

УДК 621.165

Шубенко Олександр Леонідович, д-р техн. наук, професор, член-кореспондент НАН України
e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Голощанов Володимир Миколайович, канд. техн. наук, старш. наук. співроб.
e-mail: katulska@ipmach.kharkov.ua

Стрельников Ігор Семенович, головний конструктор

Інститут Проблем Машинобудування Національна академія наук України, вул. Пожарського, 2/10, м. Харків, Україна, 61046, e-mail: strig@ipmach.kharkov.ua

Решитько Ірина Валерійвна, інженер

Відкрите Акціонерне Товариство «Турбоатом», Московський пр-т, 199, м. Харків, Україна, 61037,
e-mail: reshitko.irina@gmail.com

ВПЛИВ КРУПНОДИСПЕРСНОЇ ВОЛОГИ НА РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ВОЛОГОПАРОВИХ СТУПЕНІВ ТУРБІН

Розглянуто математичну модель впливу крупнодисперсної вологи на енергетичні та ерозійні характеристики вологопарових ступенів турбін ТЕС та АЕС.

Показано можливість підвищення економічності і ерозійної стійкості робочих лопаток останніх ступенів потужних турбін за рахунок розробки низки заходів, що засновані на результатах розрахункових досліджень за допомогою запропонованих моделей.

Ключові слова: вологість, ступінь, математична модель, робочі лопатки, характеристики, механічні втрати, ерозія.

Шубенко Александр Леонидович, д-р техн. наук, профессор, член-корреспондент НАН Украины
e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Голощанов Владимир Николаевич, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.
e-mail: katulska@ipmach.kharkov.ua

Стрельников Игорь Семёнович, главный конструктор

Институт Проблем Машиностроения Национальная академия наук Украины, ул. Пожарского, 2/10, г. Харьков, Украина, 61046 e-mail: strig@ipmach.kharkov.ua

Решитько Ирина Валериевна, инженер

Открытое Акционерное Общество «Турбоатом», Московский пр-т, 199, г. Харьков, Украина, 61037,
e-mail: reshitko.irina@gmail.com

ВЛИЯНИЕ КРУПНОДИСПЕРСНОЙ ВЛАГИ НА РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ВЛАЖНОПАРОВЫХ СТУПЕНЕЙ ТУРБИН

Рассмотрена математическая модель влияния крупнодисперсной влаги на энергетические и эрозийные характеристики влажнопаровых ступеней турбин ТЭС и АЭС.

Показана возможность повышения экономичности и эрозийной стойкости рабочих лопаток последних ступеней мощных турбин за счет разработки ряда мероприятий, основанных на результатах расчетных исследований по предложенным моделям.

Ключевые слова: влажность, ступень, математическая модель, рабочие лопатки, характеристики, механические потери, эрозия.

Shubenko Aleksandr Leonidovich, Doctor of Technical Science, professor, Corresponding Member of the National Academy of Science of Ukraine, e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Holoshchapov Vladimir Nikolaevich, Cand. Sc. (Eng.), Senior Scientific Associate, katulska@ipmach.kharkov.ua

Strelnikov Igor Semenovich, chief designer

Institute of Problems of Mechanical Engineering National Academy of Science of Ukraine, Pozharskogo st., 2/10, Kharkiv, Ukraine, 61046, strig@ipmach.kharkov.ua

Reshytko Irina Valerievna, engineer

Open Joint Stock Company "Turboatom", Moskovski av., 199, Kharkiv, Ukraine, 61037,
e-mail: reshitko.irina@gmail.com

EFFECT OF COARSE PARTICLE MOISTURE ON WORK PROCESS OF THE WET STEAM STAGES OF TURBINES

A mathematical model of the effect of coarse particle moisture on the output and erosion characteristics of the wet steam stages of turbines for TPP and NPP is reviewed.

The possibility of increasing the efficiency and erosion resistance of rotor blades of the last stages of high-capacity turbines by developing a series of activities based on the results of design research on the proposed model is shown.

Keywords: moisture, stage, mathematical model, rotor blades, characteristics, mechanical losses, erosion.

Введение

Одной из возможностей дальнейшего повышения экономичности и надежности паровых турбин является совершенствование их рабочих процессов. Существенные резервы реализации этой проблемы заложены в области двухфазного течения, где образование, трансформация и перенос влаги оказывают заметное отрицательное влияние на характеристики ступеней.

Активный интерес к проблемам влажного пара связан со строительством турбин для атомных электростанций, рабочий процесс которых, в основном, протекает в двухфазной области состояния, а также с ростом единичных мощностей турбоагрегатов ТЭС, увеличением длин лопаточных аппаратов и окружных скоростей, что осложняет задачи повышения экономичности и защиты от эрозии.

Вместе с тем, возникает ряд проблем, важных для теории и практики создания и эксплуатации влажнопаровых турбин, которые рассмотрены не в полной мере.

Дальнейшее теоретическое и экспериментальное изучение физической картины процессов, происходящих в области двухфазного течения, и на этой основе разработка новых научных подходов и конструктивных решений для ослабления вредного влияния влаги, является существенным резервом для повышения экономичности и надежности ступеней ЦНД.

Постановка задачи

В общем случае проблемы, возникающие при течении конденсирующегося и влажного пара в турбинных ступенях, концентрируются на двух основных направлениях.

1. Известно [1–5], что эффективность влажнопаровых ступеней турбин существенно ниже по сравнению со ступенями, работающими в области однофазного потока. Даже при умеренных степенях влажности дополнительные потери энергии от наличия влаги могут достигать 8–10 %.

Заметим, что важные вопросы неравновесной нестационарной конденсации, оказывающее влияние, главным образом, на газодинамические процессы [6–8] являются предметом самостоятельного сложного исследования и в настоящей работе не рассматриваются.

Главную часть потерь от влажности в последних ступенях ЦНД составляют механические потери, вызванные торможением рабочего колеса массой «медленных» капель, а также затратами энергии на разгон и дробление осевшей на направляющем аппарате влаги. Определяющим фактором изменения параметров импульса и энергии капель крупнодисперсной влаги является аэродинамическое взаимодействие с паровым потоком и прямой контакт с рабочими лопатками последних ступеней.

2. Крупнодисперсная влага является причиной эрозионного износа рабочих лопаток, что в свою очередь приводит к дополнительному увеличению потерь за счет ухудшения аэродинамики профилей и к ухудшению показателей надежности лопаточного аппарата [1]. По-прежнему наблюдаются случаи серьезных повреждений рабочих лопаток последних ступеней, обусловленные наличием в проточной части крупнодисперсной эрозионноопасной капельной влаги.

Одним из путей получения необходимой информации для обоснованного выбора мероприятий по ослаблению негативного влияния крупнодисперсной влаги является численный эксперимент на адекватных математических моделях рабочих процессов во влажнопаровых ступенях турбин, которые объединены в информационную систему. Основными элементами такой системы являются модель эрозии рабочих лопаток и модель образования и трансформации влаги. Последняя служит как для решения задач прогнозирования собственно эрозии, так и для определения механических потерь энергии.

Таким образом, поставленная проблема может быть разбита на два основных взаимосвязанных направления:

- создание физически обоснованных методов расчета потерь энергии и интенсивности

эрозионного разрушения лопаток;

– разработка на этой основе эффективных мероприятий по ослаблению отрицательного влияния крупнодисперсной влаги.

Математические модели и методы расчета механических потерь от влажности и каплеударной эрозии

Приведенные в [2] результаты исследований потерь энергии, обусловленные присутствием в ступени большого количества крупнодисперсной влаги, на основании теоремы Эйлера для сплошной среды позволили предложить формулу для оценки мощности торможения рабочего колеса. При известном распределении капель оценку величины мощности торможения предлагалось выполнять как:

$$N_B = \sum_{i=1}^n \int_{r_a}^{r_b} (u_1 c'_{1ui} dG_{B1i} - u_2 c'_{2ui} dG_{B2i}), \quad (1)$$

где r_a и r_b – радиусы цилиндрических сечений участка проточной части ступени;

u_1 и u_2 – окружные скорости;

c'_{1ui} и c'_{2ui} – окружные составляющие скорости;

G_{B1i} и G_{B2i} – расходы i -ой группы капель; индексы 1 и 2 относятся соответственно к сечениям перед колесом и за ним.

В этой и более поздних работах [9] было указано на многократность обратного отражения капель при ударе о рабочие лопатки, что, как правило, увеличивает рассчитанные «прямые» потери в несколько раз. Так, в опытах ЛПИ с моделью РК последней ступени турбины К-800-240 коэффициент кратности $K_{кп} \approx 3$. Авторы отмечают зависимость данного коэффициента от степени реактивности и указывают на важность существования двух типов потоков обратно отраженных капель – достигающих предшествующих рабочих лопаток и нет. Первые порождают весь спектр проблем от крупнодисперсной влаги, вторые – дополнительные проблемы разгона.

В ИПМаш НАНУ авторами впервые разработан метод, позволяющий учитывать указанные особенности процесса. Мощность механических потерь от крупнодисперсной влаги соответственно равна

$$N_{мп} = K_{кп} (N_{торм} + N_{прк}), \quad (2)$$

где $N_{торм}$ и $N_{прк}$ – мощности торможения и разгона соответственно;

$K_{кп}$ – зависит от режимных и геометрических характеристик ступеней.

Предложенный метод [10], позволяет рассчитывать механические потери в зависимости от геометрических и режимных параметров ступеней, что открывает определенные возможности решения задач их уменьшения.

С целью апробации методики расчета мощности механических потерь от влажности и их составляющих, а также определения характеристик реальной крупнодисперсной влаги в межвенцовом зазоре были созданы специализированные программы. Кроме того, использовали существующие программные средства, такие как MS Office, Excel 2003 и др.

Результаты расчетных исследований последней ступени ЦНД турбины К-325-23,5 с рабочей лопаткой 1030 мм могут быть рассмотрены как пример использования программного комплекса.

Приняты следующие исходные данные:

– диаграммная влажность на среднем диаметре – 6,4 %;

– КПД ступени – 0,8;

– степень реактивности – изменялась по высоте лопатки; – величина межвенцового зазора – 0,07 м.

Расчетное исследование показало, что полная мощность потерь на разгон составила – 106 кВт, на торможение ~ 283 кВт, полная мощность механических потерь ~ 389 кВт, что составило ~ 4,6 % или около четверти всех энергопотерь в ступени (рис. 1,а).

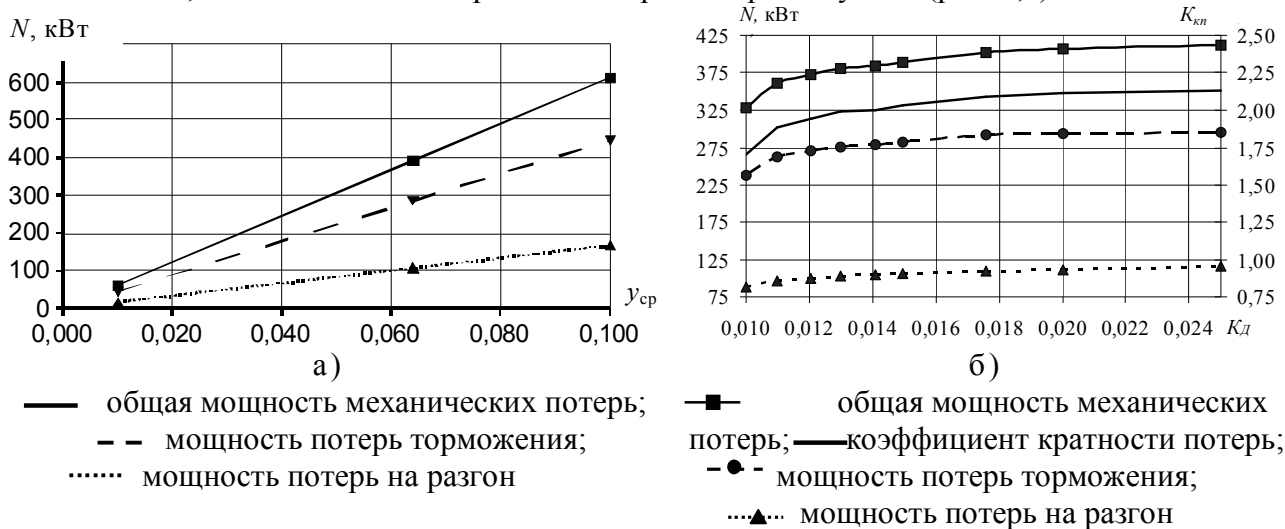


Рис. 1. Изменение мощности механических потерь и ее составляющих от диаграммной влажности на среднем диаметре ступени y_{cp} (а) и коэффициента дробления капель K_d (б)

На рис. 1,б приведены количественные оценки механических потерь и коэффициента кратности потерь K_{kp} от коэффициента дробления при ударе K_d , представляющего собой отношение радиусов капель после дробления и до удара.

Видно, что колебание коэффициента дробления в пределах 50 % приводит к изменению мощности на величину, близкую к 10 %, а это существенно снижает требования к исходным данным и позволяет получить достаточную точность результатов. Все последующие исследования проведены при $K_d = 0,015$. В общем же случае необходимо детально уточнять параметры разрушения капли при рассматриваемых условиях взаимодействия, что является самостоятельной сложной задачей.

Проблемы, связанные с построением математических моделей эрозии лопаточных аппаратов достаточно активно рассматривались в литературе, где представлены подходы к построению как самых простых эмпирических моделей эрозии 1-го поколения, так и модели 3-го поколения, в которых сделаны попытки учета сложных физических явлений, возникающих при соударении капель с лопаткой. Их анализ, приведенный в [11], показал, что в большинстве моделей эрозии имеется ряд недостатков, не позволяющих использовать их для создания эффективных противоэрозионных мероприятий, к которым следует отнести:

- отсутствие в моделях элементов, позволяющих учитывать вклад в разрушение материала различных факторов, связанных с образованием и движением в проточной части эрозионноопасных капель (модели 1-го поколения);
- использование при создании моделей, позволяющих рассматривать движение фронта разрушения вглубь лопатки некоторых допущений, не свойственных реальному процессу, таких как одинаковый размер капель, игнорирование роли волны Рэлея как основного фактора разрушения и др. (модели 2-го и 3-го поколений).

Модель эрозии, разработанная в ИПМаш НАНУ [11, 12], в значительной мере лишена указанных недостатков.

В предложенной модели задача о прогнозировании эрозии рассматривается с позиции кинетической концепции прочности. Эрозионная поврежденность в заданной точке за время экспозиции t_3 определяется из уравнения:

$$\int_0^{\omega} (1-\omega)^k d\omega = -\frac{1}{(k+1)} \int_1^{\psi} \psi^k d\psi = 2\pi n t_3 \int_{r_R}^{\infty} r dr \int_0^{t_d} C[\sigma(r,t)]^k dt, \quad (3)$$

где n – капельная нагрузка (количество капель, выпадающее в единицу времени на единицу площади поверхности);

r – расстояние от центра пятна контакта; r_R – внутренний радиус зоны нагружения;

$\psi = 1 - \omega$ – параметр сплошности;

ω – параметр эрозионной поврежденности;

C, k – константы эрозионной поврежденности;

σ – наибольшее растягивающее напряжение в рассматриваемой точке; t_d – время действия нагрузки от удара одной капли.

Временная зависимость $\sigma(r, t)$ определяется условием $0 \leq t \leq t_d$ внутри интервала, а пространственная – законом затухания напряжений вдоль оси r .

При $t_3 = t_{инк}$ происходит разрушение, т.е. $\omega = 1, \psi = 0$.

В принятой модели эрозии нагрузка в зоне взаимодействия разделена на динамическую, обусловленную прохождением волны Релея, и более длительную квазистатическую, определяемую процессом растекания капли.

Для определения величины инкубационного периода получено уравнение:

$$t_{инк} = \left[2\pi(k+1)nC \left\langle \int_{r_R}^{\infty} r dr \int_0^{t_R} [\sigma_R(r,t)]^k dt + \int_{r_R}^{r_{нк\max}} r dr \int_0^{t_{ст}} [\sigma_{ст}(r,t)]^k dt \right\rangle \right]^{-1}, \quad (4)$$

где $t_R = 0,25 d_k \frac{w'_H}{C'_{уд}{}^2}$ – продолжительность «нагружения волной Релея»;

$t_{ст} = \frac{r^2 - r_R^2}{d_k w'_H} - \frac{r - r_R}{C_R}$ – продолжительность действия квазистатической нагрузки;

C_R – скорость волны Релея; $C_{уд}$ – скорость ударной волны в жидкости падающей капли.

В результате интегрирования уравнения (4) после подстановок и упрощений получаем, что время инкубационного периода равно:

$$t_{инк} = \frac{1}{2\pi(k+1)C} \left[\sum_{i=1}^{i_{\max}} n_i \frac{\sigma_{Ri}^k d_{ki}^3 w_{Hi}^3}{C_R^4} \left\langle \frac{A_R(k-1)(k-2)(2k-3) + A_{сти}(k+1)(k-4)}{(k-1)(k-2)(2k-3)(k-4)} \right\rangle \right]^{-1}, \quad (5)$$

где d_k – диаметр i -ой капли;

w'_{Hi} – скорость нормального соударения i -ой капли;

$\sigma_{Ri} = 0,75 P'_{срi}$ – максимальное растягивающее напряжение в волне Релея от действия i -ой группы капель в зависимости от осредненного давления на пятне контакта;

$A_R = 0,18 \frac{C_R^2}{C'_{уд}{}^2}$ – динамическая константа (возникает в процессе интегрирования по времени динамического нагружения);

$A_{сти} = 0,0216 \left[\frac{0,6463(1-2\nu)C_R^2}{C'_{уд} w'_{Hi}} \right]^k$ – статический комплекс для i -ой группы капель (возникает в процессе интегрирования по времени действия квазистатической нагрузки).

Выражение (5) является главным результатом теории, т.к. величина инкубационного периода $t_{инк}$, характеризующая свойства рассматриваемого материала с точки зрения его способности противостоять разрушению, может быть интерпретирована как универсальная характеристика износа. Оно служит основой для решения более общей задачи о движении фронта разрушения вглубь детали.

Выполненные расчетные исследования показали удовлетворительное совпадение с результатами испытаний, полученными на каплеударных стендах, а это дало возможность успешного использования разработанной модели для создания комплексного метода прогнозирования износа рабочих лопаток. Для этого система уравнений (3) и (5) должна быть дополнена методом определения параметров эрозионной среды, т. е. кинематических характеристик капель.

Это делается на основе уравнения движения капель, которое, для традиционно принимаемых упрощений, связанных с выделением преобладающего механизма воздействия на каплю силы аэродинамического сопротивления [2], записывается следующим образом:

$$\frac{d\vec{C}'}{dt} = 0,75C_x d_k^{-1} \rho'' \rho'^{-1} C_{отн} (\vec{C}'' - \vec{C}'),$$

где $C_{отн} = \left| \vec{C}'' - \vec{C}' \right|$ – скорость парового потока относительно капли;

C_x – коэффициент сопротивления капли, движущейся в потоке;

d_k – диаметр капли;

ρ'' , ρ' – плотность пара и жидкости соответственно.

Закон распределения капель по размерам в кромочном следе принимается нормальным, а масса максимальной капли определяется по критическому значению критерия дробления – числу Вебера – $We_{кр} = 14$.

Наконец, для окончательного замыкания системы уравнений в предлагаемом методе прогнозирования износа рабочих лопаток в условиях эксплуатации турбин рассмотрена задача об идентификации модели эрозии на базе данных натурного эксперимента. Для ее реализации использован аппарат линейного регрессионного анализа [12].

На рис. 2 в качестве примера практического использования предложенной информационной системы представлен характер прогнозируемых с ее помощью эрозионных повреждений пара рабочей лопатки последней ступени ЦНД мощной паровой турбины (К-220-44-2М ОАО «Турбоатом») в наиболее опасной периферийной зоне ступени для разной продолжительности эксплуатации на номинальном режиме.

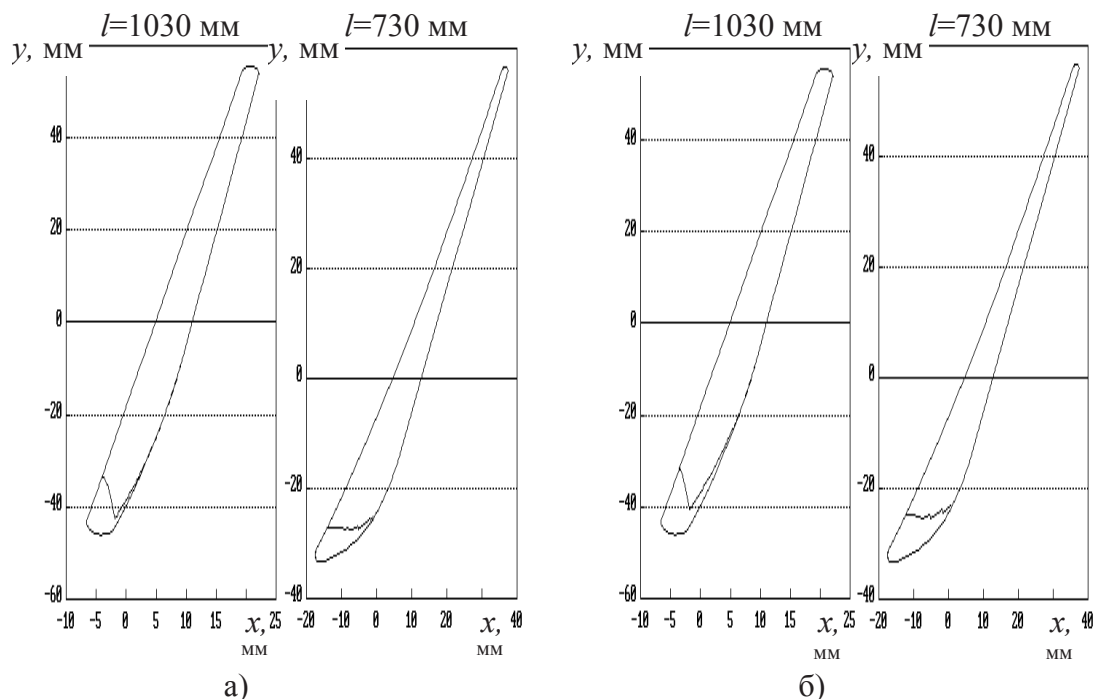


Рис. 2. Эрозионное повреждение рабочей лопатки последней ступени влажнопаровой турбины К-220-44-2М ОАО «Турбоатом» в периферийной зоне на номинальном режиме эксплуатации: а – 20 тыс. часов эксплуатации; б – 100 тыс. часов эксплуатации

Как видно, наиболее интенсивный эрозионный износ происходит на первом этапе ($\tau_э=20$ тыс. часов) эксплуатации турбины.

1. Мероприятия по ослаблению вредного влияния влажности

Существующие в настоящее время способы защиты рабочих лопаток от каплеударной эрозии можно разбить на две основные группы: активные и пассивные [1]. К активным способам противозерозионной защиты рабочих лопаток последних ступеней ЦНД энергетических турбин можно отнести: выбор параметров турбинного цикла, включая параметры промежуточного перегрева, с целью влияния на процессы образования и трансформации влаги в проточной части; развитие систем влагоудаления; активное влияние на структуру возникающей в проточной части капельной влаги на основе управления процессами ее образования; частичное испарение влаги, осевшей на профильных поверхностях лопаток НА (вдувом горячего пара).

Все перечисленные подходы являются также определяющими и для уменьшения механических потерь энергии.

Одним из наиболее широко применяемых способов активного ослабления вредного влияния влаги является влагоулавливание и отвод влаги из проточной части.

Принцип действия влагоулавливающих устройств основан на значительном различии плотностей жидкой и паровой фаз и особенностях движения влаги в подвижных и неподвижных элементах турбины.

Эффективность различных способов влагоудаления достаточно подробно рассмотрена авторами в [11]. Однако существующие способы периферийного и внутриканального влагоудаления не позволяют полностью решить проблему эрозионного износа, так как даже при достаточно развитой системе влагоудаления в потоке пара остается $\sim 7-8\%$ влаги, представляющей наибольшую опасность для развития эрозии и роста механических потерь.

Наиболее перспективным (на наш взгляд) направлением совершенствования периферийного влагоудаления для улавливания и удержания эрозионноопасной влаги на периферийном обводе является использование желобчатых поверхностей с определенной формой и размером желобков, идея применения которых была предложена проф. И. И. Кирилловым [13].

Вместе с тем, в конструкциях, предлагаемых в [13], влагоотводящие канавки на периферийном обводе располагаются в направлении окружной скорости. Такой подход, хотя и позволяет увеличить коэффициент сепарации, не дает возможности полностью избавиться от влаги путем ее отсоса через влагоотводящие отверстия, расположенные в канавках.

Более перспективной представляется предлагаемая нами конструкция желобчатой поверхности, основанная на том, что желобки на периферийном обводе выполняются в направлении основного потока пара в радиальном зазоре над рабочим колесом. Такие конструкции позволят достигнуть целого ряда существенных преимуществ:

- значительно увеличить эффективность транспортировки влаги в желобках как за счет воздействия спутного потока пара, так и объемных сил, возникающих за счет срабатывания перепада давлений на периферии рабочего колеса при повышенной степени реактивности;
- возможность полного отказа от влагоотводящих устройств за НА (для последней ступени) за счет сброса отсепарированной влаги за пределы РК.

Также эффективным средством ослабления вредного влияния влаги на рабочие процессы может оказаться специальное профилирование направляющих лопаток, выполненное на основе уменьшения их хорды в верхней части направляющих лопаток последней ступени.

На рис. 3 представлены некоторые результаты расчетов по приведенным выше методикам, разработанным авторами, по влиянию величины осевого зазора на механические потери энергии (рис. 3,а) и интенсивность эрозионного износа (рис. 3,б) применительно к последним ступеням турбин с рабочей лопаткой 1030 мм. Величина \overline{E}_M на рис. 3,б есть

отношение скорости износа $E = \frac{dy}{dt}$ (y – глубина износа) к максимальной скорости износа в

той же точке при различных значениях зазора Z в периферийном сечении рабочей лопатки.

Как видно, начиная с зазора ~ 50 мм механические потери уменьшаются незначительно и слабо зависят от величины зазора. Однако при весьма существенном влиянии зазора на скорость эрозионного износа, мероприятия по его увеличению в периферийной части ступени следует считать целесообразными.

Определенные перспективы совершенствования систем внутриканального влагоудаления связываются с применением сепарационно-испарительного влагоудаления. В этом случае помимо отвода влаги в щели на направляющих лопатках используется также нагрев лопатки перегретым или насыщенным паром с возможным отводом этого пара через выходные кромки.

Заметим, что, хотя этот способ пока еще не нашел широкого применения (главным образом, из-за потерь энергии с отводимым из проточной части греющим паром) разнообразие возможных подходов к решению этой проблемы достаточно перспективно для дальнейшего совершенствования указанного способа снижения эрозионноопасной влажности потока.

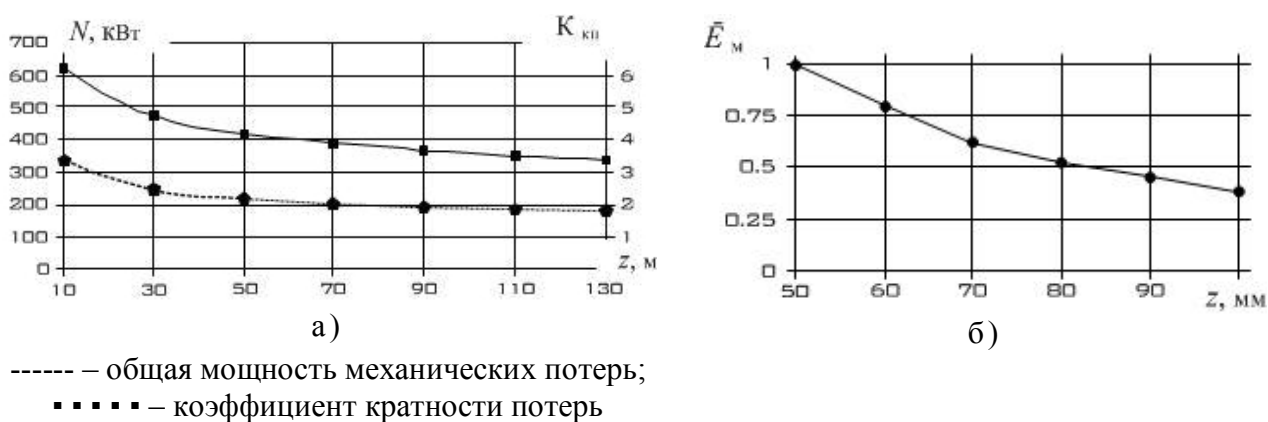


Рис. 3. Зависимость коэффициента кратности потерь $K_{кп}$, мощности механических потерь (а) и изменение относительной максимальной скорости износа рабочей лопатки последней ступени при увеличении межвенцового зазора (б)

Сепарационно-испарительное влагоудаление в направляющем аппарате может быть представлено следующим образом. Часть влаги отсасывается путем сепарации через специальным образом организованные каналы. Другая часть влаги испаряется под воздействием тепла, воспринимаемого от греющего пара, в качестве которого целесообразно использовать насыщенный пар, поскольку при его конденсации выделяется большое количество тепла. Выпуск пара может быть организован через щель в выходной кромке.

В пределе необходимо стремиться к полному испарению пленки (на практике этого достигнуть не удастся). Как показано в [14], это связано с нарушением сплошности пленочного течения влаги. Испарение влаги приводит к утонению жидкого слоя на поверхности лопатки. Достигнув некоторой минимальной толщины (~ 10 мкм), пленка теряет устойчивость и распадается на струйки, которые, вследствие увеличения местной толщины не успевают испариться при их движении по поверхности обогреваемой части лопатки. Следует отметить, что на выпуклой стороне лопатки даже основной режим течения жидкости (без теплового воздействия) в большинстве случаев имеет струйный характер [14]. Следовательно, можно говорить лишь о некоторых оценках возможностей испарительного влагоудаления.

Количество тепла, которое должна воспринять пленка, чтобы полностью испариться, составляет

$$Q_k = \delta_k l_k w_k \rho_k r, \tag{6}$$

где δ_k , w_k , ρ_k – средняя толщина, средняя скорость и плотность конденсатной пленки;

r – теплота парообразования;

l_k – часть длины лопатки, покрытая пленкой (отсчет ведется от периферийного сечения).

Наиболее эффективной представляется конструкция тонкостенной полый сопловой лопатки (см. рис. 4). Количество тепла, которое передается от греющего пара теплопередачей через стенку такой лопатки, равно [15]

$$Q_{\Gamma} = kF\Delta t, \quad (7)$$

где k – коэффициент теплопередачи, $k = \left(\frac{1}{\alpha_{\Gamma}} + \frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{\delta_k}{\lambda_k} \right)^{-1}$; α_{Γ} – коэффициент

теплопередачи через конденсатную пленку греющего (насыщенного) или перегретого пара;

δ_M и λ_M – толщина стенки и коэффициент теплопроводности материала лопатки;

λ_k – коэффициент теплопроводности пленки основного потока;

$F = ul_k$ – площадь теплопередачи,

u – периметр, смоченный испаряющейся конденсатной пленкой;

$\Delta t = t_{\Gamma} - t_{\Pi}$ – разность температур греющего пара и пара основного (рабочего) потока.

Из уравнения $Q_k = Q_{\Gamma}$ можно, в первом приближении, определить толщину пленки δ_k , которая полностью испаряется теплом, передаваемым теплопередачей. Получаем уравнение:

$$\delta_k l_k w_k \rho_k r = \frac{ul_k}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma}} + \frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{\delta_k}{\lambda_k}} \Delta t, \quad (8)$$

из решения которого определяем δ_k .

Расчеты, согласно уравнению (8) при следующих данных: $\lambda_k = 0,689 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{гр}}$;

$\alpha_{\Gamma} = 11630 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{гр}}$; $\delta_M = 10^{-3} \text{ м}$; $\lambda_M = 17,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{гр}}$; $u = 0,2 \text{ м}$; $\Delta t = 50^{\circ} \text{ С}$; $w_k = 0,85 \text{ м/с}$;

$\rho_k = 1000 \text{ кг/м}^3$; $r = 2200 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, показали, что толщина испаряемой пленки равна $\delta_k = 30 \text{ мкм}$.

Это больше, чем толщина пленки, измеренная в опытах [14], что говорит о перспективности этого подхода. Вместе с тем это значение дает лишь ориентиры для оценки возможностей испарительного удаления пленки, поскольку оно получено при существенных упрощениях процесса. В частности, не учтен волновой характер пленки, ее размывание на струйки (это существенно снижает теплопередачу и удаётся испарить только часть объема, на что уже указывалось выше). Кроме того, в первом приближении для оценки толщины пленки на участке обогрева не учитывается капельный поток на внешней границе пленки и ее испарение.

Оставшаяся на поверхности часть влаги, стекающая с выходной кромки сопловой лопатки, может быть устранена за счет выдува греющего пара через щель в выходной кромке (рис. 4). При этом крупные капли дробятся и затем испаряются полностью или частично. В результате этого либо полностью устраняется эрозийная опасность, либо сводится к минимуму.

При сепарационно-испарительном влагоудалении, если скорость пара вытекающего из щели в кромке лопатки может быть доведена до скорости основного потока на выходе из сопла, то греющий пар будет участвовать в выработке мощности при обтекании рабочих лопаток. Следовательно, в этом случае потери энергии при использовании греющего пара

могут быть сведены к минимуму. Другие конструктивные решения указанной проблемы предложены в [16].

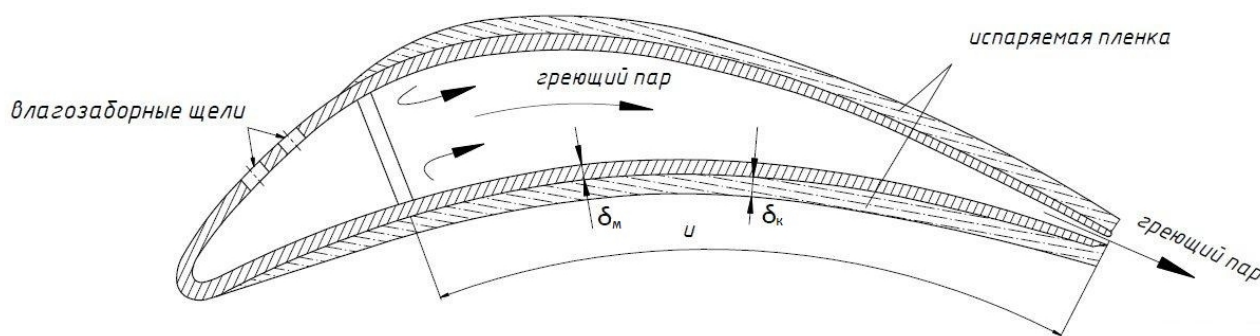


Рис. 4. Схема сечения направляющей лопатки при сепарационно-испарительном удалении влаги с ее поверхностей

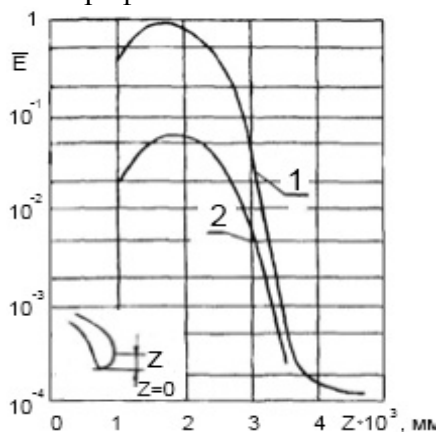
Оценка эффективности возможных мероприятий по модернизации системы влагоудаления показывает следующее. Если полагать (с достаточно степенью достоверности), что в результате предложенных мероприятий удаляется 40–50 % крупнодисперсной влаги, сосредоточенной на поверхности НА последней ступени ЦНД турбины К-325-23,5 ОАО «Турбоатом», то при исходных механических потерях ~ 4,6 % (см. результаты расчета, проведенного выше) выигрыш по КПД только за счет их уменьшения составляет ~ 2 %.

Дополнительный выигрыш от предлагаемых мероприятий может составить:

- уменьшение потерь на торможение оставшейся на направляющей лопатке влаги за счет увеличения межвенцового зазора на периферии ступени: ~ 0,2 %;
- отказ от влагоулавливающей камеры в межвенцовом зазоре: ~ 0,2 % [17];
- сокращение расхода отсасываемого пара: ~ 1,5–2 %.

Таким образом, общее повышение экономичности ступени может составить 4–4,5 %.

Оценка ослабления эрозионной опасности на основе модели, предложенной выше применительно к турбине К-325-23,5 представлена на рис. 5, где $\bar{E} = E/E_M$ отношение скорости износа в произвольной точке профиля к максимальной скорости.



1 – исходный вариант; 2 – после модернизации

Рис. 5. Сравнительная оценка эрозионного износа поверхности верхнего сечения рабочей лопатки последней ступени турбины К-325-23,5

Как видно из рисунка, темп эрозионного износа уменьшается более чем на порядок, что достигается за счет повышения эффективности сепарации и увеличения межвенцового зазора.

Таким образом, предложенные мероприятия позволяют не только повысить экономичность ступени, но и существенно увеличить ресурс рабочих лопаток по критерию эрозионной надежности. Вместе с тем, полностью избавиться от присутствия в потоке эрозионно-опасной влаги не удастся. Поэтому необходимо совершенствовать и пассивные способы защиты лопаток от эрозии.

Выводы

Выполненный анализ работы последних ступеней ЦНД турбин в области влажного пара показал существенные резервы повышения их эффективности и надежности на основе применения современных методов ослабления вредного влияния влажности. Показано, что решение этой задачи в значительной степени определяется уровнем разработки математических моделей, адекватно отражающих сложные физические процессы, происходящие при течении двухфазной рабочей среды. Представленные основные элементы соответствующих математических моделей (разработанных в ИПМаш НАНУ). На их основе предложены некоторые направления совершенствования методов ослабления вредного воздействия влаги во влажнопаровых ступенях турбин. За счет предложенных мероприятий КПД ступени может быть увеличен на 4–4,5 % при существенном (более чем на порядок) снижении темпов эрозионного износа лопаток.

Список литературы

1. Фаддеев И. П. Эрозия влажнопаровых турбин. [Текст] / И. П. Фаддеев – Л.: Машиностроение, 1974. – 208 с.
2. Кириллов И.И. Основы теории влажнопаровых турбин. [Текст] / И. И. Кириллов, Р. М. Яблоник – Л.: Машиностроение, 1968. – 264 с.
3. Филиппов Г. А. Исследования и расчеты турбин влажного пара. [Текст] / Г. А. Филиппов, О. А. Поваров, В. В. Прякин – М.: Энергия, 1973. – 232 с.
4. Дейч М. Е. Двухфазные течения в элементах теплоэнергетического оборудования. [Текст] / М. Е. Дейч, Г. А. Филиппов – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
5. Паротурбинные установки атомных электростанций [Текст] / Под ред. Ю. Ф. Косяка. – М.: Энергия, 1978. – 312 с.
6. Шубенко А. Л. Моделирование процесса зарождения новой фазы при расширении переохлажденного пара в проточной части турбомашин [Текст] / А. Л. Шубенко // Изв.АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1990. – Т. 36. – № 6. – С. 90–97.
7. Shubenko A. L. Modeling the Steam flow with spontaneous condensation in a turbine stage [Text] / A. L. Shubenko // Proc. 5-th Int. Conf. of Fluid Mechanics. – Cairo, 1995. – P. 671–680.
8. Шубенко А. Л. Моделирование процессов образования и трансформации влаги в проточной части турбомашин [Текст] / А. Л. Шубенко // Пробл. машиностроения. – 1998. – Т. 1, № 1. – С. 98–110.
9. Кириллов И. И. Теория турбомашин. Примеры и задачи [Текст] / И. И. Кириллов, А. И. Кириллов. – Л.: Машиностроение, 1974. – 321 с.
10. Шубенко А. Л. Дискретный подход к описанию крупнодисперсной влаги при определении механических потерь в последней ступени ЦНД влажнопаровых турбин [Текст] / А.Л. Шубенко, И. С. Стрельников // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13. – С. 21–29. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.
11. Шубенко А. Л. Каплеударная эрозия лопаточных аппаратов паровых турбин. Прогнозирование и методы защиты [Текст] / А. Л. Шубенко, А. Э. Ковальский // Вестн. НТУ «ХПИ». Энерг. и теплотехн. процессы и оборудование. – 2012. – № 7. – С. 76 – 87.
12. Шубенко А. Л. Математическое моделирование процессов течения влажного пара и оценка их воздействия на характеристики проточных частей турбин [Текст] / А. Л. Шубенко // Дис. д-ра техн. наук. – Харьков, 1994. – 265 с.
13. Кириллов И. И. Проблемы влагоулавливания и влагоудаления в проточной части паровой турбины [Текст] / И. И. Кириллов, Г. Г. Шпензер // Теплоэнергетика. – 1993. – № 3. – С.22–24.
14. Шубенко А.Л. Исследование внутриканальной сепарации во влажнопаровых турбинах: [Текст] / А. Л. Шубенко // Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Л., 1968. – 15 с.
15. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. [Текст] -М.:Атомиздат,1979. – 416 с.
16. Переверзев Д. А. О некоторых подходах к ослаблению отрицательного влияния крупнодисперсной влаги на рабочие процессы в последних ступенях мощных паровых турбин [Текст] / Д. А. Переверзев, А. Л. Шубенко, М. П. Позигун, А. Э. Ковальский, И. С. Стрельников // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. науч. тр. – Харьков: Ин-т пробл. машиностроения НАН Украины. – 2000. – С. 136–141.
17. Носовицкий А. И. Газодинамика влажнопаровых турбинных ступеней [Текст] / А. И. Носовицкий, Г. Г. Шпензер, – Л.: Машиностроение, 1977. – 184 с.

References

1. Faddeev I. P. Eroziya vlazhnoparovykh turbin. L.: Mashinostroenie, 208 p.
2. Kirillov I. I. Osnovy teorii vlazhnoparovykh turbin. L.: Mashinostroenie, 264 p.
3. Filippov G. A. Issledovaniya i raschety turbin vlazhnogo para. M.: Energiya, 232 p.
4. Deych M. E. Dvuhfaznye techeniya v elementah teploenergeticheskogo oborudovaniya. M.: Energoatomizdat, 328 p.
5. Paroturbinnnye ustanovki atomnykh elektrostantsiy. M.: Energiya, 312 p.
6. Shubenko A. L. Modelirovanie protsessa zarozhdeniya novoy fazy pri rasshirenii pereokhlazhdennoogo para v protochnoy chasti turbomashiny. Energetika I transport, 6, P. 90–97.
7. Shubenko A. L. Modeling the Steam flow with spontaneous condensation in a turbine stage. Proc. 5-th Int. Conf. of Fluid Mechanics. Cairo, P. 671–680.
8. Shubenko A. L. Modelirovanie protsessov obrazovaniya i transformatsii vlagi v protochnoy chasti turbomashin. Probl. mashinostroeniya, 1, P. 98–110.
9. Kirillov I. I. Teoriya turbomashin. Primery i zadachi. L.: Mashinostroenie, 321 p.
10. Shubenko A. L. Diskretnyy podkhod k opisaniyu krupnodispersnoy vlagi pri opredelenii mekhanicheskikh poter' v posledney stupeni TsND vlazhnoparovykh turbin. Vestnik NTU «KhPI». Energeticheskie i teplotekhnicheskie protsessy i oborudovanie, 13, P. 21–29.
11. Shubenko A. L. Kapleudarnaya eroziya lopatochnykh apparatov parovykh turbin. Prognozirovanie i metody zashchity. Vestnik NTU «KhPI». Energeticheskie i teplotekhnicheskie protsessy i oborudovanie, 7, P. 76–87.
12. Shubenko A. L. Matematicheskoe modelirovanie protsessov techeniya vlazhnogo para i otsenka ikh vozdeystviya na kharakteristiki protochnykh chastey turbin, 265 p.
13. Kirillov I. I. Problemy vlagoulavlivaniya i vlagoudaleniya v protochnoy chasti parovoy turbiny. Teploenergetika, 3, P. 22–24.
14. Shubenko A. L. Issledovanie vnutrikanal'noy separatsii vo vlazhnoparovykh turbinakh. L.: 15 p.
15. Kutateladze S. S. Osnovu teorii teploobmena. M.: Atomizdat, 416 p.
16. Pereverzev D. A. O nekotorykh podkhodakh k oslableniyu otritsatel'nogo vliyaniya krupnodispersnoy vlagi na rabochie protsessy v posledntkh stupenyakh moshchnykh parovykh turbin. Sovershenstvovanie turboustanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovaniya: Sbornik nauchnykh trudov. Kharkov: Institut problem mashinostroeniya NAN Ukrainy, P. 136–141.
17. Nosovitskiy A. I. Gazodinamika vla parovykh turbinakh stupene. L.: Mashinostroenie, 184 p.

Поступила в редакцию 24.09 2014 г.