

UDC 624.012; 539.375+539.4; 536.543

O.Ye. Andreykiv¹, Corr. Member of NASU

V.R. Skalsky², Corr. Member of NASU

V.Z. Kukhar¹

¹Ivan Franko National University of Lviv (Lviv, Ukraine)

²H.V. Karpenko Physico-Mechanical Institute (Lviv, Ukraine)

NEUTRON IRRADIATION INFLUENCE ON HIGH TEMPERATURE CREEP CRACK GROWTH

For determination of residual resource of elements of power plants that work under the actions of neutron irradiation, a next calculation model was offered in this paper. Essence of her consists in the following.

Theory. Let's consider a thin metal plate with macroscopic crack under the load of distributed stresses p and temperature T_C , which is high enough to cause so-called high temperature creep. On the other hand plate is influenced by neutron irradiation impact, which could be described in terms of neutron damage by time-dependent function $N(t)$. These conditions cause plate deformation and slow crack propagation which will be modeled further.

First of all, let's consider crack growth as series of small steps or "jumps". We are going to model just one jump cycle and than extend this solution for overall cracking process. Let's use δ_k -approach and model crack front as tiny cut with yield stresses σ_t applied to its bounds. This allows us to describe creep crack growth step as cut bounds opening process and use general energy balance equation [1]:

$$\int_{\Sigma} \sigma_{ij} \dot{u}_i n_j d\sigma = \dot{U} - T\dot{S} + 2\gamma\dot{\Sigma}, \quad \dot{\Sigma} > 0. \quad (1)$$

Here σ_{ij} , u_i and n_j are components of deformation tensor, displacement vector and normal vector to the surface in Σ region (including crack). U , T , S - is the energy, temperature and entropy accordingly and γ - surface fracture energy which is usually represented as material constant. However in our case this equation became way simpler:

$$\Delta U + 2\gamma \Delta l = 0. \quad (2)$$

Using same δ_k approach we could represent energy as work done by stress σ_t , and use Irwin's criterion to find surface energy:

$$\gamma = 0,5 K_{IC}^2 E^{-1} = 0,5 \sigma_t \delta_c, \quad (3)$$

where δ_c is critical value of crack tip opening displacement (CTOD). In other words this equation represent well-known deformational fracture criterion.

Our continuous crack growth hypothesis looks following way: after another successful jump CTOD opens almost immediately to some value δ_t and then during process of high-temperature creep it continuously grows up to its critical value δ_c , after achieving one new cycle begins. Neutron irradiation makes this process go

faster by increasing creep speed. The exact processes which occur inside the metal and tend to this behavior are really complicated [2], however generally this influence could be simply represented as:

$$\dot{\delta}_t(N) = \dot{\delta}_t(0)(1 + \alpha N). \quad (4)$$

This allows us to represent energy a little bit differently as:

$$\Delta U = - \int_0^{\Delta l} \int_0^{\delta_c} \sigma_y d\delta dl = -\sigma_t \left(\delta_t + \dot{\delta}_t \Delta t \cdot \left[1 + \frac{\alpha}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} N(t) dt \right] \right) \Delta l. \quad (5)$$

To fulfill our model we will add two more equations. First we will describe creep rate as a power function of stress $\dot{\delta}_t = B\delta_t^n$ [3], and second we will try to estimate possible crack jump step length. There are lots of sophisticated theories about these processes which involve grain boundaries, dislocations etc, however we'll use the simplest one which says that Δl could be proportional to the distance from crack tip to the place in crack front where max stresses occurs. According to [4] it can be represented in terms of CTOD, so we end up with $\Delta l \approx \beta\delta_c$. Hopefully there are enough experimental data which could be used for our calculations. So, after collecting all together and assuming that we'll use our equation for times t much bigger than Δt we'll end up with the final one which shows good correlation with known theoretical curves and experimental data [3]:

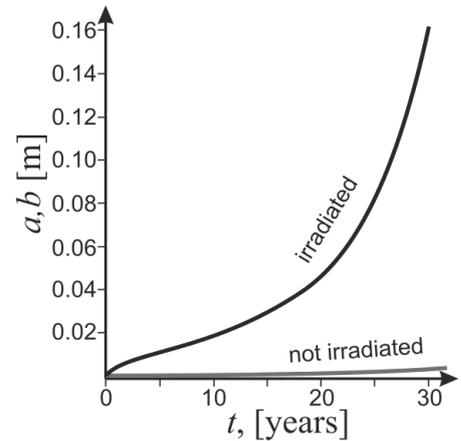
$$dl/dt = CK_I^m (1 + \alpha N(t)) [1 - K_I^2 / K_{IC}^2]^{-1}, \quad (6)$$

here $C = \beta B / (E\sigma_t)^n$ and $m = 2n$ and α are generalized material constants which should be obtained from experiments.

Application. Our plain model could be easily extended in case of three-dimensional body with plane crack in it [3] (ρ, φ - polar coordinates)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{CK_I^m(\rho) \cdot (1 + \alpha N(t))}{1 - K_I^2(\rho) / K_{IC}^2} \cdot \frac{\rho}{\sqrt{\rho^2 + (\rho'_\varphi)^2}}.$$

This equation was used to describe reactor core shaft crack growth dynamics and considerable impact of neutron irradiation damage which can not be neglected during reliability calculations. For more details please refer to original paper [3].



1. Черепанов Г.П. Механика разрушения. Москва-Ижевск: ИКИ, 2012. 872 с.

2. Красноселов В.А., Колесников А.Н., Прохоров В.Й., Островский З.Е. Экспериментальные исследования радиационной ползучести нержавеющей сталей. Димитровград: НИИАР, 1981. 14 с. (Препринт).

3. Андрейків О.Є., Кухар В.З., Долінська І.Я. Визначення динаміки поширення тріщин у шахті ВВЕР-1000 з урахуванням сумісної дії високої температури, статичного навантаження та нейтронного опромінення. Вісник Тернопіль. нац. техн. ун-ту. 2015. № 4. С. 20-27.

4. McMeeking R.M. Finite deformation analysis of crack-tip opening in elastic-plastic materials and implications for fracture. *J. of the Mechanics and Physics of Solids*. 1977. No. 25 (5). P. 357-381.

UDC 539.3

M. Chernobryvko¹, PhD, Senior Researcher

G. Martynenko², PhD

K. Avramov¹, Dr. Sci. (Tech.), Prof.

A. Tonkonogenko³

V. Kozharin³

V. Martynenko²

¹*A. Podgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of National Academy of Sciences of Ukraine*

(Kharkiv, Ukraine, chernobryvko@ipmach.kharkov.ua)

²*National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"*

(Kharkiv, Ukraine)

³*Yuzhnoye State Design Office*

(Dnepr, Ukraine)

NUMERICAL ANALYSIS OF SPECIAL ROCKET STRUCTURE FRACTURE

Modern aerospace industry widely used gas dynamics impact loads for fracture of rocket structures. In order to save the costs, the experimental analysis of the rocket structure fracture is replaced by the numerical simulations. The method for the calculations of the rocket structure fracture on the basis of the software ANSYS is suggested. The example of the considered structure is shown on Fig. 1.

The mathematical model of a high-rate deformation and failure of the fastening elements of the rocket structures under the action of the gas wave-impact impact load is developed. The technique for numerical analysis of the fasteners deformations and the failure based on ANSYS. It is taken into account the set of factors, such as: static stress-strain state due to assembling; thermo-elastic deformation of fasteners due to environment temperature; high-rate dynamical elastic-plastic failure of fastening elements. The failure model due to the plastic states considers the dynamical material properties. As a criterion of the structure failure, the maximum plastic deformation is chosen. Finite elements numerical simulations are performed for the Cowper- Symonds strength model [1] and the thermo-elastic-plastic model [2].

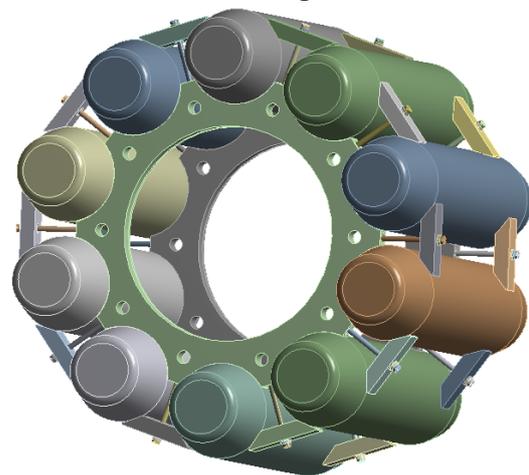


Fig. 1. Sketch of the structure

All structure elements (Fig. 1) are produced from elastoplastic material. The structure undergoes plastic state under the action of the high-rate impact pressure.

The state equation for elastic state of the material takes the form: $\sigma_{eq} = E \cdot \varepsilon_{eq}$, where σ_{eq} and ε_{eq} are von Mises equivalent stress and strains, respectively; E is a Young's modulus.

The Cowper- Symonds strength model is used to describe the material dynamic plastic behavior [1]. This model accounts the effect of strain rate on the yield stress:

$$Y = \left(A + B\varepsilon_{pl}^n \right) \left[1 + \left(D^{-1} \cdot \partial\varepsilon_{pl} / \partial t \right)^{1/q} \right], \quad (1)$$

where Y is stress on the yield surface; A is yield stress at zero plastic strain; B is strain hardening coefficient; ε_{pl} is plastic strain; n is strain hardening exponent; $\partial\varepsilon_{pl} / \partial t$ is plastic strain rate; D, q are strain rate hardening coefficients.

The thermo-elastic-plastic model is used to describe the material dynamic behavior as [2]:

$$\sigma_{eff} = \sigma_y^{st} \left\{ \left[1 + \left(\frac{\varepsilon_{eq}}{D} \right)^{\frac{1}{n}} \right] - \left(\frac{\varepsilon_{eq}}{\varepsilon_y^{st}} - \left[1 + \left(\frac{\varepsilon_{eq}}{D} \right)^{\frac{1}{n}} \right] \right)^m \right\} \cdot \left(1 - \frac{T - T_k}{T_p - T_k} \right)^r, \quad (2)$$

where σ_y^{st} is static yield point of materials; ε_y^{st} is strain at static yield point; D, n, m, r are experimental parameters of dynamic material properties; T_k is temperature; T_p is melting temperature of material.

The results of numerical simulation distribution of dynamic von Mises equivalent stresses for the fastening elements (fig. 1) at times 1.3 ms and 1.4 ms are presented in fig. 2.

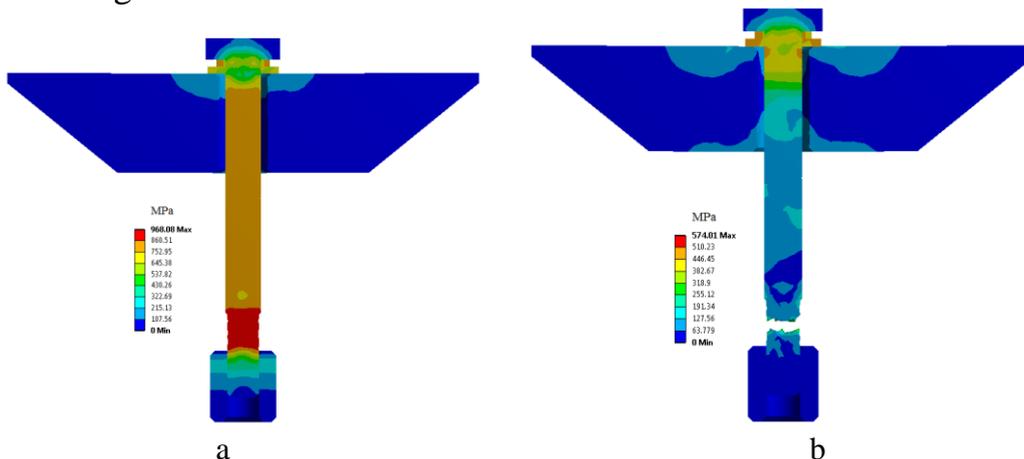


Fig. 2. Distribution of dynamic equivalent stresses for the fastening at times 1.3 ms (a) and 1.4 ms (b)

1. Ben-Dor G., Dubinsky A., Elperin T. High-Speed Penetration Dynamics: Engineering Models and Methods. World Scientific Publishing, 2013. 348 p.
2. Chernobryvko M.V., Kruszka L., Vorobiev Yu.S. Thermo-elastic-plastic Constitutive Model for Numerical Analysis of Metallic Structures under Local Impulsive Loadings. *Applied Mechanics and Materials*. 2014. Vol. 566. P. 493-498.

UDC 539.3

A. Kairov, Dr. Sc. (Tech), Prof.

S. Morhun, PhD (Tech)

Admiral Makarov National university of shipbuilding

(Mykolaiv, Ukraine, serhii.morhun@nuos.edu.ua)

IMPROVED MATHEMATICAL MODEL FOR THE GAS TURBINE ROTORS THERMOELASTICITY PROBLEM SOLUTION

The working process of attached solid constructions like rotors that are used in modern turbines is steadily influenced by various mechanical and thermal effects of high intense. This fact causes a connection between changes of the turbine rotor mechanical contact and a heat flow through their surfaces. Especially important this correlation is for the gas turbine rotors due to their extremely hard working process.

The whole rotor can be considered as a one solid deformable system. Its energy state could be described by Lagrange variation principle [1, 2]. Thus

$$\begin{aligned}\delta L &= 0, \\ L &= \Pi - W,\end{aligned}\quad (1)$$

where L – Lagrange function; Π – potential energy of system's resistance to deformation; W – the work of external forces.

After FEM approximation the main equation of the mechanical system balance (1) is transformed to [3]:

$$\mathbf{K}\delta = \mathbf{F},\quad (2)$$

where \mathbf{K} – global stiffness matrix of finite elements model; δ – vector of finite elements nodes generalized displacement; \mathbf{F} – vector of external forces.

The mutual dependences of the aforementioned gas turbine rotor heat balance [2]:

$$\mathbf{K}_T \mathbf{T} = \mathbf{Q},\quad (3)$$

where \mathbf{K}_T – global matrix of the finite elements model thermal conductivity; \mathbf{T} – vector of temperatures located in the nodes of finite elements; \mathbf{Q} – vector of external heat load.

Therefore, for the solution of the gas turbine rotor thermoelasticity problem we need to solve the set of matrix equations, that is formed by the usage of dependencies (2) and (3).

1. Пыхалов А.А., Милов А.Е. Статический и динамический анализ сборных роторов турбомашин. Иркутск: Изд-во Иркут. техн. ун-та, 2007. 194 с.

2. Самарский А.А., Вабищевич П.Н. Вычислительная теплопередача. Москва: Эдиториал, 2009. 784 с.

3. Моргун С. А. Усовершенствование конечно-элементных моделей лопаточных конструкций. *Вестник НТУ «ХПИ». Сер. Новые решения в современных технологиях.* 2016. № 42 (1214). С. 86-91. doi: 10.20998/2413-4295.2016.42.14

УДК 539.3

Ю.О. Бахмутская

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
(Харьков, Украина, julia.bakhtutska@gmail.com)*

УВЕЛИЧЕНИЕ СРОКА ЭКСПЛУАТАЦИИ РОТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН ЗА СЧЕТ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО И ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ НА ПУСКОВЫХ РЕЖИМАХ

В настоящее время на ТЭС и ТЭЦ Украины турбоустановки работают в сложных эксплуатационных условиях. Большинство энергоблоков исчерпали свой ресурс и приближаются к состоянию физического износа. Из-за нехватки пиковых мощностей в энергетическом секторе Украины электростанции вынуждены чаще пускать турбины мощностью 200-300 МВт для обеспечения стабильной работы энергосистемы. Использование в маневренных полупиковых режимах паровых турбин мощностью 200-300 МВт, которые для этого не предназначены, ведет к срабатыванию ресурса по механизму малоциклового усталости и преждевременному износу оборудования.

Срок службы турбоустановки, в большинстве случаев, определяется ресурсом ротора, так как он является наиболее нагруженным и дорогостоящим элементом. Поэтому меры, которые применяются для снижения температурных напряжений в конструкции ротора, являются наиболее эффективными с точки зрения повышения надежности всей турбоустановки.

На ТЭС Украины эксплуатируется 42 энергоблока с паровыми турбинами типа К-300-240, на замену которых заводом АО «Турбоатом» разработана и выпускается турбина К-325-23,5. Ресурс данной турбины ограничен пусками из холодного и горячего состояний. Опыт эксплуатации турбин большой мощности показывает, что при их использовании для регулирования электрических сетей такое количество пусков с разных тепловых состояний недостаточно.

На поверхности ротора в области концевых уплотнений возникают трещины, о чем свидетельствуют исследования, проведенные в 2014 году ЦКТИ и ВТИ на высокотемпературных роторах паровых турбин мощностью 300 МВт, которые отработали 80 и более тысяч часов. Одной из возможных причин возникновения трещин может быть технология пуска турбин.

Для этого предложена новая конструкция переднего концевого уплотнения турбины К-325-23,5 и улучшенные условия прогрева ротора высокого давления, которые значительно снижают температурные напряжения на этапе подготовки турбины к пуску и пуску из холодного состояния. Расчетное исследование проводилось в упругопластической постановке. Удалось увеличить допустимое число пусков из холодного состояния более чем в 2,5 раза.

УДК 539.3

Т.С. Бойко, канд. техн. наук

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского
«Харьковский авиационный институт»
(Харьков, Украина, t.boiko@khai.edu)*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕСУРСОЗАВИСИМОЙ ЗОНЫ КРЫЛА ТРАНСПОРТНОГО САМОЛЕТА

Ресурс авиационной конструкции – одна из наиболее сложных для прогнозирования характеристик самолета на этапе его проектирования. Это связано со множеством параметров, которые необходимо учитывать при оценке усталостного повреждения конструкции.

Ресурс планера самолета ограничен ресурсом регулярных зон крыла, т.е. зон конструкции с неустраняемым концентратором напряжений – продольными стыками панелей обшивки. Проектирование регулярных зон по критериям прочности при действии расчетных статических нагрузок приводит к существенно заниженной величине ресурса. С другой стороны, проектирование конструкции по условиям обеспечения заданного ресурса ведет к увеличению массы крыла. Аэродинамические нагрузки значительно уменьшаются к концу консоли крыла. В итоге массовую эффективность проектируемой конструкции характеризует ресурсозависимая зона – та часть конструкции крыла, которая требует снижения допускаемых напряжений для обеспечения заданного ресурса. Решение задачи определения ресурсозависимой зоны позволит минимизировать массовые затраты с учетом требований по ресурсу.

Ранее разработан метод расчета усталостного повреждения регулярных зон крыла самолета при случайном нагружении. Метод позволяет учесть нагружение крыла при полете в турбулентной атмосфере, характеристики конструкционного материала и предполагаемые параметры типового полета на стадии проектирования самолета. С помощью данного метода выполнен расчет усталостного повреждения конструкции по размаху крыла за типовой полет. Предварительно проведено конечноэлементное моделирование крыла самолета с целью расчета общего напряженного состояния конструкции и, в частности, действующих в регулярных зонах крыла номинальных напряжений при нагрузках горизонтального полета.

В результате установлено, что для рассматриваемого самолета-прототипа ресурсозависимая зона нижних панелей крыла расположена в диапазоне относительного размаха консоли крыла $\bar{z}=0\dots0,6$, что хорошо согласуется со статистическими данными. В зависимости от величины требуемого ресурса и предполагаемых условий эксплуатации, с использованием результатов аналогичных расчетов для других профилей полетов можно установить более точную границу ресурсозависимой зоны крыла проектируемого транспортного самолета и минимизировать дополнительную массу конструкции.

УДК 539.3

Ю.С. Воробьев¹, д-р техн. наук, проф.

О.В. Махненко², д-р техн. наук.

Н.Ю. Овчарова¹, канд. техн. наук.

А.С. Ольховский¹

¹*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
(Харьков, Украина, vorobiev@ipmach.kharkov.ua)*

²*Институт электросварки им. Е.О. Патона НАН Украины
(Киев, Украина, makhnenko@paton.kiev.ua)*

КОЛЕБАНИЯ ТИТАНОВЫХ ЛОПАТОК С ЭРОЗИОННЫМИ ПОВРЕЖДЕНИЯМИ

Современные турбины работают в сложных эксплуатационных условиях. Наиболее их напряженной и ответственной частью является лопаточный аппарат. Лопатки турбин подвергаются действию вибрационных статических нагрузок. При длительной работе в них возникают различного рода повреждения. В частности известны повреждения в лопатках последних ступеней мощных турбин, которые работают во влажно-паровой среде. В этих случаях возможны эрозионные повреждения кромок лопаток [1 - 3].

На атомных электростанциях Украины находятся в эксплуатации ряд турбин типа К-1000-60/3000. Использование титанового сплава ТС5 позволило создать лопатки последних ступеней цилиндра низкого давления длиной 1200 мм, работающих при 3000 об/мин. Известно, что сплавы на основе титана имеют высокую стойкость к ударным повреждениям. Лопатки из титанового сплава ТС5 отработали более 180 тысяч часов. Изготовитель лопаток не дал четких рекомендаций по ограничениям ресурса эксплуатации этих лопаток. Поэтому в Институте проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины (ИПМаш) совместно с Институтом электросварки им. Е.О. Патона НАН Украины (ИЭС) был проведен комплекс исследований по анализу влияния эрозионных повреждений на вибрационные характеристики и остаточный ресурс лопаток.

Металлографический и фрактографический анализы материала лопаток, проведенные в ИЭС, позволили определить характер и размеры эрозионных повреждений лопаток [4]. Однако деградаций механических свойств материала вблизи повреждений не выявлено. На основе использования результатов этих исследований были сформированы конечноэлементные модели лопаток с различными повреждениями. Исследованы особенности колебаний лопаток с различной глубиной и числом повреждений [5]. Были выявлены особенности концентрации напряжений в зонах повреждений для различных случаев типичных повреждений. Это позволило оценить возможное снижение предела усталости материала лопаток и, как следствие, изменение остаточного ресурса лопаток последних ступеней турбомашин для атомных электростанций. Для

учета особенностей колебаний последних ступеней цилиндров низкого давления турбины К-1000-60/3000 так же был проведен анализ колебаний их рабочих колес.

В ИЭС были проведены усталостные испытания образцов материала лопаток, взятых вблизи повреждений. Результаты этих исследований показали те же величины снижения пределов усталости материалов лопаток, что и численные исследования в ИПМаш.

Известны материалы по эксплуатации титановых лопаток компрессоров ГТД с повреждениями [5]. В ряде случаев параметры этих повреждений близки к характеристикам эрозионных повреждений титановых турбинных лопаток. Анализ этих результатов позволил подтвердить полученные оценки снижения предела усталости и изменения остаточного ресурса лопаток турбомашин. Результаты анализа эксплуатации титановых лопаток показывают так же, что различные приемы механической обработки поврежденных участков лопаток позволяют заметно продлить их остаточный ресурс [5].

Результаты комплексного анализа позволили разработать практические рекомендации по оценке предела усталости материала лопаток и их остаточного ресурса после длительной эксплуатации.

1. Шубенко А.Л., Ковальский А.Э., Воробьев Ю.С., Картмазов Г.Н., Романенко В.Н. Влияние эрозии на основные эксплуатационные характеристики рабочей лопатки последней ступени цилиндра низкого давления мощной паровой турбины. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т. 13, № 1. С. 3-10.

2. Шубенко А.Л., Ковальский А.Э., Воробьев Ю.С., Конило С.П., Романенко В.Н. Влияние эрозии на вибрационные характеристики рабочих лопаток влажно-паровых турбин. *Проблемы машиностроения*. 2003. Т. 6, № 1. С.10-26.

3. Боровков В.М., Гецов Л.Б., Воробьев Ю.С., Копсов А.Я., Петин С.В., Пигрова Г.Д., Рыбников А.И. Материалы и прочность оборудования ТЭС. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. 612 с.

4. Крылов Н.А., Скотникова М.А., Цветкова Г.В., Иванова Г.В. Влияние структуры и фазового состава материала лопаток паровых турбин из титанового сплава на их устойчивость к эрозионному разрушению. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*. 2016. Вып. 3 (249). С.86-92.

5. Воробьев Ю.С., Махненко О.В., Овчарова Н.Ю., Берлизова Т.Ю., Кулаков П.Н. Проблемы использования новых материалов для лопаточного аппарата турбомашин. *Вісник НТУ «ХП»*. Сер. *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2016. № 9. С. 44-49.

6. Петухов А.Н. Соппротивление усталости деталей ГТД. Москва: Машиностроение, 1993. 232 с.

УДК 539.3

Ю.С. Воробьев¹, д-р техн. наук, проф.

Н.Ю. Овчарова¹, канд. техн. наук.

Т.Ю. Берлизова¹

Н.А. Скрицкий¹

С.Б. Кулешов², канд. техн. наук

А.Н. Скрицкий²

Р. Жондковски³, д-р техн. наук, проф.

¹*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
(Харьков, Украина, vorobiev@ipmach.kharkov.ua)*

²*ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»
(Николаев, Украина, spe@mashproekt.nikolaev.ua)*

³*Институт проточных машин им. Р. Шевальски
(Гданьск, Польша, z3@imp.gda.pl)*

ПРОБЛЕМЫ АНАЛИЗА СТАТИЧЕСКОЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ГТД

Для повышения удельной мощности и эффективности газовых турбин необходимо увеличение параметров газового потока. Для газовых турбин температура газа перед первой ступенью достигает величин, при которых даже лопатки из жаропрочных сплавов требуют охлаждения. В связи с этими тенденциями актуальными являются проблемы обеспечения термопрочности и вибрационной прочности лопаток газовых турбин. В связи со сложностью геометрической формы лопатки первой ступени и пространственными полями температуры и напряжений использовались трехмерные модели и метод конечных элементов. Известны исследования термоупругого и вибрационного состояний лопатки с прямыми охлаждающими каналами, в которых возникает локализация напряжений на поверхностях каналов [1].

В данном случае рассматривается лопатка с вихревой и частично пленочной системами охлаждения. При этом решался комплекс задач.

1. Определения распределения температурных полей в лопатке [2].

2. Решение задачи термоупругости и определение напряженно-деформированного состояния (НДС) лопатки с учетом центробежных сил.

Проведен анализ изменения НДС лопатки из-за возможного отклонения кристаллографических осей (КГО) при изготовлении лопаток. Определены ограничения отклонений КГО для обеспечения необходимой прочности лопаток [2, 3].

3. Решение задачи о колебаниях охлаждаемой монокристаллической лопатки в поле центробежных сил, определение ее вибрационных характеристик, форм колебаний и распределения относительно вибрационных напряжений.

Из-за нарушений ориентации КГО при колебаниях монокристаллических охлаждаемых лопаток возникает изменение спектров их частот и вибрационных напряжений. Выявлены особенности локализации вибрационных напряжений при колебаниях охлаждаемых лопаток турбомашин. На ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» были проведены вибрационные испытания лопаток, при которых достигалось появление трещин и разрушение лопаток. Места зарождения усталостных трещин хорошо согласовались с местами локализации напряжений, полученных расчетным путем. Определены требования по ограничению изменений азимутальной и аксиальной ориентации КГО для обеспечения необходимых вибрационных характеристик лопаток. Требования по ограничению отклонений ориентации КГО лопаток для обеспечения их термочувствительности и вибрационных характеристик практически совпадают [3, 4].

4. Анализ особенностей колебаний рабочих колес с монокристаллическими лопатками. В рабочих колесах современных турбомашин, особенно газовых, очень часто используются разрезные полочные связи. Были проведены исследования изменения частот и форм колебаний в рабочих колесах в зависимости от степени прижатия и возможности взаимного проскальзывания их поверхностей. Было показано, что за счет изменения взаимодействия полочных связей возможно изменение спектров собственных частот рабочих колес и обеспечение отстройки от опасных резонансных режимов [1, 2].

5. Решение задач о колебаниях систем, включающих ротор, несколько ступеней газовой турбины и рабочее колесо вентилятора. Из-за стремления к равнопрочности роторов рабочих колес и вентиляторных колес ГТД могут оказаться близкими их вибрационные характеристики. В связи с этим были проведены исследования особенности формирования спектров частот и форм колебаний системы ротор – лопаточный аппарат ГТД. Определены особенности распределения форм колебаний и распределения напряжений в такой системе [1].

1. Боровков В.М., Гецов Л.Б., Воробьев Ю.С., Копсов А.Я., Петин С.В., Пигрова Г.Д., Рыбников А.И.. Материалы и прочность оборудования ТЭС. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. 612 с.

2. Воробьев Ю.С., Овчарова Н.Ю., Берлизова Т.Ю., Кулишов С.Б., Скрицкий А.Н. Особенности температурного и термоупругого состояния монокристаллической охлаждаемой лопатки ГТД. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2014. № 10 (117). С. 75-78.

3. Воробьев Ю.С., Жондковский Р., Овчарова Н.Ю., Евченко Т.Ю. Комплексный анализ термоупругого и вибрационного состояния монокристаллической лопатки с вихревой системой охлаждения. *Механика та машинобудування*. 2017. № 1. С. 23-28.

4. Vorobiov Iu.S, Dyakonenko K.Yu., Kulishov S.B., Skritskij A.N. Rzakowski R. Vibration characteristics of cooled single-crystal gas turbine blades. *J. of vibration engineering & technologies*. 2014. Vol. 2, No. 6. P. 537-541.

УДК 539.3

А.З. Галишин¹, д-р техн. наук, ст. науч. сотр.

С.Н. Склепус², д-р техн. наук, ст. науч. сотр.

¹*Институт механики им. С.П. Тимошенко НАН Украины*

(Киев, Украина, plast@inmech.kiev.ua)

²*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины*

(Харьков, Украина, snsklepus@ukr.net)

О ПРИМЕНИМОСТИ ОБОЛОЧЕЧНЫХ МОДЕЛЕЙ В ЗАДАЧАХ ПОЛЗУЧЕСТИ НЕРАВНОМЕРНО НАГРЕТЫХ ПОЛЫХ ЦИЛИНДРОВ

В современной технике находят широкое применение элементы конструкций в виде полых цилиндров, работающих в условиях ползучести. В инженерных расчетах таких объектов зачастую принимается расчетная схема в виде цилиндрической оболочки. При этом привлекаются как классическая теория, так и различные уточненные теории оболочек, учитывающие деформации поперечного сдвига. Задачи расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) и прочности цилиндрических тел и оболочек достаточно широко представлены в отечественных и иностранных публикациях. В задачах упругого деформирования погрешность решения, полученного в рамках той или иной теории оболочек, зависит от соотношения геометрических размеров, граничных условий, условий нагружения, а также характеристик материала. В нелинейных задачах ползучести и повреждаемости на погрешность оболочечного решения, кроме вышеперечисленных факторов, будут влиять характеристики ползучести материала в определяющих соотношениях ползучести и кинетическом уравнении повреждаемости. Анализ литературы показывает, что в отличие от задач упругого деформирования, где проведены обширные исследования, количество работ, посвященных исследованию границ применения упрощенных оболочечных моделей в задачах ползучести полых цилиндров весьма ограничено.

Ранее, в работах [1-3], авторами были исследованы ползучесть и повреждаемость полых цилиндров, нагруженных при постоянной температуре наружным и внутренним давлениями. Исследования проводились в рамках осесимметричной пространственной постановки, на базе классической и различных уточненных теорий оболочек.

В настоящем докладе рассмотрена задача определения НДС при ползучести цилиндров, находящихся в условиях неравномерного нагрева под действием внутреннего давления. Задача рассматривается в геометрически линейной, квазистатической постановке. Упругие и реологические свойства материала предполагаются зависящими от температуры. Они задаются в табличном виде для ряда фиксированных температур. Для промежуточных значений температуры упругие характеристики находятся путем линейной

интерполяции. Деформация ползучести в одноосном законе определяется с помощью интерполяции по температуре в соответствии с экспоненциальным законом Аррениуса. Это позволяет получить простые формулы для нахождения параметров ползучести в определяющих соотношениях.

Разработаны соответствующие методы решения начально-краевых задач ползучести в рамках пространственной и оболочечной постановок. Решение краевой задачи в пространственной постановке сводится к вариационной задаче для функционала, записанного в форме Лагранжа. Вариационные задачи решаются методом Ритца в сочетании с методом R-функций. Решение начальной задачи ищется методом Рунге-Кутта-Мерсона с автоматическим выбором шага по времени.

Решение задачи в рамках теории оболочек осуществляется на основе классической теории и гипотез прямолинейного элемента. На произвольном временном слое решение краевой задачи сводится к численному интегрированию системы обыкновенных дифференциальных уравнений, которое осуществляется методом Рунге-Кутта с дискретной ортогонализацией по С.К. Годунову. Решение начальной задачи также ищется методом Рунге-Кутта-Мерсона.

Рассматривается шарнирно закрепленная по торцам цилиндрическая оболочка, находящаяся в установившемся температурном поле и нагруженная внутренним давлением. Температура оболочки определяется из решения установившейся задачи теплопроводности.

Решения для оболочек различной толщины, основанные на гипотезах прямолинейного элемента либо гипотезах Кирхгофа-Лява, сопоставляются с решением пространственной задачи ползучести для осесимметрично нагруженного цилиндра. Исследовано влияние соотношения геометрических размеров на точность оболочечных решений: при малых значениях относительных толщин получено хорошее согласование результатов; при увеличении относительной толщины оболочки погрешность вычисления параметров НДС возрастает.

Выработаны практические рекомендации по применению оболочечных моделей в инженерных расчетах ползучести полых цилиндров.

1. Zolochovsky A., Sklepus S., Galishin A., Kuhhorn A., Kober M. A comparison between the 3D and the Kirchhoff-Love solutions for cylinders under creep-damage conditions. *Technische Mechanik*. 2014. Vol. 34, No. 2. P. 104-113.

2. Galishin A.Z., Zolochovsky A.A., Sklepus S.N. Feasibility of shell model for determinity stress-strain state and creep damage of cylindrical shells. *Intern. Applied Mechanics*. 2017. Vol. 53, No. 4. P. 398-406.

3. Галішин О.З., Золочевський О.О., Склепус С.М. Дослідження повзучості та пошкоджуваності порожнистого циліндра на основі просторової та уточненої оболонкової моделей. *Математичні методи та фізико-механічні поля*. 2016. Т. 59, № 2. С. 116-124.

УДК 539.3

П.П. Гонтаровский¹, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

Н.В. Сметанкина¹, д-р техн. наук, ст. науч. сотр.

Д.В. Клименко², канд. техн. наук

В.Н. Сиренко², канд. техн. наук

Н.Г. Гармаш¹, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

А.А. Глядя¹

¹*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
(Харьков, Украина, shulzh@ipmach.kharkov.ua)*

²*Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное»
им. М.К. Янгеля» (Днепр, Украина)*

РАСЧЕТНОЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ТОПЛИВНОГО БАКА РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ

Проведены расчетные исследования напряженно-деформированного состояния орребренных топливных баков космических ракет-носителей с целью прогнозирования их несущей способности. При проведении расчетов использовалось ранее разработанное программное обеспечение на основе метода конечных элементов [1], позволяющее исследовать термонапряженное состояние конструкций в трехмерной постановке. При построении расчетной модели учитывались конструктивные особенности вафельной оболочки топливного бака и усиливающих ее ребер жесткости, а также пластические необратимые деформации материала.

Расчеты проведены для различных значений эксплуатационного внутреннего давления в баке – 2, 3, 4, 5 и 6 атмосфер. Установлено, что максимальный уровень деформаций наблюдается в сферической оболочке бака. Определены сечения с максимальным уровнем напряжений.

Установлено, что потеря несущей способности бака наступает при малых деформациях за счет увеличения площади, на которую действует внутреннее давление. Расчет потери несущей способности является более трудоемким, чем расчет по разрушающим пластическим деформациям. Поскольку изменение геометрии вафельной обечайки несущественно, а предельные деформации сварного шва в полтора раза меньше, чем основного материала, представляется возможным прогнозировать разрушение конструкции по критерию предельных пластических деформаций.

Расчетные исследования проводились для конструкции, изготовленной из алюминиевых сплавов АМг6 и АМг6М. Для дальнейших исследований упругопластической стадии деформирования топливного бака необходимы диаграммы деформирования этих материалов.

1. Шульженко Н.Г., Матюхин Ю.И., Гонтаровский П.П., Гармаш Н.Г. Моделирование кинетики трехмерных термомеханических полей в элементах турбомашин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2004. № 6 (38). С. 26-30.

УДК 539.3

П.П. Гонтаровський¹, канд. техн. наук, ст. наук. співроб.

М.Г. Шульженко, д-р техн. наук, проф.

Н.Г.Гармаш¹, канд. техн. наук, ст. наук. співроб.

А.О. Глядя¹

¹Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України
(Харків, Україна, shulzh@ipmach.kharkov.ua)

ОЦІНКА ПОВЗУЧОСТІ ВНУТРІШНЬОГО КОРПУСУ ЦИЛІНДРА ВИСОКОГО ТИСКУ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ К-325-23,5

Для прогнозування надійної експлуатації енергетичного обладнання важливе значення має розрахункова оцінка міцності і надійності його конструктивних елементів. Корпусні деталі є одними з найбільш відповідальних частин парових турбін, які працюють в умовах впливу складних термосилових навантажень і не підлягають заміні на протязі всього періоду експлуатації [1]. Пошкодження в них накопичуються від малоциклової втоми та повзучості [2]. Термонапружений стан корпусів турбін є суттєво тривимірним, для його достовірного визначення необхідне розв'язання задач термомеханіки зі змінними граничними умовами та властивостями матеріалу, залежними від температури. Для моделювання кінетики термонапруженого стану у тривимірній постановці в елементах енергетичного обладнання зі складними реологічними характеристиками матеріалу й з урахуванням його пошкоджуваності на основі методу скінченних елементів (МСЕ) розроблена спеціальна методика та програмний комплекс [3]. При проведенні розрахункових досліджень термонапруженого стану внутрішнього корпусу циліндра високого тиску парової турбіни К-325-23,5 для урахування його конструктивних особливостей програмне забезпечення удосконалено шляхом введення нових видів шестигранників у різних системах координат.

На рис.1 наведено розрахункову схему симетричної частини внутрішнього корпусу, яка розглядалася при розрахунках.

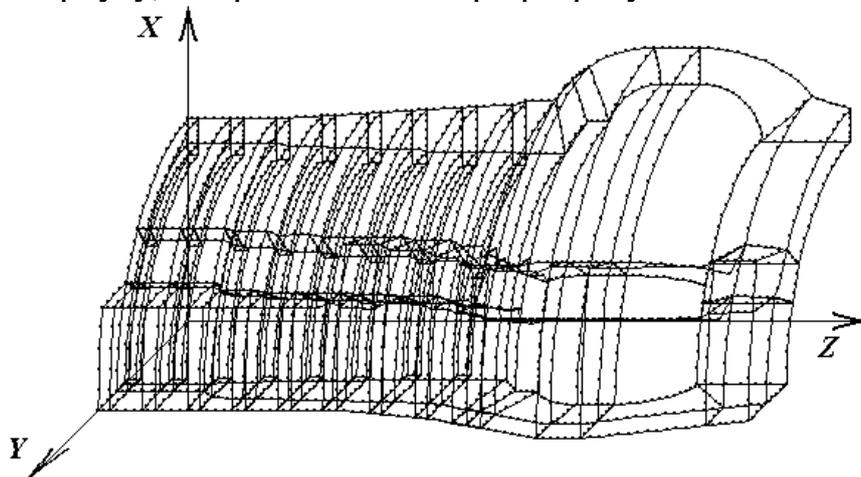


Рис. 1. Розрахункова схема внутрішнього корпусу турбіни К-325-23,5

Теплофізичні та фізико-механічні властивості сталі 15Х1М1ФЛ, з якої виготовлено корпус, задавалися залежними від температури. Розподіл температурних полів отримано шляхом розв'язання задач теплопровідності з використанням граничних умов теплообміну третього роду на відповідних поверхнях. Максимальна температура металу на внутрішній поверхні корпусу досягає 530 °С, а мінімальна – на зовнішній поверхні 375 °С. Корпус навантажений зовнішнім і внутрішнім тисками, а також зусиллями від затяжки шпильок, розподіленими по поверхні фланців. Оцінка повзучості виконувалась за теорією старіння з використанням ізохронних кривих для 200 тис. годин.

На рис.2 показано розподіл інтенсивності деформацій повзучості ε_{ip} з урахуванням знаку її максимальної компоненти у вертикальному меридіональному перетині корпусу (рис. 2, а) та в перетині по роз'єму фланців (рис. 2, б). Максимальні деформації повзучості на зовнішній поверхні внутрішнього корпусу складають 0,26 %, а на внутрішній – 0,27 %.

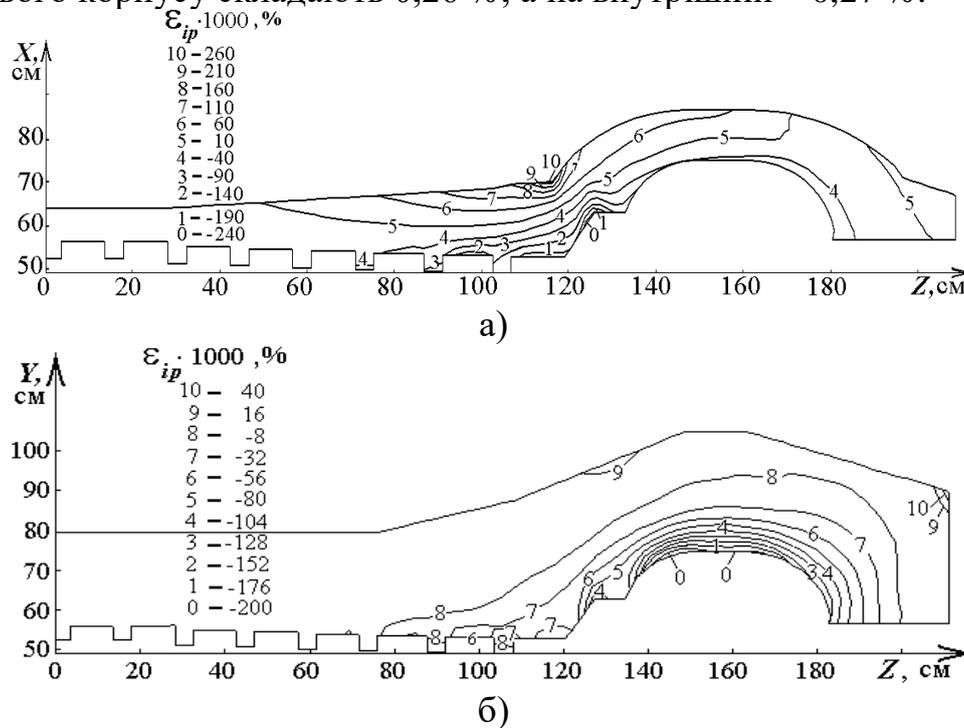


Рис. 2. Розподіл інтенсивності деформацій повзучості ε_{ip} в корпусі турбіни після 200 тис. годин експлуатації

Проведені розрахункові дослідження показали, що у результаті повзучості корпусу напруження перерозподіляються по об'єму, а максимальні деформації повзучості не перевищують 0,27 %.

1. Шульженко Н.Г., Матюхин Ю.И, Гонтаровский П.П., Гармаш Н.Г. Моделирование нестационарного термонапряженного состояния части корпуса турбины в трехмерной постановке. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Динаміка і міцність машин. 2005. № 22. С. 119-128.

2. Шульженко Н.Г., Матюхин Ю.И, Гонтаровский П.П., Гармаш Н.Г. Анализ формоизменения высокотемпературной части корпуса турбины после длительной эксплуатации. *Проблемы машиностроения*. 2008. Т. 11, № 3. С. 15-23.

3. Шульженко Н.Г., Матюхин Ю.И, Гонтаровский П.П., Гармаш Н.Г. Моделирование кинетики трехмерных термомеханических полей в элементах турбомашин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2004. № 6 (38). С. 26-30.

УДК 539.3

П.П. Гонтаровський¹, канд. техн. наук, ст. наук. співроб.

М.Г. Шульженко, д-р техн. наук, проф.

Н.Г. Гармаш¹, канд. техн. наук, ст. наук. співроб.

І.І. Мележик¹, канд. техн. наук

*¹Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України
(Харків, Україна, shulzh@ipmach.kharkov.ua)*

РОЗРАХУНКОВА ОЦІНКА РОСТУ ТРІЩИНИ В ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНІЙ ПОСТАНОВЦІ ПРИ ЦИКЛІЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Розрахункова живучість елементів енергообладнання важлива при визначенні їхнього ресурсу та термінів міжремонтних контролів. Кінетичні діаграми втомного руйнування та рівняння, що їх описують, широко використовуються для оцінки кінетики тріщин при циклічному навантаженні. Визначення параметрів тріщиностійкості, що входять у ці рівняння (наприклад, Періса), потребують трудомістких випробувань спеціальних зразків із тріщинами. Також, слід зазначити, що в класичній механіці руйнування розмір зони пластичності у вершині тріщини приймається малим у порівнянні з її глибиною, що не завжди відповідає дійсності.

Метою роботи є розвиток в пружно-пластичній постановці методики розрахункової оцінки кінетики тріщин у плоских та осесиметричних елементах при багаторежимному циклічному навантаженні на основі використання концепції накопичення розсіяних пошкоджень у матеріалі та даних діаграм втомного руйнування звичайних циліндричних зразків.

Напружено-деформований та тепловий стани елементів конструкцій в пружно-пластичній постановці на різних режимах навантаження визначається методом скінченних елементів. Застосовується теорія пластичності з ізотропним зміцненням, та враховуються ефект Баушингера й принцип Мазінга. За діаграмами деформування матеріалу при циклічному навантаженні визначаються розмахи інтенсивності пружно-пластичних деформацій у заданому напрямку розвитку тріщини для декількох фіксованих її глибин. При оцінці пошкоджуваності матеріалу використовуються розмахи пружно-пластичних деформацій за діаграмами малоциклової втоми на ймовірному напрямку розвитку тріщини із застосуванням гіпотези лінійного підсумовування. Тріщина стрибкоподібно поширюється на заданий крок при досягненні критичного значення пошкоджуваності. Враховується можливий контакт берегів тріщини при стискаючому напівциклі навантаження. При цьому розв'язується контактна задача з використанням термоконтактного скінченного елемента, який дозволяє моделювати взаємодію між контактуючими тілами, що залежить від напруженого стану, величини та характеру розподілу контактного тиску в з'єднанні.

На основі запропонованої методики виконана оцінка росту тріщини в плоских [1] та циліндричних [2] елементах при різних рівнях асиметричного циклічного навантаження.

Результати для товстої пластини, яка знаходиться під дією знакозмінного навантаження, за наявності в ній поверхневої тріщини наведені на рис. 1. Спостерігається узгодження результатів, отриманих за даною та іншими методиками (з використанням рівнянь Періса при коефіцієнті асиметрії циклу навантаження $R=0$ та методу Ньюмана при $R \neq 0$). Суцільними лініями на рис. 1 позначені результати, отримані за запропонованою методикою, штрихпунктирними – за методом Ньюмана. На рис. 2 показана зона пластичності при глибині тріщини $l=4,5$ см та симетричному навантаженні $R=-1$.

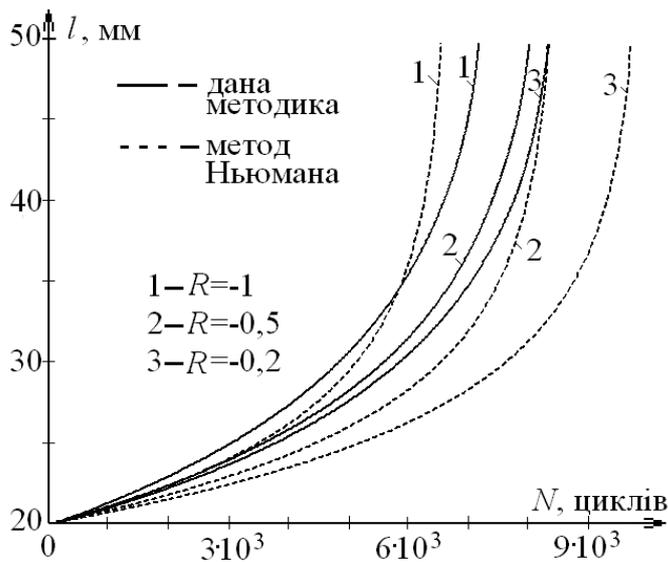


Рис. 1. Зміна глибини тріщини l за число циклів навантаження N при від'ємному коефіцієнті асиметрії циклу навантаження R

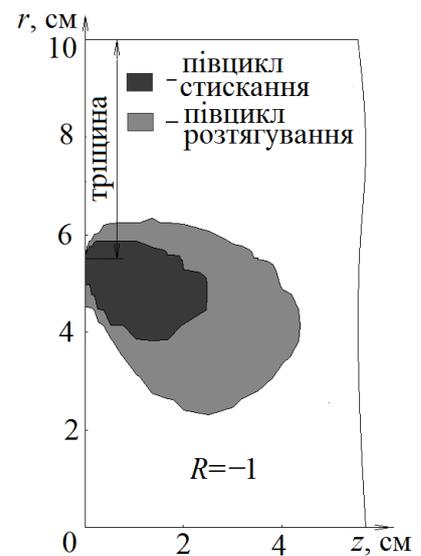


Рис. 2. Зона пластичності при $l=4,5$ см

Розбіжність приведених результатів можна пояснити невідповідністю властивостей матеріалів при визначенні кінетичних та втомних діаграм, а також відмінністю використаних моделей руйнування матеріалу в розрахункових методиках.

Запропонована методика розрахункової оцінки розвитку тріщини на основі концепції накопичення розсіяних пошкоджень може бути використана при оцінці ресурсу елементів енергетичного обладнання.

1. Шульженко М.Г., Гонтаровський П.П., Гармаш Н.Г., Мележик І.І. Розрахункова оцінка розвитку тріщини з контактуючими берегами в плоских елементах конструкцій. *Вісник Запорізького національного університету. Фізико-математичні науки*. 2017. № 1. С. 365-373.

2. Гонтаровський П.П., Шульженко Н.Г., Гармаш Н.Г., Мележик І.І. Моделирование роста кольцевой трещины в цилиндрическом элементе конструкции при циклическом нагружении. *Вісник НТУ «ХПІ». Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2018. № 12 (1288). С. 62-66. doi: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.201812.11>

УДК 539.3

В.З. Грищак¹, д-р техн. наук, проф.
Д.Д. Грищак², канд. физ.-мат. наук
Н.Н. Дьяченко¹, канд. физ.-мат. наук, доц.

¹ *Запорожский национальный университет
(Запорожье, Украина, grk@znu.edu.ua)*

² *Центральный научно-исследовательский институт вооружения и военной техники Вооруженных Сил Украины (Киев, Украина)*

К ВОПРОСУ ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИБЛИЖЕННОГО АНАЛИТИЧЕСКОГО РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ УСТОЙЧИВОСТИ ТРЕХСЛОЙНОЙ КОНИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ ПРИ КОМБИНИРОВАННОМ НАГРУЖЕНИИ

Многослойные конструкции обладают высокой прочностью и жесткостью. Особое место в современном машиностроении отведено трехслойным оболочкам, широко используемым в авиационных системах. Исследованиям устойчивости трехслойных конических оболочек посвящены работы Г.В. Закирова [1], Э.И. Григолюка, П.П. Чулкова [2], И.Н. Преображенского [3], А.Н. Андреева, Ю.В. Немировского [4], S.N. Sukhinina [5], E. Tertel, P. Kurylo [6], M.A., Voorboor Ajdari, S. Jalili, M. Jafari, J. Zamani, M. Shariyat [7] и др.

Рассматривается линейная задача о поведении упругой трехслойной усеченной конической оболочки при совместном действии нескольких внешних силовых факторов (равномерного давления, осевого сжатия и крутящего момента), способных вызвать потерю устойчивости. Особый интерес представляет оценка эффективности приближенных аналитических решений разрешающих дифференциальных уравнений устойчивости с переменными коэффициентами.

Полная система дифференциальных уравнений в частных производных поставленной задачи, приведенная в работе [2], сводится к разрешающему обыкновенному дифференциальному уравнению шестого порядка с переменными коэффициентами относительно функции перемещений. Аналоги такого уравнения известны лишь для однослойной оболочки [3, 8, 9]. Предполагается, что торцы свободно оперты, а также имеется диафрагма бесконечной жесткости, препятствующая относительно сдвигу несущих слоев вдоль края оболочки.

Анализ задачи основан на трех подходах. Первый из них предполагает использование метода фазовых интегралов [10]. Второй – представляет собой комбинацию метода возмущений и принципа ортогональности по Галеркину и именуется гибридным ВКБ-Галеркин методом. Здесь следует отметить работу J.F. Geer, C.M. Andersen [11] и исследования [12, 13] по решению прикладных задач математической физики, а также задач устойчивости однородной

конической оболочки [9, 14]. Для оценки эффективности аналитических подходов используется численная реализация задачи по методу конечных разностей.

Проведен сравнительный анализ результатов, полученных указанными подходами. Показано преимущество гибридного ВКБ-Галеркин метода по сравнению с другими методами.

Особое внимание уделяется проблеме построения граничных поверхностей, отделяющих область устойчивости от области неустойчивости исследуемой конструкции. В предельных случаях дается сравнение с известными результатами [2, 9]. Обсуждается анализ рационального соотношения толщин и модулей упругости слоев трехслойной конической оболочки, при которых конструкция наиболее устойчива к заданному виду внешнего нагружения.

1. Закиров Г.В. Некоторые задачи устойчивости трехслойных конических оболочек. *Исслед. по теории пластин и оболочек*. 1967. Вып. 5. С. 257-270.
 2. Григолюк Э.И., Чулков П.П. Устойчивость и колебания трехслойных оболочек. Москва: Машиностроение, 1973. 172 с.
 3. Преображенский И.Н., Грищак В.З. Устойчивость и колебания конических оболочек. Москва: Машиностроение, 1986. 240 с.
 4. Андреев А.Н., Немировский Ю.В. Многослойные анизотропные оболочки и пластины: Изгиб, устойчивость, колебание. Новосибирск: Наука, 2001. 288 с.
 5. Сухинин С.Н. Прикладные задачи устойчивости многослойных композитных оболочек. Москва: Физматлит, 2010. 248 с.
 6. Tertel E., Kurylo P. The stability of the sandwich conical shell panel – the stress state analysis. *Tehnički vjesnik*. 2017. Vol. 24, No. Suppl. 1. P. 55-60.
 7. Voorboor Ajdari M. A., Jalili S., Jafari M., Zamani J. and Shariyat M. The analytical solution of the buckling of composite truncated conical shells under combined external pressure and axial compression. *J. of Mechanical Science and Technology*. 2012. No. 26 (9). P. 2783-2791.
 8. Вольмир А.С. Устойчивость деформируемых систем. Москва: Наука, 1967. 984 с.
 9. Грищак В.З., Дьяченко Н.Н. Определение областей устойчивости конической оболочки при комбинированном нагружении на базе гибридного асимптотического подхода. *Вісник Запоріж. нац. ун-ту. Фізико-математичні науки*. 2017. № 2. С. 33-46.
 10. Фрёман Н., Фрёман П. У. ВКБ-приближение. Москва: Мир, 1967. 166 с.
 11. Geer J.F., Andersen C.M. A hybrid perturbation – Galerkin technique with application to slender body theory. *SIAM J. Appl. Mech.* 1989. Vol. 49. P. 344-361.
 12. Грищак В.З. Гібридні асимптотичні методи та техніка їх застосування. Запоріжжя: Запоріж. нац. ун-т, 2009. 225 с.
 13. Gristchak V.Z., Gristchak D.D., Fatieieva Yu.A. Hybrid asymptotic methods. Theory and applications. Zaporizhzhya: Zaporizhzhya National University, 2016. 108 p.
- Gristchak V.Z., Dimitrijeva E.M. A Hybrid WKB-Galerkin Method and its Using to Applied Mechanics Problems. *The scientific j. FACTA UNIVERSITATIS. Ser. Mechanics, Automatic Control and Robotics*. 1998. Vol. 2, No. 8. P. 709-713.

УДК 539.3

В.С. Гудрамович¹, чл.-корр. НАН України, д-р техн. наук, проф.

В.Н. Сиренко², канд. техн. наук

Ю.Ф. Даниєв¹, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

В.П. Пошивалов¹, д-р техн. наук, проф.

Д.В. Клименко², канд. техн. наук

¹Институт технической механики Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины

(Днепр, Украина, office.itm@nas.gov.ua)

²Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля» (Днепр, Украина)

РАЗРАБОТКА НОРМАТИВНЫХ ОСНОВ РАСЧЕТА РЕСУРСА КОНСТРУКЦИЙ ПУСКОВЫХ УСТАНОВОК РАКЕТ-НОСИТЕЛЕЙ

При проектировании конструкций пусковых установок ракет-носителей актуальной является проблема прогнозирования их ресурса. Методологические основы этой проблемы связаны с классификацией действующих нагрузок и выбором критериев предельных состояний при различных видах силового и температурного нагружения. Важным при решении этих вопросов является выбор прототипа – конструкции, наиболее близкой по основным техническим характеристикам к разрабатываемой.

Нагрузки и прочностные характеристики реальных элементов конструкции являются случайными величинами. Нормы прочности должны содержать вероятностные характеристики нагрузок и внешних воздействий при исследовании процесса нагружения и при определении разрушающих нагрузок.

На стадии проектирования ресурс и срок службы пусковой установки являются заданными величинами. Нормативные документы, которые определяют их, содержат статистические данные о нагрузках, материалах и условиях эксплуатации конструкций.

В процессе эксплуатации пусковой установки нельзя исключать факта наступления интенсивных воздействий или их сочетаний (землетрясения, аварийные ситуации: агрессивная среда и т. п.). Проверка отдельных элементов и всей конструкции в целом на безотказность является неотъемлемой частью прогнозирования ресурса.

Разрабатываются методологические вопросы создания вероятностных моделей характеристик прочности материалов, прогнозирования ресурса на этапе проектирования.

Рассматривается моделирование статических, динамических нагрузок, действующих на пусковую установку при старте ракеты-носителя, а также подходы к моделированию тепловых деформаций.

Разработаны подходы прогнозирования ресурса пусковых установок с использованием критериев статической и циклической прочности.

УДК 629.7.023

М.А. Дегтярев¹

В.Г. Данченко¹, канд. техн. наук

А. В. Шаповал¹

К.В. Аврамов², д-р техн. наук, проф.

*¹Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное»
им. М.К. Янгеля» (Днепр, Украина)*

*²Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
(Харьков, Украина, avratov@nas.gov.ua)*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ ВАФЕЛЬНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОТСЕКОВ РАКЕТ-НОСИТЕЛЕЙ

Системное проектирование отсеков ракеты-носителя (РН) оптимальной массы включает в себя экспериментальный и теоретический анализ их прочности. На основании расчетного анализа, который не является предметом этой статьи, была исследована прочность вафельных цилиндрических отсеков РН и выбраны оптимальные параметры оребренных конструкций с обшивкой. Вафельный отсек представляет собой цилиндрическую оболочку, которая состоит из двух обечаек, изнутри усиленных стрингерами и шпангоутами расположенных равномерно по окружной и продольной координатах, образуя так называемый силовой набор. Основное отличие вафельного отсека в том, что оболочка, стрингеры и шпангоуты имеют переменную толщину и отсек имеет переменную жесткость. На основании этих расчетных исследований был спроектирован и изготовлен оптимальный цилиндрический отсек РН. Переменность толщины позволяет усилить конструкцию в более нагруженных зонах хвостового отсека. В этой статье представлены результаты экспериментального анализа напряженно-деформируемого состояния отсека переменной жесткости РН.

В этой работе предлагается методика экспериментального исследования прочностных характеристик облегченного хвостового отсека ракеты-носителя. На основании этой методики экспериментально исследованы прочностные характеристики спроектированного хвостового отсека переменной жесткости.

Экспериментальные исследования хвостового отсека проводились под действием максимальных нагрузок, действующих на корпус при стоянке заправленной ракеты-носителя с поддержкой, так и без поддержки установщика. При экспериментах для каждого случая реализовано нагружение хвостового отсека в плоскости опор и под углом 45° к этой плоскости. При достижении 130 % и 150 % от эксплуатационной нагрузки потеря работоспособности конструкции не отмечены, что подтверждает достаточную прочность корпуса хвостового отсека.

В.С. Дорошенко, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

*Физико-технологический институт металлов и сплавов НАН Украины
(Киев, Украина, doros55v@gmail.com)*

ПРООБРАЗЫ ПРИРОДОПОДОБНЫХ ЛИТЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Научно-технологическое развитие сегодня во многом связано с созданием новых, так называемых природоподобных технологий (ПТ), которые будут наследовать процессы природы и дадут нам экономичный, как в самой природе, уровень потребления ресурсов [1, 2]. Например, в созданной во ФТИМС НАНУ технологии литья по ледяным моделям при агрегатных переходах воды (из жидкого состояния в твердое, опять в жидкое и затем в газообразное), при получении - замораживании литейной модели, плавлении модели при освобождении полости литейной формы, а затем испарении влаги при сушке песчаной формы, в какой-то мере подобны кругообороту воды в природе [2-4].

ПТ - часть логичного процесса развития науки, начавшегося от древних греков и натурфилософов древнего мира, которые пытались найти единые закономерности окружающего мира, природы. Затем человек создал физику, химию, биологию, прочие науки, число которых росло, чтобы легче изучать эти узкие направления. По пути этого углубленного анализа, разделения окружающего мира на все более мелкие детали мы дошли, как говорят в микроэлектронике, до предела миниатюризации [1]. Многие вещи, явления, процессы мы изучили досконально, но в то же время зашли в тупик, перестав рассматривать природу как единое целое, самодостаточный организм, существовавший за миллиарды лет до возникновения человека. Мы создавали за три сотни лет новый, удобный окружающий мир, укрощали природу. Но к концу XX века вмешательство человека в природу стало критическим [1]. Для развития цивилизации нужен новый технологический уклад, эффективный в потреблении энергии, как природа, дружелюбный ей, основанный на ее принципах. Когда процесс разделения на все новые науки был в самом разгаре, начали возникать науки-связки, науки-мостики: геохимия, физикохимия, биофизика и прочие. От анализа мы перешли к синтезу наук, развивая новое направление для соединения новейших технологий с конструкциями, принципами живой природы [1], примеры чего описаны, в частности, для литейного производства [5-8]. Среди таких примеров - тонкостенная литая конструкция - «победитель» конкурса Американской ассоциации литейщиков (AFS) как отливка года – 2018 (рис. 1) [8]. Это маятник (swingarm) подвески заднего колеса электромотоцикла LS-218. За три недели компания Tooling Equipment International (TEI) из США спроектировала, отлила, очистила, провела термо- и механообработки, а также рентгеновский контроль алюминиевой детали, которая похожа на сплетенную из лозы конструкцию или «скульптуру паука», как это сказано в публикации, а фото вынесено на обложку

журнала [8]. Спроектировав с помощью программы Autodesk, специалисты ТЕІ методом 3D печати изготовили песчаную литейную форму, в которую залили алюминиевый сплав А365-Т6.



Рис. 1. Маятник (swingarm), общий вид и в конструкции мотоцикла

Литая деталь (700×470×280 мм) заменяет трехсекционную заготовку со снижением массы маятника на 10 % до 6,4 кг. На этом конкурсе отмечена отливка (рис. 2) из высокопрочного чугуна 65-45-12 с толщиной стенок 6-7 мм. Она легче прототипа на 42 % [8]. Такие отливки есть попытками с помощью новейших технологий наследовать конструкции и принципы природы.



Рис. 2. Суппорт (330×279×152 мм; 7,5 кг) тяжелого грузовика Volvo

1. Ковальчук М.В., Нарайкин О.С. Природоподобные технологии – новые возможности и новые угрозы. *Индекс безопасности*. 2016. Т.22, № 3-4. С. 103-108.
2. Дорошенко В.С. О природоподобных технологиях для точного литья. *Литейщик России*. 2018. № 2. С. 22-28.
3. Дорошенко В.С. Структура исследований по разработке технологии литья по ледяным моделям с использованием ряда особенностей и природных явлений. *Процессы литья*. 2017. № 1. С. 39-46.
4. Дорошенко В.С. Разработка технологии литья по ледяным моделям с использованием явлений, наблюдаемых в природе. *Литейщик России*. 2017. № 1. С. 13 - 18.
5. Дорошенко В.С. Примеры гармонизации с природой технических и декоративных отливок. *Литейное производство*. 2016. № 9. С. 30-37.
6. Дорошенко В.С. Воспроизведение структур природы как метод получения ресурсосберегающих металлоконструкций. *Вісник ДДМА*. 2014. №1. С. 43-49.
7. Дорошенко В.С. Черпать ресурсосберегающий потенциал, воспроизводя структуры природы. *Строительные и дорожные машины*. 2014. № 7. С. 31-37.
8. Shannon Wetzel. TEI swing arm wins casting of the year. *Modern Casting*. 2018. No. 5. P. 28-31.

УДК 539.3:629.7

Б.Ф. Зайцев¹, д-р техн. наук, ст. науч. сотр.

А.В. Асаенко¹, канд. техн. наук

Т.В. Протасова¹, канд. техн. наук

Д.В. Клименко², канд. техн. наук

Д.В. Акимов²

В.Н. Сиренко², канд. техн. наук

¹ *Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, (Харьков, Украина, b.zajtsev@gmail.com)*

² *Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля» (Днепр, Украина, AkimovDV@kbu.net)*

УДАРНЫЙ КОНТАКТ ЭЛЕМЕНТОВ СОСТАВНОЙ КОНСТРУКЦИИ ОБТЕКАТЕЛЯ ПРИ ОТДЕЛЕНИИ ОТ РАКЕТЫ

При функционировании пиротехнической системы отделения обтекателя (ПСОО) ее элементы испытывают большие динамические нагрузки, которые вызваны ударным характером их взаимодействия. Для частичного решения проблемы выполняется постановка дополнительных смягчающих соударение элементов в виде демпферов. При этом возможно сложное поведение взаимодействующих через демпфер конструкций, которое проявляется как контактирование или его прерывание, т.е. отскок. При значительных скоростях соударений в конструкциях могут развиваться пластические деформации, что значительно усложняет решение задачи. Для ее упрощения предполагается упругость конструкций при соударении, но допускается возможность пластического деформирования демпфера и отрыва конструкций друг от друга.

При постановке демпфера возникает задача рационального выбора его характеристик при пластическом деформировании, определяемых конструктивными параметрами демпфера и используемым материалом, при которых динамические напряжения на протяжении всего процесса ударного взаимодействия минимальны.

Демпфер представляется в виде сплошного цилиндрического кольца с геометрическими параметрами исходной конструкции. Его характеристика при сжатии задается диаграммой жесткости $N(\lambda)$, где N – передаваемое через демпфер усилие, λ – относительное перемещение торцов демпфера, через которые осуществляется контакт. Демпфер работает только на сжатие и осуществляет одностороннюю связь, допуская отрыв контактирующих через него узлов.

При расчетах динамики контактного ударного взаимодействия использован подход, согласно которому все элементы ПСОО считаются упруго деформируемыми, а для учета нелинейного поведения демпфера, связанного с

пластической деформацией или нарушением контакта, применяется методика введения граничных переменных сил, приложенных по торцам демпфера.

Граничные силы относятся к внешним силам и предназначены для компенсации упругих сил, которые развиваются в модели демпфера, входящей в конструкцию как упругий элемент. При пластических деформациях сжатия граничные силы должны увеличивать деформацию, сдерживаемую упругими силами, а при нарушении контакта, т.е. отрыве элементов друг от друга, граничные силы должны полностью компенсировать напряжения в модели демпфера, обнуляя их. Состояние демпфера как одномерного элемента с нелинейным поведением определяется относительным движением его торцов. При этом возможны различные механические состояния: активная пластическая деформация, разгрузка, протекающая по упругому закону, и отрыв контактируемых элементов друг от друга.

При моделировании система элементов ПСОО рассматривается как единая конструкция, но с разными начальными скоростями, т.е. возмущение системы формируется заданием разрывных начальных условий. Применяется МКЭ с математическим обеспечением [1], основанным на трехмерном моделировании, согласно которому задача после дискретизации сводится к системе обыкновенных дифференциальных уравнений

$$[M]\ddot{u} + [D]\dot{u} + [K]u = F_e,$$

где u – вектор перемещения узлов конечноэлементной (КЭ) сетки; F_e – вектор заданной нагрузки, изменяющейся во времени; $[M]$, $[D]$, $[K]$ – соответственно матрицы масс, демпфирования и жесткости.

Расчет динамики конструкции по времени выполняется конечно-разностным методом Вильсона [2]. При расчете граничных сил на шаге интегрирования по времени в случае активной пластической деформации применяется схема, сходная с методом дополнительной деформации теории пластичности [3]. При разгрузке граничные силы фиксируются, а при отрыве определяются из условия отсутствия напряжений в демпфере.

Выполнены расчетные исследования динамического напряженного состояния для различных вариантов демпфера, включая вариант исходной конструкции КБ «Южное» (с отверстиями, пластичный, «мягкий»), а также, для сравнения, стального демпфера в состоянии упругости (без отверстий, «жесткий») и при различных начальных скоростях – 40, 60, 80 м/с. Показано, что исходный демпфер неэффективен из-за недостаточной жесткости. Проведены поисковые исследования рациональных вариантов демпфера из идеального упруго-пластического материала с жесткостью, при которой динамическая напряженность конструкции минимальна.

Характерным для взаимодействующих конструкций является первоначальное сближение, сопровождающееся пластической деформацией, а затем разгрузка демпфера с последующим нарушением контакта и свободное перемещение, не связанных между собой узлов конструкции. Для стального демпфера осадка при контакте очень мала, а при учете пластических свойств в исходном и рациональном вариантах большая. Вводилось ограничение на

предельную осадку демпфера при сжатии, причем для рациональных вариантов максимальные значения осадки были близки предельным либо достигали его на короткое время. Это связано с тем, что для наибольшего эффекта снижения напряжений выравнивание скоростей должно происходить за больший промежуток времени, а соответственно, на большем относительном перемещении торцов демпфера. При этом исчерпание деформационной способности не должно быть длительным, так как при этом возникает дополнительное ударное воздействие.

Уровень развиваемых динамических напряжений находится в сильной зависимости от величины скорости удара. Для получения рациональной конструкции необходимая пластическая жесткость демпфера также сильно возрастает с увеличением скорости удара, причем длительность выравнивания скоростей уменьшается, что связано с увеличением рекомендуемой жесткости. Для рациональных вариантов демпфера максимальные значения напряжений значительно снижены (в 1,5...1,7 раз), что позволило для некоторых случаев ввести элементы конструкции в упругую стадию деформирования.

1. Шульженко Н.Г., Гонтаровский П.П., Зайцев Б.Ф. Задачи термпрочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований): монография. Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. 370 с.

2. Бате К., Вильсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. Москва: Стройиздат, 1982. 448 с.

3. Термпрочность деталей машин: Биргер И.А., Шорр Б.Ф. (ред.). Москва: Машиностроение, 1975. 455 с.

УДК 539.3

А.В. Захаров

В.Н. Харченко

Д.В. Клименко, канд. техн. наук

*Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное»
им. М.К. Янгеля» (Днепр, Украина, alonibreak77gmail.com)*

ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ СБОРКИ НА УРОВЕНЬ ЗАТЯЖКИ СИЛОВОГО КРЕПЕЖА РАКЕТЫ

Силовой крепеж является одним из наиболее нагруженных и ответственных элементов конструкции ракеты. В процессе эксплуатации ракеты требуется, чтобы при всех воздействующих на крепеж статических и циклических нагрузках соблюдалась его прочность и необходимая плотность соединяемых стыков. Для обеспечения необходимой плотности стыка и равномерной затяжки всех элементов крепежа при сборке ракеты контролируют усилие затяжки. Одним из наиболее широко применяемых способов контроля усилия затяжки крепежа при сборке является затяжка с помощью моментного ключа.

Для обеспечения гарантированного усилия затяжки стыка необходимо знать зависимость усилия затяжки от момента затяжки на ключе. Усилие затяжки при одном и том же моменте затяжки зависит от многих факторов: геометрических размеров крепежа, применяемых материалов, чистоты обработки трущихся поверхностей, марки смазки и способа ее нанесения на крепеж, количества сборок-разборок крепежа.

В практике ГП «КБ «Южное» для правильного назначения в конструкторской документации момента затяжки на ключе проводятся экспериментальные исследования зависимости усилия затяжки от момента затяжки конкретного крепежа. Для этого разработаны соответствующие программы и методики, а также технологическое оборудование для проведения испытаний. При экспериментальной отработке проводят исследования влияния на зависимость усилия затяжки от момента затяжки следующих факторов:

- марки применяемых смазок. По результатам исследований выбирают смазку, которая обеспечивает наилучшую стабильность затяжки и отсутствие заедания резьбы;
- способа нанесения смазки на крепежные элементы (нанесение смазки на резьбу, на торец гайки или без смазки);
- наличия перекоса при сборке соединения (чувствительности крепежа к перекосу соединяемых деталей);
- многократности затяжек.

Приведены методика исследований, результаты испытаний силового крепежа стыков ракеты и маршевого ракетного двигателя твердого топлива. По результатам испытаний, исходя из критериев прочности крепежа и стабильности затяжки, рекомендованы моменты затяжки крепежа и смазка для применяемых пар материалов.

УДК 539.3

А.П. Колодяжный¹, канд. техн. наук
М.А. Медникова²

*¹Днепровский национальный университет им. Олеса Гончара
(Днепр, Украина, Ankol4517@gmail.com)*

*²Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное»
им. М.К. Янгеля» (Днепр, Украина, Mednikova1990@gmail.com)*

О ВЛИЯНИИ НЕЛИНЕЙНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ НА КОНЦЕНТРАЦИЮ НАПРЯЖЕНИЙ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧКАХ, ОСЛАБЛЕННЫХ КРУГОВЫМ ОТВЕРСТИЕМ

Представлены результаты геометрически нелинейного конечно-элементного анализа влияния нагрузки, возрастающей вплоть до предельного значения, на трансформацию полей напряжений и изменение коэффициента концентрации напряжений (ККН) в упругих цилиндрических оболочках, ослабленных круговым отверстием. Расчеты проведены для широкого диапазона длин оболочек с малыми и большими отверстиями при кручении или осевом сжатии. Анализ напряженного состояния (НС) оболочек с отверстием на боковой поверхности в линейном приближении посвящено весьма значительное число публикаций. В основу наиболее часто используемых аналитических и численных линейных моделей положен метод разделения напряженного состояния на основное и возмущенное, быстро затухающее при удалении от зоны отверстия. ККН при этом не зависит от длины оболочки и определяется единым параметром, включающим в себя толщину и радиус оболочки, и радиус отверстия. При учете геометрической нелинейности решение задачи в аналитической форме становится невозможным, применение разностных численных методов вызывает весьма серьезные трудности из-за высоких градиентов НС в локальных зонах концентрации и необходимости использования неравномерных сеток, поэтому предпочтительным является метод конечных элементов. В работе показано, что адекватное определение ККН с применением линейного подхода возможно только на начальном этапе нагружения для весьма длинных оболочек с малыми отверстиями, так как ККН может существенно изменяться в процессе нагружения. Проведен анализ влияния длины оболочки на ККН. Коэффициент концентрации напряжений может снижаться кратно при уменьшении длины оболочки, а увеличение длины может вести как к возрастанию, так и изменению характера зависимости ККН от уровня нагрузки. В отличие от ККН максимальные напряжения в зоне их концентрации при увеличении нагрузки всегда возрастают, а сама зона концентрации перемещается вдоль кромки отверстия. Обнаружено, что поля напряжений, соответствующие предельной нагрузке, формируются задолго до исчерпания несущей способности оболочки. Приведены картины полей напряжений в развитии для отверстий разных размеров для нескольких уровней нагрузки.

УДК 629.7.002.3: 624.016(043)

А.В. Кондратьєв, д-р техн. наук, доц.

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут» (Харків, Україна, a.kondratiev@khai.edu)

МЕТОДОЛОГІЯ СИНТЕЗУ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ КОМПОЗИТНИХ КОНСТРУКЦІЙ АЕРОКОСМІЧНОЇ ТЕХНІКИ ПРИ БАГАТОФАКТОРНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Удосконалення авіаційної та ракетно-космічної техніки (АРКТ) нерозривно пов'язане зі зниженням її польотної маси, висока вартість якої, особливо для ракетно-космічних літальних апаратів (ЛА), вимагає використання сучасних конструкцій матеріалів, розробки ефективних конструктивно-силових схем (КСС) та конструктивно-технологічних рішень (КТР), що їм відповідають, та забезпечення високоточної технології реалізації у виробництві. До числа таких рішень відносяться та широко використовуються в ЛА всіх класів композитні агрегати, що забезпечують високу несучу здатність виробів АРКТ. Науково-технічний прогрес сприяє безперервному вдосконаленню та розширенню номенклатури композитних конструкцій для високо навантажених та відповідальних агрегатів ЛА, що мають виняткову складність як у проектуванні, так і у виробництві. На сьогодні надзвичайно важливим є вирішення комплексної проблеми підвищення ефективності вітчизняних конструкцій АРКТ на світовому ринку авіаційних та космічних послуг. Доповідь присвячено викладенню основних результатів, отриманих на цей момент часу автором у рамках вирішення цієї проблеми. Виконано ґрунтовний аналіз літературних даних, що стосуються існуючих методологій оптимального проектування композитних агрегатів АРКТ. Відзначено, що нині в основу науково-технічного забезпечення оптимального проектування і виробництва композитних агрегатів АРКТ, починаючи з питань конструкторської та технологічної підготовки, вибору раціональних КТР та їх реалізації, покладено інформаційні комп'ютерні технології, які отримали в останнє десятиліття інтенсивний розвиток і застосування, особливо за кордоном. Базуючись на цьому, розроблено нову концепцію створення ефективних композитних агрегатів АРКТ та реалізуючий її проектний комплекс вибору раціональних конструктивно-технологічних параметрів.

Наведено результати досліджень, присвячених розробленню наукових основ методології синтезу основних видів композитних агрегатів АРКТ при різномірному навантаженні: несучих відсіків головного блоку ракет-носіїв (РН); каркасів панелей сонячних батарей (СБ) космічних апаратів (КА); прецизійних конструкцій космічного призначення. Так розроблені у рамках запропонованої загальної концепції наукові основи раціонального проектування композитних несучих відсіків різних КСС головного блоку РН дозволили розробити комплексний підхід до їх оптимального проектування, відмінною рисою якого є

можливість оптимізації параметрів агрегатів розглянутого класу при забезпеченні регламентованої несучої здатності при одночасному силовому і тепловому навантаженні з урахуванням технологічних, експлуатаційних, економічних та екологічних обмежень, що відповідають існуючому рівню їх виробництва. Реалізація запропонованого підходу при оптимальному проектуванні головного обтічника та міжступеневого відсіку РН дозволила синтезувати їх раціональні конструктивно-технологічні параметри, що в підсумку забезпечило підвищення більше ніж на 20 % масової ефективності розглянутих несучих відсіків. На прикладі композитного фітинга системи розділення несучих відсіків РН в рамках запропонованого загального підходу реалізовано принцип диференціації сектора оптимізації, що дозволив синтезувати його раціональні конструктивно-технологічні параметри.

У рамках запропонованої загальної концепції розроблено концептуальний підхід до підвищення ефективності композитних каркасів панелей СБ космічного призначення, що оснований на комплексній реалізації низки принципів, які реалізовані відповідними блоками, інтегрованими за допомогою засобів комп'ютерних технологій у комплекс оптимізації конструктивно-технологічних параметрів. Реалізація запропонованих принципів до синтезу раціональних параметрів композитних каркасів планарних та концентраторних панелей СБ дала підставу розраховувати на принципову можливість забезпечення їх поверхневої маси в межах 0,5...0,8 кг/м², що відповідає світовим тенденціям розвитку цього класу конструкцій космічної техніки.

Розроблено наукові основи раціонального проектування прецизійних конструкцій космічного призначення. Розроблено і реалізовано алгоритм визначення раціональної структури пакета ПКМ, який забезпечує компромісне поєднання абсолютних величин коефіцієнтів лінійного температурного розширення для максимальної прецизійності виробів космічного призначення. Проаналізована концептуальна можливість створення конструкцій космічного призначення з вуглець-вуглецевих композиційних матеріалів (ВВКМ), що дозволяють істотно збільшити їх прецизійність. За допомогою розроблених критеріїв оптимізації структури ВВКМ, що забезпечують її максимальну прецизійність при різних коефіцієнтах пріоритетності її напрямку, досліджено пакет з орієнтацією групи термонерівноважних шарів порівняно з аналогами з ПКМ. Наведено приклад оптимального проектування прецизійної конструкції космічного призначення – вуглепластикового корпусу сканера високої роздільної здатності для кріплення оптичних елементів і вузлів КА.

На завершення доповіді наводяться конкретні приклади впровадження результатів досліджень на ряді організацій авіаційної та ракетно-космічної галузі України, у тому числі: ДП «Конструкторське бюро «Південне», ПАТ «Український науково-дослідний інститут технології машинобудування», ДП «Науково-дослідний технологічний інститут приладобудування», ДП «Антонов». Відзначається, що впровадження результатів досліджень, дозволило на цих підприємствах вирішити ряд практичних завдань, пов'язаних з оптимальним проектуванням і створенням ефективних композитних виробів АРКТ.

УДК 539.3

В.В. Королевич¹

Д.Г. Медведєв², канд. физ.-мат. наук, доц.

¹Международный центр современного образования (ICME)

(Прага, Чехия, v.korolevich@mail.ru)

²Белорусский государственный университет

(Минск, Беларусь, medvedev@bsu.by)

ВЛИЯНИЕ ДИСКРЕТНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ ЛОПАТОК НА НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ АНИЗОТРОПНОГО ТУРБИННОГО ДИСКА СТЕПЕННОГО ПРОФИЛЯ

Как известно, диски рабочих колёс турбин и турбокомпрессоров являются наиболее ответственными деталями этих машин. В работе исследуется влияние дискретно расположенных на внешнем ободе лопаток на напряженное состояние диска турбины. Диск обладает цилиндрической анизотропией. На внешнем контуре радиуса R он соединён с ободом, несущим лопатки. По внутренней поверхности диска с центральным отверстием радиуса r_0 действует контактное давление p_0 , возникающее от посадки его с натягом на вал. Толщина диска $h(r)$ изменяется вдоль радиуса r по степенному закону:

$$h(r) = h_0 \left(\frac{r_0}{r} \right)^\alpha,$$

где h_0 – толщина диска на внутреннем контуре; действительный параметр $\alpha \in R$.

На такой профилированный диск, вращающийся с угловой скоростью ω , будут действовать интенсивные центробежные силы, как на сам диск, так и на обод и лопатки с узлами крепления. При расчёте напряженно-деформированного состояния анизотропного турбинного диска будем моделировать действие силы инерции от лопатки массой $m_{л.}$ на обод как некая сосредоточенная сила $F^{л.} m_{л.} \omega^2 R_{ц.т.}^{л.}$, где $R_{ц.т.}^{л.}$ – расстояние от оси вращения до центра тяжести лопатки, и приложенная на малом участке обода.

Пусть обод шириной $\delta_{к.}$ и толщиной $h_{к.}$ нагружен N одинаковыми сосредоточенными силами $F_1 i_{л.}^T$, где $i = (1, N)^-$, N – четное число, симметричными относительно диаметра. Разлагая эту нагрузку в ряд Фурье по косинусам с чётными номерами, получим для распределенной нагрузки, интенсивностью $q_N(R, \theta)$, выражение:

$$q_N(R, \theta) = \frac{NF^{л.}}{2\pi R h_{к.}} \left(1 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \cos Nn\theta \right).$$

Рассматривая обод как кольцо, нагруженное центробежными силами, а также радиальными напряжениями на наружной и внутренней поверхности $\sigma_r^{H.} = q_N(R, \theta)$ и $\sigma_r^*(R, \theta)$ вычислим возникающее в нём окружное напряжение

$\sigma_t^{K.}(R, \theta)$. Из условия равновесия половины кольца, имеем [1]

$$\sigma_t^{K.}(\theta) = \frac{1}{S_{K.}} \left[q_N(\theta) h_{K.} R_1 - \sigma_r^*(\theta) h_1 R + \frac{1}{3} h_{K.} \rho \omega^2 (R_1^2 - R^2) \right],$$

где $S_{K.} = h_{K.} \delta_{K.}$ – площадь поперечного сечения кольца; R_1 - внешний радиус диска с ободом; $\sigma_r^*(R, \theta)$ – радиальное напряжение в турбинном диске на внешнем его контуре.

По напряжению $\sigma_t^{K.}(\theta)$ определяется сначала окружная деформация $\varepsilon_t^{K.}(\theta)$, а затем радиальное перемещение $u_{K.}(\theta)$, считая напряженное состояние кольца одноосным:

$$u_{K.}(\theta) = \frac{R}{E_{K.}} \sigma_t^{K.}(\theta) = \frac{R}{E_{K.} S_{K.}} \left[q_N(\theta) h_{K.} R_1 - \sigma_r^*(\theta) h_1 R + \frac{1}{3} h_{K.} \rho \omega^2 (R_1^2 - R^2) \right].$$

Полученное перемещение $u_{K.}(\theta)$ следует приравнять радиальному перемещению $u_{D.}(R, \theta)$ точек наружной поверхности анизотропного турбинного диска.

Таким образом, нахождение напряженно-деформированного состояния анизотропного кольцевого диска со степенным профилем сводится к решению плоской задачи теории упругости с краевыми условиями вида

$$\sigma_r(r, \theta) = -p, \quad \tau_{r\theta}(r, \theta) = 0, \quad u_{D.}(R, \theta) = u_{K.}(\theta), \quad v_{D.}(R, \theta) = 0.$$

Компоненты напряжений $\sigma_r(r, \theta)$, $\sigma_\theta(r, \theta)$, $\tau_{r\theta}(r, \theta)$ и перемещений $u_{D.}(R, \theta)$, $v_{D.}(R, \theta)$ в диске выражаются через функцию усилий $F(r, \theta)$, которая удовлетворяет дифференциальному уравнению 4-го порядка в частных производных. Общее решение разыскивается в виде ряда Фурье для $F(r, \theta)$ по косинусам с чётными номерами. Подстановка разложения в исходное уравнение приводит к бесконечной системе обыкновенных дифференциальных уравнений для коэффициентов ряда, зависящих от радиуса r . Постоянные интегрирования, возникающие при решении этих дифференциальных уравнений, определяются из краевых условий.

Анализ результатов расчёта показывает, что максимальным напряжением в анизотропном кольцевом диске степенного профиля является окружное напряжение $\sigma_\theta(r, \theta)$, действующее на внешнем контуре и зависящее от числа N лопаток на ободе. Окружное напряжение $\sigma_t^{K.}(\theta)$ в ободе также зависит от числа N лопаток. Кроме того, нужно учитывать концентрацию напряжений в местах крепления лопаток на ободе [2].

Данное исследование позволяет более точно учитывать влияние дискретного расположения лопаток на ободе на напряженно-деформированное состояние анизотропного турбинного диска и обода по сравнению с моделью равномерного распределения инерционной нагрузки от лопаток на ободе.

1. Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. Москва: Машиностроение, 1973. 456 с.

2. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наук. думка, 1988. 736 с.

УДК 539.3

И.Ф. Ларионов, канд. техн. наук.

Д.В. Клименко, канд. техн. наук.

Д.В. Акимов

*Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное»
им. М.К. Янгеля» (Днепр, Украина, klymenko_dv@hotmail.com)*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО- ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ТОПЛИВНОГО ОТСЕКА РКН ПРИ НАГРУЖЕНИИ ИЗБЫТОЧНЫМ ВНУТРЕННИМ ДАВЛЕНИЕМ ДО РАЗРУШЕНИЯ

В данной работе приведены результаты исследования напряженно-деформированного состояния топливного отсека РКН при нагружении внутренним избыточным давлением до разрушения:

1. Приведены результаты анализа полученных значений линейных перемещений и относительных деформаций при проведении испытаний.
2. Определены максимальные перемещения и углы поворота плоскостей топливного отсека РКН при эксплуатационных испытательных нагрузках.
3. Определено напряженно-деформированное состояние топливного отсека РКН и получено распределение полей деформаций и напряжений при нагружении внутренним избыточным давлением до разрушения.
4. Проведена оценка сходимости результатов расчетов с использованием пакета конечноэлементного анализа MSC.NASTRAN по методике, разработанной специалистами ГП «КБ «Южное», с данными статических испытаний.

Проведен анализ показаний тензодатчиков при нагружении на этапах нагружения, при которых отмечается значительная нелинейность, и получены значения напряжений в топливном отсеке перед разрушением.

Сформулированы основные подходы и методы математического моделирования топливного отсека РКН, обеспечивающие возможность определения разрушающих и предельных нагрузок, без проведения наземной экспериментальной отработки.

УДК 539.3

А.В. Линник¹

О.Н. Зеленская¹

Т.Ф. Медведовская², канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

Е.Л. Медведева²

Е.А. Стрельникова³, д-р техн. наук, проф.

¹*АО «Турбоатом» (Харьков, Украина, lunnyk@turboatom.com.ua)*

²*Инженерная академия Украины (Харьков, Украина)*

³*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины (Харьков, Украина, estrel@ipmach.kharkov.ua)*

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ МОДЕРНИЗАЦИИ КРЫШЕК ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН

Крышка является одним из наиболее металлоемких узлов гидротурбины. В имеющихся и практически выработавших нормативный ресурс конструкциях гидротурбин для производства крышек применялись чугунные отливки. В настоящее время крышки изготавливаются как сварные конструкции из листовой углеродистой стали. Необходимо отметить, что упругие свойства серых чугунов, применяемых ранее для отливок, зависят от количества графитовых включений: модуль упругости может составлять (40-75) % от модуля упругости стали, коэффициент Пуассона – порядка 67 % от коэффициента Пуассона стали, а плотность чугуна – (90-95) % от плотности стали. Поэтому в процессе модернизации гидротурбин представляет интерес компьютерное моделирование динамического напряженно-деформированного состояния как существующей чугунной, так и аналогичной по конструкции проектируемой стальной крышки. При этом следует учесть, что эксплуатация крышек проходит в одинаковых условиях.

Основные требования, предъявляемые к конструкции крышки – обеспечение не только прочности и жесткости, но и вибрационной надежности, так как вибрации и перемещения крышки в осевом и радиальном направлениях должны отвечать существующим нормам. Особенностью проблемы является необходимость помещения новой крышки в существующую проточную часть. Важной задачей, решаемой как при проектировании, так и при модернизации крышек, является уточненное определение их собственных частот с учетом влияния присоединенных масс воды. Разработан метод определения напряженно-деформированного состояния конструктивно-ортотропного тела при несимметричном нагружении на основе разложения искомых перемещений в ряды Фурье. Предложена и апробирована методика построения матриц присоединенных масс несущих конструкций, взаимодействующих с жидкостью, основанная на применении сингулярных интегральных уравнений и метода граничных элементов.

УДК 539.3: 534.1

М.В. Марчук^{1,2}, д-р фіз.-мат. наук, проф.

Т.В. Горячко¹

В.С. Пакош¹, канд. фіз.-мат. наук, ст. наук. співроб.

В.М. Харченко^{1,3}

¹Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача
НАН України (Львів, Україна, *tv_marchuk@ukr.net*)

²Національний університет «Львівська політехніка»
(Львів, Україна, *tv_marchuk@ukr.net*)

³Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. М.К. Янгеля»
(Дніпро, Україна, *volod.kharchenko@meta.ua*)

ГЕОМЕТРИЧНО НЕЛІНІЙНІ КОЛИВАННЯ ГОФРОВАНИХ У КОЛОВОМУ НАПРЯМКУ ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБОЛОНОК

Оболонкові елементи є одними з найпоширеніших складників навантажених конструкцій та споруд різноманітного цільового призначення. Це зумовлено їхньою раціональною матеріаломісткістю та можливістю забезпечити необхідну жорсткість у певних напрямках, що потребують (вимагають) експлуатаційні умови. Серед різноманітних типів оболонок особливе місце займають колові циліндричні оболонки та їх фрагменти. Моделюванню деформування та методам їх розрахунку за дії як статичних, так і динамічних навантажень присвячена значна кількість праць. Менш дослідженими є гофровані в напрямку колової координати циліндричні оболонки, особливо за динамічного геометрично нелінійного деформування, зокрема їхніх поперечних коливань. Дослідженню вільних коливань гофрованих циліндричних оболонок за лінійного деформування присвячені праці [1 – 4].

У запропонованій роботі отримано вирази для геометричних характеристик серединної поверхні гофрованої циліндричної оболонки залежно від частоти та амплітуди гофрування. З їх використанням на основі співвідношень, що описують геометрично нелінійний напружено-деформований стан криволінійного шару постійної товщини з коловою напрямною серединної поверхні, отримані рівняння коливань гофрованих оболонок. Приклад вигляду поперечного перерізу фрагмента такої оболонки показано на рис. 1 за довжини лінії напрямної $L = 2$ м, радіуса серединної поверхні базової колової циліндричної оболонки $R = 1,25$ м, товщини $h = 0,05$ м, амплітуди гофрування $g_A = 0,03$ м та частоти гофрування $g_v = 20$.

Для знаходження скінченної кількості власних частот і мод застосовано запропонований та обґрунтований числовий метод [5], котрий базується на лінійній апроксимації переміщень точок оболонки за нормальною координатою в поєднанні з методом скінченних елементів за тангенціальними координатами

на серединній поверхні оболонки та вдосконаленому методі збурень розв'язання нелінійних систем алгебраїчних рівнянь.

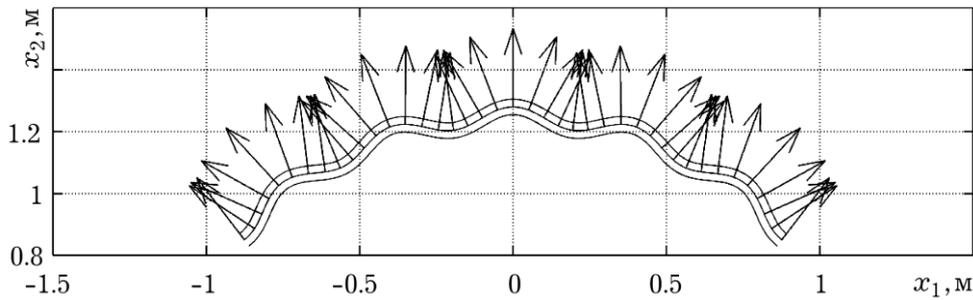


Рис. 1. Вигляд гофрованої панелі і нормалей до серединної поверхні

В якості прикладу розглянута вибрана видовжена панель із наведеними вище геометричними параметрами, пружними характеристиками: $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$, $\nu = 0,3$, $G = 8,1 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$ та густиною $\rho = 8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$, для котрої досліджено вплив амплітуди гофрування на величину мінімальної власної частоти ω_{\min} .

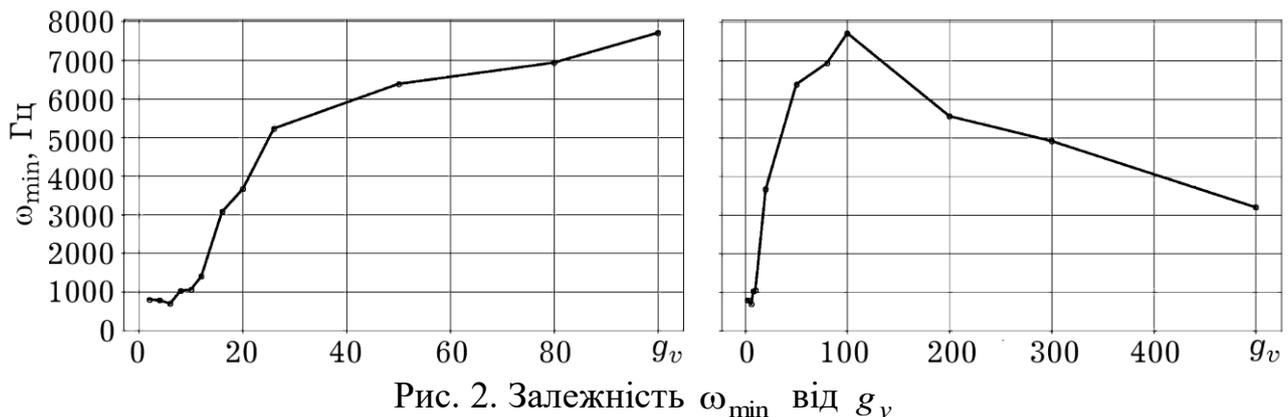


Рис. 2. Залежність ω_{\min} від g_v

Як видно з графіків на рисунку 2, мінімум ω_{\min} досягається при $g_v = 6$, що збігається з висновками праці [1]. Також з графіка справа можна зробити висновок, що при $g_v \rightarrow \infty$ величина ω_{\min} прямує до певного значення, більшого за першу власну частоту коливань негофрованої колової циліндричної оболонки.

1. Пузырев С. В. О свободных колебаниях некруговых цилиндрических оболочек с гофрированным эллиптическим сечением. *Зб. наук. праць Нац. ун-ту кораблебудування*. 2013. № 1. С. 47-53.

2. Пузырев С. В. Исследование свободных колебаний гофрированных цилиндрических оболочек. *Теоретическая и прикладная механика*. 2010. Вып. 47. С. 106-113.

3. Семенюк Н. П., Бабич И. Ю., Жукова Н. Б. Свободные колебания гофрированных цилиндрических оболочек. *Прикладная механика*. 2005. Т. 41, № 5. С. 58-67.

4. Marchuk M., Goriachko T., Pakosh V. Geometrically Nonlinear Free Transversal Vibrations of Thin-Walled Elongated Panels with Arbitrary Generatrix. *Vibrations in Physical Systems*. 2014. Vol. 26. P. 153-160.

5. Kim Young-Wann. Vibration Analysis of Longitudinally Corrugated Cylindrical Shells. *Transactions of the Korean Soc. for Noise and Vibration Eng.* 2016. Vol. 26, Iss. 7. P. 851-856.

УДК 539.3

Т.Ф. Медведовская¹, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

А.В. Линник²

О.Н. Зеленская²

О.Л. Зайденварг³

Р.П. Москаленко⁴

¹*Инженерная академия Украины (Харьков, Украина)*

²*АО «Турбоатом» (Харьков, Украина, lunnyk@turboatom.com.ua)*

³*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «Харьковский авиационный институт»*

(Харьков, Украина, olgazaydenvarg@gmail.com)

⁴*Харьковский национальный университет имени В.Н. Каразина (Харьков, Украина, rmphd@gmail.com)*

ОЦЕНКА ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Реальные материалы всегда имеют различные микродефекты, возникшие как при изготовлении, так и при эксплуатации конструктивного элемента. Новые теоретические исследования в области развития усталостных трещин привели к изменению взгляда на возможность работы конструкции при наличии дефектов. Речь теперь идет об оценке долговечности, работоспособности, остаточного ресурса элементов конструкций с трещинами. В настоящее время, когда большая часть энергетического оборудования Украины практически исчерпала свой нормативный ресурс, проблемы оценки остаточного ресурса становятся особенно актуальными.

В гидротурбинах усталостные трещины имеют тенденцию располагаться вблизи несущих поверхностей. Возникают они вследствие коррозии, интенсивных температурных и силовых нагрузок. Образовавшаяся в некоторый момент времени трещина начинает медленно расти, даже если прилагаемые нагрузки не превышают номинальных значений. Далее, если достигается критическая длина трещины, несущий элемент внезапно получает огромное количество кинетической энергии, что приводит к катастрофическому разрушению всей работающей конструкции. Этим объясняется большой интерес к изучению усталостных трещин в последнее десятилетие.

Усталостная долговечность, определяемая числом циклов до разрушения при переменных напряжениях, складывается из числа циклов до зарождения трещины и числа циклов распространения усталостной трещины. Время достижения трещиной критических размеров зависит от уровня напряжений в зоне возникновения трещины, ее ориентации по отношению к действующим переменным напряжениям, механических свойств основного металла, а также от ее размеров (длины и глубины). Это время и служит для определения долговечности конструкции и сроков межремонтного периода.

Задача состоит в определении времени (числа циклов $N = N^*$), по истечении которого трещина подрастает до критического размера, и происходит разрушение элемента конструкции. После проведения ремонтных работ трещины заваривают по соответствующим нормативам. Согласно нормам приемки сварных швов гидротурбинного оборудования, дефекты с диаметром 3 мм и менее не учитываются. Фиксации подлежат дефекты с диаметром 4 мм и более. Допускаются отдельные дефекты с диаметром до 6 мм включительно, в количестве 20 дефектов на один сварной шов. Допускаются также цепочки дефектов с диаметром до 4 мм общей протяженностью 300 мм на один сварной шов.

Таким образом, возникает необходимость решения следующей задачи. Необходимо исследовать напряженно-деформированное состояние (НДС) рассматриваемого элемента проточной части гидротурбины и определить зоны наибольшей концентрации напряжений. Далее следует рассмотреть задачу о росте внутренней трещины (имевшей первоначально заданный размер, соответствующий нормам контроля, либо имевшей практически нулевой размер) под действием нагрузки, полученной в результате расчета НДС. Необходимо выяснить, за какое количество циклов трещина подрастет до размера, превышающего допустимый по нормам контроля. Целесообразно рассмотреть задачу об уменьшении расстояния между трещинами в различных цепочках в процессе циклического нагружения, т.е. выяснить за какое количество циклов дефекты в цепочке подрастут до недопустимых размеров. Необходимость решения этой задачи диктуется наличием заваренных трещин. Отметим, что для некоторых элементов гидротурбин суммарная длина заваривания составила 106 и 116 см. Это позволяет рассматривать задачу о бесконечной цепочке трещин как модельную. Эта задача сведена к сингулярному интегральному уравнению, по решению которого определяется коэффициент интенсивности напряжений. По нормам контроля считаются допустимыми такие цепочки микротрещин, в которых расстояние между дефектами составляет не менее 7 см. Изучена долговечность тех элементов проточной части гидротурбины, в которых производилось заваривание. Предполагалось, что имеется цепочка микротрещин, расстояние между которыми равно 7 см. Под микротрещиной понималась трещина длиной 10^{-3} см. Для определения количества циклов до разрушения использована модифицированная зависимость Периса.

Разработан метод оценки долговечности элементов конструкций при наличии цепочек трещин в условиях действия циклически изменяющихся нагрузок. Методика позволяет выяснить, за какое количество циклов дефекты в цепочке подрастут до недопустимых размеров. Такие расчеты необходимо проводить для определения продолжительности межремонтных и межосмотровых периодов. Полученные данные свидетельствуют об обоснованности рекомендаций и технических требований к сварным швам в гидравлических турбинах.

УДК 539.3

И.А. Пальков

АО «Турбоатом» (Харьков, Украина)

ПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЯ ЗАМКОВОЙ ГРУППЫ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Надежность энергетического оборудования относится к числу основных свойств, определяющих эффективность его функционирования. Обеспечение эксплуатационной надежности турбоагрегата в значительной степени связано с уровнем напряженного состояния его элементов. К одному из наиболее ответственных элементов турбины относится узел крепления рабочих лопаток к диску ротора.

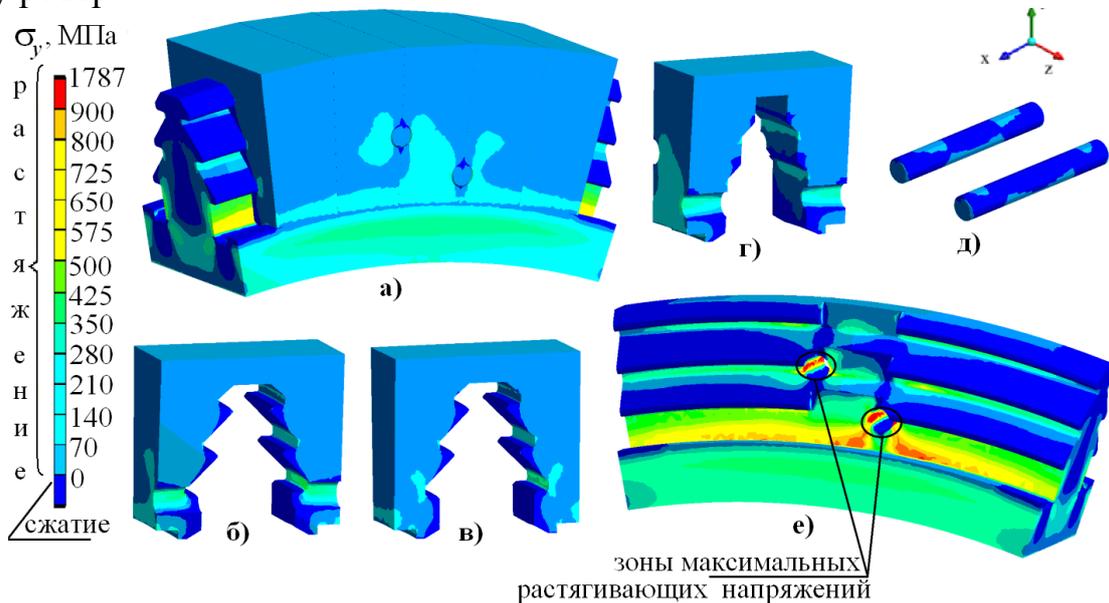


Рис. 1. Распределение радиальных напряжений

Расчет НДС хвостового соединения представляет собой сложную пространственную контактную задачу. Задача контактного взаимодействия является существенно нелинейной, т. к. связь температурной задачи с задачей механики осуществляется через заранее неизвестные граничные условия в контакте, поскольку НДС и характер контактного взаимодействия зависят от распределения температурных полей, а температурное поле определяется условиями взаимодействия.

Методика решения термоконттактных задач с помощью метода конечных элементов, используемая в данной работе, основана на применении модели контактного слоя, позволяющей учитывать зависимость термической проводимости контакта от контактного давления с учетом теплообмена.

Зоны возможного контактного взаимодействия представляются контактными элементами нулевой толщины, причем поверхность контакта определяет геометрия взаимодействующих подобластей, а также начальный зазор или натяг между контактирующими телами. Механическое взаимодействие контактирующих поверхностей определяется величиной их взаимного проникания.

УДК 539.3

В.В. Покровский, д-р техн. наук, проф.

В.Г. Сидяченко, канд. техн. наук

В.Н. Ежов, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

*Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины
(Киев, Украина, Sydiachenko@ipp.kiev.ua)*

ВЛИЯНИЕ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПЕРЕГРУЗКИ НА СТАТИЧЕСКУЮ ТРЕЩИНОСТОЙКОСТЬ РЕАКТОРНЫХ СТАЛЕЙ ПРИ СМЕШАННЫХ МОДАХ НАГРУЖЕНИЯ

Учитывая множество концентраторов напряжений в конструкционных элементах и комплексное нагружение, которому они подвергаются, на берега постулируемых в них трещин, воздействуют растягивающие, сдвиговые и крутильные нагрузки, что вызывает смещение берегов в различных направлениях. Оценка несущей способности конструкционных элементов с трещинами в таких условиях должна производиться по критериям трещиностойкости при смешанных модах нагружения. Для этого необходимо располагать информацией о критических значениях характеристик трещиностойкости при различных модах нагружения (I, II, III) с учетом реальных условий эксплуатации.

Предварительное нагружение элемента конструкции с трещиной в пластичном состоянии, т.е. выше температуры изменения характера разрушения от вязкого к хрупкому с последующим охлаждением и разгрузкой, в атомной энергетике называется процедурой «тепловой опрессовки». Для трещин нормального отрыва на образцах [1, 2] показано, что такая процедура приводит к увеличению трещиностойкости в хрупком состоянии. Однако недостаточно изученным является исследование влияния «тепловой опрессовки» на хрупкую трещиностойкость при смешанных модах нагружения.

С учетом отмеченного, целью работы является исследование влияния температуры на трещиностойкость реакторной стали 15X2НМФА(II) при смешанных I+III модах нагружения с учетом предварительной высокотемпературной перегрузки («тепловой опрессовки») и сравнение с ранее полученными температурными зависимостями вязкости разрушения по модам I и III.

Экспериментальные исследования на трещиностойкость по моде III выполнялись на цилиндрических образцах с кольцевой трещиной на кручение, по моде I – на компактных образцах на внецентренное растяжение, а по смешанным I+III – на модифицированных компактных образцах, с кривой трещиной [3].

На рис.1 представлена диаграмма, иллюстрирующая результаты исследований, из которой видно, что без процедуры «тепловой опрессовки» результаты по трещиностойкости удовлетворительно описываются уравнением

(1), в то время как процедура предварительной высокотемпературной перегрузки при смешанных I+III модах нагружения (при их соотношении 2,14, что определялось углом наклона плоскости трещины в компактном образце) повышает трещиностойкость в хрупком состоянии. Причем этот эффект выражен при более низкой температуре (-196 °С), когда преобладает нормальная составляющая при развитии трещины, и разрушение происходит по критерию «обобщенного отрыва». Компонента, вызывающая продольный сдвиг уменьшает «положительный эффект ПТН», т.е. увеличение трещиностойкости в результате «тепловой опрессовки» при температуре -90 °С.

Полученные закономерности необходимо учитывать при оценке остаточного ресурса оборудования атомной энергетики и в других отраслях машиностроения, которое эксплуатируется в соответствующих условиях.

$$\left(\frac{K_I}{K_{Ic}}\right)^2 + \left(\frac{K_{III}}{K_{IIIc}}\right)^2 = 1. \quad (1)$$

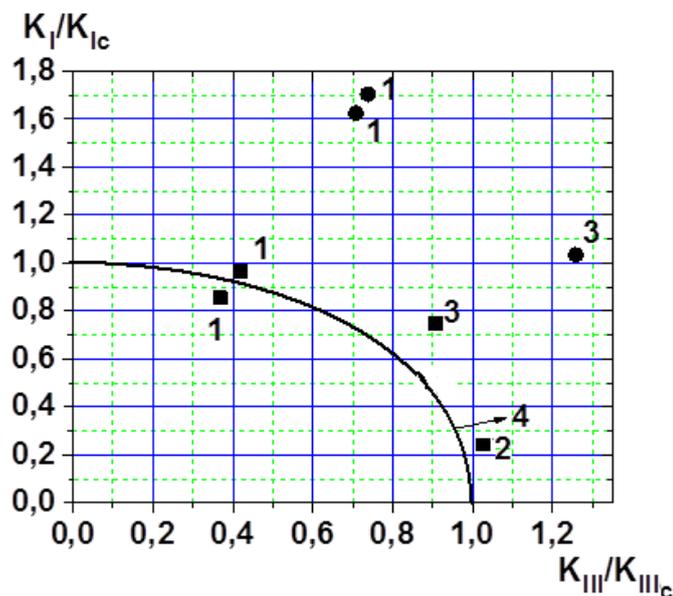


Рис.1. Диаграмма предельного состояния для материала 15X2НМФА(II) при различных температурах: ■ – без ПТН, ● – после ПТН. Температура испытаний: 1 – -196 °С, 2 – +180 °С, 3 – -90 °С, 4 – расчет по формуле (1)

1. Pokrovsky V.V., Troshchenko V.T., Kaplunenko V.G, Podkol'zin V.Yu., Fiodorov V.G. Dragunov Yu.G. A promising method for enhancing resistance of pressure vessels to brittle fracture. *Intern. J. of Pressure Vessels and Piping*. 1994. Vol. 58, No. 1. P. 9 - 24.

2. Pokrovskii V.V., Sidyachenko V.G., Ezhov V.N. A calculation-experimental study of crack-tip opening displacement and residual stresses upon warm prestressing. *Strength of Materials*. 2011. Vol. 43, No. 1. P.56-64

3. Pokrovskii V.V., Ezhov V.N., Sidyachenko V.G. Thermomechanical Preloading-Governed Temperature Dependence of Crack Resistance on Mixed I+III Modes. *Strength of Materials*. 2017. Vol. 49, No. 6. P.788-795.

УДК 539.3

А.Г. Пригунова, д-р техн. наук

В.Д. Бабюк

Є.А. Жидков

*Фізико-технологічний інститут металів та сплавів НАН України
(Київ, Україна, vdbptima@ukr.net)*

ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ЗАЕВТЕКТИЧНИХ СИЛУМІНІВ СПЕЦІАЛЬНИМИ СПОСОБАМИ МОДИФІКУВАННЯ ЛІГАТУРОЮ CuP

Для поліпшення структури і механічних властивостей промислових сплавів застосовують різні технологічні прийоми: регулювання режимів плавки, лиття, кристалізації. Дієвим фактором впливу на структуроутворення є введення до розплаву невеликих присадок різних елементів, які докорінно змінюють процес кристалізації і тверднення виливків [1-3].

Вважається, що модифікування дозволяє значно поліпшити технологічні, механічні та експлуатаційні властивості промислових литих сплавів [2]. Проте існує ряд проблем, що вирішені не повною мірою, серед них: неоднорідність структури, недостатньо високий рівень технологічних і експлуатаційних властивостей.

Заевтектичні силуміни, як конструкційні матеріали, мають ряд переваг, що зумовлюють їх застосування в машинобудуванні та двигунобудуванні: відмінні ливарні властивості, більш високий в порівнянні з алюмінієвими сплавами, що деформуються, модуль пружності, низький температурний коефіцієнт лінійного розширення, добра оброблюваність різанням і зварюваність, відносно низька вартість. З цієї причини заевтектичні алюмінієво-кремнієві сплави широко використовуються для виробництва деталей, що працюють в теплонапруженому стані, зокрема, поршнів форсованих двигунів внутрішнього згорання, які виготовляються методами фасонного лиття або рідкого штампування.

Тому до них висувається ряд вимог, основними з яких є підвищена жароміцність і зносостійкість. Для досягнення високого рівня цих характеристик силуміни легують такими елементами, як Cu, Mg, Mn і Fe. Головна функція легування – зміцнення твердого розчину алюмінію, особливо за рахунок дисперсійного тверднення [4]. Найбільший ефект твердорозчинного зміцнення досягається за рахунок введення міді. Крім того, мідь підвищує корозійну стійкість. Магній зміцнює сплав в основному за рахунок ефекту старіння, оскільки твердорозчинне зміцнення є недостатньо великим внаслідок слабого розчинення магнію в силумінах, при тому, що в сплавах систем Al-Mg магній є ефективним твердорозчинним зміцнювачем. Тому промислові заевтектичні силуміни найчастіше відносяться до двох основних систем легування Al-Si-Cu і Al-Si-Mg. Ураховуючи вище описані факти і склад

найбільш поширених і ефективних поршневих сплавів, для дослідження було обрано сплав $AlSi19Cu5Mg1$ зі середньою масовою часткою кремнію 19 %, міді – 4,5...5,0 %, магнію – 0,9...1,0 %.

При традиційних технологіях отримання виливків вони кристалізуються з утворенням грубого частотої евтектики, первинні кристали кремнію ростуть у формі пластин з розвиненими гранями, що призводить до окрихчування, яке посилюється з ростом вмісту кремнію в сплаві. Це істотно знижує механічні властивості, погіршує оброблюваність виливків і якість поверхні, збільшує знос ріжучого інструменту, обмежує способи отримання деталей конструкційного призначення.

Одним із шляхів поліпшення властивостей цієї групи сплавів є збільшення дисперсності структурних складових, перш за все, первинних кристалів кремнію, евтектики та твердого розчину алюмінію. З цією метою в розплав зазвичай вводять фосфор, лігатури та флюси, до складу яких він входить [1]. Серед останніх найбільшого поширення в промисловості набула лігатура CuP , яка містить фосфор з масовою часткою від 8 % до 11 % і позитивно впливає на механічні властивості литих виробів [1].

Досить великі перспективи поліпшення якості металів і сплавів пов'язані з використанням дрібнокристалічних лігатур та модифікаторів, а можливості управління процесами розчинення та структуроутворення компресійними плазмовими потоками [4] дозволяють прогнозувати ефективність їх використання як для отримання дрібнодисперсних лігатур, так і для безпосереднього введення модифікатора до розплаву, що визначило основний алгоритм вирішення задачі з підвищення властивостей заевтектичних силумінів, зокрема зносостійкості.

Розроблено технологічні способи одержання та введення до розплаву гранульованих дрібнокристалічних модифікаторів, виготовлених розпорошенням лігатури CuP низькотемпературною плазмою на мідну підкладку, а також модифікування рідкою лігатурою, отриманою розплавленням плазмою стрижнів з матеріалу модифікатора. Використання таких лігатур приводить до значного зменшення розмірів первинних кристалів кремнію в заевтектичному сплаві $AlSi19Cu5Mg1$ порівняно з модифікуванням за традиційною технологією [1] (майже на 80 %) при зменшенні дендритного параметру твердого розчину алюмінію в 1,3...1,5 рази. Експериментально встановлено, що сила сухого тертя заевтектичного силуміну, модифікованого стрижневою лігатурою CuP , розплавленою плазмою, в 1,7 разів менша, ніж в парі з немодифікованим зразком, при триразовому зменшенні зносу.

1. Строганов Г.Б., Ротенберг В.А., Гершман Г.Б. Сплавы алюминия с кремнием. Москва: Металлургия, 1977. 272 с.
2. Мальцев М.В. Модифицирование структуры металлов и сплавов. Москва: Металлургия, 1964. 214 с.
3. Никитин В.И., Никитин К.В. Наследственность в литых сплавах. 2-е изд., перераб. и допол. Москва: Машиностроение-1, 2005. 476 с.
4. Золотаревский В.С., Белов Н.А. Металловедение литейных алюминиевых сплавов. Москва: МИСИС, 2005. 376 с.

УДК 539.3:534.1

Н.В. Сметанкіна, д-р техн. наук, ст. наук. співроб.

С.Ю. Місюра, канд. техн. наук

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України
(Харків, Україна, nsmetankina@ukr.net)*

АНАЛІЗ МІЦНОСТІ ЗАХИСНОЇ ОБОЛОНКИ АТОМНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ ПРИ УДАРІ ЛІТАКА

Розвиток сучасного світу та промисловості призводить до сталого збільшення кількості енергії, яка споживається. Це потребує на збільшення потужностей енергетичної області. Атомні електростанції (АЕС) виробляють набагато більшу кількість електроенергії в порівнянні з іншими видами джерел. Більшість великих країн мають на своїй території АЕС. Україна не є винятком. При проектуванні конструкцій АЕС основною вимогою є гарантія збереження безпеки при виникненні надзвичайних ситуацій.

Одним із найбільш небезпечних екстремальних впливів є вплив, який спричиняє падіння літака на захисну оболонку ядерного реактора. При розробці захисних конструкцій АЕС враховується удар літака масою від 20 до 90 тонн. Найчастіше ударне навантаження розглядається як квазістатичне або засноване на спрощеній одновимірній моделі тіла, що ударяє. Але найбільш достовірним та експериментально обґрунтованим є «Імпульс Міжнародного агентства по атомній енергії (МАГАТЕ)» [1].

У практиці будівництва й проектування залізобетонних корпусів захисних оболонок блоків АЕС розрізняють три основних типи. Оболонка першого типу виконана у вигляді циліндра, який сполучено з пологим куполом і плоским днищем, в оболонці другого типу циліндр сполучається із плоским днищем і покриттям у вигляді півсфери, третього типу – із плоскою кришкою й плоским днищем. Ця робота присвячена актуальній проблемі дослідження міцності багатопарової захисної оболонки АЕС другого типу при впливі ударного імпульсу МАГАТЕ. Оболонка виготовлена із залізобетону, який облицьовано вуглецевою сталлю. Для розрахунку характеристик напружено-деформованого стану оболонки застосовано підхід, який ґрунтується на методі скінченних елементів [2]. Проведено дослідження впливу геометричних параметрів на напруження у шарах захисної конструкції. Результати роботи можна використати для оцінки безпеки проектів нових та подовження ресурсу діючих АЕС.

1. Буторин С.Л., Шульман Г.С., Шульман С. Г. Методы анализа безопасности АЭС при авиакатастрофах. Москва: Энергоатомиздат, 2006. 326 с.

2. Кантор Б.Я., Сметанкина Н.В. Итерационный подход к минимизации массы слоистых композитных пластин при нестационарных воздействиях. *Вестник НТУ «ХПИ». Динамика и прочность машин.* 2005. № 21. С. 27-34.

УДК 539.3

Н.В. Сметанкіна, д-р техн. наук, ст. наук. співроб.

О.В. Постний

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України
(Харків, Україна, nsmetankina@ukr.net)*

РОЗРАХУНОК ТЕМПЕРАТУРНИХ ПОЛІВ У ШАРУВАТОМУ ОСКЛІННІ З ЕЛЕКТРООБІГРІВОМ ДЛЯ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ

Запропоновано метод розрахунку нестационарних температурних полів у шаруватому осклинні літаків при впливі електрообігріву. Оскління розглядається як прямокутна шарувата пластина, яка зібрана з ізотропних шарів сталої товщини. На верхній та нижній поверхнях пластини має місце конвективний теплообмін із зовнішнім середовищем. Температура на бічній поверхні дорівнює нулю. Рівняння нестационарної теплопровідності для довільного шару і граничні умови на бічній поверхні пластини формуються на основі варіаційного рівняння теплового балансу.

Рівняння теплопровідності для довільного шару пластини після перетворення Лапласа за часом зводиться до операторного рівняння. Так само перетворюються початкові і граничні умови. Розв'язок операторного рівняння шукаємо у вигляді добутку трьох функцій від просторових координат, що дає змогу перейти до системи звичайних диференціальних рівнянь. Розв'язок цієї системи можна записати у вигляді подвійного тригонометричного ряду з урахуванням граничних умов на бічній поверхні пластини.

Коефіцієнти розвинення у ряд визначаються з системи лінійних алгебраїчних рівнянь, яка формується з граничних умов на зовнішніх поверхнях та границях контакту шарів. Структура цієї системи аналогічна структурі, отриманій в роботі [1]. Основна відмінність полягає у формуванні правої частини системи, що містить коефіцієнти розвинення функцій міжшарових джерел тепла. Після визначення коефіцієнтів оригінал шуканої функції знаходиться за другою теоремою розкладання, а розв'язок має вигляд подвійного тригонометричного ряду.

Як приклад, розв'язана задача нестационарної теплопровідності для п'ятишарового елемента оскління при нагріванні плівковим джерелом тепла. Елемент оскління має прямокутну форму і розташований між першим та другим шарами пластини. Проведено порівнювальний аналіз розподілів температури вздовж товщини оскління з результатами, отриманими іншими методами [2].

1. Tanigawa Y., Ootao Y., Kawamura R. Thermal bending of laminated composite rectangular plates and nonhomogeneous plates due to partial heating. *J. Thermal Stresses*. 1991. Vol. 14, No 3. P. 285-308.

2. Сметанкіна Н.В. Нестационарное деформирование, термоупругость и оптимизация многослойных пластин и цилиндрических оболочек: монография. Харьков: Міськдрук, 2011. 376 с.

УДК 629.735.33

П.А. Фомичев, д-р техн. наук, проф.

А.В. Заруцкий, канд. техн. наук

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского

«Харьковский авиационный институт»

(Харьков, Украина, a.zarutskyi@khai.edu)

УЧЕТ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЗОНЕ ОТВЕРСТИЯ ПРИ ПРОГНОЗИРОВАНИИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПО НОМИНАЛЬНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

Для достижения высокой усталостной долговечности элементов авиационных конструкций в настоящее время широко применяются различные методы обработки деталей, основанные на создании благоприятного напряженно-деформированного состояния (НДС) в зоне повышенной концентрации напряжений.

В работе [1] предложен метод расчета усталостной долговечности элементов авиационных конструкций с учетом предварительного пластического деформирования материала в зоне отверстия. В основу положен подход к расчету долговечности по локальному НДС [2]. Учет остаточных напряжений, образующихся в результате предварительного пластического деформирования материала, выполнен путем изменения асимметрии цикла внешней нагрузки. Введено понятие дополнительных фиктивных напряжений сжатия $\sigma_{\text{H}}^{\text{ф}}$ [3], которые определяются по результатам упруго-пластического расчета НДС конструкции в конечноэлементном пакете с учетом обжатия материала.

Исследование локального НДС позволило сформировать метод расчета долговечности по номинальным напряжениям. Такой подход является более предпочтительным для выполнения инженерных расчетов в связи с его простотой и минимально необходимым объемом эмпирических данных.

С учетом наличия фиктивных напряжений $\sigma_{\text{H}}^{\text{ф}}$ скорректированный цикл внешней нагрузки будет иметь вид:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{H}}^{\text{max}} &= \sigma_{\text{HO}}^{\text{max}} - \sigma_{\text{H}}^{\text{ф}}, \\ \sigma_{\text{H}}^{\text{min}} &= \sigma_{\text{HO}}^{\text{min}} - \sigma_{\text{H}}^{\text{ф}};\end{aligned}\tag{1}$$

где $\sigma_{\text{HO}}^{\text{max}}$, $\sigma_{\text{HO}}^{\text{min}}$ – максимальное и минимальное номинальные напряжения цикла внешней нагрузки; $\sigma_{\text{H}}^{\text{max}}$, $\sigma_{\text{H}}^{\text{min}}$ – максимальное и минимальное номинальные напряжения скорректированного цикла нагрузки.

Такой подход позволяет дальнейшие расчеты долговечности выполнять для элемента конструкции с концентратором напряжений в виде «свободного отверстия».

Долговечность элемента конструкции с учетом остаточных напряжений будет

$$N_o = \frac{N_{св}}{\left(1 - \frac{\sigma_H^{\phi}}{\sigma_H}\right)^m}, \quad (2)$$

где σ_H – номинальные напряжения цикла внешней нагрузки; $N_{св}$ – долговечность элемента конструкции без остаточных напряжений; m – параметр уравнения базовой кривой усталости.

На рисунке 1 показано сопоставление расчетной и экспериментальной долговечности образцов с предварительным обжатием материала в зоне отверстия при регулярном нагружении.

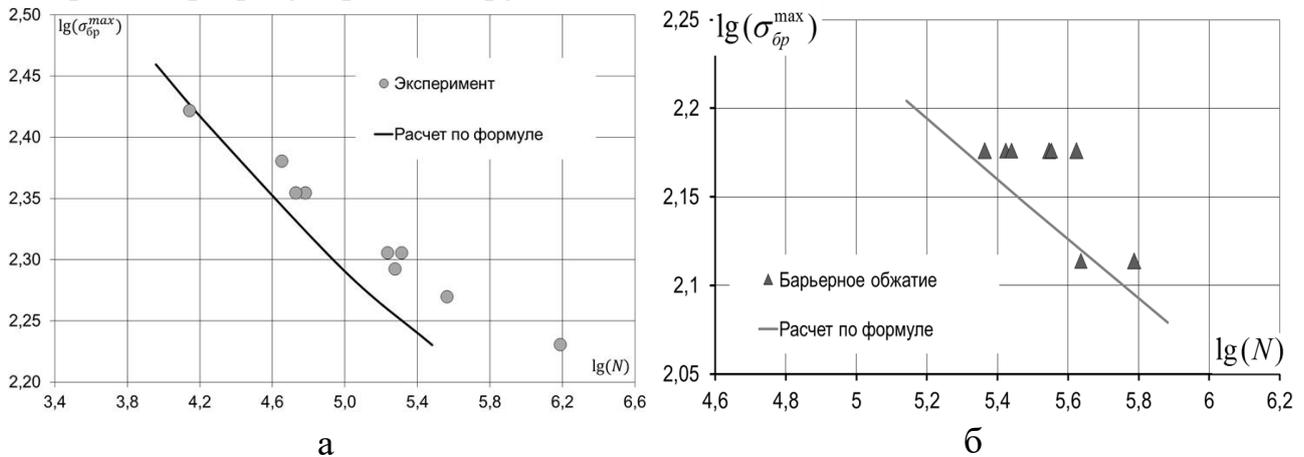


Рис. 1. Долговечность образцов с предварительным обжатием материала в зоне отверстия: а – сплав В95пчТ2, одно отверстие; б – сплав Д16Т, три отверстия

Прогнозирование долговечности по предложенному методу не учитывает влияние остаточных напряжений на длительность развития усталостной трещины. Вместе с тем, учитывая удовлетворительное согласование с данными экспериментальных исследований, такой подход целесообразно использовать на этапе проектирования конструкции для выбора рациональных параметров технологии обработки отверстий.

Существенным преимуществом предложенного метода является то, что в качестве исходных данных о свойствах материала необходимы только параметры базовой кривой усталости образцов со свободным отверстием и кривая монотонного (статического) деформирования материала.

1. Фомичев П.А. Заруцкий А.В. Прогнозирование долговечности элементов конструкций с упрочненными отверстиями при регулярном нагружении. *Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии*. 2014. № 64. С. 84-93.

2. Fomichev P. Substantiation of the predicted fatigue curve for structural elements of aluminum alloy. *Strength of materials*. 2011. Vol. 4 (43). P. 363-373

3. Фомичев П.А. Заруцкий А.В. Долговечность образцов с упрочненными отверстиями при регулярном нагружении. *Механика разрушения материалов и прочность конструкций*: материалы V Междунар. научной конф. (Львов, 24-27 июня 2014). Львов, 2014. С. 278-282.

УДК 629.735.3:629.7.025.11

П.А. Фомичев, д-р техн. наук, проф.

С.Ф. Мандзюк, канд. техн. наук

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского

«Харьковский авиационный институт»

(Харьков, Украина, s.mandziuk@khai.edu)

СИСТЕМА МОНИТОРИНГА НАГРУЗОК НА КРЫЛО САМОЛЕТА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МСРП И ДАННЫХ ТЕНЗОМЕТРИИ

Обеспечение безопасной эксплуатации летательных аппаратов является одной из наиболее важных задач. В настоящее время ведущие авиастроительные предприятия США, Европы и России занимаются разработкой и внедрением систем мониторинга нагрузок и технического состояния конструкций воздушных судов. Примерами разработок служат системы HUMS (Health & Usage Monitoring Systems), A-HUMS, OLMS (Operational Loads Monitoring Systems), AHEAD-PRO (Aircraft Health Analysis and Diagnosis – PROgnosis) и другие.

Системы мониторинга позволяют отслеживать техническое состояние основных агрегатов, планировать регламентные и ремонтные работы, тем самым уменьшая вероятность аварийных ситуаций и простоев авиационной техники. Подобные системы включают в себя множество датчиков, согласующую, записывающую и вычислительную аппаратуры. Некоторые типы датчиков внедряют непосредственно в конструкции панелей или винтов. Это обуславливает высокую стоимость, сложность установки и обслуживания, что как следствие, препятствует широкому внедрению подобных систем.

Целесообразна разработка системы мониторинга, которая позволила бы на основе данных штатной бортовой аппаратуры оценивать индивидуальную нагруженность силовой конструкции планера каждого борта. Новая система должна по минимуму включать блоки дополнительных датчиков, аппаратуры и по возможности исключать переоборудование самолета. Поскольку это сопряжено с дополнительными затратами на испытания и сертификацию.

В самолете крыло является одним из наиболее нагруженных агрегатов планера. Оно подвержено сложному комплексу нагрузок, которые различаются величиной, асимметрией, направлением, последовательностью и повторяемостью действия. Для крыльев большого удлинения всю совокупность аэродинамических и инерционных нагрузок принято сводить к интегральным силовым факторам, под которыми понимают распределения поперечных сил, изгибающих и крутящих моментов. На различных этапах полета перечисленные силовые факторы изменяются непропорционально. Причиной является воздействие турбулентности атмосферы, неровностей взлетно-посадочной полосы, реакций от тяги двигателей, шасси, отклонение механизации при различном весе самолета, вследствие выработки топлива.

Штатная бортовая аппаратура, в частности магнитная измерительная система регистрации параметров полета (МСРП), которую устанавливают на заводе-изготовителе, позволяет регистрировать полетную информацию: перегрузки, угловую скорость и ускорение, скорость и высоту полета, положение механизации и др. Имея полетные данные, считанные с МСРП в конкретный момент полета по методике, изложенной в [1] можно определить распределения силовых факторов вдоль размаха крыла

$$\begin{aligned} Q(z) &= Y_{кр} \cdot a_Q(z) - n_y \cdot G_T \cdot b_Q(z) - n_y \cdot c_Q(z); \\ M_x(z) &= Y_{кр} \cdot a_M(z) - n_y \cdot G_T \cdot b_M(z) - n_y \cdot c_M(z); \\ M_{кр}(z) &= Y_{кр} \cdot a_K(z) - n_y \cdot G_T \cdot b_K(z) - n_y \cdot c_K(z) - q \cdot d_K(z), \end{aligned}$$

где $Y_{кр}$, G_T – подъемная сила крыла и вес топлива в баках; n_y , q – перегрузка и скоростной напор; a_i , b_i , c_i , d_i – функции поперечных сил, изгибающих и крутящих моментов от действия единичной подъемной силы, единичного веса топлива, веса конструкции крыла с учетом сосредоточенных грузов и единичного скоростного напора. Данные функции можно определить численно для рассматриваемого типа самолета, используя его массовые, аэродинамические и геометрические параметры.

Величина подъемной силы крыла непропорционально связана с перегрузкой вследствие наличия балансировочной нагрузки на горизонтальное оперение. В работе [1] предложена зависимость, позволяющая учитывать балансировочную нагрузку на ГО в расчете подъемной силы крыла самолета

$$Y_{кр} = n_y \cdot G_c - A \cdot q - B \cdot n_y \cdot G_c - C \cdot G_c \cdot (n_y - 1),$$

где A , B , C – параметры, зависящие от геометрических и аэродинамических характеристик крыла и самолета.

Эти параметры можно получить путем обработки полетных данных по изгибающим моментам в сечениях крыла, полученных с помощью метода тензометрии. Чрезвычайно важной задачей при определении параметров A , B , C является выбор мест расположения тензодатчиков и их тарировка, по результатам которой устанавливают однозначную связь между деформациями и силовыми факторами в сечениях крыла.

Предложенная система успешно апробирована в опытной эксплуатации пожарного самолета-амфибии Бе-200ЧС. Система позволяет без переоборудования всего парка самолетов данного типа, только на основе полетной информации с МСРП и данных тензометрии на одном экземпляре, получать информацию о нагружении каждого борта в эксплуатации. Измерение нагрузок в полете позволяет собирать дополнительную статистическую информацию, планировать регламентные и ремонтные работы, уточнять профили типовых полетов и ресурс конструкции, исходя из фактической эксплуатации конкретного летательного аппарата.

1. Фомичев П.А., Мандзюк С.Ф. Метод расчета интегральных силовых факторов вдоль размаха крыла большого удлинения на режимах полета самолета. *Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов*: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». 2016. Вып. 3 (87). С. 74-82.

УДК 539.3

В.Н. Харченко

Д.В. Клименко, канд. техн. наук

*Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное»
им. М.К. Янгеля» (Днепр, Украина, volod.kharchenko@meta.ua)*

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ШТИФТО-ШПИЛЕЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ КОРПУСА РДТТ СО СМЕЖНЫМИ ОТСЕКАМИ РАКЕТЫ

В практике ГП «КБ «Южное» наиболее часто применяемой конструкцией стыка корпуса РДТТ из композиционных материалов (КМ) со смежными отсеками является штифто-шпилечное соединение (ШШС). При расчете на прочность ШШС на различных этапах разработки ракеты применяют как инженерно-аналитические, так и конечноэлементные методы. При поверочном расчете из-за необходимости учета геометрических и физических нелинейностей задача определения напряженно-деформированного состояния (НДС) стыков с ШШС требует применения конечноэлементных методов в трехмерной постановке.

По результатам анализа конструкции стыка и его нагруженности для различных расчетных случаев [1] с целью сокращения размерности задачи расчет НДС ШШС производится не для всей конструкции стыка, а для его фрагмента с одним наиболее нагруженным элементом ШШС.

Разработана параметрическая модель ШШС, учитывающая геометрические параметры элементов конструкции стыка (шпангоута корпуса из КМ, фланца смежного отсека, втулки, шпильки, гайки и шайбы), сборочные параметры стыка со смежными отсеками, применяемые материалы и нагрузки. Параметризация модели ШШС производится в оболочке программы, которая позволяет вводить параметры задачи и создает программный код для построения математической модели задачи на языке программирования APDL системы конечноэлементного анализа ANSYS: построение геометрии ШШС и смежных отсеков, задание материалов и их физико-механических характеристик, задание типов конечных элементов и параметров построения конечноэлементной модели, задание граничных условий, нагрузок и параметров решения задачи.

С помощью пакета ANSYS проведен расчет НДС в нелинейной постановке параметрической модели типового ШШС стыка корпуса РДТТ из КМ со смежным отсеком при действии расчетной нагрузки, определены наиболее напряженные элементы конструкции, проведено сравнение результатов расчета с расчетом по инженерным методикам.

1. Харченко В., Клименко Д. Навантаженість стику відсіків ракети при експлуатації. *Сучасні проблеми механіки та математики: зб. наук. праць у 3-х т.* Самойленко А.М., Кушнір Р.М. (ред.) Т. 2. Львів: Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, 2018. С. 232.

УДК 621.165:539.4

Н.Г. Шульженко, д-р техн. наук, проф.

П.П. Гонтаровский¹, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

Н.Г. Гармаш¹, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

И.И. Мележик¹, канд. техн. наук

*¹Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
(Харьков, Украина, shulzh@ipmach.kharkov.ua)*

РАСЧЕТНОЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕРМОПРОЧНОСТИ И РЕСУРСА ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ УЗЛОВ МАШИН

Расчетная оценка термopрочности и долговечности узлов энергетических агрегатов с учетом повреждаемости, неоднородности свойств материала, контактных взаимодействий элементов, наличия трещин, влияния нестационарных температурных полей имеет важное значение для прогнозирования их надежной эксплуатации.

В Институте проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины разработано методическое обеспечение расчета термopрочности и ресурса элементов и узлов энергомашин [1]. Основными факторами, определяющими их повреждаемость, являются малоцикловая усталость, возникающая вследствие большого числа теплосмен, и ползучесть высокотемпературных элементов. Созданы методики совместного решения трехмерных нестационарных задач теплопроводности и термомеханики на единой конечноэлементной сетке в декартовой и цилиндрической системах координат; расчетной оценки повреждения от ползучести и малоцикловой усталости, учитывающей историю циклического нагружения объекта; расчетной оценки живучести элементов с трещинами.

Термонапряженное состояние определяется с учетом зависимости свойств материала от температуры, деформаций пластичности, ползучести и повреждаемости; нестационарных граничных условий теплообмена и термоконтактного взаимодействия деталей. Учитывается влияние зазоров или натягов между площадками контакта (вследствие погрешности изготовления или разности температурного расширения деталей) и контактная проводимость (зависящая от контактного давления, состояния контактирующих поверхностей и теплопроводности среды в зазорах). Оценка напряженно-деформированного состояния и ползучести по трехмерным моделям осуществляется для сложных составных конструкций, состоящих из разнородных элементов, с учетом влияния реальных факторов. Использование скалярного и векторного параметров поврежденности материала, соответствующих вязкому и хрупкому разрушению, позволяет, наряду с длительной прочностью элементов, определять время и место начальной стадии разрушения конструкции.

Методика трещиностойкости основана на положениях механики хрупкого разрушения. Учитываются многорежимный характер работы конструкции при

статическом и циклическом нагружениях, асимметрия цикла, изменение геометрии трещины во времени, релаксация напряжений при ползучести, зависимость свойств материала от температуры, наличие рабочей среды и другие факторы, влияющие на кинетику трещины. Определяется время живучести конструкции до разрушения или сквозного прорастания трещины. Методическое обеспечение развито для анализа кинетики трещин при циклическом нагружении с использованием параметров рассеянных повреждений материала. Вместо коэффициентов интенсивности напряжений и кинетических диаграмм роста трещины, определяемых при сложных испытаниях образцов с трещинами, в расчетах используются диаграммы деформирования и кривые малоциклового усталости гладких образцов. При этом решаются упругопластические задачи для конструкций с учетом контакта берегов трещины различной глубины методом конечных элементов, что снимает ограничения на размер пластической зоны в вершине трещины и на асимметрию циклического нагружения, принимаемые в иных методиках [2].

Разработанное методическое обеспечение определения расчетного ресурса и оценки живучести роторов и корпусов деталей турбин послужило основой нормативного документа Министерства энергетики и угольной промышленности [3]. С использованием положений этого документа создана компьютеризированная система диагностирования термонапряженного состояния и оценки срабатывания ресурса от малоциклового усталости и ползучести (счетчик ресурса) в опасных зонах роторов высокого и среднего давления турбины Т-250/300-240. Счетчиком автоматически определяются фактические режимы работы турбоагрегата по параметрам АСУ ТП: скорости вращения ротора, температуре, давлению и расходу острого пара перед стопорными клапанами, активной мощности генератора, температуре и давлению пара в станционном коллекторе и давлению в конденсаторе. Поврежденность материала в зонах диагностирования оценивается по мере образования циклов и полуциклов нагружения и фиксируется в электронных журналах. Апробация счетчика ресурса осуществлена на турбоагрегате Т-250/300-240 Харьковской ТЭЦ-5.

Разработанное методическое и программное обеспечение позволило решить важные задачи термочечности и ресурса узлов турбоустановок:

- оценка ресурса высокотемпературных роторов высокого и среднего давления турбин К-300-240-2 ХТГЗ и Т-250/300-240 УТМЗ, подверженных действию ползучести и малоциклового усталости [1, 4];
- оценка длительной прочностности высокотемпературных зон цельнокованных роторов паровых турбин [5];
- анализ термонапряженного состояния замковых соединений лопаток паровых и газовых турбин различных конструкций с учетом термоконтатных взаимодействий в условиях ползучести [6];
- расчет искривления роторов паровых турбин вследствие неоднородности в окружном направлении свойств ползучести и пластичности материала при осесимметричном нагружении [1];
- анализ термонапряженного состояния и трещиностойкости роторов турбины К-1000-60/1500 АЭС [7];

- расчет искривления роторов паровых турбин при неосесимметричных перегревах вследствие задеваний в лабиринтовых уплотнениях [1];
- определение разрушающих чисел оборотов роторов АЭС при угоне с учетом и без учета отрыва лопаток [8];
- анализ кинетики трещин в роторах паровых турбин и высокотемпературных замковых соединениях паровых и газовых турбин [1];
- расчет коробления корпуса паровой турбины при вскрытии цилиндра после длительной эксплуатации в условиях ползучести [9];
- исследование напряженного состояния и ползучести диафрагмы паровой турбины многосеточным методом конечных элементов с учетом контактных явлений в опирании и дефектов в соединении направляющих лопаток с ободьями [10].

Разработанное методическое обеспечение может быть использовано для решения задач термпрочности и ресурса иных конструкций.

1. Шульженко Н.Г., Гонтаровский П.П., Зайцев Б.Ф. Задачи термпрочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований): моногр. Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011. 370 с.

2. Гонтаровский П.П., Шульженко Н.Г., Гармаш Н.Г., Мележик И.И. Моделирование роста кольцевой трещины в цилиндрическом элементе конструкции при циклическом нагружении. *Вісник НТУ «ХПИ»*. Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2018. № 12 (1288). С. 62–66. doi: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.201812.11>

3. Шульженко М.Г., Гонтаровський П.П., Матюхін Ю.І., Мележик І.І., Пожидаєв О.В. Визначення розрахункового ресурсу та оцінка живучості роторів і корпусних деталей турбін. Методичні вказівки: СОУ- Н МЕВ 40.1–21677681–51: 2011. – Офіц. вид. – Київ: ОЕП «ГРІФРЕ»: Міністерство енергетики та вугільної промисловості України, 2011. – 42 с. – (Нормативний документ Миненерговугілля України. Методичні вказівки).

4. Шульженко М.Г., Матюхін Ю.І., Гармаш Н.Г., Пожидаєв О.В., Гонтаровський В.П. Методика оперативної оцінки пошкоженості матеріалу ротора турбіни при циклічному навантаженні і повзучості. *Проблеми машиностроєння*. 2011. Т. 14, № 5. С. 46-52.

5. Шульженко Н.Г., Гонтаровский П.П., Матюхин Ю.И. Ресурс диска паровой турбины с начальными дефектами в области разгрузочных отверстий при ползучести. *Проблеми машиностроєння*. 2015. Т. 18, № 2. С. 3-10.

6. Шульженко Н.Г., Гонтаровский П.П., Матюхин Ю.И. Развитие расчетных моделей роторов турбомашин для оценки их термонапряженного и вибрационного состояний. *Вибрації в техніці та технологіях*. 2001. № 4 (20). С. 66-69.

7. Shul'zhenko M.G., Gontarovskiy P.P., Garmash N.G., Melezhyk I.I., Protasova T.V. Thermostressed State and Crack Growth Resistance of Rotors of the NPP Turbine K-1000-60/1500. *Strength of Materials*. 2010. Vol. 42, Iss. 1. P. 114-119. doi: <https://doi.org/10.1007/s11223-010-9197-1>

8. Shul'zhenko N.G., Gontarovskii P.P., Protasovsa T.V. Influence of the Circumferential Non-Uniformity in the Material Mechanical Properties on the Deformation of the Rotors of Power-Generating Units. *Strength of Materials*. 2014. Vol. 46, Iss. 4. P. 483-492. doi: <https://doi.org/10.1007/s11223-014-9573-3>

9. Шульженко Н.Г., Гонтаровский П.П., Матюхин Ю.И., Гармаш Н.Г. Анализ формоизменения высокотемпературной части корпуса турбины после длительной эксплуатации. *Проблеми машиностроєння*. 2008. Т. 11, № 3. С. 15-23.

10. Shul'zhenko N.G., Asaenok A.V., Zaitsev B.F., Grishin N.N., Gubskii A.N. Creep of Steam-Turbine Diaphragm Under Variable Loading Conditions. *Strength of Materials*. 2016. Vol. 48, Iss. 6. P. 733-739. doi: <https://doi.org/10.1007/s11223-017-9819-y>