$\beta(T) = B \cdot \exp(-Q_\beta / R \cdot T), \quad (2)$$

где фигурирует другая константа  $Q_\beta$  – энергия активации процессов поперечного скольжения дислокаций, которая влияет на скорость повреждаемости. Здесь константа  $B$  характеризует участок ускоренной ползучести, предшествующий разрушению конструкции.

Сократим общее количество констант путем введения двух констант ползучести, связанных с энергиями активации ползучести и повреждаемости:

$$h = Q_\alpha / R; \quad p = Q_\beta / R. \quad (3)$$

Тогда уравнения ползучести и повреждаемости при одноосном напряженном состоянии для переменной температуры принимают следующий вид:

$$\frac{d\varepsilon^{cr}}{dt} = \alpha(T) \cdot \left( \frac{\sigma}{1-\omega} \right)^n, \quad (4)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \beta(T) \cdot \left( \frac{\sigma}{1-\omega} \right)^m. \quad (5)$$

Здесь  $\varepsilon^{cr}$  обозначает деформацию ползучести;  $t$  – время;  $\sigma$  – напряжение;  $n, m$  – константы ползучести материала;  $\omega$  – скалярный параметр повреждаемости ( $0 \leq \omega \leq \omega^*$ ), где  $\omega^*$  является критическим значением параметра повреждаемости, соответствующим значению времени до разрушения  $t^*$ . Таким образом, основные уравнения (4,5) с учетом соотношений (1-3) включают всего 6 констант ползучести  $A, B, n, m, h, p$ , которые определяются с помощью набора экспериментальных кривых ползучести для широкого диапазона напряжений и температур.

Для одноосного напряженного состояния можно проинтегрировать по времени эволюционное уравнение повреждаемости (5), предполагая  $\sigma = \text{const}$  и  $T = \text{const}$ , и получить функцию  $\omega(t)$  в явном виде:

$$\omega(t) = 1 - \left[ 1 - (m+1) \cdot B \cdot \exp(-p/T) \cdot \sigma^m \cdot t \right]^{1/(m+1)}. \quad (6)$$

Время до разрушения  $t_*$  может быть определено в предположении  $\omega = 1$ :

$$t_* = 1/\left[ (m+1) \cdot B \cdot \exp(-p/T) \cdot \sigma^m \right]. \quad (7)$$

Определяющее уравнение (4) с учетом функции  $\omega(t)$  в виде (6) также интегрируется в предположении постоянного напряжения ( $\sigma = \text{const}$ ):

$$\varepsilon^{cr}(t) = \frac{A \cdot \exp\left(\frac{p-h}{T}\right) \cdot \sigma^{n-m}}{B \cdot (n-m-1)} \cdot \left\{ \left[ 1 - (m+1) \cdot B \cdot \exp\left(-\frac{p}{T}\right) \cdot \sigma^m \cdot t \right]^{\frac{m-n+1}{m+1}} - 1 \right\}. \quad (8)$$

Аналитическое решение (7,8) использовалось для тестирования разработанного метода численного решения на задаче одноосного растяжения толстостенного цилиндра [7].

Рассмотрим основные уравнения неізотермической ползучести и повреждаемости для сложного напряженного состояния. Классическая концепция Качанова-Работнова-Хейхерста [8], которая опирается на степенную зависимость для функции напряжений и скалярный параметр повреждаемости, дополнена функциональными зависимостями от времени:

$$\dot{\varepsilon}^{cr} = \frac{3}{2} \frac{\dot{\varepsilon}_{\text{эКВ}}^{cr}}{\sigma_{\text{VM}}} s; \quad \dot{\varepsilon}_{\text{эКВ}}^{cr} = A \cdot \exp\left(-\frac{h}{T}\right) \cdot \left(\frac{\sigma_{\text{VM}}}{1-\omega}\right); \quad (9)$$

$$\dot{\omega} = B \cdot \exp\left(-\frac{p}{T}\right) \cdot \left(\frac{\langle \sigma_{\text{эКВ}}^{\omega} \rangle}{1-\omega}\right)^m. \quad (10)$$

Здесь  $\dot{\varepsilon}^{cr}$  означает тензор скорости деформации ползучести;  $\dot{\omega}$  – скорость повреждаемости;  $\sigma_{\text{VM}} = \left[ \frac{3}{2} s \cdot s \right]^{1/2}$  – интенсивность напряжений;  $s$  – дивiator тензора напряжений;  $\sigma_{\text{эКВ}}^{\omega}$  – эквивалентное напряжение, используемое в форме, предложенной в [9]:

$$\sigma_{\text{эКВ}}^{\omega} = \lambda \sigma_I + (1-\lambda) \sigma_{\text{VM}}, \quad (11)$$

где  $\sigma_I$  означает максимальное главное напряжение;  $\lambda$  – весовой коэффициент или коэффициент влияния главных механизмов повреждаемости. Согласно гипотезе о несжимаемости материала, эволюция повреждаемости происходит только при положительном эквивалентном напряжении:

$$\langle \sigma_{\text{эКВ}}^{\omega} \rangle = \sigma_{\text{эКВ}}^{\omega} \quad \forall \quad \sigma_{\text{эКВ}}^{\omega} > 0; \quad \langle \sigma_{\text{эКВ}}^{\omega} \rangle = 0 \quad \forall \quad \sigma_{\text{эКВ}}^{\omega} \leq 0. \quad (12)$$

**3. Расчет длительной прочности перепускного клапана.** Создана пользовательская подпрограмма на языке программирования *FORTRAN*, которая реализует разработанную модель неізотермической ползучести. Она внедрена в конечно-элементный код инженерного программного комплекса *ABAQUS 6.6* с использованием его стандартных подпрограмм «*USDFLD*» и «*CREEP*». Введены дополнительные переменные состояния, в которых накап-

ливаются значения параметра повреждаемости и эквивалентной деформации ползучести в процессе интегрирования системы дифференциальных уравнений (9-10) по времени.

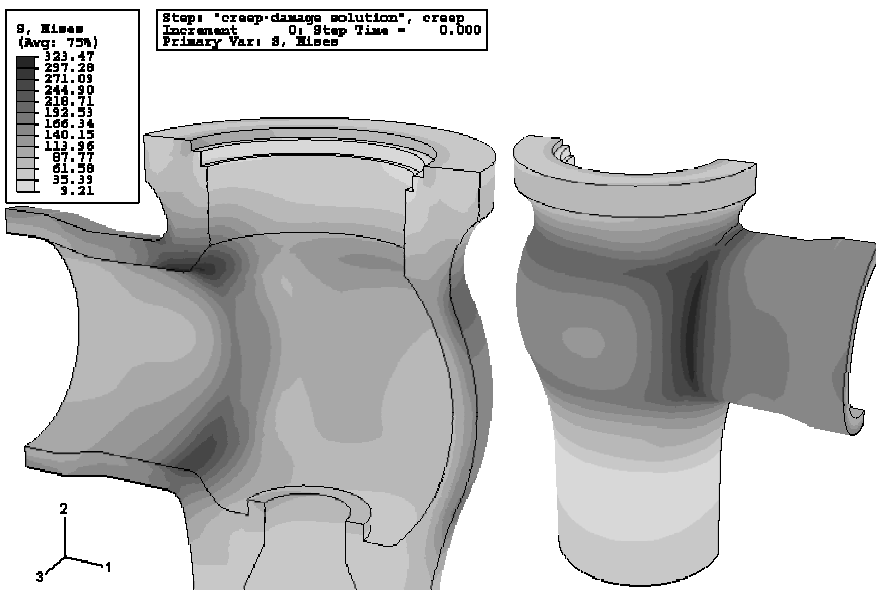
Процедура идентификации констант ползучести материала при переменной температуре детально описана в [3]. Она базируется на обработке семейства экспериментальных кривых ползучести, представляющего широкий диапазон напряжений и три значения температуры, и автоматизирована в программе *МО Excel*. Для некоторой жаропрочной стали по данной методике определены значения шести констант ползучести:

$$A = 1,33 \cdot 10^{-5} [\text{МПа}^{-n}/\text{час}]; n = 5,6; h = 1,6 \cdot 10^4;$$
$$B = 1,87 \cdot 10^{-8} [\text{МПа}^{-m}/\text{час}]; m = 8; p = 1,86 \cdot 10^4.$$

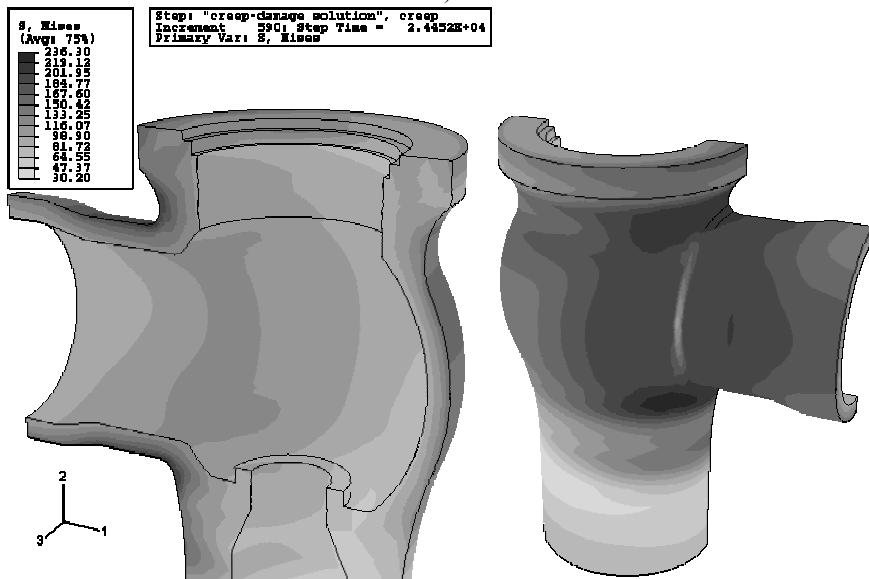
Выполнен расчет длительной прочности трехмерной модели корпуса перепускного клапана паровой турбины (рис. 1, б), который находится в неоднородном тепловом поле. Корпус нагружен внутренним давлением  $P = 30$  МПа и заданы граничные условия для температуры в диапазоне  $T = 500 \div 550$  °С (максимальное значение – на внутренней поверхности корпуса). В результате решения на первом шаге смешанной задачи теплопроводности и термоупругости получено начальное распределение характеристик НДС в корпусе клапана (рис. 2, а). Наибольшие значения интенсивности напряжений по Мизесу сосредоточены на внутренней (конечный элемент № 3415) и внешней (конечный элемент № 2215) поверхностях корпуса клапана.

На втором этапе решена задача ползучести с повреждаемостью – система дифференциальных уравнений (9,10) интегрировалась по времени за 590 шагов. Расчет был остановлен, когда параметр повреждаемости достиг своего критического значения  $\omega^* = 0,9$  в 2215-ом элементе в момент времени разрушения  $t^* = 24452$  часа. На рис. 2, б показано итоговое распределение эквивалентного напряжения по Мизесу в этот момент времени. В частности, в 2215 элементе, грань которого находится на внешней поверхности корпуса, происходит перераспределение в процессе ползучести эквивалентного напряжения (рис. 3, сплошная линия). Оно снижается в несколько раз, что аналогично процессам образования шейки при разрыве опытных образцов.

На рис. 4 иллюстрируется накопление в процессе ползучести параметра повреждаемости в интеграционных точках двух конечных элементов. Параметр повреждаемости, как и деформации ползучести, сначала накапливается на внутренней поверхности корпуса. Но с течением времени эти характеристики перераспределяются по толщине корпуса клапана, а их максимальные значения смещаются на внешнюю поверхность корпуса. Конечное распределение основных переменных состояния задачи длительной прочности в момент разрушения корпуса клапана представлено на рис. 5. В укрупненном масштабе здесь показано распределение параметра повреждаемости в области, которая охватывает критический 2215 конечный элемент.



a)



б)

Рисунок 2 – Перераспределение эквивалентного напряжения по Мизесу [МПа] в процессе ползучести в корпусе клапана: а)  $t = 0$ ; б)  $t = 24452$  часа

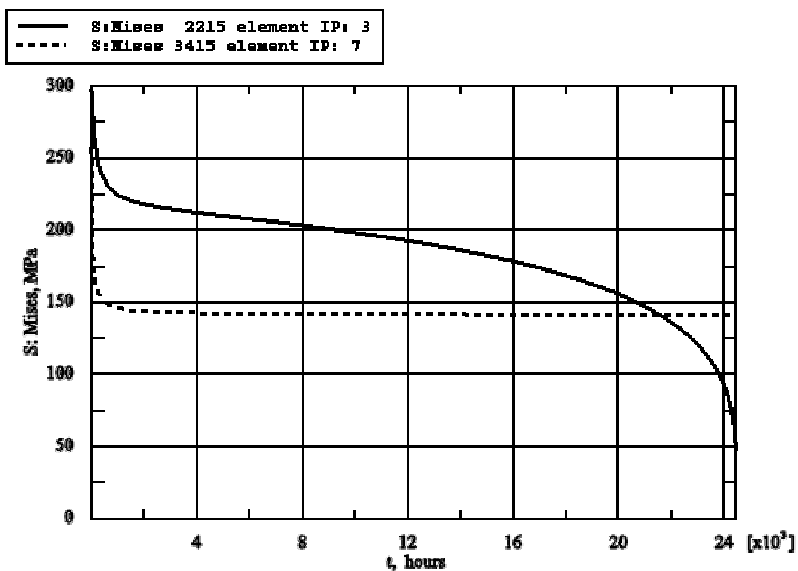


Рисунок 3 – Перераспределение эквивалентного напряжения по Мизесу [МПа] в процессе ползучести в конечных элементах 2215 и 3415

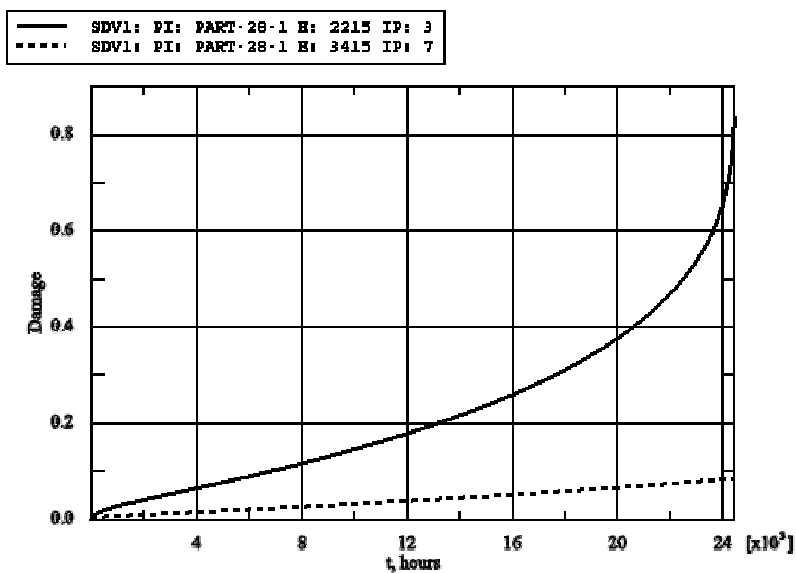
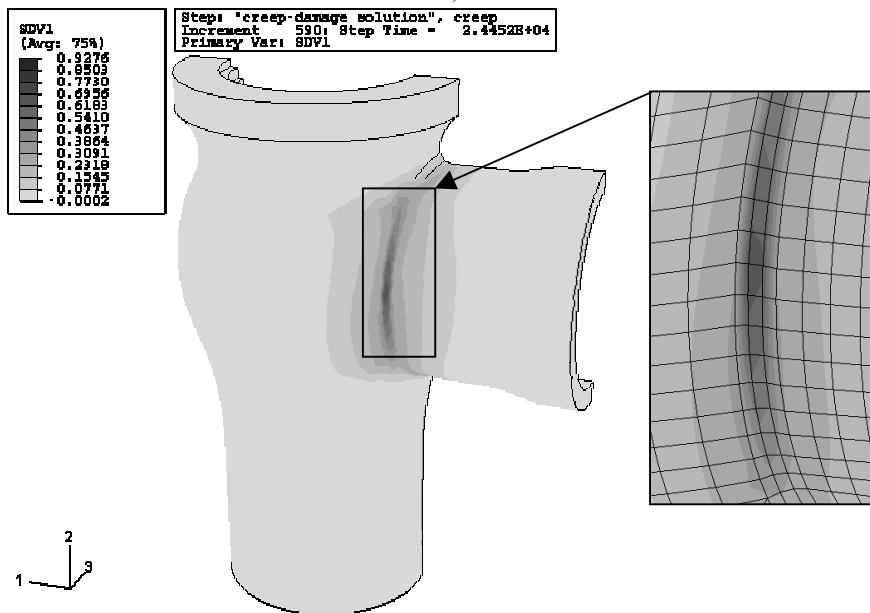


Рисунок 4 – Накопление параметра повреждаемости  $\omega$  в процессе ползучести в конечных элементах 2215 и 3415.





a)



b)

Рисунок 5 – Распределение основных параметров состояния в момент разрушения:  
а) деформаций ползучести  $\epsilon^{cr}$ ; б) параметра повреждаемости  $\omega$ .

**Список литературы:** 1. HP-Bypass Valve Type DRE; [www.ccivalve.com/pdf/333.pdf](http://www.ccivalve.com/pdf/333.pdf). 2. *Kostenko Y., Lvov G., Gorash E., Altenbach H., Naumenko K.* Power plant component design using creep-damage analysis. – In: Proceedings of IMECE2006: ASME Int. Mech. Eng. Congr. 2006. – 10 p. 3. *Гораш Е.Н., Лысенко С.В., Львов Г.И.* Неизотермическая ползучесть и повреждаемость элементов паровых турбин // Вісник НТУ «ХП»: Зб. наук.робіт. Темат. випуск: "Динаміка та міцність машин". – Вип. 21. – 2006. – С. 75-88.. 4. *Kachanov L.M.* Izvestiya Akad. Nauk. SSSR, Otd. Teckh. Nauk. // Mechanics and Machine-building. – Vol. 8. – 1958. – PP. 26-31. 5. *Rabotnov Y.N.* The problems of strength of materials and structures // Moscow: Science, 1959. – PP. 5-7. 6. *Hayhurst D.R.* Computational continuum damage mechanics: its use in the prediction of creep in structures: past, present and future // Creep in Structures (ed. by Murakami, S. and Ohno, N.), Dordrecht, Kluwer, 2001. – PP. 175-188. 7. *Perrin I.J., Hayhurst D.R.* Creep constitutive equations for a 0.5Cr-0.5Mo-0.25V ferritic steel in the temperature range 600-675 °C // Journal of Strain Analysis. – Vol. 31, no. 4, ImechE. – 1996. – PP. 299-314. 8. *Gorash E., Lvov G., Harder J., Kostenko Y., Wieghardt K.* Comparative analysis of the creep behaviour in a power plant component using different material models // Creep and Fracture in High Temperature Components – Design and Life Assessment Issues, ECCS, IMechE, London, UK, 2005. – 12 p. 9. *Leckie F.A., Hayhurst D.R.* Constitutive equations for creep rupture, Acta Metallurgica, 25, Pergamon Press, 1977. – PP. 1059-1070.

*Поступила в редколлегию 19.04.07*

УДК 621.82

*Г.Ю.МАРТЫНЕНКО*, канд.техн.наук, НТУ «ХПИ»

## **ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПОЛНОГО ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ПОДВЕСА РОТОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВЗАИМОСВЯЗАННЫХ МАГНИТОМЕХАНИЧЕСКИХ УРАВНЕНИЙ РАУСА**

У роботі запропонована методика створення математичної моделі ротора на повному електромагнітному підвісі з керованими радіальними і осьовими електромагнітними підшипниками. Приведено методику розрахунку магнітних опорів ділянок магнітопроводів: для радіальних підшипників – восьмиполюсних статорів та цапф розташованих на роторі, а для осьового підшипнику – статора у вигляді броньового сердечника та замикаючого диска розташованого на роторі.

The method of the mathematical model creation for the full electromagnetic rotor bracket with controlled radial and axial electromagnetic bearings is offered. The design procedure of magnetic resistance for magnetic subcircuits is given. Namely, the eight-polar stators and pins on the rotor are proposed for the radial bearing, and the stator in the form of a cup core and shorting disk are proposed for the axial bearing.

**Введение.** Применение в качестве опор роторов бесконтактных управляемых электромагнитных подшипников (ЭМП) находит все более широкое применение ввиду их явного преимущества по сравнению с традиционными (отсутствие смазочных систем, повышение надежности, снижение потерь на трение, отсутствие механического изнашивания, сравнительно большой зазор и т.д.).