

УДК 621.165

А. И. ТАРАСОВ, д-р техн. наук, с.н.с.; проф. НТУ «ХПИ»;
О. А. ЛИТВИНЕНКО, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;
И. А. МИХАЙЛОВА, ст. преподаватель НТУ «ХПИ»

ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

В статье проведен анализ возможности применения водяного пара в качестве охладителя в системах охлаждения газовых турбин как альтернатива воздушной системе охлаждения. Сформулированы преимущества и основные задачи проектирования систем парового охлаждения газовых турбин. На основе анализа табличных данных построены аппроксимирующие зависимости для плотности, удельной теплоемкости и других теплофизических свойств водяного пара. Справедливость зависимостей ограничена интервалом давлений и температур, которые возможны в системах охлаждения турбин. Выполнена оценка эффективности использования пара в качестве охладителя в системах охлаждения газовых турбин.

Ключевые слова: газовая турбина, парогазовая установка, паровая система охлаждения, коэффициент теплоотдачи.

Введение

Неотъемлемой частью конструкции любой современной газовой турбины является система охлаждения, постоянное совершенствование и усложнение которой является обязательным условием создания конкурентоспособной конструкции турбины.

Наиболее распространенной системой охлаждения газовых турбин является воздушная система охлаждения с выпуском охлаждающего воздуха в проточную часть. Несмотря на отработанную технологию и широкое применение, открытое воздушное охлаждение обладает рядом недостатков. Альтернативой воздушному может быть паровое охлаждение, преимущества которого заключаются в следующем:

- требуются существенно меньшие затраты энергии на подготовку пара, так как повышение давления хладагента осуществляется в жидкой фазе;
- пар обладает лучшими теплофизическими свойствами, что позволяет существенно сократить его расход;
- паровое охлаждение позволяет обеспечить более равномерное температурное поле охлаждаемой детали, что повышает ресурс и надежность её работы.

Идея использования пара для охлаждения газовой турбины выдвинута и обоснована в ЦКТИ и ЛПИ еще в 60-е годы XX века [1]. Тогда же были предложены и исследованы высокоэкономичные парогазовые установки, в которых эффективно использовалось тепло, отводимое при охлаждении элементов проточной части газовой турбины. Было показано, что применение пара в качестве охладителя позволяет повысить начальную температуру газа на (150–200) °С сверх предельно достижимой при воздушном охлаждении. Также было показано, что при начальной температуре газа (1430–1460) °С КПД комбинированной установки может достигать 60 % [2, 3]. К сожалению, проведенные исследования не воплотились в реальные установки.

В работах [2, 3] представлены схемы парогазовых установок, в которых предложены варианты отбора пара в систему охлаждения и возврата его в цикл. Так на закрытое паровое охлаждение статора газовой турбины, пар с давлением 16,4 бар может отбираться после ЦВД паровой турбины (или из промежуточных ступеней ЦВД)

© А.И. Тарасов, О.А. Литвиненко, И.А. Михайлова, 2014

и после перегрева возвращаться в промежуточные ступени ЦСД. Однако в рассмотренных работах не показана оценка потерь пара по всему тракту ПГУ, а также не приведен принцип расчета системы парового охлаждения.

Безусловным мировым лидером в создании и производстве ГТУ с паровым охлаждением направляющих и рабочих лопаток газовой турбины является *General Electric*. В 1995 г. фирма представила новую генерацию газотурбинных установок, созданных с применением *H*-технологии. Были разработаны и созданы две установки 9H (50 Hz) и 7H (60 Hz), которые прошли успешные испытания в 1998–2000 гг. Испытания подтвердили заявленный КПД, равный 60 %. Над разработкой установок трудилось до 600 специалистов и было затрачено более 100 млн. долларов [4].

Уникальность *H*-технологии системы комбинированного цикла является интегрированная система теплопередачи, которая сочетает в себе процесс повторного нагрева пара при охлаждении направляющих и рабочих лопаток газовой турбины. Это позволяет получить более высокую температуру газа в проточной части турбины без увеличения температуры газа за камерой сгорания. Так, при температуре газа более 1430 °С, что характерно для современных газовых турбин, приходится применять пленочное охлаждение направляющих лопаток первой ступени. Выдув воздуха в проточную часть турбины снижает температуру рабочего тела более чем на 110 °С. Если же использовать закрытую паровую систему охлаждения, то снижение температуры газа в направляющем аппарате происходит только за счет передачи теплоты пару через оболочку лопатки. При этом падение температуры газа в направляющем аппарате равняется 44 °С, что приводит к увеличению работы турбины по сравнению с пленочным охлаждением.

Наибольший выигрыш в КПД при паровом охлаждении получается непосредственного из-за использования всего компрессорного воздуха в цикле, в то время как при воздушном охлаждении эта величина составляет приблизительно 80 % от общего расхода воздуха в компрессоре.

Цель исследования

Разработка ПГУ с паровым охлаждением газовой турбины сопровождается необходимостью решения комплекса задач, среди которых можно выделить следующие:

- выбор параметров охлаждающего пара, т.е. мест отбора и возврата пара в паровую турбину;
- расчет разветвленной гидравлической сети системы парового охлаждения;
- оценка потерь пара в проточную часть турбины через неплотности конструкции паровых трактов;
- создание расчетного комплекса для решения поставленных задач.

Для решения поставленных задач, прежде всего, необходимо было иметь зависимости, аппроксимирующие свойства водяного пара в диапазоне температур и давлений, характерных для систем охлаждения газовых турбин. Это являлось одной из целей настоящей работы. Кроме того, ставилась задача оценить возможную эффективность использования водяного пара в системах охлаждения газовых турбин по сравнению с воздухом.

Математическое описание теплофизических свойств пара

Расчет систем парового охлаждения газовых турбин предполагает аналитическое задание свойств водяного пара. Обычно в расчетах проточной части турбины принято использовать *i-s* диаграммы водяного пара. В системах охлаждения использование этих диаграмм неудобно, так как расчет расходов и теплообмена в

каналах сети базирується на зависимостях теплофизических параметров от давления и температуры. Поэтому на основе анализа табличных данных построены аппроксимирующие зависимости для плотности, удельной теплоемкости, кинематической вязкости, теплопроводности. Справедливость зависимостей ограничена интервалом давлений и температур, которые возможны в системах охлаждения турбин.

Удельный объем перегретого пара может быть определен в соответствии с РТМ 108.020.113-77 по следующим зависимостям:

$$\left\{ \begin{array}{l} v = 0,46151 \frac{T}{1000} \frac{1}{P \cdot 10^{-6}} + A_0 + A_1 P \cdot 10^{-6}; \\ A_0 = 3,237 \cdot 10^{-4} + 2,5 \cdot 10^{-4} \frac{T}{1000} - 11,353 \cdot 10^{-4} \left(\frac{T}{1000} \right)^{-2} - \frac{4,381}{\frac{T}{1000} - 0,21}; \\ A_1 = 56,084 \cdot 10^{-7} + 25,996 \cdot 10^{-7} \left(\frac{T}{1000} \right)^{-8} - 12,604 \cdot 10^{-9} \left(\frac{T}{1000} \right)^{-14}. \end{array} \right. \quad (1)$$

Верхний ограничивающий предел здесь принят по давлению 4,0 МПа и температуре 933 К. При больших значениях удельный объем (плотность) определяется по зависимостям для идеального газа. В данной зависимости, как и во всех последующих, используется система единиц СИ, т.е. давление измеряется в Па, температуру в К.

Для всех остальных свойств были получены зависимости, справедливые при давлениях меньших 3 МПа и температурах меньших 1200 К. Минимальные значения давления и температуры ограничены кривой насыщения, аппроксимированной в виде

$$T^* = 1,4201 \cdot 10^{-4} (P \cdot 10^{-6})^3 - 4,5151 \cdot 10^{-2} (P \cdot 10^{-6})^2 + 4,9994 (P \cdot 10^{-6}) + 392,0. \quad (2)$$

Динамическая вязкость пара практически не зависит от давления и определена как

$$\mu = -4,7348 \cdot 10^{-12} T^2 + 4,5288 \cdot 10^{-8} T + 7,1441 \cdot 10^{-6}. \quad (3)$$

Кинематическая вязкость связана с динамической вязкостью известной зависимостью $\nu = \mu/\rho$.

Удельная изобарная теплоемкость определяется как давлением, так и температурой. В указанном диапазоне она определена серией вспомогательных зависимостей для коэффициентов квадратичного уравнения

$$\left\{ \begin{array}{l} C_p = 1000 (s_0 + s_1 T + s_2 T^2 + s_3 T^3 + s_4 T^4); \\ s_0 = -3,7082 \cdot 10^{-3} (P \cdot 10^{-5})^2 + 2,3818 \cdot 10^{-1} (P \cdot 10^{-5}) + 2,0248; \\ s_1 = 2,7451 \cdot 10^{-5} (P \cdot 10^{-5})^2 - 1,4759 \cdot 10^{-3} (P \cdot 10^{-5}) - 1,4387 \cdot 10^{-3}; \\ s_2 = -6,9541 \cdot 10^{-8} (P \cdot 10^{-5})^2 + 3,3517 \cdot 10^{-6} (P \cdot 10^{-5}) + 6,1836 \cdot 10^{-6}; \\ s_3 = 7,3164 \cdot 10^{-11} (P \cdot 10^{-5})^2 - 3,2756 \cdot 10^{-9} (P \cdot 10^{-5}) - 7,1940 \cdot 10^{-9}; \\ s_4 = -2,7382 \cdot 10^{-14} (P \cdot 10^{-5})^2 + 1,1627 \cdot 10^{-12} (P \cdot 10^{-5}) + 2,9071 \cdot 10^{-12}. \end{array} \right. \quad (4)$$

Коэффициент теплопроводности определен как

$$\begin{cases} \lambda = a_0 + a_1(T - 273,15) + a_2(T - 273,15)^2; \\ a_0 = 0,3842 \cdot 10^{-3} (P \cdot 10^{-5}) + 0,014475; \\ a_1 = -0,78545 \cdot 10^{-6} (P \cdot 10^{-5}) + 0,87268 \cdot 10^{-4}; \\ a_2 = 0,43809 \cdot 10^{-9} (P \cdot 10^{-5}) + 0,35168 \cdot 10^{-7}. \end{cases} \quad (5)$$

Критерий Прандтля для пара определен зависимостью

$$\begin{cases} Pr = 1,6305 \cdot 10^{-7} y^2 - 9,8602 \cdot 10^{-6} y + 0,87277; \\ y = 6,7977 (P \cdot 10^{-5}) + 996,34 - (T - 273,15). \end{cases} \quad (6)$$

Оценка эффективности охлаждения при замене воздуха паром

Для сопоставления воздушной и паровой систем охлаждения необходимо определить начальные параметры охладителей. Однако в силу особенностей получения сжатого воздуха и пара не удастся в полной мере согласовать начальные параметры. Воздух в системах охлаждения ГТД поступает в систему охлаждения главным образом после последней ступени компрессора. Степень сжатия в ГТУ может достигать 30–35, что позволяет оценить исходное давление и температуру как $P = 3,0\text{--}3,5$ МПа, $T = 793\text{--}828$ К.

Использование пара в системах охлаждения наиболее оправдано в парогазовых циклах, когда имеется возможность осуществить отбор из паровой турбины. Видимо, наиболее целесообразно отбирать пар с параметрами на линии насыщения, но при давлении большем давления газа в газовой турбине. Тогда указанному диапазону давлений соответствуют температуры 497–516 К.

Сопоставляя свойства пара и воздуха (рис. 1) при температуре 500 К, можно сделать следующие выводы. Плотность воздуха выше плотности пара приблизительно на 40 %, что приводит при одинаковых расходах к большей на 40 % скорости пара по сравнению со скоростью воздуха. Критерий Рейнольдса также оказывается на 40 % больше, так как кинематические вязкости при данной температуре отличаются незначительно (рис. 2).

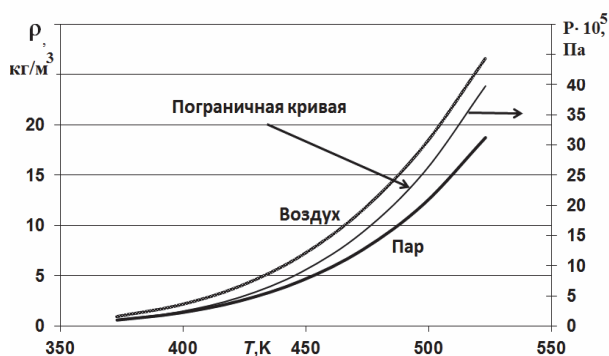


Рис. 1 – Плотность водяного пара и воздуха для давления и температуры вдоль кривой насыщения



Рис. 2 – Плотность водяного пара и воздуха для давления и температуры вдоль кривой насыщения

Пар характеризуется большим значением критерия Прандтля (рис. 3). Его величина приблизительно на 49 % больше, чем для воздуха. Теплопроводность пара на 8 % выше, теплопроводности воздуха (рис. 4). Таким образом, все отличия

теплофизических параметров водяного пара по сравнению с воздухом позитивно влияют на теплообмен в каналах охлаждения.

Рассмотрим для простоты круглый или плоский канал системы охлаждения, через который движется с одинаковым расходом пар или воздух. Теплообмен в таком канале определяется зависимостью

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \quad (7)$$

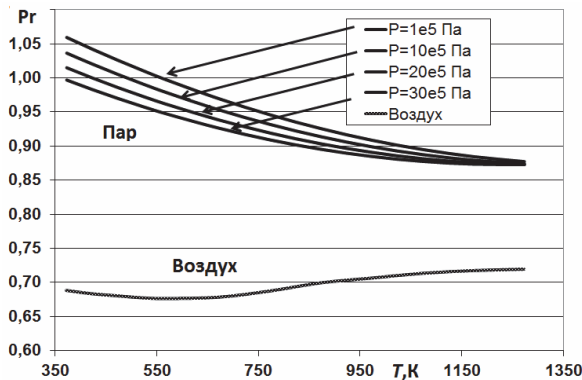


Рис. 3 – Критерий Прандтля для водяного пара и воздуха

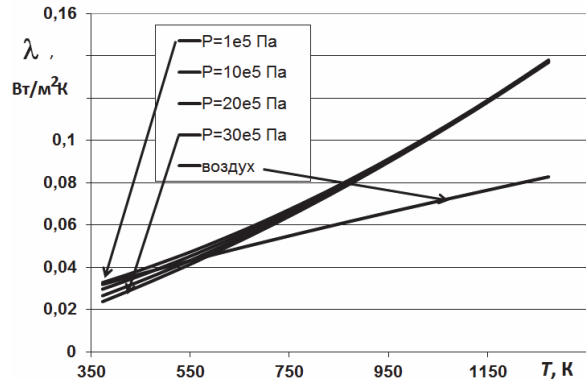


Рис. 4 – Теплопроводность водяного пара и воздуха

Тогда отношение коэффициентов теплоотдачи для пара и воздуха определяется как

$$\frac{\alpha_{\text{пар}}}{\alpha_{\text{воздух}}} = \left(\frac{\lambda_{\text{пар}}}{\lambda_{\text{воздух}}} \right) \left(\frac{Re_{\text{пар}}}{Re_{\text{воздух}}} \right)^{0,8} \left(\frac{Pr_{\text{пар}}}{Pr_{\text{воздух}}} \right)^{0,43} = 1,08 \cdot 1,4^{0,8} \cdot 1,49^{0,43} = 1,67 \quad (8)$$

Таким образом, следует ожидать увеличения теплоотдачи при замене воздуха водяным паром более чем на 60 % при условии сохранения одних и тех же расходов теплоносителей.

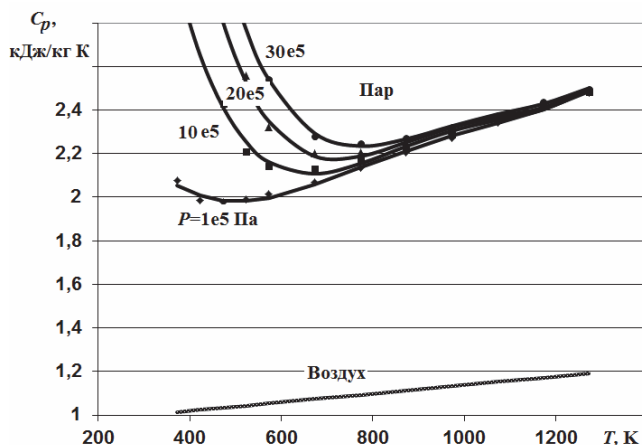


Рис. 5 – Теплоемкость водяного пара и воздуха. Точками на графике указаны табличные данные, характеризующие погрешность зависимостей (4)

Теплоноситель, проходя по каналам системы охлаждения, существенно нагревается. Величина подогрева может быть порядка двухсот-трехсот градусов. Поэтому интересно оценить эффективность парового охлаждения при повышенных температурах и том же давлении. Подогрев охладителя определяется в большой мере величиной теплоемкости (рис. 5).

Существующие энергетические установки работают при существенно меньших степенях сжатия, и, кроме того, воздух перед подачей в систему охлаждения часто охлаждается во внешнем

теплообменнике. Для одной из спроектированных в конце 20 века ГТУ для работы в парогазовом цикле степень сжатия составляла 11, а температура воздуха равнялась 473 К.

Оценим отличия паровой и воздушной системы охлаждения для выборки параметров, составленных в соответствии с данными рассуждениями. Для всех расчетов будем полагать, что воздух поступает в компрессор при давлении 0,1 МПа и температуре 300 К.

Из таблицы 2 видно, что наименьшая величина интенсификации теплообмена наблюдается при давлении и температуре, соответствующей кривой насыщения. Тем не менее, эта величина составляет (53–77) %. В области перегретого пара интенсификация составляет (130–150) %.

Таблица 2

Оценка эффективности паровой и воздушной систем охлаждения $\alpha_{\text{пар}}/\alpha_{\text{воздух}}$

Параметры теплоносителей соответствуют состоянию	P , МПа	T , К	$\frac{\alpha_{\text{пар}}}{\alpha_{\text{воздух}}}$	$\frac{C_{p\text{пар}}}{C_{p\text{воздух}}}$	$\frac{\alpha_{\text{пар}}}{\alpha_{\text{воздух}}} \frac{C_{p\text{воздух}}}{C_{p\text{пар}}}$
Насыщенный пар	1,1	457	1,533	2,782	0,551
Перегретый пар	1,1	757	2,321	2,337	0,993
Насыщенный пар	3,5	515	1,774	3,840	0,461
Перегретый пар	3,5	815	2,512	2,282	1,101

Подогрев теплоносителя в каналах системы охлаждения в предположении неизменной температуры стенки по длине канала определяется зависимостью

$$T_1 = T_w + (T_0 - T_w) \exp\left(-\frac{\bar{\alpha} \Pi L F}{C_p G}\right), \quad (9)$$

где Π , F , L – периметр, площадь живого сечения и длина канала; G – массовый расход теплоносителя; $\bar{\alpha}$ – средний коэффициент теплоотдачи; T_w – температура стенки канала; T_0 – температура на входе в канал; T_1 – температура жидкости на выходе из канала.

Отсюда следует, что для одного и того же массового расхода и температуры поверхности канала подогрев воздуха и перегретого пара приблизительно одинаковый, а подогрев насыщенного пара оказывается заметно меньшим, чем воздуха. Тогда для перегретого пара можно предположить, что температура пара в каналах будет такой же, как и температура воздуха. Тепловой поток от стенки канала к пару больше на (130–150) %. Это означает, что разность температур газа и внешней поверхности, например лопатки, может быть также увеличена на (130–150) %. В стационарных газовых турбинах захлаживание поверхности составляет приблизительно 300 К. Тогда при использовании перегретого пара можно увеличить перепад температур до 750 К. Максимальная температура поверхности направляющей лопатки турбины первой ступени в стационарных газовых турбинах составляет приблизительно 1073–1123 К (800–850 °С). Тогда для случая охлаждения перегретым паром температура газа может составить 1823–1873 К (1550–1600 °С) против температуры при воздушном охлаждении 1273–1423 К (1100–1150 °С).

Выполненная оценка возможности увеличения температуры газа при использовании перегретого пара в системах охлаждения является достаточно грубой, так как не учитывалось увеличение температуры внешней поверхности лопатки с ростом теплового потока и другие факторы. Более достоверные данные можно получить при анализе конкретных систем охлаждения газовых турбин.

Выводы

1) Проведенный анализ показывает, что введение парового охлаждения элементов газовых турбин может быть более выгодным по сравнению с воздушной системой охлаждения вследствие лучших теплофизических свойств пара.

2) Оценить эффективность парового охлаждения, рассмотреть различные варианты мест отбора пара, а также оценить потери пара можно путем проведения ряда расчетов. Для этого необходимо иметь расчетный инструмент, в котором была бы реализована возможность создания гидравлической сети системы охлаждения, введения теплофизических свойств охладителя (воздуха или пара), возможность анализа температурного поля охлаждаемых элементов газовых турбин. Таким программным комплексом является комплекс ТНА [5].

Список литературы: 1. Высокотемпературная газопаровая установка по схеме ЦКТИ-ЛПИ [Текст] / И. И. Кирилов, В. А. Зосин, С. Я. Ошеров и др. // Теплоэнергетика. – 1966. – № 5. – С. 25–27. 2. Высокоэффективная комбинированная установка с паровым охлаждением газовой турбины [Текст] / Л. В. Арсеньев, Ю. Г. Корсов, Е. А. Ходак, Г. А. Ромахова // Теплоэнергетика. – 1990. – № 3. – С. 19–22. 3. Совершенствование комбинированных установок с паровым охлаждением газовой турбины [Текст] / Л. В. Арсеньев, Е. А. Ходак, Г. А. Ромахова и др. // Теплоэнергетика. – 1993. – № 3. – С. 31–35. 4. *Matta, R.K. Power Systems for the 21st Century – “H” Gas Turbine Combined-Cycles* [Электронный ресурс] / R. K. Matta, G. D. Mercer, R. S. Tuthill // GE Power Systems. – Электрон. дан. (1 файл). – Режим доступа: http://site.ge-energy.com/prod_serv/products/tech_docs/en/downloads/ger3935b.pdf. – Заглавие с экрана. – 21.03.2014. 5. ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis) / А. И. Тарасов, А. И. Долгов: Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ № 2007610141, 10 ноября 2006. – Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия.

Bibliography (transliterated): 1. Kirilov, I. I., et al. "Vysokotemperaturnaja gazoparovaja ustanovka po sheme SKTI-LPI." *Teploenergetika* 5 (1966): 25–27. Print. 2. Arsen'ev, L. V., et al. "Vysokoeffektivnaja kombinirovannaja ustanovka s parovym ohlazhdeniem gazovoj turbiny." *Teploenergetika* 3 (1990): 19–22. Print. 3. Arsen'ev, L. V., et al. "Sovershenstvovanie kombinirovannyh ustanovok s parovym ohlazhdeniem gazovoj turbiny." *Teploenergetika* 3 (1993): 31–35. Print. 4. Matta, R. K., G. D. Mercer and R.S. Tuthill. "Power Systems for the 21st Century – "H" Gas Turbine Combined-Cycles." *GE Power Systems*. General Electric Company, 2014. Web. 21 January 2014 <http://site.ge-energy.com/prod_serv/products/tech_docs/en/downloads/ger3935b.pdf>. 5. Tarasov, A. I., and A. I. Dolgov "THA (Thermal & Hydraulic Analysis)." *Svidetel'stvo ob oficial'noj registracii programm dlja JeVM. Federal'naja sluzhba po intellektual'noj sobstvennosti, patentam i tovarnym znakam*. RU Patent 2007610141. 10 November 2006.

Поступила (received) 11.02.2014