

УДК 621.165.620.193

**А. Э. Ковальский\***, д-р техн. наук

**В. Л. Швецов\*\***

**В. А. Конев\*\***

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

\*\* ОАО «Турбоатом»  
(г. Харьков, E-mail: office@turboatom.com.ua)

## **ЧИСЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭРОЗИОННОЙ СТОЙКОСТИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ИХ ПАРАМЕТРОВ**

*Представлены результаты численных исследований с помощью универсальной математической модели эрозии эрозионной стойкости рабочих лопаток последних ступеней мощных паровых турбин при изменении их параметров. Показано, что одним из основных параметров последней ступени, влияющих на эрозионную стойкость рабочих лопаток, является величина межвенцового зазора, увеличение которого позволяет существенно повысить эрозионную стойкость рабочих лопаток.*

*Наведено результати чисельних досліджень за допомогою універсальної математичної моделі ерозії ерозійної стійкості робочих лопаток останніх ступенів потужних парових турбін при зміні їхніх параметрів. Показано, що одним з основних параметрів останнього ступеня, що впливає на ерозійну стійкість робочих лопаток, є величина міжвінцевого зазору, збільшення якого дозволяє істотно підвищити ерозійну стійкість робочих лопаток.*

### **Введение**

Решение проблемы эрозии рабочих лопаток влажно-паровых (ВП) ступеней мощных паровых турбин должно отвечать современным критериям их экономичности и надежности.

В этой связи существенное повышение эрозионной стойкости рабочих лопаток последних ступеней цилиндров низкого давления (ЦНД), которые могут вырабатывать до 10% мощности всего турбоагрегата, следует рассматривать как весьма актуальную проблему современного энергетического турбостроения.

Успешное решение этой проблемы возможно только на базе использования развитых комплексов математических моделей и программных модулей, интегрированных в единую информационную систему прогнозирования эрозионного износа рабочих лопаток последних ступеней ЦНД под действием высокоскоростных ударов вторичных капель влаги.

### **1. Формулирование проблемы**

Сейчас известны и широко применяются на практике различные способы активного и пассивного типа повышения эрозионной стойкости рабочих лопаточных аппаратов последних ступеней ЦНД.

Повышение эрозионной стойкости рабочих лопаток последних ступеней мощных паровых турбин путем выбора их рациональных характеристик можно рассматривать как один из способов активного типа, который в настоящее время еще недостаточно хорошо разработан. Этот способ может быть реализован только на базе информационной системы прогнозирования интенсивности эрозии, в основе которой лежат достаточно физически обоснованные математические модели рабочих процессов в проточной части, связанных с эрозионным износом рабочих лопаток.

Основными структурными элементами такой информационной системы являются:

а) математическая модель образования и течения в осевом зазоре турбинной ступени эрозионно-опасной среды, оказывающей интенсивное эрозионное воздействие на входные участки профильной поверхности рабочей лопатки;

б) математическая модель взаимодействия вторичных капель влаги с эродирующей поверхностью рабочей лопатки;

в) математическая модель развития во времени характеристик эрозионного износа рабочих лопаток турбинной ступени при известных параметрах эрозионной среды на входе в рабочее колесо.

Из перечисленных структурных элементов два последних непосредственно связаны с решением задачи об инкубационном периоде каплеударной эрозии, который является основной характеристикой эрозионного процесса и позволяет дать обоснованную оценку эрозионной стойкости рабочей лопатки, а также прогнозировать развитие эрозии на всех ее стадиях.

При выполнении численных исследований эрозионной стойкости рабочих лопаток последних ступеней ЦНД различных типоразмеров с помощью информационной системы прогнозирования каплеударной эрозии с целью достижения достаточного уровня эрозионной надежности рабочих лопаток в реальных условиях эксплуатации весьма важно соблюдать принципы системного подхода к анализу свойств сложных технических систем [1].

## 2. Решение проблемы

Как показали многочисленные экспериментальные исследования, одним из наиболее существенных факторов, влияющих на интенсивность эрозионного износа рабочих лопаток последних ступеней ЦНД, является скорость  $W'_H$  нормального соударения вторичных капель влаги с профильной поверхностью лопатки.

Отмеченное обстоятельство привело к возникновению значительного количества однотипных по своему физическому смыслу математических моделей эрозии, в основе которых лежит эмпирическая зависимость вида

$$E \sim m'(W'_H)^k, \quad (1)$$

где  $E$  – характеристика эрозионного процесса, по-разному интерпретируемая в той или иной модели, которая позволяет охарактеризовать интенсивность износа рабочих лопаток при различных условиях эксплуатации ВП ступени;  $m'$  – масса влаги в виде вторичных капель, выпадающая на единицу площади поверхности рабочей лопатки;  $k$  – константа, характеризующая эрозионную прочность материала лопатки, которая в различных моделях оказывается разной.

В работе [2] показано, что в основе построения математической модели эрозионного разрушения твердых поверхностей, испытывающих эрозионное воздействие капель жидкости (воды), должны лежать напряжения, возникающие в материале твердой преграды при ее соударении с каплями. При этом возникающая в поверхностном слое преграды (экспериментальный образец, рабочая лопатка) система разрушающих напряжений даже от удара одной капли имеет очень сложный, быстро изменяющийся как во времени, так и в пространстве характер [2].

Рост эрозионной поврежденности ( $\omega$ ) материала рабочей лопатки при каплеударном воздействии полидисперсного потока вторичных капель конденсата достаточно хорошо описывается следующим уравнением [3]:

$$\int_0^{\omega} (1 - \omega)^{k_{\text{Э}}} d\omega = \pi \cdot t_{\text{эксп.}} \cdot C_{\text{Э}} \sum_{j=1}^{j=10} n_j \int_{r_{\text{к, макс}}}^{\infty} r dr \left[ \int_{t_0}^{t_{\text{уд}}} |\sigma_{1, \text{д}}(r, t)^{k_{\text{Э}}}| \cdot dt + \int_{t_0}^{t_{\text{уд}}} \sigma_{1, \text{ст}}(r, t)^{k_{\text{Э}}} \cdot dt \right], \quad (2)$$

где  $C_{\text{Э}}$ ,  $k_{\text{Э}}$  – константы эрозионной прочности лопаточного материала (для лопаточных ступеней, использующихся при изготовлении рабочих лопаток ВП ступеней, имеем следующие значения:  $C_{\text{Э}} = 1,7 \cdot 10^{-14} \text{ с}^{-1} (\text{МПа})^{-k_{\text{Э}}}$ ,  $k_{\text{Э}} = 6,3$ );  $t_{\text{эксп.}}$  – время экспозиции поверхности лопатки

(образца) под действием полидисперсного потока капель;  $t_{уд}$  – время ударного взаимодействия капли с лопаткой (образцом);  $t_0 = 2 \frac{r_k \cdot W'_H}{C_R^2}$  (характерный начальный момент времени процесса ударного взаимодействия капли с поверхностью);  $r_{н,маx}$  – наибольший радиус капли, находящейся в кромочном потоке вторичных капель;  $r$  – радиальная координата, отсчитываемая вдоль поверхности лопатки (образца) от центра удара капли;  $C_R$  – скорость распространения волны Рэлея в лопаточном материале;  $n$  – количество вторичных капель, выпадающих на единицу площади поверхности лопатки (образца) в единицу времени.

Параметры каплеударного нагружения входной кромки рабочей лопатки ( $n$ ,  $r_n$ ,  $W'_H$ ) могут определяться в заданном сечении турбинной ступени по методу расчета [4].

Поток капель, орошающий входную кромку рабочей лопатки, является полидисперсным. С целью упрощения задачи об инкубационном периоде эрозии его можно разбить на отдельные группы капель, выпадающих на входную кромку в данном месте, а каждой группе выпавших капель поставить в соответствие свои параметры каплеударного нагружения:  $n_j$ ,  $r_{н,j}$ ,  $W'_{н,j}$ ;  $j$  – целочисленный индекс, указывающий на принадлежность капель к группе с некоторым средним фиксированным радиусом  $r_{н,j}$  ( $j = 1 \div 10$ ).

В тот момент времени, когда выполняется условие  $t_{эксп.} = t_{инк.}$ , в заданной точке входной кромки происходит эрозионное разрушение, выражающееся в том, что в ней появляются поверхностные макротрещины, которые свидетельствуют о завершении инкубационного периода каплеударной эрозии в рассматриваемой точке поверхности ( $t_{инк.}$ ). При этом феноменологический параметр поврежденности материала в соответствии с тем, как он был введен, принимает значение  $\omega = 1$ .

В уравнении (2) функция  $\sigma_{1,д}$  определяет величину главных нормальных напряжений, связанных с волной Рэлея, которые действуют в рассматриваемой точке профильной поверхности рабочей лопатки [3]. Функция  $\sigma_{1,ст}$  определяет величину главных нормальных напряжений, связанных с действием квазистатического давления удара на пятне контакта капли с лопаткой, которые действуют в рассматриваемой точке профильной поверхности [3].

Интегрирование уравнения (2) в пределах от  $\omega = 0$  до  $\omega = 1$  позволяет получить аналитическую зависимость для определения продолжительности инкубационного периода в любой точке поверхности рабочей лопатки, орошаемой эрозионно-опасными каплями, в виде

$$t_{инк} = \frac{1}{\pi \cdot (1 + k_3) \cdot C_3 \sum_{j=1}^{j=10} n_j \int_{r_{к,маx}}^{\infty} r dr \left[ \int_{t_0}^{t_{уд}} |\sigma_{1,д}(r, t)^{k_3}| \cdot dt + \int_{t_0}^{t_{уд}} \sigma_{1,ст}(r, t)^{k_3} \cdot dt \right]}. \quad (3)$$

Адекватность теоретической зависимости (3) реальному процессу эрозионного разрушения лопаточного материала, который развивается в точках первоначально гладкой профильной поверхности рабочей лопатки, испытывающей эрозионное воздействие вторичных капель влаги, подтверждена результатами испытаний экспериментальных образцов на различных эрозионных стендах [3].

Как показали численные исследования на представленной математической модели, механизм эрозионного разрушения объектов эрозионного воздействия оказывается очень «чувствительным» к диапазону скоростей нормального удара, выпадающих на эродирующую поверхность капель.

С ростом скоростей нормального удара капель ( $W'_H > 200 \text{ м/с}$ ) определяющую роль в процессе эрозионного разрушения твердой преграды начинают играть волновые процессы в ее поверхностном слое. Только в первом приближении для сравнительно небольших скоростей нормального соударения капель с твердой преградой ( $W'_H < 200 \text{ м/с}$ ) в оценках уровня

возникающей при этом опасности ее эрозионного разрушения можно ориентироваться на зависимость вида (1) или на упрощенную математическую модель эрозии, предложенную в работе [5]. Этот вывод корреспондирует известным экспериментальным данным о том, что зависимость максимальной скорости эрозии от величины нормальной скорости удара капель имеет явно выраженный нелинейный характер [6].

Вывод о том, что величина скорости нормального соударения капель с профильной поверхностью рабочей лопатки имеет сильное нелинейное влияние на интенсивность ее износа, непосредственно вытекающий из численного эксперимента на универсальной модели эрозии (3), носит принципиальный характер, поскольку позволяет путем незначительных изменений основных параметров последних ступеней существенно повысить их эрозионную надежность.

С помощью данной модели проведены расчетные исследования влияния некоторых параметров последних ступеней ЦНД (таблица) различных энергетических турбин на номинальном режиме эксплуатации на эрозионную стойкость рабочих лопаток в периферийном сечении.

Оценка интенсивности эрозионного износа в различных точках поверхности рабочих лопаток рассмотренных последних ступеней выполнялась по разработанному критерию относительной эрозионной стойкости  $\bar{E}_M$  [5].

Данный критерий построен таким образом, что максимальная скорость эрозии в рассматриваемом сечении рабочей лопатки ( $E_M$ ) сравнивается с каким-либо заранее выбранным эталоном этой величины.

*Параметры рассмотренных последних ступеней ЦНД*

$\bar{l}$	$c_1, \text{ м/с}$	$u, \text{ м/с}$	$t_c, \text{ м}$	$t_p, \text{ м}$	$L_Z, \text{ м}$	$\alpha_1, \text{ град}$	$\rho_1, \text{ кг/м}^3$
1	246	560	0,164	0,108	0,056	13,6	0,082
1	246	560	0,164	0,108	0,0495	13,6	0,082
1	280	560	0,158	0,108	0,056	13,8	0,08
1	280	560	0,158	0,108	0,0495	13,8	0,08

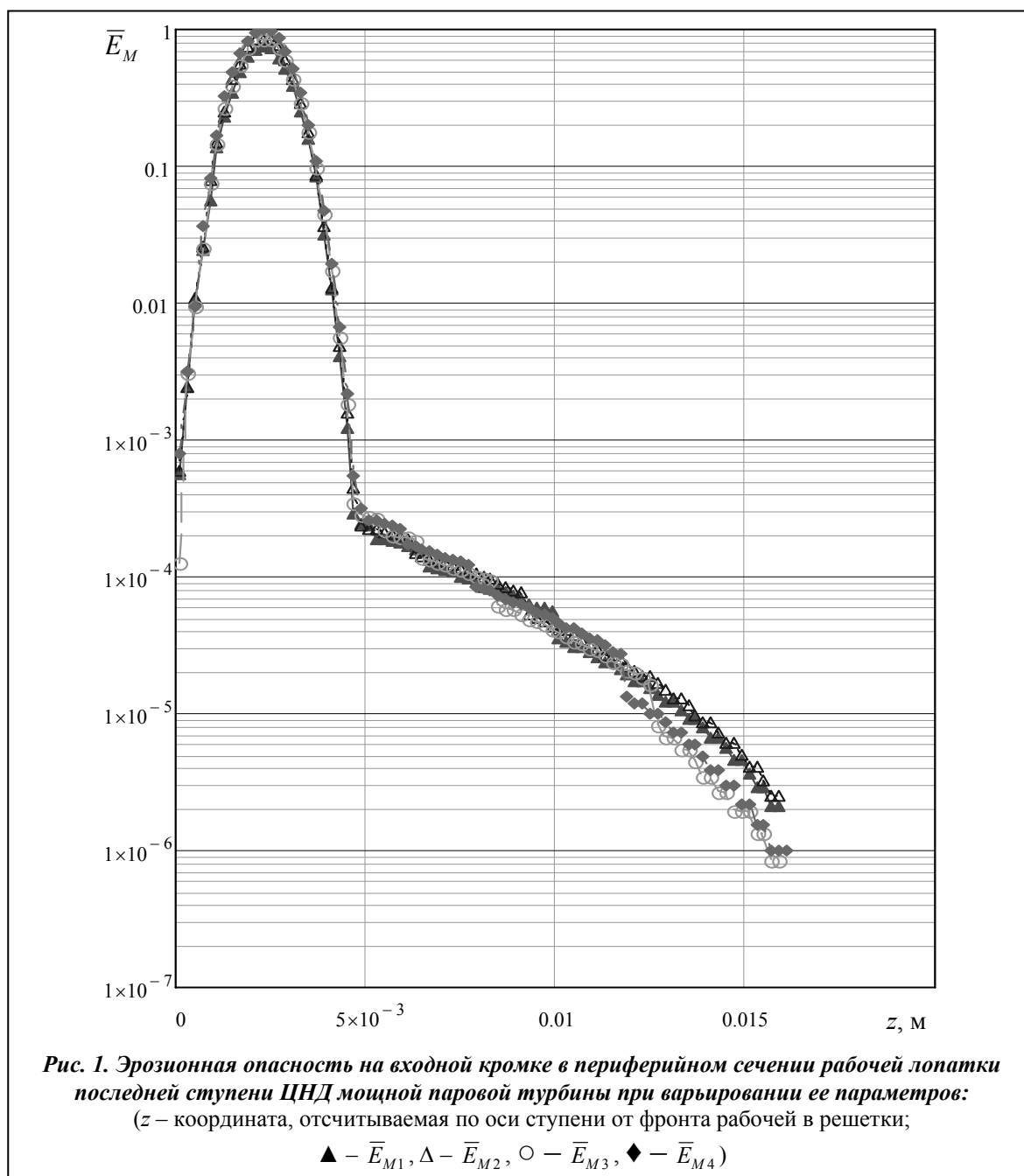
Так, например, при анализе влияний параметров ступени на интенсивность эрозии ее рабочих лопаток удобно в качестве эталона выбирать скорость  $E_M$ , которая отвечает наиболее эрозионно-опасной точке профильной поверхности ( $E_{M,\max}$ ). Тогда критерий относительной эрозионной опасности может быть представлен в виде  $\bar{E}_M = E_M / E_{M,\max}$ .

Результаты проведенного численного анализа эрозионной опасности, возникающей в проточной части для рабочих лопаток рассмотренных ступеней, представлены на рис. 1. Из результатов расчетов видно, что сравнительно небольшие изменения параметров ступени способны существенно изменить интенсивность эрозионного процесса на входных кромках рабочих лопаток.

Величину, обратную  $\bar{E}_M$ , то есть  $\bar{E}_{st} = 1/\bar{E}_M$ , можно рассматривать как характеристику относительной эрозионной стойкости рабочих лопаток.

Из результатов расчетов видно, что при создании и модернизации последних ступеней ЦНД для обеспечения достаточной эрозионной стойкости их рабочих лопаток необходимо проводить численные исследования на базе физически обоснованной математической модели эрозии, способной «чувствовать» достаточно малые изменения параметров турбинных ступеней.

Данные численных исследований показали, что увеличение осевого зазора последней ступени, позволяющее уменьшить скорость нормального удара капель по входной кромке примерно на 4,5% (см. рис. 2), при прочих равных условиях обеспечивает увеличение эрозионной стойкости рабочих лопаток ступени более чем в 2,5 раза (рис. 3).

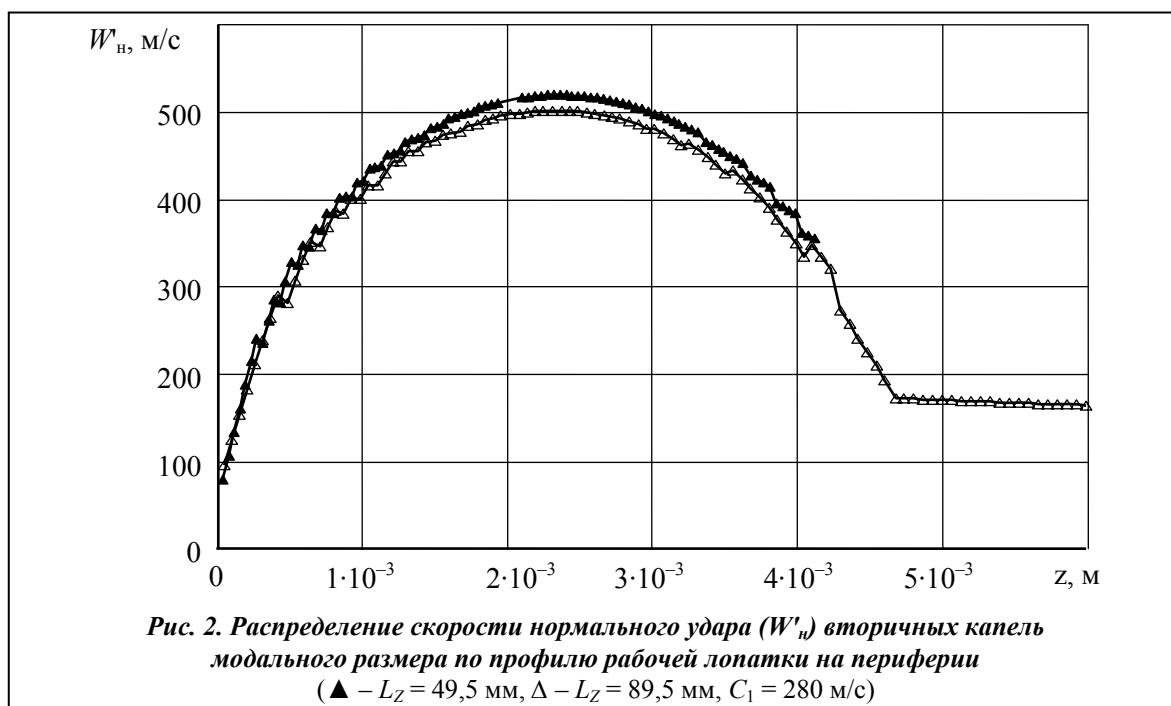


На рис. 1 маркерами отмечены расчетные значения эрозионной опасности  $\bar{E}_M$  :  
 $\bar{E}_{M1} - C_1 = 246 \text{ м/с}; L_Z = 56 \text{ мм}; \bar{E}_{M2} - C_1 = 246 \text{ м/с}; L_Z = 49,5 \text{ мм};$   
 $\bar{E}_{M3} - C_1 = 280 \text{ м/с}; L_Z = 56 \text{ мм}; \bar{E}_{M4} - C_1 = 280 \text{ м/с}; L_Z = 49,5 \text{ мм}.$   
( $C_1$  – скорость выхода пара из соплового аппарата ступени;  $L_Z$  – осевой зазор ступени).

### Заключение

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1. Численные исследования эрозионной стойкости рабочих лопаток последних ступеней, выполненные с помощью универсальной математической модели эрозии, способной реагировать на достаточно малые изменения скоростей нормального соударения вторичных капель с рабочими лопатками, позволили установить, что одним из основных параметров



данных ступеней, влияющих на эрозионную стойкость их рабочих лопаток, является величина межвенцового зазора.

2. Увеличение межвенцового зазора последней ступени ЦНД, обеспечивающее сравнительно небольшое снижение (до 4,5%) скорости нормального соударения вторичных капель с рабочими лопатками, позволяет существенно (более чем в 2 раза) повысить их эрозионную стойкость. Варьирование данного параметра ступени следует использовать в комплексе с другими противоэрозионными мероприятиями, направленными на обеспечение необходимой эрозионной надежности последней ступени.

### Литература

1. Шубенко-Шубин Л. А. Автоматизированное проектирование лопаточных аппаратов тепловых турбин / Л. А. Шубенко-Шубин, Ф. А. Стоянов. – Л.: Машиностроение, 1984. – 237 с.
2. Ковальский А. Э. Теоретическое обоснование механизма каплеударной эрозии рабочих лопаток осевых турбомашин / А. Э. Ковальский // *Авиационная техника и технология: Сб. науч. тр.* – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2001. – Вып. 23. Двигатели и энергоустановки. – С. 33–41.
3. Ковальский А. Э. Универсальная математическая модель инкубационного периода каплеударной эрозии материала рабочих лопаток влажно-паровых турбин / А. Э. Ковальский // *Вестн. двигателестроения.* – 2006. – № 3. – С. 107–116.

4. Ковальский А. Э. Моделирование процесса каплеударной эрозии рабочих лопаток паровых турбин с целью совершенствования их противозерозионных показателей: Автореф. дисс.... канд. техн. наук. – 1987. – Л. – 16 с.
5. 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.
6. Перельман Р. Г. Эрозия элементов паровых турбин / Р. Г. Перельман, В. В. Пряхин. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 184 с.

Поступила в редакцию  
10.01.10

УДК 621.735

**А. Н Минко**

ГП завод «Электротяжмаш» (г. Харьков)

## **МАССОГАБАРИТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С ВОЗДУШНОЙ И ВОДОРОДНОЙ СИСТЕМАМИ ОХЛАЖДЕНИЯ КАК ОСНОВНОЙ ПОКАЗАТЕЛЬ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ТУРБОАГРЕГАТА**

*Проведена сравнительная оценка массогабаритных параметров турбогенераторов с воздушной и водородной системами охлаждения. Приведены статистические данные, сформулированы и обоснованы технические требования, определяющие значения массогабаритных параметров, обуславливающие конкурентоспособность турбоагрегата.*

*Проведено порівняльну оцінку масогабаритних параметрів турбогенераторів з повітряною та водневою системами охолодження. Наведено статистичні дані, сформульовано й обґрунтовано технічні вимоги, що визначають значення масогабаритних параметрів, які обумовлюють конкурентоздатність турбоагрегату.*

### **Постановка задачи и анализ литературы**

Постоянная конкуренция среди производителей энергомашиностроительной отрасли диктует новые технические и технологические требования к современным турбогенераторам (ТГ). Важным технико-экономическим показателем изготовления ТГ являются его массогабаритные параметры, которые определяют экономическую целесообразность изготовления ТГ, т. е. конкурентоспособность машины, и выражаются рыночным соотношением «доллар – за килограмм».

Технический и экономический уровень строительства и реконструкции тепловых и атомных электростанций во многом зависит от себестоимости основного оборудования [1–3], т. е. турбогенератора и турбины. Генерируемая мощность и массогабаритные параметры ТГ имеют прямую зависимость от применяемых в них систем охлаждения. Анализ мировых стандартов, работа на мировых рынках сбыта, статистические данные, полученные лабораторным путем, практика проектирования турбогенераторов показывает высокую конкурентоспособность ТГ с воздушной системой охлаждения (ВСО) по сравнению с ТГ с водородным охлаждением, в плане снижения величины массогабаритных параметров. Так, например, вес ТГ с ВСО при мощности 220 МВт составляет 268 т, а ТГ с водородной системой охлаждения 321 т при мощности 200 МВт. (по данным паспортов ТГ).

Нашей задачей является поиск решений изменения конструкции неактивной зоны ТГ при замене водородной системы охлаждения ТГ на воздушную систему не только с целью улучшения технических параметров и, в первую очередь, эксплуатационной безопасности, но и повышение конкурентоспособности турбогенераторов отечественного производства за счет снижения удельных массогабаритных показателей.