

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ (05.04.00)

УДК 621.165

DOI: 10.24160/1993-6982-2018-3-8-20

Моделирование потоков влажного пара в сопловой турбинной решетке

В.Г. Грибин, А.А. Тищенко, И.Ю. Гаврилов, В.А. Тищенко, В.В. Попов,
Р.А. Алексеев

Повышение технико-экономических характеристик проточных частей турбин, работающих в зоне влажного пара, требует решения ряда задач, связанных с отрицательным воздействием жидкой фазы на надежность и эффективность работы лопаточного аппарата. Одной из наиболее остро стоящих проблем в этом направлении является ресурсоемкость внедрения новых технологических решений, связанная со сложностью, длительностью и высокой стоимостью необходимого комплекса научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ. Это обусловлено трудностью получения достоверных данных о структуре двухфазного потока и процессах, происходящих в нем в условиях, максимально приближенных к реальным параметрам работы влажно-паровых отсеков турбомашин. Методы численного моделирования способны существенно упростить процесс проектирования элементов проточных частей паровых турбин, однако, сложность явлений, протекающих при расширении пара в турбинных ступенях, требует тщательной валидации расчетных моделей.

Предложена методика моделирования влажно-паровых потоков, способная охватить достаточно большой спектр явлений, учет которых необходим для корректного описания параметров двухфазной среды. Разработанная методика включает три различные базовые модели программного кода Ansys Fluent, каждая из которых решает задачу движения отдельных физических объектов в потоке. Модели движения паро-капельной смеси и крупнодисперсных эрозивно-опасных капель были существенно переработаны посредством включения в исходный код дополнительных программируемых модулей. Для моделирования движения и формирования водяной пленки использовалась стандартная модель Эйлеровской двумерной пленки.

Проведена валидация предложенной методики численного моделирования в объектах различной геометрии для широкого диапазона начальных и режимных параметрах пара. В результате сравнения расчетных и экспериментальных данных установлено удовлетворительное совпадение результатов как в зоне Вильсона, так и во влажно-паровых потоках с развитыми пленочными течениями. Разработанная методика расчета течений перегретого и влажного пара может быть использована при проектировании ступеней паровых турбин, работающих в областях нестационарной конденсации и влажного пара, и активных методов борьбы с эрозивно-опасной влагой.

Ключевые слова: последние ступени паровых турбин, влажный пар.

Для цитирования: Грибин В.Г., Тищенко А.А., Гаврилов И.Ю., Тищенко В.А., Попов В.В., Алексеев Р.А. Моделирование потоков влажного пара в сопловой турбинной решетке // Вестник МЭИ. 2018. № 3. С. 8—20. DOI: 10.24160/1993-6982-2018-3-8-20.

Modeling Wet-steam Flows in the Flow Paths of Steam Turbines

V.G. Gribin, A.A. Tishchenko, I.Yu. Gavrillov, V.A. Tishchenko, V.V. Popov,
R.A. Alekseev

Designing the turbine flow paths intended to operate in the wet steam region that feature better technical and economic characteristics involves the need to solve a number of problems arising from the negative effect the liquid phase has on the reliability and efficiency of the turbine blade system operation. One of the most acute problems encountered in this field is that introduction of new technological solutions entails the need to carry out

a set of highly complex, time-consuming, and very expensive research and development works. This is stemming, in particular, from the difficulty of obtaining reliable data on the two-phase flow structure and on the processes occurring in such flow under conditions maximally close to those under which the wet-steam turbine stages really operate. Application of numerical simulation methods can significantly simplify the efforts taken to design the steam turbine flow path elements. However, the complexity of the phenomena that occur in the course of steam expansion in the turbine stages generates the need to carefully validate the mathematical models.

The article presents a wet steam flow modeling technique able to encompass a sufficiently wide range of phenomena that have to be considered for the two-phase medium parameters were described in a correct way. The developed technique includes three different basic models of the Ansys Fluent software code. Each of these models is used to analyze the motion of separate physical objects in the flow. The models for simulating the motion of a steam–droplet mixture and coarsely dispersed erosion hazardous droplets were modified to an essential extent by including additional programmable modules in the source code. The water film motion and generation processes were simulated using the standard Eulerian two-dimensional film model.

The proposed numerical simulation technique has been validated for a wide range of initial and operating steam parameters in objects having different geometries. A comparison of calculated and experimental data has shown satisfactory agreement between the results both in the Wilson zone and in wet steam flows with developed film currents.

The developed technique for calculating superheated and wet steam flows can be used in designing steam turbine stages operating in unsteady condensation and wet steam regions, and in elaborating active erosion-hazardous moisture control methods.

Key words: steam turbine last stages, wet steam.

For citation: Gribin V.G., Tishchenko A.A., Gavrilov I.Yu., Tishchenko V.A., Popov V.V., Alekseev R.A. Modeling Wet-steam Flows in the Flow Paths of Steam Turbines. MPEI Vestnik. 2018;3:8—20. (in Russian). DOI: 10.24160/1993-6982-2018-3-8-20.

В настоящее время увеличение единичной мощности современных паровых турбин ограничено возможностями создания ЦНД (цилиндров низкого давления) повышенной пропускной способности. Решение подобной комплексной задачи требует применения современных методов инженерного проектирования и проведения экспериментальных и численных исследований. Одна из проблем, с которой сталкиваются конструкторы, — минимизация негативных эффектов, вызванных наличием жидкой фазы в проточных частях последних ступеней паровых турбин. Можно выделить несколько основных особенностей движения двухфазного потока в межлопаточных каналах [1, 2]:

- неравновесную конденсацию парового потока, сопровождающуюся термодинамическими потерями, при этом процесс нуклеации первичных зародышей капель в переохлажденном паре определяет дальнейший дисперсный состав влаги в последней ступени ЦНД [3];

- наличие бинарного пограничного слоя, параметры которого меняются по мере развития пленочного течения вдоль поверхностей межлопаточного канала. Это приводит к изменению геометрии канала, обтекаемого паровым потоком и росту профильных и концевых потерь;

- образование крупнодисперсных эрозионно-опасных капель при срыве водяной пленки с выходной кромки лопатки. Эрозионный износ в ступенях повышенной пропускной способности является одной из острейших проблем надежности.

Стоит отметить, что степень влияния каждого из факторов зависит от параметров рабочего тела и структуры потока. Таким образом, присутствие жидкой фазы существенно воздействует на различные аспекты работы турбомашин и при проектировании эффективных и надежных ЦНД это необходимо учитывать.

Исследования течения влажно-паровых потоков, проводимые в течение всего времени эксплуатации

турбин, показывают, что все рассмотренные выше факторы являются следствием очень сложных физических процессов, для которых зачастую невозможно построить универсальную модель и установить взаимосвязи между основными параметрами подобия. Это осложняет экспериментальные исследования на модельных элементах проточных частей турбомашин. Накопленный опыт эксплуатации паровых турбин позволяет реализовывать эффективные меры по совершенствованию аэродинамических и прочностных характеристик решеток, работающих в условиях влажно-паровых потоков. Однако внедрение новых конструктивных решений требует достаточно продолжительного периода времени и существенных денежных затрат. Особенно это критично при создании активных систем борьбы с эрозионно-опасной влагой (сепарацией жидкой пленки, вдувом греющего пара, обогревом лопаток).

Для решения этой проблемы крайне эффективны численные методы моделирования движения двухфазных сред, для которых проведена предварительная валидация по экспериментальным данным. Подобное решение задач двухфазной газодинамики в условиях работы последних ступеней паровых турбин позволяет существенно сократить время проектирования перспективных конструкций ЦНД. Применение численного эксперимента в перспективе может позволить оценить крайне важные параметры работы последних ступеней уже на этапе их разработки: аэродинамические и термодинамические потери [4], количество часов наработки турбины до эрозионного разрушения лопаточного аппарата [5], а также выбрать оптимальную конфигурацию систем активной борьбы с паразитной влагой [6].

Однако, сложность процессов, протекающих в канале с возникновением дискретной фазы, не позволяет построить общую математическую модель, которая бы охватывала большинство явлений. Тем не менее ком-

бинирование имеющихся математических моделей, отдельно описывающих различные аспекты течения влажно-паровых потоков, может существенно расширить круг задач, решаемых с помощью вычислительной гидрогазодинамики.

Можно выделить три основные модели, необходимые для численного исследования течения влажного пара в проточных частях турбомашин. Каждая из них решает задачу движения отдельных физических объектов в потоке:

- движения смеси парового потока и «тумана» мелкодисперсной влаги.
- движения потоков крупнодисперсных эрозивно-опасных капель.
- движения и формирования водяной пленки на поверхностях межлопаточных каналов.

Для расчета течения влажно-парового потока в рамках данной работы использован программный пакет Ansys Fluent. Модели движения паро-капельной смеси и крупнодисперсных эрозивно-опасных капель были существенно переработаны, посредством включения в исходный код дополнительных программируемых модулей UDF (User Define Function).

Для моделирования движения и формирования водяной пленки использовалась стандартная модель Эйлера-Уолла (Eulerian Wall Film), учитывающая основные процессы образования, развития и разрушения пленки в спутных потоках.

Модель движения смеси пара и мелкодисперсного «тумана» капель

Задачей данной газодинамической модели является расчет параметров основного потока и частиц жидкой фазы малых размеров. При этом предполагается, что влага движется без скольжения и затраты энергии на ее разгон равны нулю. Как показывают исследования [7 — 9], массовая составляющая мелкодисперсных капель в проточной части турбины составляет порядка 85...90 % от общей массы жидкой фазы, что делает математический подход по ее описанию критически важным.

Движение парокапельной смеси описывается комбинацией уравнений Навье–Стокса (осредненных по Рейнольдсу), уравнениями неразрывности и сохранения энергии. При этом анализируется движение смеси (Mixture model) основного потока (пара) и мелкодисперсных дискретных частиц. В этом случае плотность среды $\rho_{см}$ равна

$$\rho_{см} = \alpha_{п} \rho_{п} + \alpha_{ж} \rho_{ж},$$

где $\alpha_{п}$, $\alpha_{ж}$, $\rho_{п}$, $\rho_{ж}$ — объемные концентрации и плотности пара и жидкости.

Стоит отметить, что в силу предположения, что мелкодисперсная влага движется в потоке без скольжения, справедливо следующее утверждение о равенстве скоростей движения всех компонентов парокапельной среды

$$C_{см} = C_{п} = C_{ж},$$

где $C_{см}$, $C_{п}$, $C_{ж}$ — скорости парокапельной смеси, паровой фазы и капель.

Система уравнений замыкается выражениями, описывающими вязкостные эффекты потока. Для этого используется $(k-\epsilon)$ -модель турбулентности, в рамках которой Рейнольдсовы напряжения и турбулентные тепловые потоки определяются на основе решения дополнительных уравнений, представляющих кинетическую энергию турбулентности и скорость ее диссипации. Как показано в [10], стандартная реализация этой модели приводит к существенным ошибкам при расчете сильно неравновесных течений с большими градиентами скоростей, характерных для проточных частей ЦНД мощных паровых турбин. Для решения данной проблемы, $(k-\epsilon)$ -модель была модифицирована в соответствии с [10]. В измененном математическом подходе при расчете величины турбулентной вязкости μ_t учитывается процесс генерации энергии турбулентности

$$\mu_t = \frac{C_{\mu} k^2}{1 + \left(\frac{G_k}{\epsilon_m \rho_{см}} - 1 \right) / C_1} \rho_{см},$$

где k , G_k , ϵ_t — энергия турбулентности, ее генерация и диссипация; C_{μ} , C_1 — константы стандартной $(k-\epsilon)$ модифицированной модели турбулентности.

Для иллюстрации процессов фазового перехода вводятся два дополнительных уравнения переноса для объемной концентрации жидкой фазы и количества капель в единице объема:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \alpha_{ж} \rho_{ж}}{\partial t} + \frac{\partial \alpha_{ж} \rho_{ж} C_{см}}{\partial x_i} &= \Gamma; \\ \frac{\partial N \rho_{см}}{\partial t} + \frac{\partial N \rho_{см} C_{см}}{\partial x_i} &= I. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь Γ — масса сконденсировавшейся (испарившейся влаги) за секунду в единице объема; N — количество капель в одном килограмме пара; I — скорость нуклеации зародышей капель в переохлажденном потоке, $1/(с \cdot м^3)$.

Для определения I используется классическая гомогенная теория нуклеации с поправочным коэффициентом для неизотермических процессов [11]

$$I = \frac{q_c}{(1+\theta)} \frac{\rho_{п}^2}{\rho_{ж}} \sqrt{\frac{2\sigma}{m^3 \pi}} \exp \left[\frac{-4\pi r_*^2 \sigma}{3k_b T} \right], \quad (2)$$

где q_c — коэффициент конденсации; θ — коэффициент для учета неизотермических процессов; m — масса одной молекулы воды; σ — коэффициент поверхностного натяжения воды; r_* — критический радиус капель; k_b — постоянная Больцмана; T — температура потока.

Изменение размеров капель в результате процессов конденсации и испарения описывается как

$$\frac{\partial r}{\partial t} = \frac{\alpha(T_k - T_n)}{\rho_{ж}\Delta h}, \quad (3)$$

где α — коэффициент теплоотдачи от пара к капле; Δh — теплота парообразования (конденсации); T_k, T_n — температура капли и основного потока.

$$T_k - T_n = \left(1 - \frac{r_*}{r}\right)\Delta T,$$

где ΔT — переохлаждение пара относительно температуры насыщения при данном давлении; r — радиус капли.

В (3) коэффициент теплоотдачи определяется по формуле, предложенной в [11]:

$$\alpha = \frac{\lambda_n}{r \left[1 + 3,78(1 - \nu)\text{Kn} / \text{Pr}_n\right]},$$

где λ_n — коэффициент теплопроводности пара; Kn — число Кнудсена; Pr_n — число Прандтля для пара; ν — параметр, учитывающий, что конденсация и испарение при неравновесных процессах неравнозначны [12],

$$\nu = \frac{RT_s(p)}{\Delta h} \left[\beta - 0,5 - \left(\frac{2 - q_c}{2q_c} \right) \left(\frac{k + 1}{2(k - 1)} \right) \left(\frac{RT_s(p)}{\Delta h} \right) \right],$$

где β — эмпирический коэффициент; R — газовая постоянная; $T_s(p)$ — температура насыщения при давлении p .

При малых значениях переохлаждения потока пара могут возникнуть проблемы с расчетом скорости роста капель (3), поскольку в этом случае $\Delta T \rightarrow 0$, а $r_* \rightarrow \infty$. В случае $\Delta T \rightarrow 0$ используется модифицированное уравнение роста капель, представленное в [13]:

$$\frac{\partial r}{\partial t} = \frac{\lambda_n}{\Delta h \rho_{ж} (1 + 3,78(1 - \nu)\text{Kn} / \text{Pr}_n)} \left[\frac{T_s - T}{r} - \frac{2\sigma}{\Delta h \rho_{ж} r^2} T\varphi \right],$$

где величина φ представляет собой комплекс

$$\varphi = \frac{1}{T} \frac{T_s - T}{\ln(T_s / T)},$$

который аппроксимируется первыми шестью членами разложения в ряд Тейлора

$$\varphi = 1 + \frac{1}{2} \vartheta - \frac{1}{12} \vartheta^2 + \frac{1}{24} \vartheta^3 - \frac{19}{720} \vartheta^4 + \frac{3}{160} \vartheta^5 \leftarrow \vartheta = \frac{T_s}{T} - 1.$$

В результате, величина Γ из (1) выглядит следующим образом:

$$\Gamma = \frac{4}{3} \pi \rho_{ж} I r_*^3 + 4 \pi \rho_{ж} N r^2 \frac{\partial r}{\partial t}.$$

Процессы выделения (поглощения) теплоты при конденсации (испарении) жидкой фазы учитывают путем ввода в уравнение сохранения энергии дополнительного члена $S_q = \Gamma \Delta h$.

Свойства воды и водяного пара, необходимые для определения основных параметров потока, определяют по методике, рекомендованной Международной Ассоциацией по свойствам воды и водяного пара [14].

Представленная модель имеет три свободных параметра, подобранных на основе ее валидации по известным экспериментальным данным: $q_c = 0,0$; $\beta = 9,0$; $c_1 = 1,0$.

Модель движения крупнодисперсных капель

Эрозионно-опасные капли жидкой фазы выглядят как отдельные частицы заданного размера. Для потока таких капель (под потоком подразумевается величина расхода капель, движущихся из указанной точки пространства) решается уравнение движения с учетом действующих на них следующих сил: аэродинамического сопротивления капли, тяжести, вызванных градиентом давления и обусловленных ускорением среды, увлекаемой каплей [15]. При этом стоит отметить, что в конкретно рассматриваемых условиях течения в ЦНД величина силы аэродинамического сопротивления на порядок больше остальных видов взаимодействия, поэтому их воздействием можно пренебречь.

Получим уравнение движения инертных частиц жидкой фазы

$$\frac{1}{2} A_k C_x \rho_n |C_n - C_k| (C_n - C_k) = m_k a_k,$$

где A_k — площадь поперечного сечения капли (в плоскости, нормальной к направлению движения газа); C_x — коэффициент аэродинамического сопротивления капли; m_k, a_k — масса и ускорение капли.

Использование данного выражения позволяет построить траектории частиц жидкой фазы в межлопаточных каналах и определить их основные кинематические характеристики вдоль всего пути следования [16, 17].

В качестве определяющих характеристик величины C_x рассматриваются режим обтекания (определяемый относительным числом Рейнольдса капли Re_k) и сжимаемость несущей среды (представлена числом Маха M основного потока).

$$C_x = C_{x0}(\text{Re}_k) f(M), \quad (4)$$

где $C_{x0}(\text{Re}_k)$ — коэффициент аэродинамического сопротивления сферы в несжимаемом изотермическом потоке; $f(M)$ — величина поправки, учитывающей сжимаемость несущей среды, зависящая от числа Маха M .

Для вычисления C_{x0} использованы данные [18]:

$$C_{x0} = A_1 \frac{1}{\text{Re}_k} + A_2 \frac{1}{\text{Re}_k^2} + A_3, \quad (5)$$

где $A_1 \dots A_3$ — коэффициенты, зависящие от величины Re_k .

Данная зависимость обеспечивает плавный переход характеристик на границах Re_k , поправка на сжимаемость равна [19]:

$$f(M) = \frac{C_x}{C_{x0}} = \frac{1 + e^{-\frac{0,427}{M^{4,63}} \frac{3}{Re_k}}}{1 + \frac{M}{Re_k} \left[3,82 + 1,28e^{-1,25 \frac{Re_k}{M}} \right]}. \quad (6)$$

В (4) — (6) относительное число Re_k определяется как

$$Re_k = \frac{\rho_{\text{п}} (C_{\text{п}} - C_{\text{к}}) d}{\mu_{\text{п}}}$$

где $\mu_{\text{п}}$ — коэффициент динамической вязкости пара; d — диаметр капли.

При расчете коэффициента аэродинамического сопротивления капли из-за деформационных процессов не учитывается отклонение от сферической формы, максимальная погрешность при этом не превышает 5 % [20].

Валидация предложенной математической модели

Валидация сформулированной математической модели движения влажно-парового потока проводилась на различных объектах.

Для проверки работоспособности модели, описывающей образование и движение потока пара с «туманом» мелкодисперсной влаги, рассматривали течение сухого насыщенного сверхзвукового потока пара в соплах Лавали различной конфигурации. В данном случае процесс движения рабочей среды обладает ярко выраженным неравновесным характером. Конденсация в таком потоке происходит при значительном переохлаждении пара относительно температуры насыщения. Переход из неравновесного состояния сопровождается релаксационным процессом, выраженным скачком конденсации — локальным ростом давления потока, благодаря лавинообразному образованию центров конденсации и росту зародышей капель, сопровождающемуся выделением теплоты.

Положение и интенсивность скачка конденсации на кривой распределения давления потока характеризуют основные параметры пара в этой области, интенсивность образования и роста центров конденсации. Разработанная модель проверялась по результатам экспериментальных данных, полученных в [21 — 23]. Анализировали три варианта сопла Лавали, геометрия которых изображена на рис. 1. Для каналов № 1, 2 (рис. 1, а, б) была реализована структурированная расчетная сетка и изучено влияние количества ячеек на результаты моделирования. Расчетная схема для сопла № 3

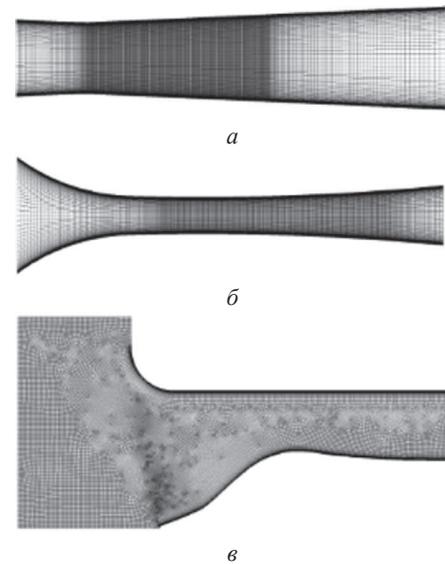


Рис. 1. Геометрия исследуемых сопел Лавали: а, б — симметричные сопла № 1 [21], 2 [22]; в — несимметричное сопло № 3 [23]

(рис. 1, в) организована в виде неструктурированной сетки.

На рисунке 2, а, б представлено сравнение экспериментальных и расчетных данных для [21, 22] при различных характеристиках расчетных областей. На графиках относительное давление $\varepsilon = p/p_0$, p — статическое давление пара в точке; p_0 — давление полного торможения пара перед соплом.

Относительная координата $\bar{l} = l/L$, l — координата точки вдоль оси сопла (минимальное сечение канала расположено в точке с координатой 0); L — расстояние от минимального сечения канала до окончания его расширяющейся части.

На экспериментальных данных скачок конденсации «размыт» вследствие присутствия дозвукового пограничного слоя в измеряемых областях. Из представленных данных видно, что результаты расчета хорошо ложатся на экспериментальные точки за исключением режима 252 на рис. 2, б. Переход от эксперимента 252 к 257 осуществлялся за счет увеличения начального давления перед каналом, что приводило к смещению зоны спонтанной конденсации ближе к минимальному сечению. Так, для режимов 252 зона Вильсона достигалась при давлении потока 12 кПа, а для 257 — при 25 кПа. При этом бурная конденсация начиналась при переохлаждении пара ниже температуры насыщения $\Delta T_s = 47$ и 38 К. Подобная перестройка потока с изменением начального состояния пара связана с тем, что с увеличением начального давления снижается коэффициент поверхностного натяжения, что резко повышает вероятность образования зародышей в метастабильной среде [24]. Как видно из представленного на рис. 2, б сравнения, разработанная модель определяет область спонтанной конденсации ниже по потоку, по сравне-

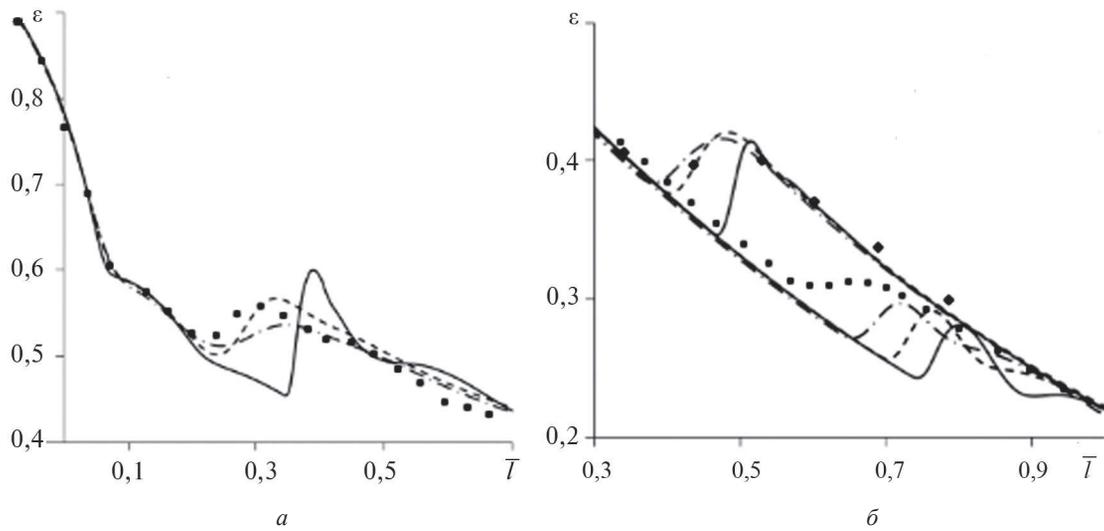


Рис. 2. Сравнение экспериментальных и расчетных распределений давления:

a — в сопле № 1 [21], ● — эксперимент, - · - · - 17 750 ячеек, - - - - 40 400 ячеек, — — 78 600 ячеек; *б* — в сопле № 2 [22], ● — эксперимент № 252, ◆ — эксперимент № 257, - · - · - 15 250 ячеек, - - - - 31 850 ячеек, — — 66 550 ячеек

нию с экспериментом. По-видимому, это связано с некорректным определением величины коэффициента поверхностного натяжения σ , присутствующего в (2). Кроме того, выбранное значение эмпирического коэффициента β не является универсальным и зависит от величины скорости расширения канала \dot{p}

$$\dot{p} = -\frac{dp}{dx} \frac{p}{c},$$

которая определяет величину предельного переохлаждения пара перед началом спонтанной конденсации и начальные размеры зародышей жидкой фазы [24].

Для остальных представленных на рис. 2 данных, расчетные кривые соответствуют экспериментальным. При этом количество ячеек в расчетной схеме существенно влияет на результаты моделирования.

Для несимметричного сопла № 3 [23] моделировалось течение со спонтанной конденсацией и скачком уплотнения. Сравнение численных и расчетных данных представлено на рис. 3, *a*. В данном случае распределение давлений определяли на нижней профилированной стенке канала (см. рис. 1, *в*). Кроме того, валидация методики моделирования проводилась по волновой структуре потока, полученной визуально

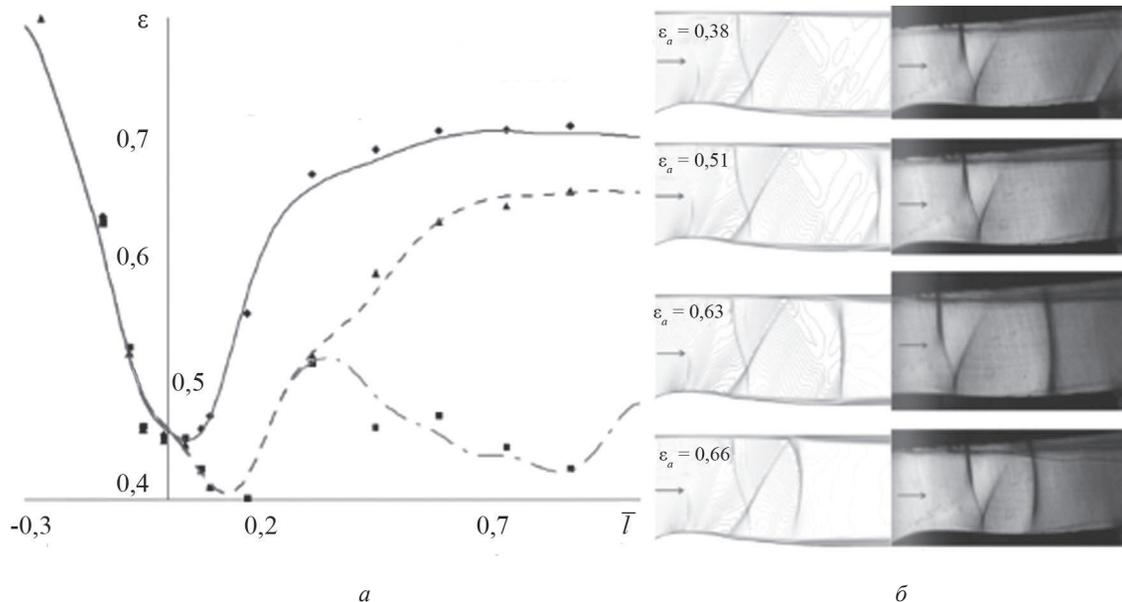


Рис. 3. Сравнение экспериментальных и расчетных данных в сопле № 3 [23]:

a — распределение статического давления вдоль профилированной границы канала, ■ — $\epsilon_a = 0,51$ (эксперимент), ◆ — $\epsilon_a = 0,66$ (эксперимент), - - - - $\epsilon_a = 0,63$ (расчетное), ▲ — $\epsilon_a = 0,63$ (эксперимент), - · - · - $\epsilon_a = 0,51$ (расчетное), — — $\epsilon_a = 0,66$ (расчетное); *б* — сравнение волновой структуры потока

с помощью Шлирен-метода (см. рис. 3, б). В данном случае наблюдается хорошее совпадение расчетных и экспериментальных исследований.

Валидация комплекса рассмотренных моделей проходила на сопловой турбинной решетке в условиях развитых пленочных течений, характерных для последних ступеней паровых турбин. Экспериментальные исследования проводили на пародинамическом стенде КВП (контур влажного пара), который позволяет изучать влажно-паровые потоки в широком диапазоне начальных и режимных параметров в каналах различной геометрии [25]. В качестве объекта для исследования был выбран профиль периферийного сечения сопловой лопатки последней ступени мощной паровой турбины. Основные геометрические характеристики (хорда профиля b , шаг решетки t , горло O_1 , углы установки α_y , входа α_0 и выхода α_1) представлены на рис. 4. Эксперименты проводили в широком диапазоне начальной влажности пара y_0 и теоретических чисел Маха за решеткой M_{1r} .

Представлены результаты исследования режима с $y_0 = 3\%$ и $M_{1r} = 0,8$. Дисперсный состав дискретной фазы на входе в исследуемый объект аналогичен приведенному в [26].

Прямое исследование распределения параметров пленки на поверхностях межлопаточных каналов является достаточно сложной работой. В настоящей работе оценено качество проведенного численного моделирования по косвенному признаку — характеру распределения кинематических параметров крупнодисперсной влаги за решеткой. Дисперсный состав, скорости и углы выхода капель в данной области в первую очередь определяются параметрами водяной пленки, сорвавшейся с профиля и формирующей потока этой влаги [3, 7, 9].

Для этих целей использовалась система лазерной диагностики потоков «ПОЛИС», в которой реализован метод PIV (Particle Image Velocimetry), позволяющий определять характеристики движения дискретных частиц жидкой фазы за исследуемым объектом [25]. Методы лазерной диагностики, адаптированные для изучения влажно-паровых потоков, хорошо зарекомен-

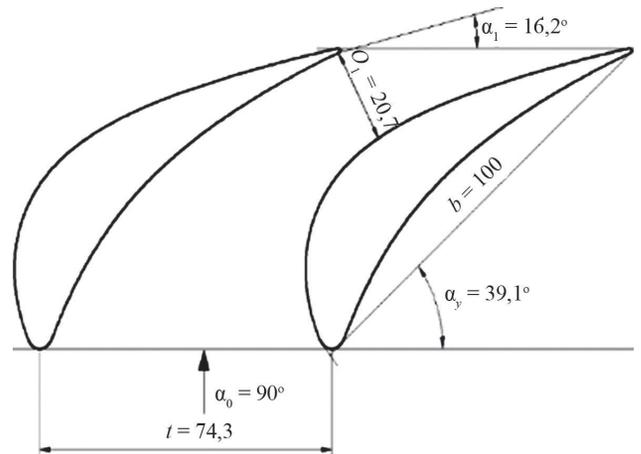


Рис. 4. Геометрические характеристики исследуемого объекта

довали себя при изучении двухфазных течений в элементах проточных частей турбомашин [27 — 29]. В качестве примера на рис. 5 приведено экспериментально полученное осредненное поле скоростей жидкой фазы за решеткой.

Сравнение результатов расчетных и экспериментальных исследований для рассматриваемого режима показано на рис. 6. Здесь изображены распределения осредненных скоростей C_k (рис. 6, б) и углов выхода α_k (рис. 6, в) каплей от относительной координаты \bar{x} ($\bar{x} = x/t$, x — координата вдоль линии, t — шаг решетки) вдоль линии за решеткой, расположенной на расстоянии 10 % от хорды лопатки (рис. 6, а). Характер распределения параметров жидкой фазы, полученных с помощью численного моделирования, совпадает с экспериментальными данными. Однако в некоторых областях наблюдается существенная разница в величинах. Так, максимальное рассогласование в скоростях достигает 40 м/с, а в углах — 5°. Несоответствие результатов расчета и эксперимента проявляется в двух характерных областях при $\bar{x} = 0,5$ и 0,7. Здесь наблюдаются экстремумы как на распределении углов, так и на распределении скоростей. Экспериментальные данные показали, что в областях $\bar{x} = 0,5$ и 0,7 присутствуют два независимых потока крупных капель за решеткой.

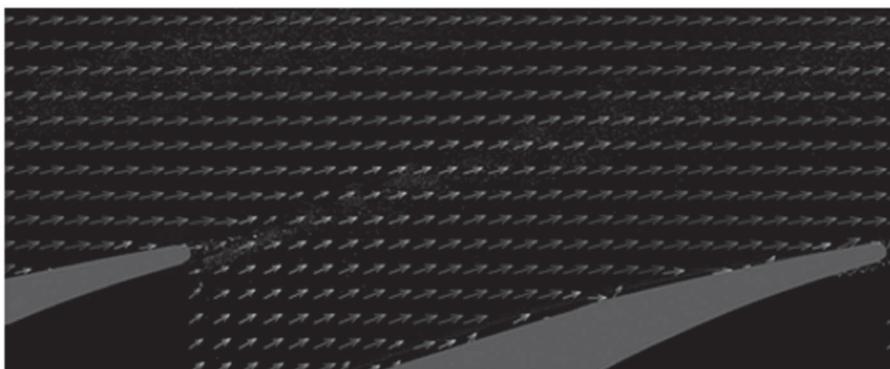


Рис. 5. Пример поля скоростей частиц жидкой фазы за решеткой

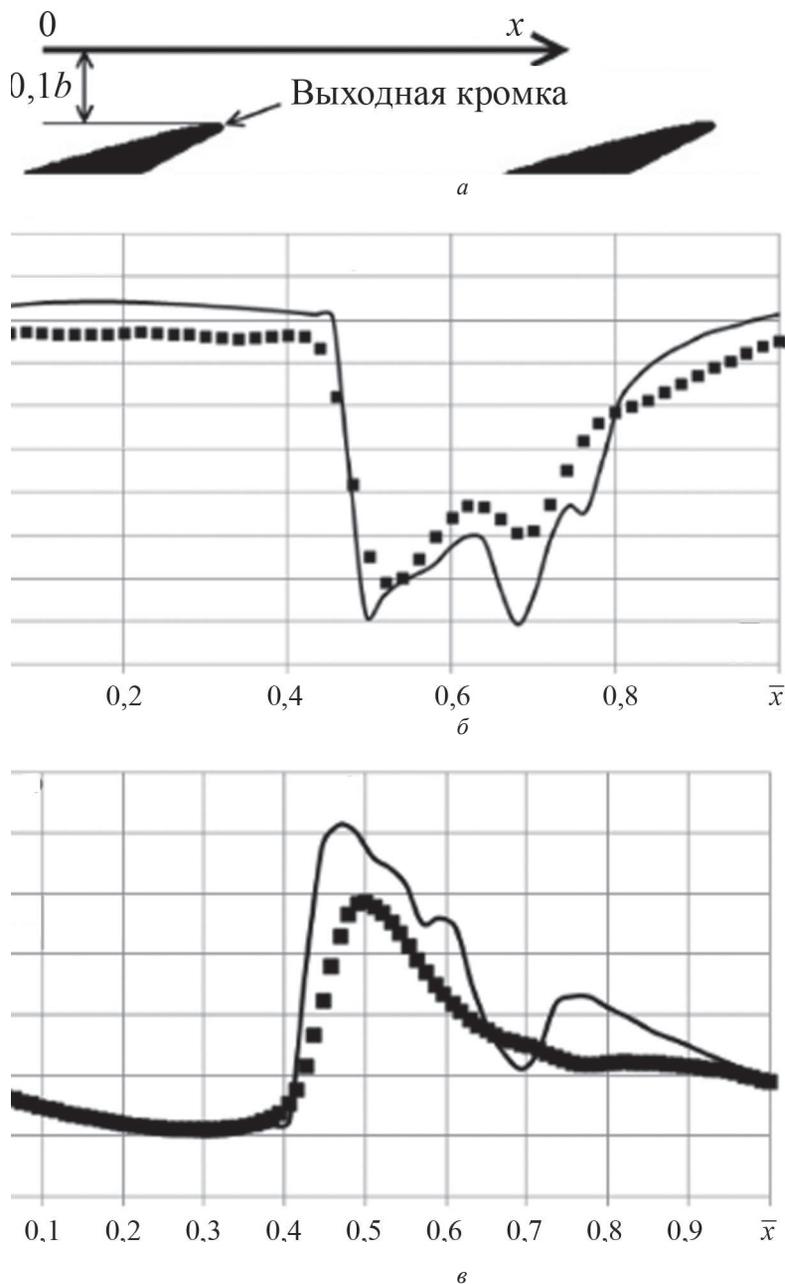


Рис. 6. Сравнение результатов расчета (—) с экспериментальными данными (■)

Они видны при применении системы лазерной диагностики потоков. Изображение засвеченных лазером капель представлено на рис. 7, а. Частицы жидкой фазы, движущиеся в области 2, соответствуют $\bar{x} = 0,5$ на указанных распределениях, а капли в области 1 — $\bar{x} = 0,7$. В работе [23] показано, что зона 2 соответствует крупным каплям, пересекающим кромочный капельный след. Они могут образовываться при взаимодействии первичной влаги со входной кромкой лопатки, а также двигаться из предыдущей ступени без контакта с поверхностями решетки. Зона 1 соответствует каплям, движущимся в кромочном капельном следе. Их формирование обусловлено активным взаимодействием влажно-парового потока с пленкой жидкости,

движущейся по поверхности профиля, и ее сходом с выходной кромки лопатки. Результаты численного моделирования капель в канале согласуются с наблюдаемой картиной (см. рис. 7, б, в). Процессы формирования капель, движущихся в рассмотренных областях, связаны с характером взаимодействия частиц жидкой фазы с поверхностью пленки и межлопаточного канала.

На основе экспериментальных исследований [30] показано, что вторичные капли, сформированные в результате этих взаимодействий, существенно влияют на характеристики частиц жидкой фазы за решеткой. В рассматриваемой модели пленки (Eulerian Wall Film) учет данных процессов осуществляется на основе

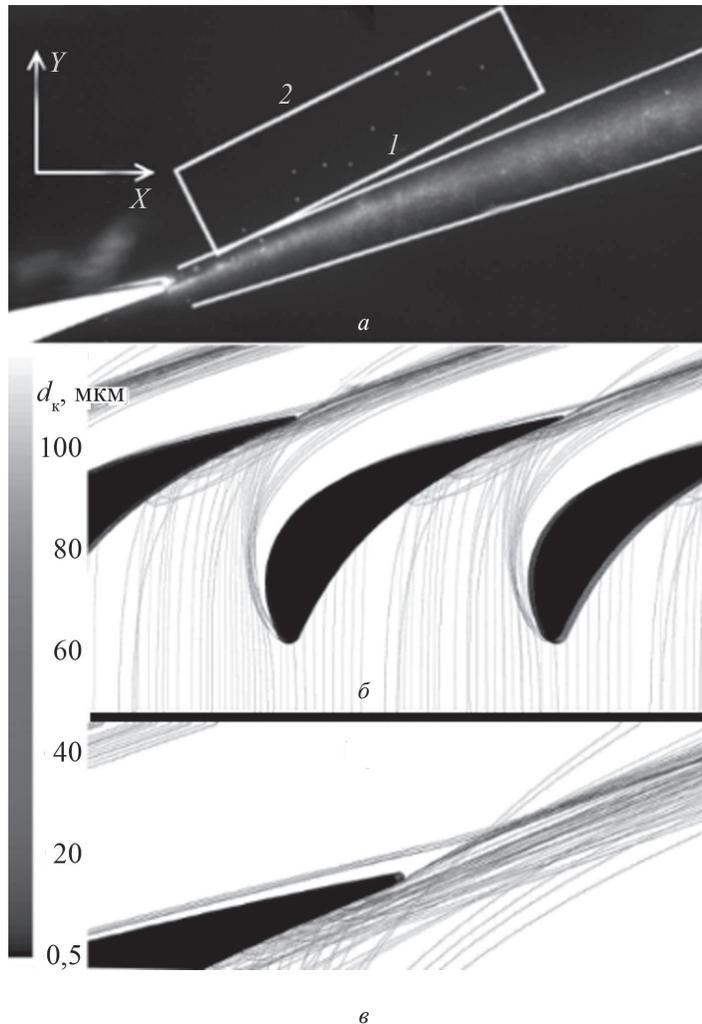


Рис. 7. Фотография засвеченных частиц жидкой фазы за решеткой (а), расчетные траектории капель в межлопаточном канале (б) и за решеткой (в)

результатов статистической обработки данных по соударению капель с поверхностями, изложенных в [31]. Этот подход имеет ряд эмпирических коэффициентов, определяющих распределения диаметров, скоростей и углов движения вторичных капель, образовавшихся в результате соударения первичной частицы жидкой фазы со смоченной и несмоченной поверхностями. В настоящем исследовании данные параметры не настраивались и использовались значения по умолчанию. По-видимому, рассогласование в экспериментальных и расчетных данных объясняется тем, что необходима тонкая настройка эмпирической модели взаимодействия капель с поверхностями межлопаточных каналов, основанная на результатах экспериментального исследования данных процессов.

Несмотря на это, можно говорить о том, что предложенная методика расчета позволяет наблюдать физически корректную картину движения влажно-паровых потоков в проточных частях турбомашин и может применяться при проектировании последних ступеней ЦНД.

Помимо изучения структуры влажно-парового потока в сопловой турбинной решетке численное моделирование позволяет получить распределение параметров жидкой фазы по поверхности лопатки. Экспериментальные исследования такого рода крайне сложны и трудоемки, объем получаемых данных существенно ограничен возможностями установки датчиков, обусловленными размерами и геометрическими характеристиками исследуемых объектов. На рисунке 8 даны распределения по поверхности профиля скорости $V_{пл}$ и относительной толщины пленки \bar{h} ($\bar{h} = h_i/h_{max}$, где h_i — толщина пленки в рассматриваемой точке; h_{max} — максимальная толщина пленки), а также относительного расхода жидкости, движущейся в пленке $\bar{G}_{пл}$ ($\bar{G}_{пл} = G_{пл_i}/G_{пл_{max}}$, $G_{пл_i}$ — расход в пленке в рассматриваемой точке; $G_{пл_{max}}$ — максимальный расход в пленке). По осям абсцисс отложены значения относительных координат вдоль спинки $\bar{S}_{сп} = S_{сп}/S_{сп}$ и вогнутой $\bar{S}_{вог} = S_{вог}/S_{вог}$ поверхности профиля ($S_{сп}$, $S_{вог}$ — координаты вдоль спинки и вогнутой поверхности ло-

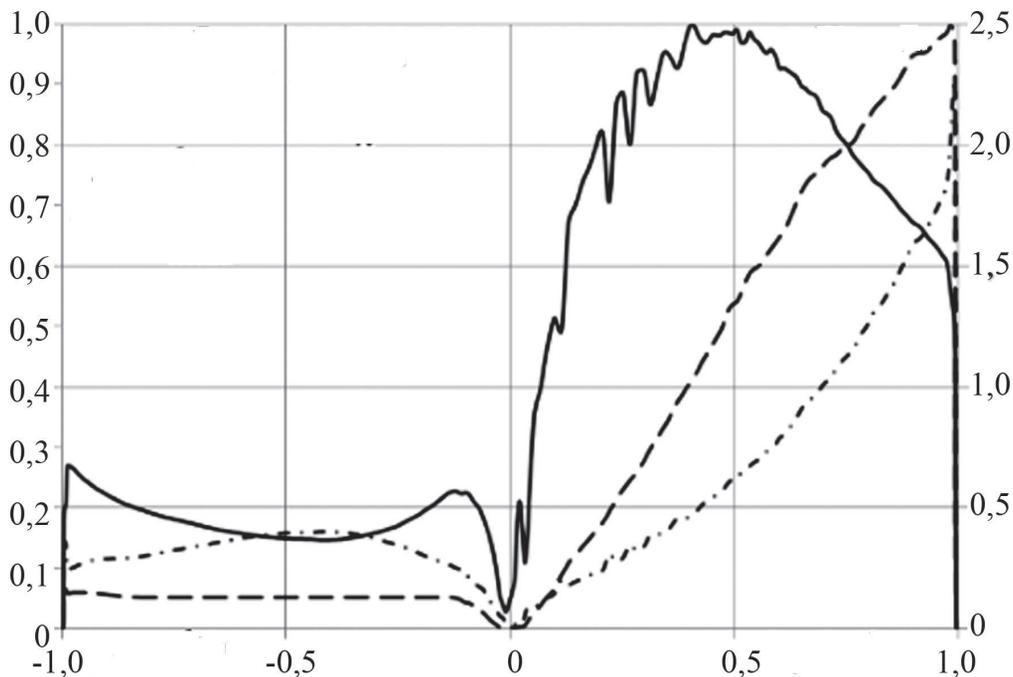


Рис. 8. Распределения относительной толщины \bar{h} ($\bar{h} = h_i/h_{\max}$), относительного расхода $\bar{G}_{\text{пл}}$ ($\bar{G}_{\text{пл}} = G_{\text{пл}i}/G_{\text{пл}\max}$) и скорости пленки $V_{\text{пл}}$ по поверхности профиля:

$$\bar{S}_{\text{сп}} = S_{\text{исп}}/S_{\text{сп}}; \bar{S}_{\text{вог}} = S_{\text{ивог}}/S_{\text{вог}}; \cdots V_{\text{пл}}; \cdots \bar{G}_{\text{пл}}; \text{---} \bar{h}$$

патки, 0 расположен на входной кромке; $S_{\text{сп}}, S_{\text{вог}}$ — длины обвода спинки и вогнутой поверхности).

Как следует из рис. 8, толщина пленки растет в начальной части вогнутой поверхности, максимальное значение достигается в средней части, а вблизи выходной кромки начинает уменьшаться. При этом, крупные капли оседают на лопатке по всей длине вогнутой части, а интенсивный срыв влаги с нее происходит непосредственно вблизи выходной кромки. Уменьшение толщины пленки по мере ее движения по стенке канала на вогнутой поверхности связано с увеличением скорости ее течения. Линейный характер изменения расхода пленки говорит о равномерном распределении осаждения капель, что связано с малым углом поворота лопатки. На спинке профиля толщины и расход в пленке существенно ниже, чем на вогнутой.

Представления о структуре движения жидкой фазы в исследуемой сопловой турбинной решетке, а также о формировании и течении водяной пленки на поверхности профиля лопатки, могут служить основой для проектирования систем борьбы с отрицательным воздействием влажности на работу влажно-паровых ступеней.

Выводы

Представлена физически корректная математическая модель движения влажно-парового потока в проточных частях паровых турбин.

Результаты сравнения экспериментальных и расчетных данных показали, что необходимо проведение до-

полнительных исследований для выявления влияния геометрических характеристик каналов на эмпирические коэффициенты, определяющие интенсивность межфазового теплообмена при конденсации парового потока.

Следует настроить основные эмпирические коэффициенты статистических моделей взаимодействия частиц жидкой фазы с поверхностями межлопаточных каналов и пленок в условиях течения влажно-парового потока.

Валидация математической модели, проведенная путем сравнения расчетных и экспериментальных данных, дала удовлетворительное совпадение результатов как в зоне Вильсона, так и во влажно-паровых потоках с развитыми пленочными течениями.

Разработанная методика численного моделирования течений перегретого и влажного пара может быть использована при проектировании ступеней паровых турбин, работающих в областях нестационарной конденсации и влажного пара, и активных методов борьбы с эрозионно-опасной влагой.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (грант № 15-08-03588-А).

Литература

1. Petr V., Kolovratnik M. Wet Steam Energy Loss and Related Baumann Rule in Low Pressure Steam Turbines // J. Power and Energy. 2014. V. 228. No. 2. Pp. 206—215.
2. Дейч М.Е. Газодинамика решеток турбомашин. М.: Энергоатомиздат, 1996.

3. Филиппов Г.А., Неккер Р., Селезнев Л.И. К расчету возникновения влаги в проточных частях турбин // Теплоэнергетика. 1977. № 7. С. 9—14.
4. Schatz M., Eberle T. Experimental Study of Steam Wetness in a Model Steam Turbine Rig: Presentation of Results And Comparison with Computational Fluid Dynamics Data // J. Power and Energy. 2014. V. 228. No. 2. Pp. 129—142.
5. Qulan Zhou, Na Li, Xi Chen, Akio Yonezu, Tongmo Xu, Shien Hui, Di Zhang. Water Drop Erosion Turbine Blades: Numerical Framework and Application // Materials Transactions. 2008. V. 49. No. 7. Pp. 1606—1615.
6. Назаров В.В., Усачев К.М. Основные направления развития конструкций систем внутриканального удаления и дробления влаги в проточных частях влажнопаровых турбин // Тяжелое машиностроение. 2014. № 7. С. 13—17.
7. Young J.B., Yau K.K., Walters P.T. Fog Droplet Deposition and Coarse Water Formation in Low-pressure Steam Turbines: a Combined Experimental and Theoretical Analysis // J. Turbomachinery. 1988. V. 110. No. 2. Pp. 163—172.
8. Xiaoshu Cai, Li Ma, Chang Tian, Junfeng Li, Deiliang Ning, Wei Xu. Measurement of Coarse Water in Steam Turbines // Proc. Baumann Centenary Conf. Cambridge, 2012.
9. Филиппов Г.А., Поваров О.А. Сепарация влаги в турбинах АЭС. М.: Энергия, 1980.
10. Аветисян А.Р., Зайчик Л.И., Филиппов Г.А. Влияние турбулентности на стационарную и нестационарную спонтанную конденсацию пара в трансзвуковых соплах // Теплофизика высоких температур. 2007. Т. 45. № 5. С. 717—724.
11. Young J.B. Two-dimensional, Nonequilibrium, Wet-steam Calculations for Nozzles and Turbine Cascades // J. Turbomachinery. 1992. V. 114. Pp. 569—579.
12. Young J.B. Semi-Analytical Techniques for Investigating Thermal Non-equilibrium Effects in Wet-steam Turbines // Intern. J. Heat and Fluid Flow. 1984. V. 5. No. 2. Pp. 81—91.
13. Halama J., Fort J. Transonic Flow of Wet Steam: Some Remarks on Numerical Simulation // Baumann Centenary Conf. Cambridge, 2012.
14. Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. Switzerland: The International Association for the Properties of Water and Steam, 2007.
15. Филиппов Г.А., Аветисян А.Р. Расчетное исследование течения влажного пара в комбинированном выхлопе паровых турбин АЭС // Теплоэнергетика. 2010. № 9. С. 26—31.
16. Циглер Х.Х. Сепарация влаги в лопаточном канале паровой турбины // Энергомашиностроение. 1967. № 4. С. 23—25.
17. Watanabe E., Ohyama H., Tsutsumi M., Maruyama T., Tabata S. Comprehensive Research of Wetness Effects in Steam Turbines // Baumann Centenary Conf. Cambridge, 2012.
18. Morsi S.A., Alexander A.J. An Investigation of Particle Trajectories in Two-phase Flow Systems // J. Fluid Mechanics. 1972. V. 55. No. 2. Pp. 193—208.
19. Carlson D.J., Hoglund R.F. Particle Drag and Heat Transfer in Rocket Nozzles // AIAA J. 1964. V. 2. No. 11. Pp. 1980—1984.
20. Кириллов И.И., Фаддеев И.П., Шубенко А.Л. Сепарирующая способность решеток турбинных профилей, работающих на влажном паре // Энергомашиностроение. 1970. № 10. С. 40—41.
21. Moore M.J., Walters P.T., Crane R.I., Davidson B.J. Predicting the Fog-Drop Size in Wet-Steam Turbines // Proc. IMechE Conf. on Heat and Fluid Flow in Steam and Gas Turbine Plant. Coventry, 1973. Pp. 101—109.
22. Moses C.A., Stein G.D. On the Growth of Steam Droplets Formed in a Laval Nozzle Using Both Static Pressure and Light Scattering Measurements // J. Fluids Eng. 1978. V. 100. No. 4. Pp. 311—322.
23. Тищенко В.А. Разработка и реализация методики определения параметров жидкой фазы влажнопарового потока в элементах проточных частей турбомашин: дис. ... канд. техн. наук. М., 2014.
24. Дейч М.Е., Филиппов Г.А. Газодинамика двухфазных сред. М.: Энергоиздат, 1981.
25. Filippov G.A., Gribin V.G., Tishchenko A.A., Tishchenko V.A., Gavrilov I.Yu. Experimental Studies of Polydispersed Wet Steam Flows In A Turbine Blade Cascade // J. Power and Energy. 2014. V. 228. No. 2. Pp. 168—177.
26. Gribin V.G. et al. Experimental Study of Intra-channel Separation in a Flat Nozzle Turbine Blade Assembly with Wet Stream Flow // J. Power Techn. and Eng. 2016. V. 50. No. 2. Pp. 180—187.
27. Гаврилов И.Ю., Попов В.В., Сорокин И.Ю., Тищенко В.А., Хомяков С.В. Методика бесконтактного определения средних размеров эрозионно-опасных капель в полидисперсном влажно-паровом потоке // Теплоэнергетика. 2014. № 8. С. 39—46.
28. Грибин В.Г. и др. Влияние режимных параметров паротурбинной установки на характер распределения потоков частиц жидкой фазы за изолированной сопловой решеткой во влажно-паровом потоке // Промышленная энергетика. 2015. № 11. С. 30—36.
29. Филиппов Г.А. и др. Влияние вдува пара на характеристики сопловой решетки, работающей в условиях влажно-парового потока // Теплоэнергетика. 2016. № 4. С. 3—8.
30. Gribin V.G. et al. Experimental Study of the Features of the Motion of Liquid-phase Particles in the Interblade Channel of the Nozzle Array of a Steam Turbine // Power Techn. and Eng. 2017. V. 51. No. 1. Pp. 82—88.
31. Mundo C., Sommerfeld M., Tropea C. Droplet-Wall Collisions: Experimental Studies of the Deformation and Breakup Process // Intern. J. Multiphase Flow. 1995. V. 21. No. 2. Pp. 151—173.

References

1. **Petr V., Kolovratnik M.** Wet Steam Energy Loss and Related Baumann Rule in Low Pressure Steam Turbines. *J. Power and Energy*. 2014;228;2:206—215.
2. **Deych M.E.** *Gazodinamika Reshetok Turbomashin*. M.: Energoatomizdat, 1996. (in Russian).
3. **Filippov G.A., Nekker R., Seleznev L.I.** K Raschetu Vozniknoveniya Vlagi v Protochnykh Chastyah Turbin. *Teploenergetika*. 1977;7:9—14. (in Russian).
4. **Schatz M., Eberle T.** Experimental Study of Steam Wetness in a Model Steam Turbine Rig: Presentation of Results And Comparison with Computational Fluid Dynamics Data. *J. Power and Energy*. 2014;228;2:129—142.
5. **Qulan Zhoum, Na Li, Xi Chen, Akio Yonezu, Tongmo Xu, Shien Hui, Di Zhang.** Water Drop Erosion Turbine Blades: Numerical Framework and Application. *Materials Transactions*. 2008;49;7:1606—1615.
6. **Nazarov V.V., Usachev K.M.** Osnovnye Napravleniya Razvitiya Konstruktsiy Sistem Vnutrikanal'nogo Udaleniya i Drobleniya Vlagi v Protochnykh Chastyah Vlazhnoparovykh Turbin. *Tyazheloe Mashinostroenie*. 2014;7:13—17. (in Russian).
7. **Young J.B., Yau K.K., Walters P.T.** Fog Droplet Deposition and Coarse Water Formation in Low-pressure Steam Turbines: a Combined Experimental and Theoretical Analysis. *J. Turbomachinery*. 1988;110;2:163—172.
8. **Xiaoshu Cai, Li Ma, Chang Tian, Junfeng Li, Deiliang Ning, Wei Xu.** Measurement of Coarse Water in Steam Turbines. *Proc. Baumann Centenary Conf. Cambridge*, 2012.
9. **Filippov G.A., Povarov O.A.** Separatsiya Vlagi v Turbinah AES. M.: Energiya, 1980. (in Russian).
10. **Avetisyan A.R., Zaychik L.I., Filippov G.A.** Vliyaniye Turbulentnosti na Statsionarnuyu i Nestatsionarnuyu Spontannuyu Kondensatsiyu Para v Transzvukovyykh Soplakh. *Teplofizika Vysokih Temperatur*. 2007;45;5:717—724. (in Russian).
11. **Young J.B.** Two-dimensional, Nonequilibrium, Wet-steam Calculations for Nozzles and Turbine Cascades. *J. Turbomachinery*. 1992;114:569—579.
12. **Young J.B.** Semi-Analytical Techniques for Investigating Thermal Non-equilibrium Effects in Wet-steam Turbines. *Intern. J. Heat and Fluid Flow*. 1984;5;2:81—91.
13. **Halama J., Fort J.** Transonic Flow of Wet Steam: Some Remarks on Numerical Simulation. *Baumann Centenary Conf. Cambridge*, 2012.
14. **Revised** Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. Switzerland: The International Association for the Properties of Water and Steam, 2007.
15. **Filippov G.A., Avetisyan A.R.** Raschetnoe Issledovanie Teleniya Vlazhnogo Para v Kombinirovannom Vyhlope Parovykh Turbin AES. *Teploenergetika*. 2010;9:26—31. (in Russian).
16. **Tsigler H.H.** Separatsiya Vlagi v Lopatochnom Kanale Parovoy Turbiny. *Energomashinostroenie*. 1967;4:23—25. (in Russian).
17. **Watanabe E., Ohyama H., Tsutsumi M., Maruyama T., Tabata S.** Comprehensive Research of Wetness Effects in Steam Turbines. *Baumann Centenary Conf. Cambridge*, 2012.
18. **Morsi S.A., Alexander A.J.** An Investigation of Particle Trajectories in Two-phase Flow Systems. *J. Fluid Mechanics*. 1972;55;2:193—208.
19. **Carlson D.J., Hoglund R.F.** Particle Drag and Heat Transfer in Rocket Nozzles. *AIAA J.* 1964;2;11:1980—1984.
20. **Kirillov I.I., Faddeev I.P., Shubenko A.L.** Separiruyushchaya Sposobnost' Reshetok Turbinnykh Profilye, Rabotayushchih na Vlazhnom Pare. *Energomashinostroenie*. 1970;10:40—41. (in Russian).
21. **Moore M.J., Walters P.T., Crane R.I., Davidson B.J.** Predicting the Fog-Drop Size in Wet-Steam Turbines. *Proc. IMechE Conf. on Heat and Fluid Flow in Steam and Gas Turbine Plant. Coventry*, 1973:101—109.
22. **Moses C.A., Stein G.D.** On the Growth of Steam Droplets Formed in a Laval Nozzle Using Both Static Pressure and Light Scattering Measurements. *J. Fluids Eng.* 1978;100;4:311—322.
23. **Tishchenko V.A.** Razrabotka i Realizatsiya Metodiki Opredeleniya Parametrov Zhidkoy Fazy Vlazhno-parovogo Potoka v Elementakh Protochnykh Chastey Turbomashin: Dis. ... Kand. Tekhn. Nauk. M., 2014. (in Russian).
24. **Deych M.E., Filippov G.A.** *Gazodinamika Dvuhfaznykh Sred*. M.: Energoizdat, 1981. (in Russian).
25. **Filippov G.A., Gribin V.G., Tishchenko A.A., Tishchenko V.A., Gavrillov I.Yu.** Experimental Studies of Polydispersed Wet Steam Flows In A Turbine Blade Cascade. *J. Power and Energy*. 2014;228;2:168—177.
26. **Gribin V.G. e. a.** Experimental Study of Intra-channel Separation in a Flat Nozzle Turbine Blade Assembly with Wet Stream Flow. *J. Power Techn. and Eng.* 2016;50;2:180—187.
27. **Gavrillov I.Yu., Popov V.V., Sorokin I.Yu., Tishchenko V.A., Homyakov S.V.** Metodika Beskontakt-nogo Opredeleniya Srednih Razmerov Eroziionno-opasnykh Kapel' v Polidispersnom Vlazhno-parovom Potoke. *Teploenergetika*. 2014;8:39—46. (in Russian).
28. **Gribin V.G. i dr.** Vliyaniye Rezhimnykh Parametrov Paroturbinnoy Ustanovki na Harakter Raspredeleniya Potokov Chastits Zhidkoy Fazy za Izolirovannoy Soplovy Reshetkoy vo Vlazhno-parovom Potoke. *Promyshlennaya Energetika*. 2015;11:30—36. (in Russian).
29. **Filippov G.A. i dr.** Vliyaniye Vduva Para na Harakteristiki Soplovy Reshetki, Rabotayushchey v Usloviyakh Vlazhno-parovogo Potoka. *Teploenergetika*. 2016;4:3—8. (in Russian).
30. **Gribin V.G. e. a.** Experimental Study of the Features of the Motion of Liquid-phase Particles in the

Interblade Channel of the Nozzle Array of a Steam Turbine. Power Techn. and Eng. 2017;51;1:82—88.

31. **Mundo C., Sommerfeld M., Tropea C.** Droplet-Wall Collisions: Experimental Studies of the Deformation and Breakup Process. Intern. J. Multiphase Flow. 1995;21;2:151—173.

Сведения об авторах

Грибин Владимир Георгиевич — доктор технических наук, заведующий кафедрой паровых и газовых турбин им. А.В. Щегляева НИУ «МЭИ», e-mail: GribinVG@mpei.ru

Тищенко Александр Антонович — кандидат технических наук, доцент кафедры паровых и газовых турбин им. А.В. Щегляева НИУ «МЭИ», e-mail: TishchenkoAA@mpei.ru

Гаврилов Илья Юрьевич — кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры паровых и газовых турбин им. А.В. Щегляева НИУ «МЭИ», e-mail: GavrilovIY@mpei.ru

Тищенко Виктор Александрович — кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры паровых и газовых турбин им. А.В. Щегляева НИУ «МЭИ», e-mail: TishchenkoVA@mpei.ru

Попов Виталий Владимирович — кандидат технических наук, ассистент кафедры паровых и газовых турбин им. А.В. Щегляева НИУ «МЭИ», e-mail: PopovVitV@mpei.ru

Алексеев Роман Андреевич — инженер, аспирант кафедры паровых и газовых турбин им. А.В. Щегляева НИУ «МЭИ», e-mail: AlexeevRA@mpei.ru

Information about authors

Gribin Vladimir G. — Dr.Sci. (Techn.), Head of Steam and Gas Turbines named after A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI, e-mail: GribinVG@mpei.ru

Tishchenko Aleksandr A. — Ph.D. (Techn.), Assistant Professor of Steam and Gas Turbines named after A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI, e-mail: TishchenkoAA@mpei.ru

Gavrilov Il'ya Yu. — Ph.D. (Techn.), Senior Lecturer of Steam and Gas Turbines named after A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI, e-mail: GavrilovIY@mpei.ru

Tishchenko Viktor A. — Ph.D. (Techn.), Senior Lecturer of Steam and Gas Turbines named after A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI, e-mail: TishchenkoVA@mpei.ru

Popov Vitaliy V. — Ph.D. (Techn.), Assistant of Steam and Gas Turbines named after A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI, e-mail: PopovVitV@mpei.ru

Alekseev Roman A. — Engineer, Ph.D.-student of Steam and Gas Turbines named after A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI, e-mail: AlexeevRA@mpei.ru

Статья поступила в редакцию 03.11.2017