

УДК 621.165.620.193

А. Л. Шубенко, член-кор. НАН Украины^{*},

А. Э. Ковальский, д-р техн. наук^{*},

Ю. С. Воробьев, д-р техн. наук^{*},

Г. Н. Картмазов, канд. техн. наук^{**},

В. Н. Романенко^{*}

^{*} Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
(Харьков, E-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua)

^{**} НИЦ «Харьковский физико-технический институт» НАН Украины
(Харьков, E-mail: kartmazov@kipt.kharkov.ua)

ВЛИЯНИЕ ЭРОЗИИ НА ОСНОВНЫЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ЦИЛИНДРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ МОЩНОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

**Часть 2. Прогнозирование изменяющихся вследствие эрозионного
износа вибрационных характеристик рабочей лопатки последней
ступени и выбор способа ее пассивной защиты от эрозии**

Рассмотрена проблема обеспечения эрозионной надежности рабочих лопаток последней ступени мощных паровых турбин при нанесении противэрозионного защитного покрытия методом атомно-ионного распыления материалов. Проблема решается с помощью разработанной универсальной математической модели каплеударной эрозии. Обосновывается выбор параметров защитного покрытия для рабочих лопаток последней ступени. Приведены результаты сравнения полученных теоретических и экспериментальных данных.

Розглянута проблема забезпечення ерозійної надійності робочих лопаток останнього ступеня потужних парових турбін при нанесенні протиерозійного захисного покриття методом атомно-іонного розпилення матеріалів. Проблема вирішується за допомогою розробленої універсальної математичної моделі краплеударної ерозії. Обґрунтовується вибір параметрів захисного покриття для робочих лопаток останнього ступеня. Наведені результати порівняння здобутих теоретичних та експериментальних даних.

Введение

В связи с возросшими периодами эксплуатации энергетических турбин на частичных режимах возникает достаточно острая необходимость в переоценке эффективности традиционных способов защиты от эрозионного износа рабочих лопаток последних ступеней цилиндров низкого давления (ЦНД). Это обстоятельство объясняется тем, что интенсивность эрозионного износа длинных рабочих лопаток последних ступеней при эксплуатации в данных условиях существенно возрастает.

Создание новых эффективных проточных частей мощных паровых турбин предусматривает одновременно и обеспечение их высокой эксплуатационной надежности. Вместе с тем обеспечить высокие показатели эффективности и надежности последних ступеней ЦНД в реальных условиях эксплуатации без правильного учета фактора эрозионной опасности невозможно [1–17].

Очевидно, что проблема повышения надежности последней ступени должна решаться в совокупности с проблемой достаточно точного прогнозирования характеристик эрозионного износа рабочих лопаток на весь жизненный цикл паротурбинной установки. При

этом понятие надежности турбинной ступени рассматривается как совокупность основных эксплуатационных требований, предъявляемых к конструктивным элементам проточной части, выполнение которых позволяет обеспечить устойчивое функционирование последней ступени в течение всего жизненного цикла паротурбинной установки (ПТУ) с гарантированным качеством, то есть с высоким КПД, при жестких ограничениях на ее эрозионные и вибрационные характеристики [1].

1. Модель вибрации рабочей лопатки с заданными характеристиками формы и материала

При исследовании колебаний рабочей лопатки используется ее трехмерная конечно-элементная модель. Геометрические характеристики лопатки задаются чертежами ограниченного количества ее поперечных сечений. Лопатка рассматривается в глобальной правой системе координат xuz , ось z совпадает с радиальным направлением, а ось x параллельна осевому направлению в турбинной ступени. Каждый конечный элемент рассматривается в локальной криволинейной системе координат $\xi\eta\zeta$. Ось ξ – параллельна оси z , а криволинейные оси η и ζ выбираются из условия наилучшего описания профильной поверхности рабочей лопатки.

Изопараметрическая концепция метода конечных элементов (МКЭ) предполагает, что геометрия элемента и перемещения $u(\xi, \eta, \zeta)$ описываются с помощью одних и тех же функций формы N_k [18]

$$x_i(\xi, \eta, \zeta) = \sum_k N_k(\xi, \eta, \zeta)x_{ik},$$

$$u(\xi, \eta, \zeta) = \sum_k N_k(\xi, \eta, \zeta)v_k,$$

где x_{ik} – координаты узловых точек в глобальной системе координат, а v_k – значения перемещений в узлах элемента.

Для трехмерной модели рабочей лопатки последней ступени был выбран изопараметрический криволинейный шестигранный элемент НК60 с квадратичным распределением функции перемещений. Элемент НК60 отличается оптимальным сочетанием затрачиваемых ресурсов ПЭВМ и точности результатов. Данный элемент имеет 20 узлов и принадлежит к серендипову семейству. В качестве функций формы принимаются интерполяционные полиномы в виде

$$N_k = \frac{1}{8}(1 + \xi\xi_k)(1 + \eta\eta_k)(1 + \zeta\zeta_k)(\xi\xi_k + \eta\eta_k + \zeta\zeta_k - 2), \quad \text{для } k = 1, 2, \dots, 8;$$

$$N_k = \frac{1}{4}(1 - \xi^2)(1 + \eta\eta_k)(1 + \zeta\zeta_k) \quad \text{для } k = 9, 11, 13, 15;$$

$$N_k = \frac{1}{4}(1 - \eta^2)(1 + \xi\xi_k)(1 + \zeta\zeta_k) \quad \text{для } k = 10, 12, 14, 16;$$

$$N_k = \frac{1}{4}(1 - \zeta^2)(1 + \xi\xi_k)(1 + \eta\eta_k) \quad \text{для } k = 17, 18, 19, 20,$$

где k – номера узлов конечного элемента. Локальные координаты ξ, η, ζ изменяются от -1 до 1 .

Зависимость для вектора перемещений можно записать так:

$$u = Nv,$$

где N – матрица функции формы; v – вектор перемещений в узлах конечных элементов.

Потенциальная энергия деформаций рабочей лопатки может быть представлена следующим образом:

$$\Pi = \frac{1}{2} \iiint_{(V)} \varepsilon^T D_\sigma \varepsilon dV = \frac{1}{2} v^T K v,$$

где ε – вектор деформаций; D_σ – матрица свойств материала; K – глобальная матрица жесткости

$$K = \iiint_{(V)} B^T D_\sigma B dV,$$

где $B(N)$ – матрица градиентов функции формы.

Кинетическая энергия колеблющейся лопатки

$$T = \frac{1}{2} \iiint_{(V)} \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 dV = \frac{1}{2} v^T M v,$$

где M – глобальная матрица масс, определяемая выражением

$$M = \iiint_V \rho N^T N dV,$$

где ρ – плотность лопаточного материала.

Работа центробежных сил при колебаниях лопатки представляется как

$$A = \frac{\Omega^2}{2} \iiint_{(V)} \rho \left\{ (u_y^2 + u_z^2) - r_\Omega \left[\left(\frac{\partial u_x}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_y}{\partial z} \right)^2 \right] \right\} dV = v^T Q v,$$

где u_x, u_y, u_z – компоненты перемещений в направлении соответствующих осей координат; множитель r_Ω определяется в результате интегрирования функции $\rho(R+z)$ по всей длине рабочей лопатки

$$r_\Omega = \int_0^l \rho(R+z) dz,$$

где l – заданная длина лопатки; R – радиус ротора турбины, на котором устанавливаются в рассматриваемой ступени рабочие лопатки.

Глобальная матрица центробежных сил

$$Q = \frac{\Omega^2}{2} \iiint_{(V)} \rho [N_a^T N_a - r_\Omega H^T H] dV,$$

где N_a – матрица, учитывающая наличие функций форм только для компонент перемещений u_y, u_z ; H – матрица компонент перемещений u_x, u_y , проинтегрированная по z .

Интегрирование ведется по каждому конечному элементу в локальных нормированных координатах. Для численного интегрирования выбран метод Гаусса-Лежандра, который обеспечивает высокую точность при минимальном количестве узлов интегрирования.

Задача о колебаниях трехмерной модели рабочей лопатки с изменяющейся формой вследствие эрозионного износа входной кромки формулируется в виде

$$Mv + (K - Q)v = 0.$$

В результате ее решения определяется спектр собственных частот, формы перемещений и интенсивность напряжений в теле лопатки в виде соответствующих полей.

Рассматривались свободные колебания рабочей лопатки без бандажа, жестко защемленной в корневом сечении, а также колебания рабочей лопатки с цельнофрезерованным полочным бандажом, жестко защемленной в корневом и периферийном сечениях. По толщине рабочей лопатки выбирались два конечных элемента. Эрозионный износ учитывался как изменение геометрических характеристик профилей рабочей лопатки в заданных сечениях по высоте ступени.

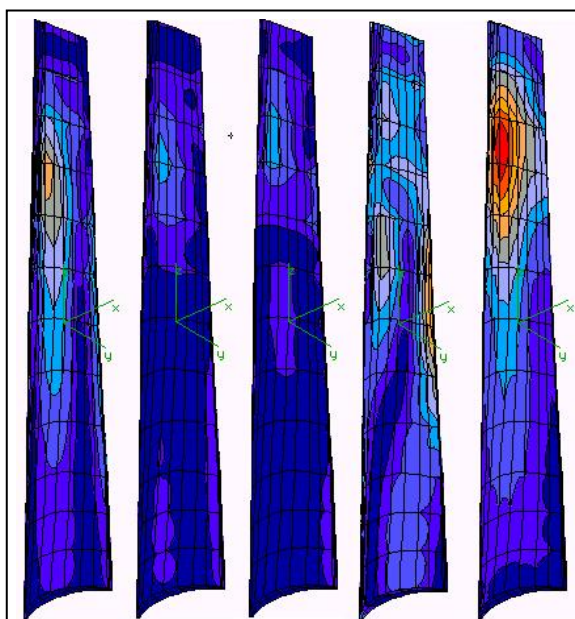


Рис. 1. Поля интенсивностей напряжений при собственных колебаниях рабочей лопатки последней ступени ЦНД без бандажа по первым пяти формам

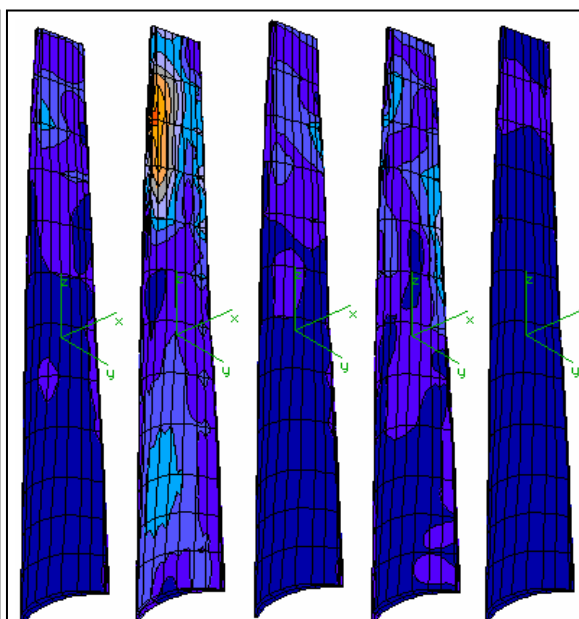


Рис. 2. Поля интенсивностей напряжений при собственных колебаниях рабочей лопатки последней ступени ЦНД без бандажа по формам колебаний с шестой по десятую

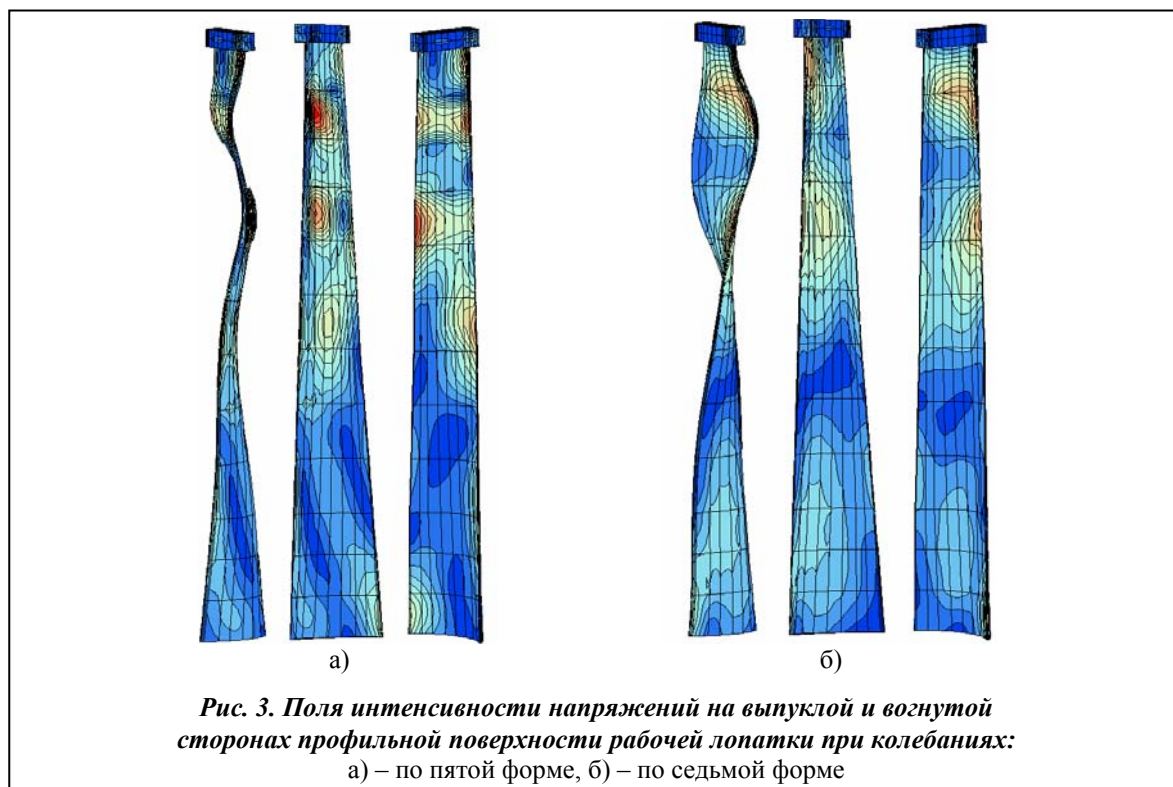
2. Влияние эрозионного износа рабочей лопатки на характеристики ее динамической прочности

Эрозионные повреждения пера рабочей лопатки в наиболее опасной периферийной зоне, прогнозируемые для различной продолжительности эксплуатации последней ступени турбины К-220-44 на номинальном режиме (таблица), представлены на рис. 9 [19]. Из рисунка видно, что разработанная универсальная математическая модель эрозии позволяет получать в зависимости от времени и режимов эксплуатации турбины положение фронта эрозионных повреждений рабочей лопатки в различных сечениях, заданных по ее длине.

Параметры последней турбинной ступени, рассчитанной на эрозию

l , м	c_1 , м/с	u , м/с	$t_{p,k}$, м	t_c , м	δ_z , м	α_1 , град	ρ_1 , кг/м ³
1030	273	578	0,107	0,157	0,065	13,5	0,073
1000	280,5	571,1	0,105	0,155	0,06047	13,6	0,072
950	293	559,6	0,103	0,151	0,06042	13,8	0,07
900	305,5	548,1	0,099	0,147	0,06037	14,0	0,069
845	319,3	535,5	0,096	0,143	0,0603	14,12	0,067
780	335,5	520,5	0,092	0,137	0,06025	14,4	0,065
730	348	509	0,089	0,133	0,0602	14,6	0,064

Модель рабочей лопатки строилась по 13 исходным сечениям (28 точек в каждом сечении). С учетом изменения геометрических характеристик последней ступени вследствие эрозии определялись собственные частоты, формы перемещений и интенсивность напряжений в рабочей лопатке с учетом ее вращения на роторе. На рис. 1 и 2 представлены поля интенсивности напряжений на первых десяти формах колебаний рабочей лопатки без учета полочного бандажа на периферии рабочего колеса. Светлым тоном отмечена зона локализации интенсивности вибрационных напряжений со стороны выпуклой поверхности, обусловленная эрозионными повреждениями.



Данные результаты позволили выделить формы колебаний, на которых эрозионные повреждения рабочей лопатки приводят к возникновению на ее профильной поверхности хорошо выраженных зон концентрации вибрационных напряжений.

При росте интенсивности напряжений окраска областей с расчетными значениями данной вибрационной характеристики приобретает более теплые тона и смещается в сторону светлого тона (зоны профильной поверхности, где интенсивность напряжений является наибольшей, имеют светлый тон).

Таким образом, предложенная информационная система [19], учитывающая большой комплекс взаимосвязанных рабочих процессов во влажно-паровых турбинных ступенях, позволяет прогнозировать изменения вследствие эрозии основных эксплуатационных показателей последних ступеней мощных паровых турбин. Кроме того, она дает возможность получать информацию о расположении на профильной поверхности зон, где эрозионный износ создает наибольшую опасность для рабочей лопатки как наиболее нагруженного элемента конструкции последней ступени.

Дальнейший этап комплексных численных исследований характеристик эрозионной и вибрационной надежности рабочей лопатки последней ступени ЦНД заключается в проведении расчетов, направленных на уточнение пространственного положения зон концентрации эксплуатационных напряжений на профильной поверхности рабочей лопатки с учетом реальной конструкции рабочего колеса (наличие цельнофрезерованного полочного бандажа на периферии).

На рис. 3 приведены уточненные расчетные данные о распределении по выпуклой и вогнутой поверхностям рабочей лопатки с бандажной полкой интенсивности вибрационных напряжений при ее колебаниях по пятой и седьмой формам, наиболее опасных с точки зрения негативного влияния эрозионных повреждений лопатки на ее динамическую прочность. На рис. 3, а светлым тоном отмечены зоны локализации интенсивности вибрационных напряжений, обусловленные эрозией, на рис. 3, б – зоны умеренной (в сравнении с колебаниями по 5-й форме) локализации интенсивности вибрационных напряжений, обусловленные эрозией.

Приведенные данные численных исследований позволяют для заданных режимных и геометрических характеристик последней ступени обоснованно выделить зоны на профильной поверхности рабочей лопатки, где эрозионный износ представляет наибольшую опасность. Эти данные обеспечивают необходимую информационную базу для правильной постановки и решения задачи о создании эффективной защиты рабочей лопатки от эрозии пассивного типа, которая отвечает как особенностям ее конструкции, так и условиям эксплуатации.

3. Выбор параметров противоэрозионного защитного покрытия для рабочей лопатки последней ступени

Способ нанесения и метод расчета параметров нового эффективного противоэрозионного покрытия на рабочие лопатки последних ступеней мощных паровых турбин подробно рассмотрен в работе [20].

Для установленных расчетным путем зон поверхности рабочей лопатки, характеризующихся повышенной опасностью эрозионного износа, определяются технологические параметры нанесения противоэрозионного покрытия, способного обеспечить эффективную защиту входной кромки рабочей лопатки от эрозии.

С учетом ранее накопленного опыта создания вакуумных противоэрозионных покрытий для защиты рабочих лопаток влажно-паровых ступеней от эрозионного износа была выбрана технология атомно-ионного распыления материалов в вакууме (АИР). Основой технологии создания покрытий по методу АИР является метод электронно-лучевого испарения материала покрытия в вакууме с последующей ионизацией паровой фазы и осаждением ее на поверхность подложки, который в настоящее время широко используется для нанесения защитных покрытий различного типа.

Метод атомно-ионного распыления материалов в вакууме дает возможность получать плазменные покрытия при сравнительно низких температурах на подложке, что позволяет избежать изменений механических характеристик материала подложки в ее поверхностном слое при нанесении покрытий.

Основным вопросом, который требует изучения при создании эффективного противоэрозионного защитного покрытия для рабочих лопаток последних ступеней мощных паровых турбин, является вопрос о величине и знаке структурных макронапряжений, возникающих в защитном покрытии на поверхности раздела «подложка-покрытие», и результате их суперпозиции с макронапряжениями, возникающими в слое покрытия при эксплуатации рабочей лопатки.

Суперпозиция изменяющихся по толщине противоэрозионного покрытия внутренних напряжений и напряжений в волне Рэлея, которая распространяется в покрытии при соударении рабочей лопатки с эрозионно опасными каплями, позволяет на базе предложенного в работе [20] метода расчета осуществлять оценки эффективности предложенной пассивной защиты рабочих лопаток от эрозии.

Данная оценка выполняется в наиболее эрозионно опасной («критической») точке поверхности рабочей лопатки, найденной расчетным путем, с учетом приведенных выше результатов численных исследований.

Толщина хромового вакуумного противоэрозионного покрытия, предлагаемого для защиты рабочих лопаток последних ступеней ЦНД от эрозии, должна быть минимальной, но достаточной для того, чтобы исключить возможность суперпозиции на поверхности раздела «покрытие-подложка» действующих в нем растягивающих внутренних напряжений и растягивающих напряжений в волне Рэлея от ударов наиболее эрозионно опасных капель, попадающих в «критическую» точку профильной поверхности рабочей лопатки.

Для хромового вакуумного покрытия, имеющего наилучшие защитные свойства, найденная расчетным путем толщина $\delta = 15 \div 20$ мкм. При такой толщине покрытия величина осредненных по его толщине внутренних сжимающих напряжений $\sigma_{ср} \cong 0,3$ ГПа, а величина растягивающих внутренних напряжений на поверхности раздела «покрытие-подложка» оказывается близкой к нулю.

В работе [20] показано, что наибольшее растягивающее напряжение в волне Рэлея, которое возникает вблизи границы пятна контакта твердой подложки с достаточно крупной каплей влаги, для различных материалов, но одинаковых условиях ударного воздействия капель прямо пропорционально коэффициенту

$$\gamma = \frac{1}{\sqrt{C_R/C_1}},$$

где C_R , C_1 – скорости распространения в материале подложки волны Рэлея и продольной волны соответственно.

Принимая во внимание этот теоретический результат, а также данные приведенных выше комплексных численных исследований, удалось обосновать вывод о том, что тонкое ($\delta = 20$ мкм) хромовое вакуумное покрытие позволяет полностью компенсировать наибольшие растягивающие волновые напряжения, возникающие на внешней поверхности покрытия от ударов наиболее эрозионно опасных капель по «критической» точке профильной поверхности рабочей лопатки последней ступени.

При выборе толщины защитного покрытия важно также учитывать наибольшую глубину проникновения в противоэрозионное покрытие волны Рэлея. По методу расчета, предложенному в работе [20], найдена наибольшая глубина проникновения волны Рэлея в хромовое вакуумное покрытие (15 мкм).

Обоснованность тонкого хромового вакуумного покрытия, наносимого методом АИР на входные кромки рабочих лопаток последней ступени ЦНД, в качестве эффективного способа их пассивной защиты от эрозии была подтверждена результатами экспериментальных исследований на эрозионном стенде.

На рис. 4 представлен экспериментальный образец из материала 20Х13 с противоэрозионным защитным покрытием, на рис. 5 – с разработанным новым противоэрозионным защитным покрытием.

Заключение

Полученные результаты показывают, что рассмотренный подход к проблеме и предложенный комплекс математических моделей и программ позволяет разрабатывать конструктивные и режимные мероприятия, обеспечивающие значительное повышение экономичности, эрозионной износостойкости, вибрационной надежности и соответственно – рабочего ресурса влажно-паровых турбинных ступеней.



Рис. 4. Экспериментальный образец из материала 20Х13 с противоэрозионным покрытием, нанесенным методом электроискрового упрочнения

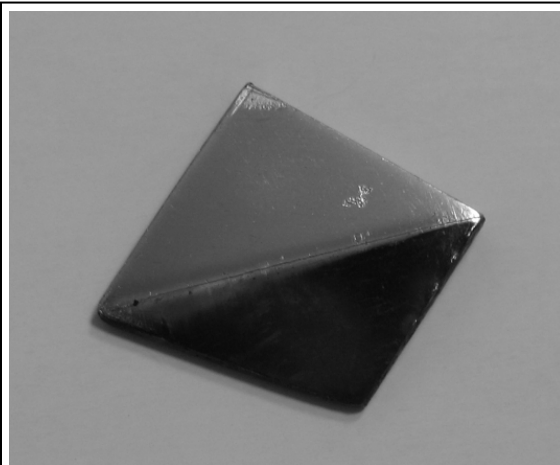


Рис. 5. Экспериментальный образец из материала 20Х13 с тонким хромовым противоэрозионным защитным покрытием (светлая часть поверхности образца), нанесенным методом АИР

Представляется, что на базе использования рассмотренного комплекса математических моделей открывается возможность значительного улучшения основных эксплуатационных показателей последних ступеней ЦНД энергетических турбин. При этом необходимо дальнейшее развитие вычислительных возможностей разработанной информационной системы для решения больших комплексных задач, непосредственно связанных с проблемой эффективной модернизации проточных частей мощных паровых турбин.

На основании результатов исследований, проведенных авторами, можно заключить следующее.

Экономичность последней ступени по мере развития эрозии рабочих лопаток заметно падает.

Высшие формы напряжений в зоне эрозии приобретают явно выраженные всплески, которые представляют существенную опасность для динамической прочности рабочей лопатки, обусловленную эрозией. Это связано с тем, что в зонах развитого эрозионного износа возникает большое число концентраторов эксплуатационных напряжений, которые могут привести к отрыву периферийной части пера рабочей лопатки.

Предложенная система прогнозирования основных эксплуатационных показателей последних ступеней ЦНД мощных паровых турбин позволяет эффективно решать следующие задачи при их модернизации:

1. Прогнозировать интенсивность эрозионного износа рабочих венцов при заданных режимных и геометрических параметрах влажно-паровых турбинных ступеней.

2. Прогнозировать снижение экономичности и вибрационной надежности влажно-паровых турбинных ступеней вследствие эрозионного износа рабочих лопаток.

3. Разрабатывать эффективные противоэрозионные мероприятия (в том числе пассивного типа) в частях низкого давления энергетических турбин, которые могут обеспечить существенное повышение экономичности, эрозионной износостойкости и вибрационной надежности последних ступеней.

Литература

1. *Шубенко-Шубин А. Л.* Оптимальное проектирование последней ступени мощных паровых турбин / Л. А. Шубенко-Шубин, А. А. Тарелин., Ю. П. Антипцев. – Киев: Наук. думка, 1980. – 228 с.
2. *Ковальский А. Э.* Исследование показателей эрозионной и вибрационной надежности рабочих лопаток влажнопаровых турбин на различных эксплуатационных режимах / А. Э. Ковальский, С. П. Канило, Н. В. Лыхвар, И. Н. Шевякова // *Авиац.-косм. техника и технология.* – 1999. – Вып. 9. – С. 438–442.
3. *Shubenko A. L.* Modelling the steam flow with spontaneous condensation in a turbine stage // *Proc. Fifth Intern. Conf. Fluid Mech.* –Cairo, 1995. –P. 671–680.
4. *Френкель Я. И.* Кинетическая теория жидкостей. – Л.: Наука, 1975. – 598 с.
5. *Hill P. G.* Condensation of water vapour during supersonic expansion in nozzles // *J. Fluid Mech.* – 1966. – **25**, pt. 3. – P. 593–620.
6. *Flow and Drop Size Investigations of Wet Steam at Sub- and Supersonic Velocities with the Theory of Homogeneous Condensation / D. Barschdorff, G. Hausmann, A. Ludwig // Proc. 3 Sci. Conf. Steam Turbines Great Output.* – Gdansk, 1974. – № 70 – 72. – P. 241–257.
7. *Ковальский А. Э.* Математическая модель высокоскоростного удара эрозионно-опасной капли конденсата по рабочей лопатке влажно-паровой ступени энергетической турбины // *Вестн. двигателестроения.* – 2004. – № 2. – С. 51–59.
8. *Ковальский А. Э.* Теоретическое обоснование механизма каплеударной эрозии рабочих лопаток осевых турбомашин // *Авиац.-косм. техника і технологія: Зб. наук. пр.* – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «ХАІ». – 2001. – Вип. 23. Двигуни та енергоустановки. – С. 33–41.
9. *Эрозия /* Под ред. К. Прис. – М.: Мир, 1982. – 464 с.
10. *Шубенко А. Л.* Кинетическая модель каплеударной эрозии рабочих лопаточных аппаратов паровых турбин / А. Л. Шубенко, А. Э. Ковальский // *Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт.* –1989. – № 5. – С. 94–101.
11. *Ковальский А. Э.* Универсальная математическая модель инкубационного периода каплеударной эрозии материала рабочих лопаток влажно-паровых турбин // *Вестн. двигателестроения.* – 2006. – № 3. – С. 107–116.

12. *Перельман Р. Г.* Эрозионная прочность деталей и энергоустановок летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1980. – 245 с.
13. *Яблоник Р. М.* Экспериментальное исследование эрозионной стойкости лопаточных материалов / Р. М. Яблоник, В. В. Поддубенко // Энергомашиностроение. – 1975. – № 11. – С. 29-31.
14. *Пряхин В. В.* Проблемы эрозии турбинных рабочих лопаток / В. В. Пряхин, О. А. Поваров, В. А. Рыженков // Теплоэнергетика. – 1984. – № 10. – С. 25–30.
15. *Baker D.* The resistance of materials to impact erosion damage / D. Baker, K. Jolliffe, D. Pearson // Phil. Trans. the Royal Society London. – Ser. A. – 1966. – **260**, № 1110. – P. 193–203.
16. *Поваров О. А.* Исследование эрозионного износа рабочих лопаток паровых турбин / О. А. Поваров, Б. Станиша, В. А. Рыженков // Теплоэнергетика. – 1988. – № 4. – С. 66–69.
17. *Гаркуша А. В.* Аэродинамика проточной части паровых турбин. – М.: Машиностроение, 1983. – 184 с.
18. *Воробьев Ю. С.* Колебания лопаточного аппарата турбомашин. – Киев: Наук. думка, 1988. – 224 с.
19. *Шубенко А. Л.* Влияние эрозии на основные эксплуатационные характеристики рабочей лопатки последней ступени цилиндра низкого давления мощной паровой турбины. Часть I. Прогнозирование эрозионной опасности в последних ступенях энергетических турбин / А. Л. Шубенко, А. Э. Ковальский, Ю. С. Воробьев, Г. Н. Картмазов, В. Н. Романенко // Пробл. машиностроения. – 2009. – **12**, № 4. – С. 7–16.
20. *Ковальский А. Э.* Обоснование толщины и условий нанесения вакуумного противозерозионного покрытия для рабочих лопаток последних ступеней мощных паровых турбин / А. Э. Ковальский, Г. Н. Картмазов, В. В. Кунченко // Авиаци.-косм. техника и технология. – 2006. – № 6 (32). – С. 5–18.

Поступила в редакцию
05.12.09

УДК 621.224

А. В. Линник
В. Д. Хаитов

Открытое акционерное общество «Турбоатом»
(г. Харьков, E-mail: office@turboatom.com.ua)

СОВРЕМЕННЫЙ УРОВЕНЬ И ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ГИДРОТУРБОСТРОЕНИЯ В УКРАИНЕ

Дана оцінка технічного рівня вітчизняних гідротурбін. Освітлено накопичений досвід та роль ВАТ «Турбоатом» у створенні та виготовленні гідротурбінного обладнання, розглянуто конструктивні особливості гідравлічних турбін. Проведено аналіз стану наукових досліджень і експериментальної бази галузі в ВАТ «Турбоатом».

Дается оцінка технічного рівня вітчизняних гідротурбін. Висвітлено накопичений досвід та роль ВАТ «Турбоатом» у створенні та виготовленні гідротурбінного обладнання, розглянуто конструктивні особливості гідравлічних турбін. Проведено аналіз стану наукових досліджень і експериментальної бази галузі в ВАТ «Турбоатом».

Технический уровень гидротурбин

Технический уровень современных гидротурбин характеризуется следующими основными показателями:

- уровнем максимального КПД;
- коэффициентом быстроходности;
- уровнем кавитации и абразивного износа проточной части;
- уровнем пульсации давления в проточной части;
- уровнем вибрации опорных узлов (направляющий подшипник, крышка турбины);