

УДК 621.165

В.М. КАПИНОС, д-р техн. наук, проф., А.И. ТАРАСОВ, канд. техн. наук,
А.А. ГУРИНОВ

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ВОЗДУХА, ПАРА И ВЛАЖНОГО ПАРА В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

На основі розробленого зв'язаного методу розрахунку руху теплоносія в каналі і теплопередачі через оболонку лопатки виконаний аналіз ефективності її охолодження при використуванні охолоджувача повітря, водяної перегрітої пари та вологої пари. Показана висока ефективність вологопарового охолодження, що дозволяє підвищити температуру газу приблизно на 200 °С без якої-небудь переробки геометрії каналів системи охолодження.

Gas turbine blade cooling efficiency was studied for the air, superheated water steam and moist water steam. It was performed solving the governing ordinary equations for the heat-transfer agent and solid shell of the blade. It was shown the high efficiency of the moist water steam as a cooling agent that allows without any correction in cooling system to increase gas temperature approximately on 200 Celsius degrees.

Несмотря на успехи, достигнутые при создании систем охлаждения высокотемпературных газовых турбин, в мире продолжают вестись разработки, направленные на их совершенствование. Это совершенствование происходит на основе решения двух очевидных проблем: повышения степени захлаживания поверхностей проточной части турбины, т.е. обеспечение роста температуры газа, и создания более экономных, с точки зрения затрат хладагента, систем охлаждения. Обе проблемы в значительной степени решаются путем интенсификации теплообмена в каналах систем охлаждения, использованием заградительного и в перспективе транспирационного способа охлаждения. Однако следует признать, что интенсификация теплоотдачи, по всей видимости, достигла предела и в будущем маловероятно создание каких-либо новых способов увеличения теплоотдачи без существенного роста гидравлического сопротивления. Поэтому более обнадеживающие результаты наиболее вероятно могут быть достигнуты при использовании в качестве хладагента других теплоносителей. Для нетранспортных газотурбинных установок таким теплоносителем может быть водяной пар, который поступает с необходимыми параметрами в систему охлаждения газовой турбины из котла-утилизатора или из паровой турбины. Подтверждением сказанному является то, что в некоторых газотурбинных установках фирмы General Electric водяной пар используется как для охлаждения газовой турбины, так и в качестве пароперегревателя в паротурбинном цикле.

В системах охлаждения современных газовых турбин в качестве хладагента используется цикловой воздух ГТУ. Такие системы охлаждения характеризуются относительной простотой, но отборы воздуха на охлаждение отрицательно сказываются прежде всего на экономичности установки. На уровне современных знаний и технологических возможностей промышленности уровень начальной температуры газа близок к предельному для воздушного охлаждения. В связи с этим целесообразно рассмотреть возможность использования пара в качестве хладагента для газовой турбины ПГУ, поскольку пар, по сравнению с воздухом, обладает лучшими теплофизическими свойствами. В данной работе изучаются возможности использования в открытых системах охлаждения воздуха и пара, как перегретого, так и влажного.

Наиболее термонапряженными элементами газовой турбины являются направляющие лопатки первой ступени и поэтому анализ перечисленных

теплоносителей выполнен применительно именно к этим элементам. Рассмотрена дефлекторная схема охлаждения лопатки, в которой газ и хладагент движутся в одном и том же направлении от входной кромки лопатки к выходной. Очевидно, что в связи с увеличением температуры при перемещении хладагента его возможности снижаются. Если учесть, то, что коэффициент теплоотдачи со стороны газа существенно изменяется как вдоль обтекаемой поверхности, так и при изменении режима работы турбины, то становится очевидным, что возможности управления отводом в значительной степени ограничены и не могут быть адаптированы к условиям подвода теплоты с внешней стороны лопатки.

Поставленная задача решалась в упрощенной постановке, которая, тем не менее, позволяла выявить все характерные особенности охлаждения лопатки различными теплоносителями. Вместо лопатки рассматривался плоский канал прямоугольного сечения, одна сторона которого представляет собой оболочку лопатки, а противоположная стенку дефлектора. Геометрические размеры канала выбраны следующими: толщина оболочки – 2 мм, длина канала – 100 мм, высота канала – 1,25 мм, ширина канала (высота лопатки) – 100 мм. Такие размеры характерны для лопаток первых ступеней энергетических ГТУ. Вдоль канала на внешней поверхности оболочки лопатки задавалось распределение коэффициента теплоотдачи, соответствующее его изменению на выпуклой стороне направляющей лопатки первой ступени мощной энергетической ГТУ. Коэффициент теплоотдачи находился с помощью интегрального метода [1] для номинального режима работы энергетической

ГТУ (рис. 1).

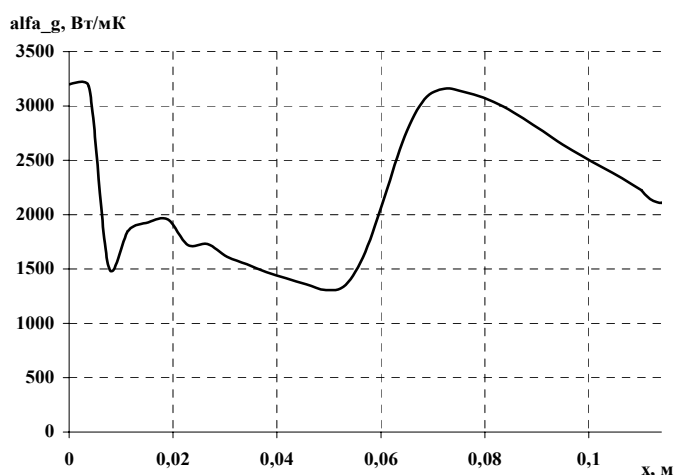


Рис. 1. Коэффициент теплоотдачи на профиле лопатки

Расчет теплового состояния в случае однофазного теплоносителя проводился по методу, изложенном в [2]. Этот метод основывался на интегрировании одномерных уравнений энергии, движения, неразрывности для теплоносителя и одномерного решения уравнения теплопроводности для оболочки лопатки.

В случае влажного пара система дифференциальных уравнений претерпевала изменения, обусловленные

увеличением расхода паровой фазы вследствие вскипания влаги. Дифференциальные уравнения определяли движение и теплообмен паровой фазы влажного пара. Они включали в себя уравнение энергии

$$\frac{dQ}{dx} = r \frac{1}{G} \frac{dG}{dx} + w \frac{dw}{dx}; \quad (1)$$

уравнение импульсов

$$\frac{dp}{dx} = -\rho w \frac{dw}{dx} - \lambda \frac{\rho}{d_{\text{эк}}} \frac{w^2}{2}; \quad (2)$$

уравнение неразрывности

$$\frac{1}{w} \frac{dw}{dx} + \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dx} + \frac{1}{f} \frac{df}{dx} = \frac{1}{G} \frac{dG}{dx}. \quad (3)$$

В уравнениях (1)–(3) приняты обозначения: w – скорость паровой фазы, p – давление, ρ – плотность паровой фазы, G – расход паровой фазы, r – теплота парообразования, Q – тепловой поток от газа к пару через оболочку лопатки, $d_{\text{эк}}$ – эквивалентный диаметр канала, λ – коэффициент сопротивления трения, f – текущая площадь поперечного сечения канала.

Интегрирование системы обыкновенных дифференциальных уравнений выполнялось методом Рунге-Кутты, для чего уравнения (1)–(3) представлены в виде

$$\frac{dw}{dx} = w u / z, \quad (4)$$

$$\frac{dp}{dx} = -\lambda \frac{\rho}{d_{\text{эк}}} \frac{w^2}{2} - \rho w^2 u / z, \quad (5)$$

$$\frac{dG}{dx} = G w^2 \left[-\frac{1}{RT} u / z - \frac{\lambda}{2RTd_{\text{эк}}} + \frac{1}{w^2} u / z \frac{1}{w^2 f} \frac{df}{dx} \right], \quad (6)$$

$$u = \frac{1}{w^2} \frac{dQ}{dx} + r \left(\frac{\lambda}{2RTd_{\text{эк}}} - \frac{1}{w^2 f} \frac{df}{dx} \right), \quad (7)$$

$$z = 1 - r \left(\frac{1}{RT} + \frac{1}{w^2} \right), \quad (8)$$

$$r \frac{d\chi}{dx} = \frac{dQ}{dx} - w \frac{dw}{dx}. \quad (9)$$

Система уравнений (4)–(6) использовалась для определения w , p , G . Уравнения (7)–(8) использовались для определения коэффициентов, входящих в (4)–(6). Уравнение (9) позволяло рассчитать степень сухости пара χ .

Теплота, подведенная к пару через оболочку лопатки, определялась, как

$$\frac{dQ}{dx} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{газ}}} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{лоп}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{охл}}} \right) (t_{\text{газ}} - t_{\text{охл}}) \frac{G}{h}. \quad (10)$$

Здесь $\alpha_{\text{газ}}$, $\alpha_{\text{охл}}$ – коэффициенты теплоотдачи от газа к оболочке лопатки и от оболочки к охлаждающему воздуху, $t_{\text{газ}}$ – температура газа, омывающего лопатку, $t_{\text{охл}}$ – текущая температура охлаждающего пара, δ – толщина оболочки, $\lambda_{\text{лоп}}$ – теплопроводность оболочки, определяемая в зависимости от средней температуры оболочки, G – массовый расход охлаждающего пара на одну лопатку, h – высота лопатки. Зная тепловой поток и условия теплообмена, значения температуры наружной t_1 и t_2 внутренней поверхностей оболочки лопатки находились по известным зависимостям.

В случае однофазного хладагента теплоотдача от оболочки к пару рассчитывалась по зависимости

$$\alpha_B = 0,018 \frac{\lambda_{\text{охл}}}{d_{\text{эк}}} \left(\frac{wd_{\text{эк}}}{\nu} \right)^{0,8} \left(\frac{T_{\text{охл}}}{t_1 + 273} \right)^{0,5} \quad (11)$$

Известно, что теплообмен влажного пара характеризуется заметно большей интенсивностью по сравнению с сухим паром. Однако надежных зависимостей в силу чрезвычайной сложности процесса двухфазного теплообмена в настоящее время не существует. Поэтому в настоящей работе использовались ориентировочные поправочные коэффициенты к зависимости (11), основанные на результатах опытов, представленных в [1]. В опытах изучался двухфазный теплообмен в трубке с поворотом на 180°. Средний диаметр трубки составлял 3-6 мм, что близко по гидравлическому диаметру каналу системы охлаждения. Отмечался существенный рост интенсивности теплообмена. Так при впрыске капелек влаги размером до 9 мкм в паровую смесь, коэффициент теплоотдачи в среднем возрастал на 100 %, а в некоторых местах до 400 %, данный результат был достигнут при 5 % степени влажности пара. Видно, что поправка изменяется в очень широких пределах. В силу недостатка данных для обобщения коэффициент теплоотдачи определенный по (11) увеличивался в два раза.

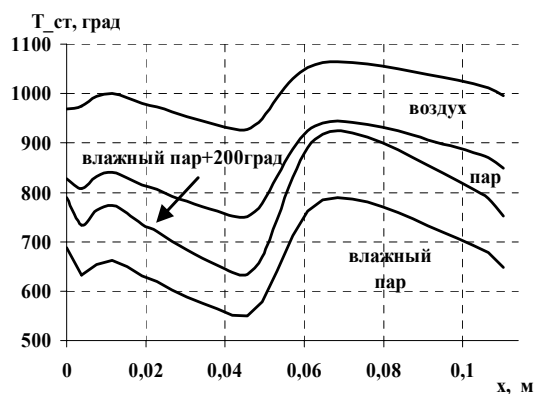


Рис. 2. Изменение наружной температуры наружной стенки лопатки

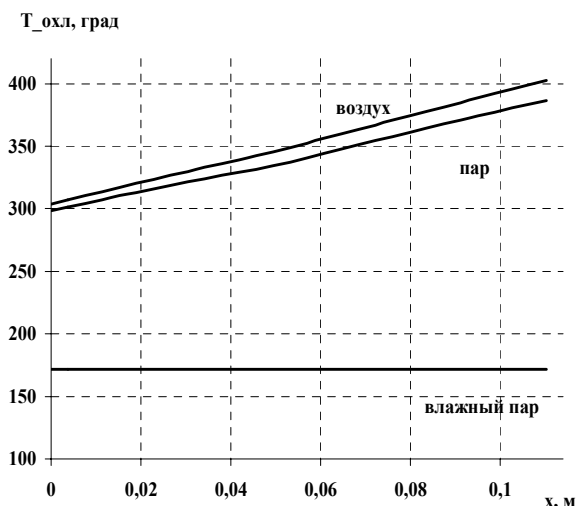


Рис. 3. Изменение температуры охладителя по длине канала

температуры более 1000°С является неприемлемым.

При применении в качестве охладителя перегретого пара температура наружной стенки лопатки снизилась примерно на 150-180 °С (рис. 2). Подогрев пара по длине канала оказался меньше, чем воздуха (рис. 3).

Ориентируясь на [2] расход хладагента был принят равным $G/F = 5,1 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$, где F – площадь охлаждаемой поверхности. Такой расход для всех теплоносителей обеспечивал скорость на входе в канал равную 85-100 м/с, т.е. скорость характерную для воздушных систем охлаждения.

Температура газа в первой группе расчетов составляла 1200 °С, а температура воздуха и насыщенного пара на входе – 300°С. При этом давление воздуха и пара было одинаковым и равнялось 0,822 МПа. Давление здесь определялось давлением газа в области выходной кромки лопатки.

Проведенные расчеты показали, что в случае воздуха максимальное значение температуры оболочки составляло 1080°С, минимальное – 920°С, т.е. неравномерность температуры определялась величиной в 160°С, подогрев воздуха составлял 100 °С (рис. 2). Очевидно, что значение

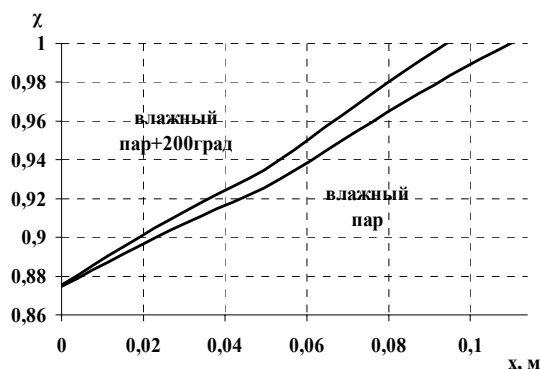


Рис. 4. Изменение степени сухости пара по длине канала

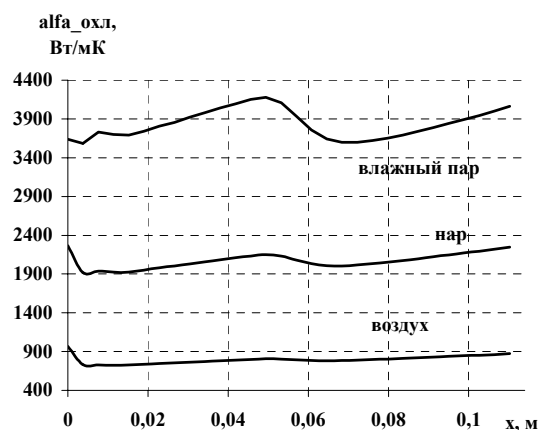


Рис. 5. Коэффициент теплоотдачи внутри канала

Отметим, что при использовании влажного пара температура и давление взаимосвязаны. Охлаждение происходит при температуре насыщения до тех пор, пока степень сухости пара не достигла единицы. При давлении 0,822 МПа температура насыщения составляла 170 °С и таким образом глубина охлаждения получается большей, чем при использовании однофазных теплоносителей. Однако при этом возможно появление больших градиентов температуры, как по толщине лопатки, так и по ее длине. Использование влажного пара в системах охлаждения при очевидной высокой эффективности, таит в себе и некоторую опасность. Так если влажный пар достигает насыщения в канале охлаждения, то оставшийся до выхода в проточную часть турбины участок канала и окружающий его металл может оказаться перегретым. В связи с этим возникает проблема корректного выбора начальной степени сухости пара на входе в систему охлаждения.

Начальная степень сухости выбиралась такой, чтобы по всей длине канала оставался влажный пар и только на выходе его степень сухости равнялась

единице (рис. 4). Расчеты показали, что для охлаждения лопатки достаточно иметь влажность пара равную 13 %. Эту величину можно получить путем впрыска влаги в отбираемый пар из паровой турбины, и затем при использовании системы охлаждения закрытого типа, как уже отмечалось выше, направлять перегретый пар, полученный в лопатке в парогенератор.

Система охлаждения работающая на влажном паре приводит к существенному захолаживанию лопатки. Следовательно, при данных условиях можно существенно сократить начальный расход охладителя или поднять температуру газа перед лопаткой. В данной работе удалось повысить температуру газа на 200 °С, при этом температура стенки лопатки находится в приемлемом температурном состоянии (рис. 2). При этом влага испарилась полностью вблизи выходной кромки лопатки, но температура стенки осталась в приемлемом уровне.

Коэффициенты теплоотдачи при использовании как пара, так и влажного пара оказываются существенно больше, чем в случае воздуха (рис. 5). Поэтому можно считать, что, влажнопаровое охлаждение является достаточно надежным даже при существенном изменении режима работы ГТУ. Можно также ожидать, что изменение положения ламинарно-турбулентного перехода и, следовательно, резкие изменения коэффициента теплоотдачи связанные с ним, при смене режима работы ГТУ не отразятся на надежности системы охлаждения.

Рассмотрим еще один аспект применения двухфазного теплоносителя. Испарение влаги может привести к существенному увеличению скорости и к запиранию канала при скорости равной скорости звука. Чтобы этого избежать, следует

проектировать каналы с увеличивающейся площадью живого сечения в соответствии с учетом изменяющейся интенсивности теплоотдачи от газа к лопатке. Проведенные расчеты показали, что вследствие испарения влаги скорость пара в канале возросла для влажного пара с 103 м/с до 117 м/с, а для перегретого пара с 97 м/с до 127 м/с. Таким образом, прирост скорости за счет перегрева оказывается большим, чем за счет испарения.

Интересно отметить, что прирост скорости пара за счет испарения происходит практически линейно, несмотря на сильно изменяющийся коэффициент теплоотдачи со стороны газа.

В целом для пара характерны большие потери давления, чем для воздуха. Однако это не является серьезным препятствием применения пара, так как источником давления пара является парогенератор.

Из приведенного расчетного исследования, можно сделать вывод, что применение в качестве охладителя влажного пара является перспективным способом охлаждения деталей и узлов газовых турбин. Особенно актуально его применять при создании современных высокотемпературных ГТЭ в местах, где температуры металла, могут достигать очень высоких значений, там, где современные системы охлаждения, работающие, как на паре и тем более на воздухе не смогут обеспечить требуемую температуру. Такими местами могут быть входная и выходная кромки лопатки. Процесс получения влажного пара в данной работе не рассматривался, а была высказана идея.

В изложенном методе расчета, в частности, гидравлического сопротивления по существу учитывается изменение давления вследствие потерь трения, термической и геометрической конфузурности. При необходимости может быть принято во внимание и влияние кривизны канала. К этому изменению давления необходимо присоединить потери на вход в канал и на выход из канала, определяемые по известным скоростям входа и выхода.

Выводы

Проведен расчет температурного состояния лопатки газовой турбины с различными теплоносителями. Показана существенная эффективность влажнопарового охлаждения по сравнению с паровым и воздушным, что позволяет повысить температуру газа перед турбиной приблизительно на 200 °С без какой-либо переделки геометрии каналов системы охлаждения. Также влажный пар не чувствителен к граничным условиям со стороны газа, что существенно при проектировании систем охлаждения на высокие температуры.

Литература

1. Шнеэ Я. И., Капинос В. М., Котляр И. В. Газовые турбины. Том 1. – Киев: Вища школа, 1976. – 296 с.
2. Капинос В. М. Теплогазодинамический расчет охлаждаемой лопатки газовой турбины // Энергетическое машиностроение. – Харьков, ХПИ. – 1992. – Вып. 51. – с. 100-103.
3. Guo T., Wang T., Gaddis J. L. Mist/Steam Cooling in a Heated Horizontal Tube, Part 2: Results and Modeling // International Gas Turbine Conference, Indianapolis, USA. – 1999. – Paper No. 99-GT-145.

© Капинос В.М., Тарасов А.И., Гуринов А.А., 2007