

DOI: 10.18721/JEST.240306  
УДК 536+669

*Л.В. Зысин<sup>1</sup>, Л.П. Стешенков<sup>2</sup>*

1 – Институт интегративных исследований (ИИИ), г. Хайфа, Израиль  
2 – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия

## **ТЕПЛООБМЕН ПРИ ВЛАЖНОПАРОВОМ ОХЛАЖДЕНИИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН**

Интерес к паровому охлаждению делает актуальными исследования специфических особенностей теплообмена водяного пара и увлажнённого воздуха. Ранее они выполнены применительно к задачам охлаждения газовых турбин. В предлагаемой статье применительно к задаче использования влажного и насыщенного пара для охлаждения лопаточного аппарата газовых турбин рассматриваются возможные режимы охлаждения при движении увлажнённых потоков в плоских каналах. На основе анализа экспериментальных данных предлагаются возможные физические модели процессов тепло- и массопереноса. Обсуждаются условия, при которых могут быть получены максимальные значения теплоотдачи, в том числе для ГТУ, работающих автономно (когда в тепловой схеме отсутствует генерация пара), возможность использовать в качестве охлаждающего агента воздух с диспергированной влагой вместо влажного пара.

*Ключевые слова:* газовые турбины, увлажнённый поток, влажный пар, температурный фактор, интенсификация теплообмена, режимы течения, жидкостная плёнка.

*Ссылка при цитировании:*

Л.В. Зысин, Л.П. Стешенков. Теплообмен при влажнопаровом охлаждении газовых турбин // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 68–79. DOI: 10.18721/JEST.240306.

*L.V. Zyssin<sup>1</sup>, L.P. Steshenkov<sup>2</sup>*

1 – Integrative Recherche Institute, Haifa, Israel  
2 – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

## **SOME ISSUES IN HEAT TRANSFER OF WET-STEAM COOLING OF GAS TURBINES**

The interest in steam cooling makes it urgent to consider the specific features of heat exchange of water vapor and humidified air, previously performed in connection with the cooling tasks of gas turbines. Regarding the task of using wet and saturated steam to cool the gas turbine blade system, possible cooling modes are considered for motion of humidified flows in flat channels. Based on the analysis of the experimental data, possible physical models of heat and mass transfer processes are proposed. We have discussed the conditions under which the maximum values of heat transfer can be obtained, in particular, for GTUs operating autonomously, where there is no steam generation in the thermal scheme, and the possibility of using air with dispersed moisture as a cooling agent instead of wet steam.

*Keywords:* gas turbines, moisturized flow, wet steam, temperature factor, enhancement of heat transfer, flow regimes, liquid layer.

*Citation:*

L.V. Zyssin, L.P. Steshenkov, Some issues in heat transfer of wet-steam cooling of gas turbines, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 68–79, DOI: 10.18721/JEST.240306.

## Введение

В 60-х годах прошлого века, когда ещё только закладывались теоретические основы современных парогазовых установок (ПГУ), у нас в стране и за рубежом было указано на целесообразность применения водяного пара для охлаждения элементов проточной части газовых турбин, работающих в составе ПГУ [1, 2]. Однако далее совершенствование газовых турбин пошло путём развития воздушного охлаждения [3]. Только в конце века, когда возможности воздушного охлаждения были исчерпаны, некоторые ведущие энергомашиностроительные фирмы обратились к паровому охлаждению. Его предполагают использовать для первой ступени турбины, сохранив на последующих ступенях воздушное охлаждение [4]. Последнее, очевидно, связано с обеспечением возможности автономной работы газотурбинных установок – идея, что для ПГУ нужны специальные *газопаровые турбины* [5], по сей день остаётся неустраиваемой.

Проявление нынешнего интереса к паровому охлаждению делает актуальным рассмотрение некоторых особенностей теплообмена влажного пара и увлажнённого воздуха. Исследования, выполненные ранее применительно к задачам охлаждения газовых турбин [6], позволили установить, что незначительная влажность охлаждающего агента  $\bar{G} = G_{\text{ж}} / (G_{\text{с}} + G_{\text{ж}})$ , где  $G_{\text{с}}$  и  $G_{\text{ж}}$  – составляющие в потоке газовой и капельножидкой фаз, позволяет увеличить теплоотдачу в несколько раз. Одновременно отмечалось, что переход к кризису теплоотдачи для таких потоков носит не скачкообразный, а плавный характер.

Сходные явления были обнаружены относительно недавно для водных дисперсий наночастиц (наножидкостей). Отмечаются аномальные теплофизические свойства таких жидкостей, увеличение пороговых тепловых нагрузок до наступления кризиса теплообмена, существенное увеличение теплообмена и целый ряд других факторов, обуславливающих нарастающий интерес к применению нано-

жидкостей для широкого круга технических устройств, в которых требуется отведение значительных тепловых потоков.

**Цели и задачи.** Имеющиеся данные по указанным выше явлениям противоречивы, а физическая природа наблюдаемых явлений не до конца ясна. Исследования в данном направлении последние 15 лет в разных странах интенсивно развиваются, что следует из обзоров [7, 8]. В этой связи представляет интерес анализ данных работы [6] с учётом совокупности современных представлений о механизме теплообмена в двухфазных системах [9, 10] и данных о кипении наножидкостей [11].

### Режимы теплообмена

Для оценки влияния на теплообмен мелкодисперсной взвешенной влаги, присутствующей в потоке, воспользуемся *коэффициентом интенсификации*

$$Z = Nu^*/Nu_0, \quad (1)$$

который представляет отношение чисел Нуссельта при двухфазном ( $Nu^*$ ) и однофазном ( $Nu_0$ ) течениях. Если полагать, что в обоих случаях течения теплоотдача может описываться зависимостями вида  $Nu = Nu(Re, Pr)$ , где  $Re$  и  $Pr$  – определяющие процесс числа подобия Рейнольдса и Прандтля, то такой подход позволяет автоматически учесть и исключить в дальнейшем рассмотрение влияния на процесс числа  $Re$ , конечно, в пределах одного режима течения. Анализ опытных данных, полученных в работе [6], позволяет сделать вывод, что при течении дисперсного увлажнённого потока в плоских каналах имеет место сильная зависимость *коэффициента интенсификации*  $Z$  от величины *температурного фактора*  $\psi = T_w / T_0$  ( $T_w$  – температура охлаждаемой поверхности, а  $T_0$  – температура охлаждающего агента). Типичный пример соответствующей зависимости показан на рис. 1, где приведена выборка экспериментальных данных, полученных при разных значениях удельной массовой влажности охлаждающего агента  $\bar{G}$  и в относительно узком диапазоне (от  $0,5 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup>

до  $4,8 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup>) величины теплового потока  $q$ . На рисунке можно выделить три характерные области с разными режимами теплообмена. Рассмотрим специфические особенности механизма теплосъёма на каждом из этих режимов.

1. «Мокрый» режим. Режим интенсивного теплообмена, при котором вся теплообменная поверхность покрыта плёнкой жидкости. Он характеризуется малой разностью температуры стенки  $T_w$  и температуры охлаждающего агента  $T_0$ . Температурный фактор  $\psi = T_w / T_0$  для этого

режима находится в области  $\psi \leq 1,05-1,15$ . Величина коэффициента интенсификации  $Z$  при этом находится в пределах 10–70. Его зависимость от удельной весовой влажности при малых значениях  $\bar{G}$  весьма сильная, однако, достигнув некоторого предельного значения при  $\bar{G} \approx 0,03-0,06$ , становится далее мало заметной. Порядок величин коэффициентов теплоотдачи в данном режиме заставляет предположить наличие в пограничном слое интенсивного испарения.

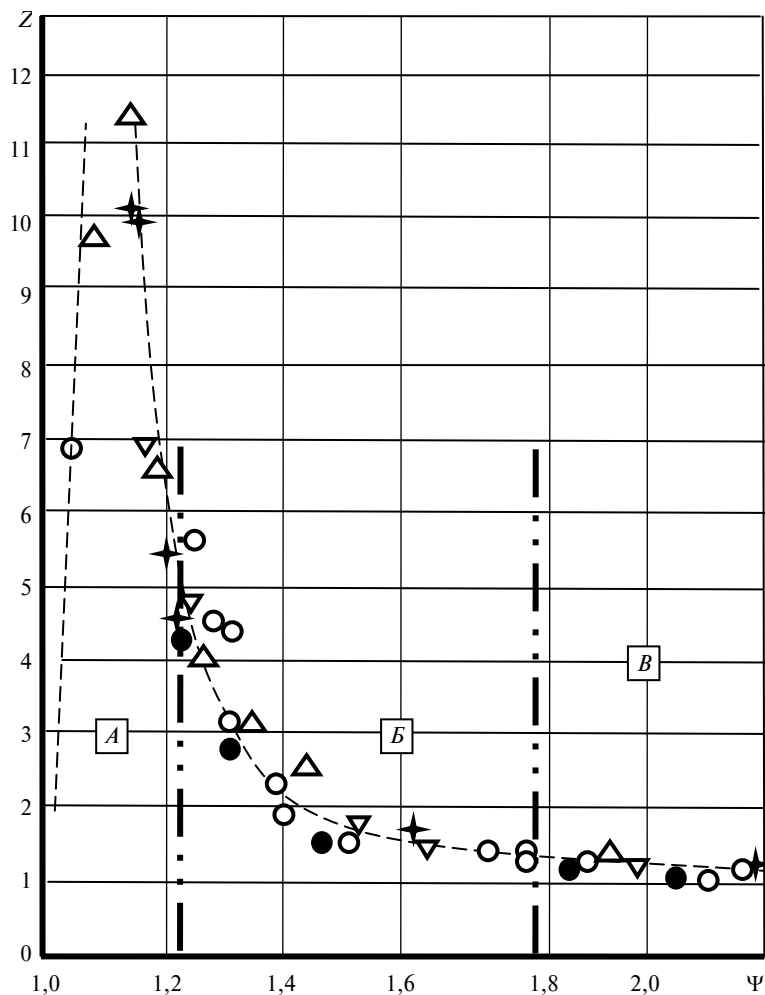


Рис. 1. Режимы теплообмена: *A* – «мокрый»; *B* – переходный, *B* – «сухой»;  $q = (1,4-4,1) \cdot 10^5$  кВт/м<sup>2</sup>;  $\bar{G}$ : 0,023 – ●; 0,046 – ○; 0,056 – △; 0,090 – ▽; 0,120 – ✦

Fig. 1. Heat exchange modes: *A* – «wet»; *B* – transitional, *B* – «dry»;  $q = (1,4-4,1) \cdot 10^5$  kW/m<sup>2</sup>;  $\bar{G}$ : 0,023 – ●; 0,046 – ○; 0,056 – △; 0,090 – ▽; 0,120 – ✦



Казалось бы, этот режим должен представлять наибольший интерес для систем охлаждения газовых турбин, однако возможности его практического применения весьма ограничены. Действительно, при одноконтурной системе охлаждения, если принять  $T_w = 600$  °С, то условию  $\psi = 1,15$  будет соответствовать температура  $T_0 = 480$  °С, т. е. параметры пара должны лежать в сверхкритической области. Даже если принять  $T_w = 400$  °С, то и тогда потребуется иметь давление охлаждающего пара 10 МПа. Очевидно, что в обоих случаях при проектировании возникнут серьёзные конструктивные трудности. Если для сохранения «мокрого» режима пойти на снижение давления охлаждающего агента, то это вызовет переохлаждение теплообменной поверхности, а как следствие, значительные температурные напряжения в деталях проточной части и потерю работоспособности турбины. По этим соображениям без каких-либо серьёзных изменений конструкции турбины подобный режим вряд ли найдёт применение.

2. «Сухой» режим. Режим, при котором влага на теплообменной поверхности отсутствует, наиболее прост для расчёта. Наличие испаряющейся в потоке взвешенной влаги стабилизирует его температуру, оказывает влияние на турбулентные пульсации. В результате коэффициент интенсификации оказывается незначительно выше, чем при однофазном течении:  $Z \approx 1,0-1,3$ . Неоспоримое достоинство данного режима в том, что его применение не потребует каких-либо изменений в конструктивном оформлении системы охлаждения. Он может найти применение в тех случаях, когда по каким-либо соображениям необходимо обеспечивать постоянную температуру охлаждающего агента (например, при малых его расходах и большой протяжённости тракта охлаждения). При этом должна выбираться такая начальная степень влажности, чтобы на выходе из тракта охлаждения выполнялось условие  $d > 0$ . Расчёт такой системы не вызывает труда

и может быть выполнен по формулам для однофазного потока с введением поправок согласно величине  $Z$ .

3. *Переходный режим*. По интенсивности теплоотдачи он занимает промежуточное положение между двумя предыдущими режимами и характеризуется плавным уменьшением коэффициента интенсификации ( $Z \approx 1,3-10$ ), при этом  $\psi$  возрастает от 1,2 до 2,0. Визуальные наблюдения показали, что в переходном режиме плёнка на теплообменной поверхности разрывается на отдельные жгуты, пульсирующие в направлении перпендикулярном движению потока. Постепенно утоняясь, они при  $\psi = 2,0$  исчезают, что указывает на возникновение кризиса теплообмена II-го рода.

«Переходный режим» наиболее интересен для систем охлаждения влажным паром, так как охватывает наиболее применимую область изменения  $\psi$ , но одновременно такой режим наиболее сложен для аналитического описания, а потому на нём следует остановиться подробно. В данном режиме сосуществуют конвективный теплообмен, охлаждение за счёт испарения и турбулизация потока из-за непрерывного выпадения влаги в пограничный слой. При этом выпадение влаги и испарение являются встречными процессами, определяющими количество влаги в пограничном слое. Если процесс выпадения влаги превалирует, может существовать устойчивая плёнка; если же испарение превалирует, идёт процесс высыхания плёнки. Перенос влаги, связанный с движением основного несущего потока, препятствует процессу ее выпадения. В результате имеет место сложное взаимодействие разных связанных между собой процессов в неоднородном пограничном слое.

Аэродинамическая сторона рассматриваемого процесса, очевидно, будет определяться как количеством влаги, выпавшей на поверхность, так и процессами теплообмена, связанными с испарением этой влаги. Аналитическое решение [12] задачи о количестве  $G_{\text{вып}}$

влаги, выпавшей из потока на поверхность, в предположении равенства скоростей капель и также при условии, что каждая частица увлекается крупномасштабными пульсациями в газе, даёт для количества выпавшей влаги выражение

$$\frac{G_{\text{вып}}}{G_{\Gamma}} = \frac{0,022}{\text{Re}_{\Gamma}^{0,25}} G^{-0,74} \quad (2)$$

Отсюда следует, что при неизменном значении числа  $\text{Re}$  количество выпавшей влаги пропорционально влагосодержанию  $\bar{G}$  в степени  $n = 0,74$  и не зависит от теплового потока  $q$ . В то же время количество испаряющейся из плёнки влаги будет сильно зависеть от величины  $q$  (так как скорость испарения пропорциональна  $\frac{q}{r\gamma''}$ , где  $r$  – теплота испарения,  $\gamma''$  – удельный вес пара), а также от степени перегрева, т. е. в конечном счёте от разности температур между стенкой и газом. Таким образом, по мере увеличения  $q$  и  $\psi$  утолщение плёнки прекратится и наступит момент, когда количество выпавшей влаги уже не сможет компенсировать её испарение и плёнка начнёт утоняться. Далее, при достижении некоторой критической её толщины в результате действия сил поверхностного натяжения плёнка разрывается, и жидкость на поверхности движется в виде отдельных жгутов, что полностью согласуется с результатами визуальных наблюдений (см. [6]). Силы поверхностного натяжения стремятся уменьшить площадь жгутов; в результате толщина плёнки в жгутах возрастает и дальнейшее испарение приводит только к уменьшению поверхности, занятой жидкостью, не вызывая обычно повторных её разрывов. Такой процесс продолжается вплоть до полного испарения жидкости. При незначительном дефиците выпадающей влаги жгутовая форма течения жидкости может сохраняться на значительной длине. Наличие отмеченных в работе [6] пульсаций жгутов в направлении поперечном течению поз-

воляет предположить, что они связаны с реактивными силами, возникающими при выделении пара с торцевых поверхностей плёнки.

Таким образом, при возникновении жгутового движения жидкости на теплообменной поверхности протекают практически два различных процесса теплообмена. Первый обусловлен испарением влаги с поверхности, температура которой незначительно выше температуры насыщения. Второй связан с отсутствием влаги на поверхности; в этом случае мыслима достаточно высокая температура поверхности теплообмена. В результате непрерывного перемещения жгутов по поверхности теплообмена на последней устанавливается некоторая средняя температура, обусловленная соотношением между «мокрой» и «сухой» областями.

Рассмотренный режим представляет собой специфический тип *кризиса теплообмена*, однако ввиду отсутствия характерного для кризиса скачкообразного изменения уровня теплоотдачи мы предпочли назвать его переходным.

Для формулирования полной системы уравнений, описывающей указанное явление, нет достаточного объёма сведений о механизме процессов тепло- и массопереноса на данном режиме. Рассмотрим возможности приближённых подходов.

Если предположить что в силу малого влагосодержания основного (несущего) потока для описания процесса течения допустимо использовать уравнение однофазного потока – уравнение Навье–Стокса, то можно при обычных упрощениях, соответствующих рассматриваемой задаче, в качестве единственного критерия, характеризующего аэродинамическую обстановку процесса, получить критерий Рейнольдса ( $\text{Re} = w/l\nu$ ; здесь  $w$  – скорость,  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости при температуре потока,  $l$  – эквивалентный диаметр канала или текущая координата в направлении движения).

Если далее абстрагироваться от сносящего действия основного потока и рассматривать процесс теплообмена между каплями, движу-

щимися параллельно к поверхности нагрева и пограничным слоем, то изменение теплового потока в элементе пограничного слоя можно записать в виде

$$dQ = \lambda'' \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} dy df, \quad (3)$$

где  $\lambda''$  – теплопроводность сухого насыщенного пара.

Если пренебречь торможением капель на участке  $dy$ , то из условия (3) получается уравнение

$$dy = \frac{\partial}{\partial y} [d_k (i_s'' - i_s')] dy, \quad (4)$$

где  $d_k$  – весовое содержание влаги в выделенном элементе,  $i_s''$  и  $i_s'$  – энтальпии соответственно пара и воды на линии насыщения.

Отсюда получаем один определяющий критерий (критерий Кутателадзе):

$$Ku = \frac{i_s'' - i_s'}{c_p (T_w - T_s)}. \quad (5)$$

Здесь  $c_p$  – средняя теплоёмкость процесса.

Для случая, когда несущим взвешенную влагу является не пар, а неконденсирующийся газ, можно принять температуру капель вне пограничного слоя равной температуре газа, и тогда критерий  $Ku$  предстанет в виде

$$Ku = \frac{i_0 - i_s'}{c_p (T_w - T_0^*)}, \quad (5')$$

где  $T_0^*$  и  $i_s'$  – соответственно температура заторможенного потока и энтальпия при этой температуре.

Для случая течения потока с постоянными температурой и давлением критерий  $Ku$  легко может быть связан с температурным фактором  $\psi$  соотношением

$$Ku = \frac{\text{const}}{T_0 (\psi - 1)} = \frac{C}{\psi - 1}, \quad (6)$$

где  $C$  – некоторая константа, зависящая от температуры и давления несущего влагу потока.

Соотношения (5), (6) для условий описываемых опытов представлены графически на рис. 2.

Если принять для расчёта выпавшей влаги приближённую постановку работы [9], то согласно уравнению (2) в число определяющих процесс критериев кроме числа  $Re$  следует ввести симплекс  $\bar{G}$ . Однако уравнение (2) не учитывает процесса испарения, направленного встречно процессу выпадения влаги. Для учёта этого обстоятельства введём уравнение теплообмена при парообразовании, которое, как известно [9], даёт два основных критерия:

$$Re_* = \frac{q}{r \gamma'' v} \left( \frac{\sigma}{\gamma' - \gamma''} \right)^{0,5}; \quad Pr = \frac{v}{a}. \quad (7)$$

Здесь  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения,  $a$  – температуропроводность.

Таким образом, интенсивность теплообмена при обтекании поверхности потоком, несущим взвешенную влагу, будет описываться следующей системой критериев:

$$Nu = Nu(Re, Pr, \bar{G}, Ku, Re_*, \frac{\gamma''}{\gamma'}, f), \quad (8)$$

где  $f$  – некоторый параметр, определяющий геометрию канала.

Для частного случая, когда давление и температуру потока, несущего взвешенную влагу, можно считать постоянными, выражение (8) может быть записано в виде

$$Nu = Nu(Re, Pr, \bar{G}, \psi, \bar{q}, f). \quad (8')$$

Здесь  $\bar{q} = \frac{q}{q_0}$ , причём  $q_0 = \frac{r \gamma'' v}{\sqrt{\frac{\sigma}{\gamma' - \gamma''}}} = \text{const}$ .

Сопоставление формулы (8') с зависимостью, полученной в работе [6], указывает на их идентичность. Действительно, если предположить, что влияния чисел  $Re$  и  $Pr$  в рассматриваемом случае течения увлажнённого потока будет таким же, как и для сухого, то для случая влажного потока газа выражение (8') можно представить в виде

$$Nu = X(Re, Pr) Y(\bar{G}, \psi, \bar{q}, f). \quad (9)$$

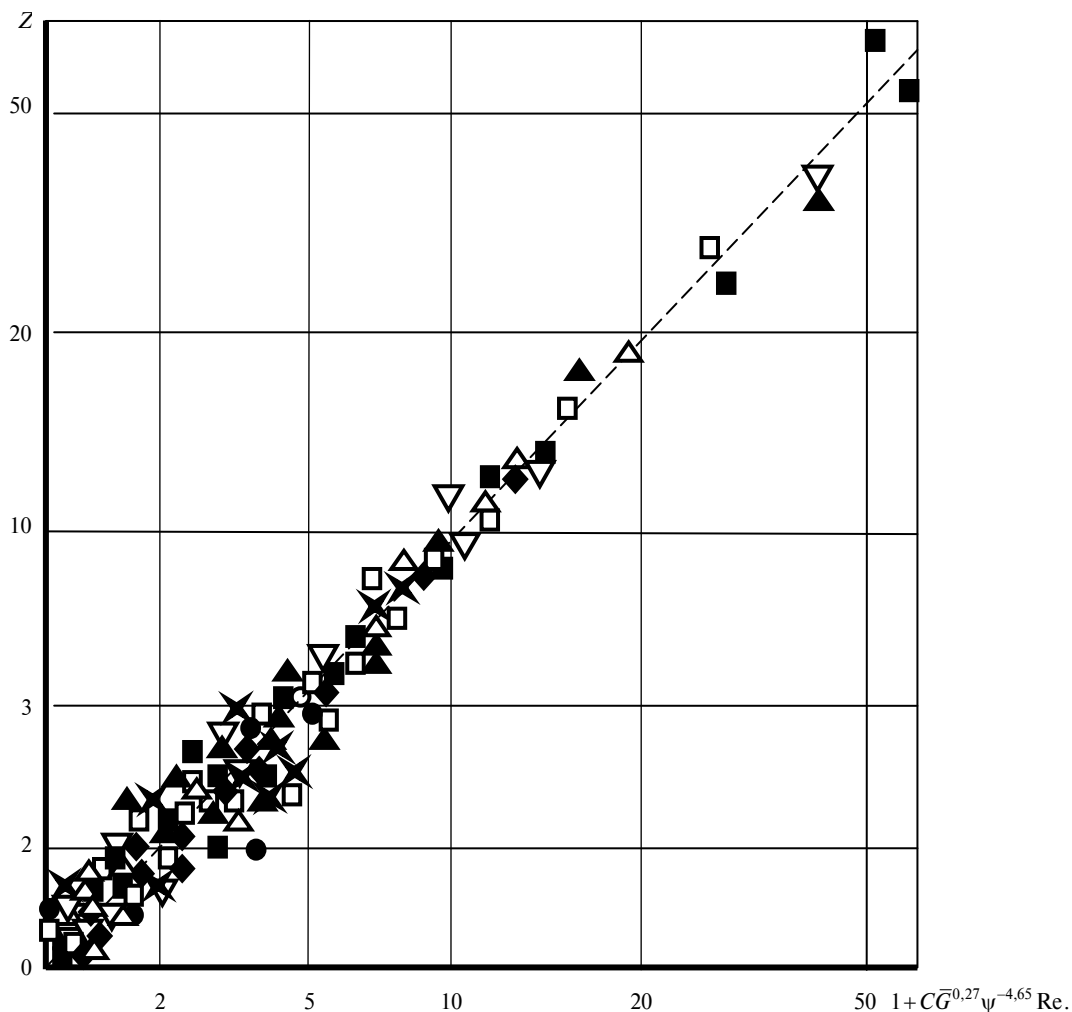


Рис. 2. Обобщение опытных данных с помощью критериальной зависимости (11):  
 1 (●) – гладкий одиночный стержень,  $f=1$ ,  $\bar{G}=0,015-0,04$ ; 2 (◆) – то же,  $G=0,06-0,1$ ,  
 3 (▲) – то же;  $G=0,12-0,14$ ; 4 (□) – оребренный одиночный стержень,  $f=2,5$ ,  $\bar{G}=0,018-0,07$ ;  
 5 (▽) – оребренный одиночный стержень,  $f=3,5$ ,  $\bar{G}=0,01-0,8$ ; 6 (Δ) – пакет гладких  
 стержней,  $f=1$ ,  $\bar{G}=0,02-0,09$ ; 7 (■) – пакет оребренных стержней,  $f=2,5$ ,  $\bar{G}=0,02-0,09$ ;  
 8 (✕) – пакет оребренных стержней,  $f=3,5$ ,  $\bar{G}=0,02-0,09$ .

Fig. 2. Generalization of the experimental data by means of criterial dependence (11):  
 1 (●) – smooth single rod,  $f=1$ ,  $\bar{G}=0,015-0,04$ ; 2 (◆) – the same,  $G=0,06-0,1$ , 3 (▲) – the same,  
 $G=0,12-0,14$ ; 4 (□) – finned single rod,  $f=2,5$ ,  $\bar{G}=0,018-0,07$ ; 5 (▽) – finned single rod,  $f=3,5$ ,  
 $\bar{G}=0,01-0,8$ ; 6 (Δ) – package of smooth rods,  $f=1$ ,  $\bar{G}=0,02-0,09$ ; 7 (■) – a package of finned rods,  
 $f=2,5$ ,  $\bar{G}=0,02-0,09$ ; 8 (✕) – a package of finned rods,  $f=3.5$ ,  $\bar{G}=0,02-0,09$ .

Тогда коэффициент интенсификации теплообмена (1) запишется в виде соотношения

$$Z = Z(\bar{G}, \psi, \bar{q}, f). \quad (10)$$

Конкретная форма этого уравнения для условий, рассмотренных в работе [6], имеет вид

$$Z = 1 + C\bar{q}\bar{G}^{0.27}\psi^{-4.65}, \quad (11)$$



где  $C$  — коэффициент, связанный с формой обтекаемой поверхности. Как видно из рис. 2, выражение (11) с погрешностью  $\pm 15\%$  обобщает все экспериментальные данные, которыми мы располагаем.

### Способы получения увлажненного потока

Остановимся далее на способах получения увлажнённого потока для охлаждения газовой турбины. Прежде всего, это может происходить в ходе естественного расширения сухого насыщенного пара. В этом случае первичная влага, образующаяся в процессе конденсации переохлаждённого пара, содержится в каплях, которые в зависимости от скорости расширения будут иметь диаметр  $d_k$  от  $10^7$  до  $10^{-9}$  м (см. [13]). Можно также предположить увлажнение потока за счёт распыливания жидкости. Подобный способ позволяет использовать в качестве носителя влаги воздух, что представляет безусловный интерес для автономных ГТУ, где в тепловой схеме отсутствует генерация пара. Наименьшую дисперсность, порядка  $10^{-6}$  м, можно получить при истечении перегретой воды через специальные распыливающие устройства. Форсунки с пневматическим распылом позволяют получить капли с размером  $10^{-5} < d_k < 10^{-4}$  м, механические форсунки — ещё крупнее,  $10^{-4} < d_k < 10^{-3}$  м. Влагу, направление которой совпадает с движением газового потока ( $d_k < 10^{-6}$  м), принято называть мелкодисперсной, она выпадает на стенки канала только в результате действия турбулентных пульсаций. Заметим, что влажный пар может поступать к системе охлаждения по трубопроводу, например из отбора паровой турбины. При достаточной протяженности трубопровода и экономически целесообразной скорости потока вся жидкость будет двигаться в виде ручья по нижней образующей канала (расслоенный режим течения [10]) и дробиться на входе в систему охлаждения с образованием крупных капель.

Крупнодисперсная влага движется в криволинейных каналах по траекториям, сильно

отличающимся от траектории несущего потока. Различие траекторий движения фаз приводит к сепарации на стенках канала значительной части влаги. При соударении с поверхностью крупные капли дробятся, рикошетируют. В результате образуется полидисперсный поток, в котором в зависимости от способа увлажнения, формы охлаждающего канала, частоты вращения ротора турбины размеры капель находятся в широких пределах:  $10^0 < d_k < 10^{-3}$ . Таким образом, при течении увлажнённого потока в криволинейных каналах дисперсность влаги будет существенным образом влиять на ее распределение по поверхности; режим теплообмена при этом будет полностью обуславливаться крупнодисперсной влагой и интенсивностью её сепарации.

При безградиентном течении увлажнённого потока вдоль плоской поверхности, а также при всех случаях движения мелкодисперсного потока можно предположить влияние на условия теплообмена следующих факторов, связанных с размером капли: крупномасштабных турбулентных пульсаций, нормального к поверхности парового потока и времени испарения капли.

### Методика расчета

Основой для качественной оценки влияния крупномасштабных пульсаций на траекторию движения капли массой  $m_k$  может служить время  $\tau$  её разгона в двухфазном пограничном слое. Дифференциальное уравнение, описывающее процесс разгона, записано нами в предположении, что частица влаги имеет форму шара и диаметр её не изменяется в процессе разгона, который происходит только под действием аэродинамических сил:

$$m_k \frac{dW_k}{d\tau} = C_x \frac{\pi d_k^2}{4} \frac{\rho'' (W_\Gamma - W_k)^2}{2}, \quad (12)$$

Здесь  $W_k$ ,  $W_\Gamma$  — скорости соответственно капли и потока в пограничном слое;  $\rho''$  и  $\rho'$  — плотности соответственно газообразной и жидкой фазы.



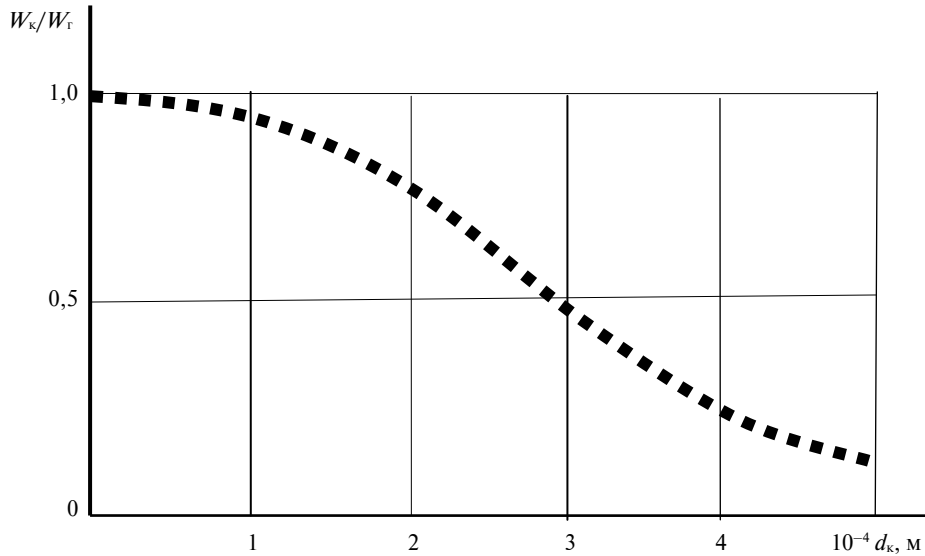


Рис. 3. К вопросу о степени разгона капли  
 Fig. 3. On the degree of acceleration of droplets

Примем:  $C_x = \frac{24}{Re}$ , где  $Re = \frac{d_k(W_z - W_k)\rho''}{\mu''}$ ;

$\mu''$  – динамическая вязкость газообразной фазы. Тогда после простых преобразований уравнение (12) запишется так:

$$\frac{dW_k}{d\tau} = \frac{18\mu''}{d_k^2\rho'}(W_\Gamma - W_k), \quad (13)$$

а его решение будет иметь вид  $\frac{W_k}{W_\Gamma} = 1 - e^{-A\tau/d^2}$ , где  $A = \frac{18\mu''}{\rho'}$ .

На рис. 3 дан пример результата расчётов по формуле (13) степени разгона капель разного диаметра при следующих условиях: скорость потока в пограничном слое –  $W_\Gamma = 1$  м/с; протяженность поверхности охлаждения – 0,1 м. Приведенная кривая показывает: если перед охлаждаемым участком, омываемым продольно двухфазным потоком, газообразная и капельножидкая фазы движутся с одинаковой скоростью, то при условиях, для которых проведен расчёт, капли диаметром более  $d_k > 4 \cdot 10^{-3}$  м окажутся практически нечувствительны к нормальным к поверхности турбулентным пульсациям. Наиболее чувствительными в

данных условиях будут мелкодисперсные капли ( $d_k < 4 \cdot 10^{-5}$  м). При увеличении скорости потока и уменьшении протяжённости теплообменной поверхности максимальный диаметр капель, увлечённых турбулентными пульсациями, будет снижаться.

Если предположить возможность применения закона Стокса, то размер капель, которые не смогут достичь нагретой стенки, определится условием

$$\frac{\mu''g}{\gamma'r_k} < \frac{W_k}{\delta}, \quad (14)$$

где  $g$  – гравитационное ускорение,  $\delta$  – толщина пограничного слоя.

Если принять толщину пограничного слоя  $10^{-3}$  м и нормальную к поверхности скорость капли  $W_k = 10^{-2}$  м/с, то согласно зависимости (14) минимальный диаметр капли, достигшей поверхности теплообмена, составит примерно  $10^{-8}$  м. Таким образом, можно полагать, что в реальных условиях лишь незначительная часть мелкодисперсной влаги не сможет достичь стенки из-за встречного парового потока.

Что касается времени испарения капли, то расчёты, выполненные согласно данным рабо-



ты [14], показывают, что наибольшее влияние диаметра капель на скорость их испарения наблюдается в области значений температурного фактора  $\psi \approx 1,25$ . При больших и меньших значениях  $\psi$  влияние дисперсности уменьшается и быстро сходит на нет.

Если принять изложенную в начале статьи физическую модель теплообмена, то при значениях  $\psi$ , соответствующих максимальной теплоотдаче при испарении отдельных капель, в условиях рассматриваемой нами задачи теплообмен обусловлен испарением не отдельных капель, а жидкой плёнки, т. е. зависимости от дисперсности на теплообмен вообще быть не может.

При увеличении температурного фактора до  $\psi > 2$ , согласно нашим представлениям, в процессе теплообмена основную роль начинает играть не испарение плёнки, а испарение отдельных капель. Однако при таких значениях  $\psi$  дисперсность уже незначительно влияет на процесс испарения. Если учесть, что в наших опытах при  $\psi > 2$  значения  $Z$  находились в диапазоне  $\approx 1,0-1,3$ , то необходимо признать, что изменение  $Z$ , вызванное различной дисперсностью содержащейся в потоке взвешенной влаги, лежит за пределами точности проведенных экспериментов.

Обращаясь к результатам экспериментальных исследований кипения наножидкостей, можно заметить некоторое качественное сходство с описанными выше режимами — «сухой стенки» и «переходным». Так, например, для наножидкостей наибольшее влияние на величину критического теплового потока оказывает удельная масса наночастиц на поверхности нагрева [15]. В большинстве публикаций рассматриваются те или иные механизмы высаживания наночастиц на поверхность с образованием пористого слоя. При этом в работе [11] отмечается, что более эффективным для форсирования теплообмена оказывается формирование пристенного слоя непосредственно при кипении нано-

жидкости, чем заранее синтезированный пористый слой. Однако пока говорить об аналогии и сходстве с процессами нанокипения ещё рано, здесь нужны серьёзные, причём междисциплинарные исследования.

### Основные выводы из проведенного анализа

1. Влажный пар, как и воздух, содержащий мелкодисперсную влагу, при определённых условиях позволяет поддерживать существенно более высокий теплосъём, чем при охлаждении однофазным охлаждающим агентом. Однако для максимальной интенсификации теплообмена необходимо, чтобы величина температурного фактора  $\psi$  на поверхности находилась в области  $\psi < 2$ . Для этого надо либо существенно заохладить поверхность (до  $T_w \approx 150-200$  °С), что вызовет недопустимые температурные градиенты и дополнительные термодинамические потери, либо задаться слишком высоким давлением охладителя (порядка 10 МПа). Поэтому реализация данного режима в условиях реальных систем охлаждения ГТУ маловероятна.

2. Наиболее предпочтителен для реализации в условиях систем охлаждения ГТУ переходный режим течения жидкой плёнки на поверхности. Существование такого режима связано с оптимальной величиной перепада температур между охладителем и охлаждающим агентом, который определяется изменением температурного фактора  $\psi$  в диапазоне от 1,2 до 2,0. Одновременно удельная весовая влажности потока  $\bar{G}$  на выходе из системы охлаждения должна быть не менее  $\bar{G} \geq 0,03$ .

3. При  $\psi > 2,0$  имеет место режим «сухой стенки»; влияние диспергированной влаги в данном случае ограничивается термостатированием охлаждающего потока. Для реализации такой возможности следует обеспечить условие  $\bar{G} > 0$  на выходе из системы охлаждения.

4. Для ГТУ, работающих автономно, когда в тепловой схеме отсутствует генерация пара, можно в качестве охлаждающего агента использовать воздух с диспергированной влагой вместо влажного пара.

5. Отмечено сходство некоторых особенностей теплообмена в дисперсных потоках с кипением наножидкостей, что требует продолжения детального изучения механизма сопутствующих явлений.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кириллов И.И., Зысин В.А., Ошеров С.Я. Проблема охлаждения высокотемпературной газовой турбины // Энергомашиностроение. 1962. № 12. С. 7–10.
2. Traupel W. Kombinierte Gas-Dampf-Turbinen für extreme hohe Temperaturen. *BWK*. 1962. Bd. 14. Nr. 8. S. 361–367.
3. Ольховский Г.Г. Парогазовые установки: вчера, сегодня, завтра // Теплоэнергетика. 2016. № 7. С. 38–45.
4. Тарасов А.И., Гуринов А.А., Чан Конг Шанг. Сравнительная эффективность парового и воздушного охлаждения диска и лопаток газовой турбины // Харьков: Вістник НТУ «ХПИ». 2006. № 5. С. 47–52.
5. Зысин Л.В. Парогазовые и газотурбинные установки. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. 377 с.
6. Зысин Л.В. Исследование охлаждения элементов проточной части высокотемпературных газовых турбин увлажнённым потоком газа // Теплоэнергетика. 1969. № 6. С. 22–24.
7. Das S.K., Choi S.U.S., Yu W., Pradeep T. *Nanofluids – Science and Technology*. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, USA. 2008. 397 p.
8. Chupin A., Hu L.W., Buongiorno J. Applications of nanofluids to enhance LWR accidents management in in-vessel retention and emergency cooling systems // Proceedings of ICAPP'08: Paper 8043, Anaheim, CA USA. 2008. P. 1707–1714.
9. Кутателадзе С.С. Теплоотдача и гидродинамическое сопротивление: справочное пособие. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.
10. Лабунцов Д.А., Ягов В.В. Механика двухфазных систем. М.: Издательство МЭИ, 2000. 374 с.
11. Khabensky V.B., Sirotkina A.L., Almjashev V.I., Fedorovich E.D., Sergeev V.V., Gusarov V.V. Experimental studies of impact on a critical heat flux the parameters of nanoparticle layer formed at nanofluid boiling // *Nanosystems: physics, chemistry, mathematics*. 2018. No. 9 (2). P. 279–289.
12. Агафонова Ф.А., Филиппович Б.С. Исследование критических тепловых нагрузок в высокоскоростном потоке пароводяной смеси при низких давлениях // ИФЖ. 1966. Т. 10, № 5. С. 620–628.
13. Френкель Я.И. Кинетическая теория жидкостей. Л.: Наука, 1975. 592 с.
14. Боришанский В.М., Арефьев К.М., Палеев И.И., Тихтилов Р.Т. О плёночном кипении // Труды ЦКТИ. 1965. Вып. 62.
15. Chinchole A.S., Kulkarni P.P., Nayak A.K. Experimental investigation of quenching behavior of heated zircaloy rod in accidental condition of nuclear reactor with water and water based nanofluids // *Nanosystems: physics, chemistry, mathematics*. 2016. No. 7(3). P. 528–533.

### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**ЗЫСИН Леонид Владимирович** — доктор технических наук научный сотрудник Института интегративных исследований (ИИИ, Израиль)

E-mail: lv\_zyssin@mail.ru

**СТЕШЕНКОВ Леонид Петрович** — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университет Петра Великого

E-mail: steshenkov@spbstu.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 07.06.2018

### REFERENCES

- [1] Kirillov I.I., Zysin V.A., Oshero S.Ya. Problema okhlazhdeniya vysokotemperaturnoy gazovoy turbiny. *Energomashinostroyeniye*. 1962. № 12. S. 7–10. (rus.)
- [2] Traupel W. Kombinierte Gas-Dampf-Turbinen für extreme hohe Temperaturen, *BWK*. 1962. Bd. 14. Nr. 8. S. 361–367.



- [3] **Olkhovskiy G.G.** Parogazovyie ustanovki: vchera, segodnya, zavtra. *Teploenergetika*. 2016. № 7. S. 38–45. (rus.)
- [4] **Tarasov A.I., Gurinov A.A., Chan Kong Shang.** Sravnitel'naya effektivnost parovogo i vozdušnogo okhlazhdeniya diska i lopatok gazovoy turbiny. *Vistnik NTU «KhPI»*. 2006. № 5. S. 47–52. Kharkov. (rus.)
- [5] **Zysin L.V.** Parogazovyie i gazoturbinnyye ustanovki. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2010. 377 s. (rus.)
- [6] **Zysin L.V.** Issledovaniye okhlazhdeniya elementov protochnoy chasti vysokotemperaturnykh gazovykh turbin uvlazhnennym potokom gaza. *Teploenergetika*. 1969. № 6, S. 22–24. (rus.)
- [7] **Das S.K., Choi S.U.S., Yu W., Pradeep T.** Nanofluids – Science and Technology. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, USA, 2008. 397 p.
- [8] **Das S.K., Choi S.U.S., Yu W., Pradeep T.** Applications of nanofluids to enhance LWR accidents management in in-vessel retention and emergency cooling systems. *Proceedings of ICAPP'08*: Paper 8043, Anaheim, CA USA. 2008. P. 1707–1714.
- [9] **Kutateladze S.S.** Teplootdacha i gidrodinamicheskoye soprotivleniye. M.: Energoatomizdat, 1990. 367 s. (rus.)
- [10] **Labuntsov D.A., Yagov V.V.** Mekhanika dvukhfaznykh sistem. M.: Izdatelstvo MEI, 2000. 374 s. (rus.)
- [11] **Khabensky V.B., Sirotkina A.L., Almjashiev V.I., Fedorovich E.D., Sergeev V.V., Gusarov V.V.** Experimental studies of impact on a critical heat flux the parameters of nanoparticle layer formed at nanofluid boiling. *Nanosystems: physics, chemistry, mathematics*. 2018. No. 9 (2). P. 279–289.
- [12] **Agafonova F.A., Filippovich B.S.** Issledovaniye kriticheskikh teplovykh nagruzok v vysokoskorostnom potoke parovodyanoy smesi pri nizkikh davleniyakh. *IFZh*. 1966. T. 10, № 5. S. 620–628. (rus.)
- [13] **Frenkel Ya.I.** Kineticheskaya teoriya zhidkostey. L.: Nauka, 1975. 592 s. (rus.)
- [14] **Borishanskiy V.M., Arefyev K.M., Paleyev I.I., Tekhtilov R.T.** O plenochnom kipenii. *Trudy TsKTI*. 1965. Vyp. 62. (rus.)
- [15] **Chinchole A.S., Kulkarni P.P., Nayak A.K.** Experimental investigation of quenching behavior of heated zircaloy rod in accidental condition of nuclear reactor with water and water based nanofluids. *Nanosystems: physics, chemistry, mathematics*. 2016. No. 7(3). P. 528–533.

#### THE AUTHORS

**ZYSSIN Leonid V.** – *Integrative Research Institute (Israel)*

E-mail: lv\_zyssin@mail.ru

**STESHENKOV Leodid P.** – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: steshenkov@spbstu.ru

Received: 07.06.2018