

УДК 621.438

Н. В. Г р и д ч и н, А. А. Ж и н о в,  
А. В. З е м л я н с к и й

## ИССЛЕДОВАНИЕ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

*Приведены результаты термогазодинамических исследований влияния испарительного охлаждения рабочего тела на удельные параметры газотурбинных установок. Показана возможность повышения их термодинамической эффективности путем газотермического восстановления полного давления. Приведены результаты расчетного исследования параметров когенерационной газотурбинной установки.*

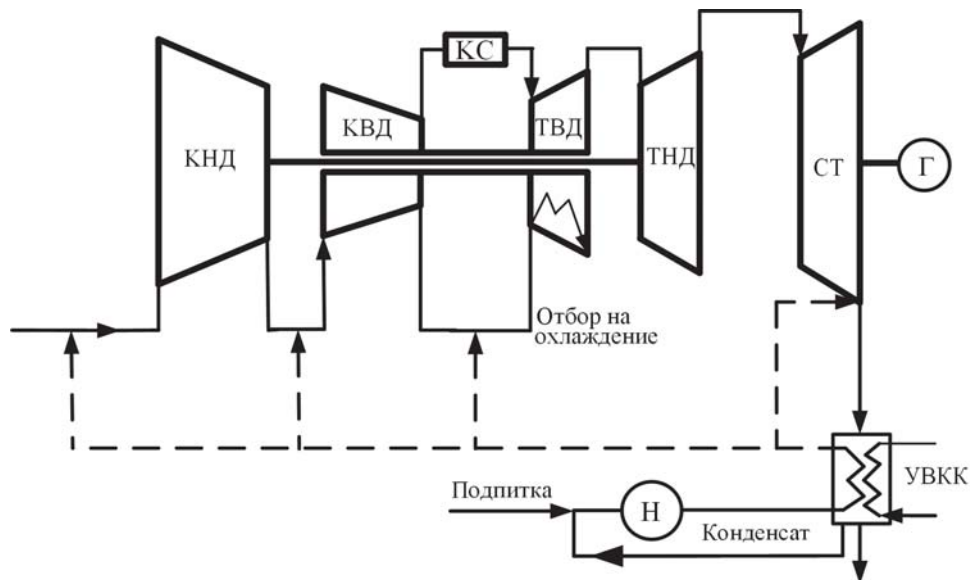
**E-mail:** gridchin\_n1980@mail.ru; k1kf@bmstu-kaluga.ru

**Ключевые слова:** эффективность газотурбинной установки, испарительное охлаждение, когенерация, утилизация теплоты, эффект термокомпрессии газа.

Совершенствование тепловых двигателей идет по пути повышения их КПД и коэффициента использования теплоты топлива. В настоящее время все большее внимание уделяется внедрению установок для комплексной выработки электроэнергии и теплоты на базе высокоэффективных когенерационных газотурбинных установок (ГТУ).

Одним из способов улучшения эксплуатационных характеристик ГТУ, повышения их мощности, уменьшения расхода топлива и увеличения ресурса является применение испарительного охлаждения рабочего тела путем впрыска воды в проточные части основных узлов ГТУ в целях охлаждения рабочего тела. Впрыск может осуществляться на входе в компрессор, в процессе сжатия в компрессоре, в патрубке за турбиной (перед котлом-утилизатором), а также в системе воздушного охлаждения деталей газовой турбины [1–4].

На рис. 1 приведена схема когенерационной ГТУ с испарительным охлаждением рабочего тела и утилизацией теплоты уходящих газов в водогрейном котле конденсационного типа (УВКК). Для проведения термогазодинамических исследований влияния испарительного охлаждения рабочего тела на удельные параметры установки разработана и программно реализована математическая модель такой ГТУ. Программа позволяет проводить сравнение удельных параметров различных ГТУ: по простой схеме без охлаждения; с испарительным охлаждением и УВКК; с регенератором и без регенератора. Предельным

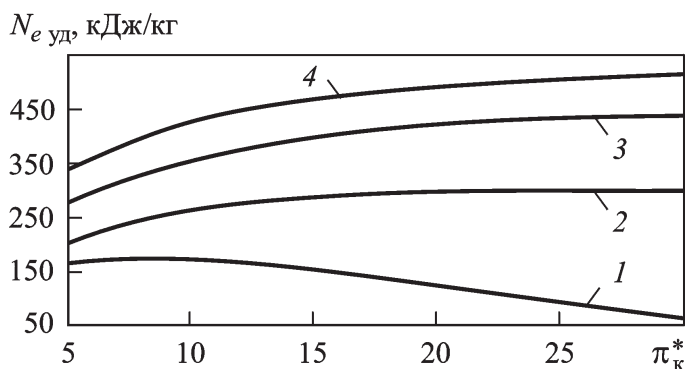


**Рис. 1.** Схема когенерационной газотурбинной установки с промежуточным испарительным охлаждением рабочего тела и утилизационным водонагревательным котлом конденсационного типа

параметром при всех способах испарительного охлаждения является 100 %-ная влажность смеси. Во всех случаях испарительное охлаждение рассматривалось как процесс подготовки рабочего тела (при сжатии, в системе охлаждения, в патрубке за газовой турбиной).

В основу расчета удельных параметров ГТУ положен энтальпийно-смесевой метод расчета теплофизических свойств рабочего тела. Сущность его заключается в том, что воздух, поступающий в ГТУ, паровоздушная смесь, образующаяся после испарительного охлаждения, топливо и продукты сгорания представляются в виде смесей молярных газов, заданных массовым составом с известными теплофизическими свойствами. Зная массовый состав рабочего тела, можно получить его теплофизические свойства аддитивным способом.

Проведено сравнение процессов сжатия в широком диапазоне степеней повышения давления в компрессоре при различных вариантах испарительного охлаждения. Результаты расчетов представлены на рис. 2. Получено, что промежуточное испарительное охлаждение



**Рис. 2.** Повышение удельной мощности ГТУ путем промежуточного испарительного охлаждения:

1 — адиабатный процесс; 2 — впрыск воды в процессе сжатия; 3 — дискретный ввод испаряющей жидкости в процессе сжатия; 4 — изотермический процесс

воздуха в процессе сжатия позволяет при впрыске 1 % воды (по массе) от расхода воздуха увеличить до 6...7 % удельную мощность ГТУ и до 2...2,5 % эффективный КПД. При этом оптимальная степень повышения давления смещается в сторону более высоких значений [2].

Впрыск воды в поток воздуха, подаваемого в систему охлаждения газовой турбины, осуществляется в целях интенсификации теплоотдачи к воздуху от охлаждаемых элементов турбины: при впрыске происходит, во-первых, испарение жидкости и снижение благодаря этому температуры охлаждающего воздуха; во-вторых, турбулизация потока частицами впрыскиваемой жидкости; в-третьих, увеличение массового расхода охлаждающего воздуха.

Впрыск воды позволяет в широких пределах изменять значение исходной относительной глубины охлаждения лопатки [4]:

$$\theta_{\text{исх}} = \frac{T_{\Gamma}^* - T_{\text{л}}}{T_{\Gamma}^* - T_{\text{охл}}^*},$$

где  $T_{\Gamma}^*$  — температура торможения газа, омывающего лопатку;  $T_{\text{л}}$  — температура лопатки;  $T_{\text{охл}}^*$  — начальная температура охлаждающего воздуха.

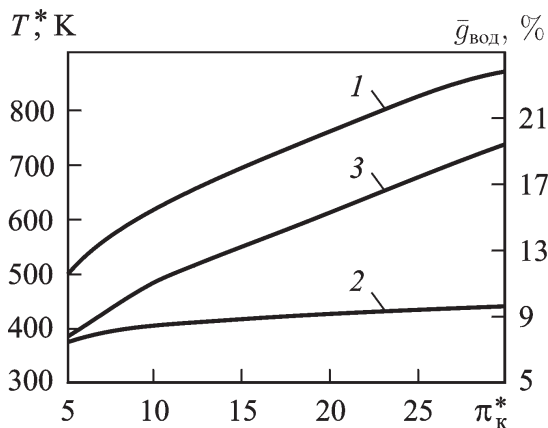
Наряду с общепринятым понятием глубины охлаждения лопаток, можно использовать также понятие эквивалентной глубины охлаждения  $\theta_{\text{экр}}$  [5], которое удобно применять для сравнения одних и тех же конструкций лопаток в составе различных систем охлаждения:

$$\theta_{\text{экр}} = \theta_{\text{исх}} \left[ 1 + \frac{|\Delta t_{0,01}| g_{\text{вод}}}{T_{\Gamma}^* - T_{\text{охл}}^*} \right],$$

где  $|\Delta t_{0,01}|$  — понижение температуры смеси при впрыске 1 % воды в охлаждающий воздух с исходной температурой  $T_{\text{охл}}^*$ ;  $g_{\text{вод}}$  — расход впрыскиваемой воды, отнесенный к расходу охлаждающего воздуха.

Сравнение может быть проведено либо при одинаковых температурах лопатки (или ресурсе) с целью определить допустимую температуру газа перед турбиной, либо при одинаковых  $T_{\Gamma}^*$  для определения возможности повышения ресурса  $\tau_{\text{р}}$  или снижения расхода охлаждающего воздуха при  $\tau_{\text{р}} = \text{const}$ .

Результаты расчетов (рис. 3) показывают, что для  $\theta_{\text{исх}} = 0,45$  при  $g = 0 \dots 0,10$  значение  $\theta_{\text{экр}}$  возрастает от 0,45 до 0,625. Такая глубина охлаждения обеспечивает возможность повышения температуры газа перед турбиной на 150...200 К при той же степени повышения давления в цикле, напряжении в рабочих лопатках и ресурсе. Снижение температуры лопатки при впрыске воды в количестве  $g = 0 \dots 0,10$  составляет 135...150 К в зависимости от исходной эффективности охлаждения  $\theta_{\text{исх}}$ , что позволяет снизить на 50 % расход отбираемого в систему охлаждения воздуха при неизменном ресурсе.



**Рис. 3. Зависимость температуры охлаждающего воздуха от степени повышения давления в компрессоре:**

1 — температура охлаждающего воздуха ГТУ простого цикла; 2 — температура охлаждающего воздуха при впрыске воды в систему охлаждения; 3 — относительный расход воды, впрыскиваемой в охлаждающий воздух

В рассмотренной схеме когенерационной ГТУ (см. рис. 1) используется эффект газотермического восстановления полного давления, что позволяет увеличить мощность и повысить экономичность установки без изменения конструкции ГТУ и при минимальных капиталовложениях. В патрубке за турбиной, в высокотемпературный поток впрыскивается вода, которая испаряясь, охлаждает его до температуры 363...373К перед УВКК.

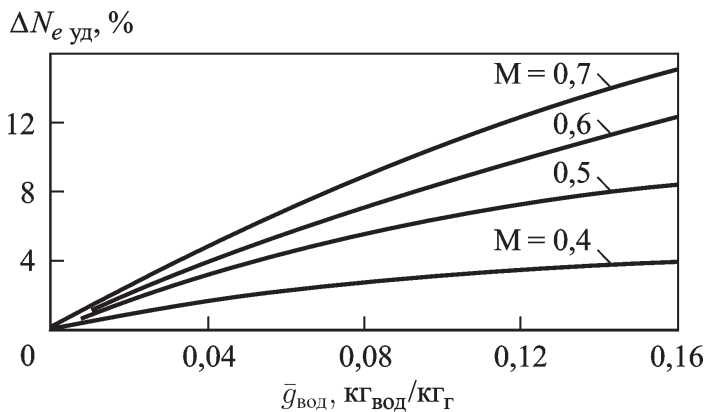
Последующее охлаждение парогазовой смеси с конденсацией пара в УВКК снижает температуру до 303...313 К, что позволяет использовать скрытую теплоту конденсации, которая является основной составляющей теплоты УВКК.

Одновременно при понижении температуры выхлопных газов за турбиной возникает эффект газотермического восстановления полного давления уходящих газов [6, 7]. Этот эффект основан на том, что при отводе теплоты дозвуковой поток тормозится, а сверхзвуковой ускоряется. При этом давление торможения газа повышается, т.е. возникает тепловое сопротивление изменению скорости потока, связанное с изменением плотности газа и его скорости.

Использование эффекта газотермического восстановления полного давления в выхлопном патрубке ГТУ приводит к понижению давления за последней ступенью турбины. При этом увеличивается степень расширения в турбине, что приводит к увеличению теплоперепада, а следовательно повышаются мощность и экономичность установки.

При впрыске испаряющейся жидкости в выхлопной патрубок увеличивается расход рабочего тела (расходное воздействие), отводится теплота от газового потока за счет процесса испарения (тепловое воздействие). Если пренебречь изменением количества движения потока газа в результате впрыска жидкости, то в общем случае на основе уравнений одномерной газовой динамики с учетом сил трения и указанных воздействий уравнение обращения воздействия на газовый поток получит вид

$$\frac{dp^*}{p^*} = -\frac{k M^2}{2} \frac{dT^*}{T^*} - 4 \frac{k M^2}{2} C_f \frac{dx}{D} - k M^2 (1 - m) \frac{dG}{G},$$



**Рис. 4.** Влияние относительного расхода впрыскиваемой воды и числа  $M$  на удельную мощность ГТУ

где  $C_f$  — коэффициент трения потока о стенки канала;  $D$  — диаметр канала;  $x$  — продольная ось канала;  $m$  — отношение проекций на ось  $x$  векторов скоростей впрыскиваемой жидкости и газопаровой смеси;  $G$  — массовый расход газопаровой смеси.

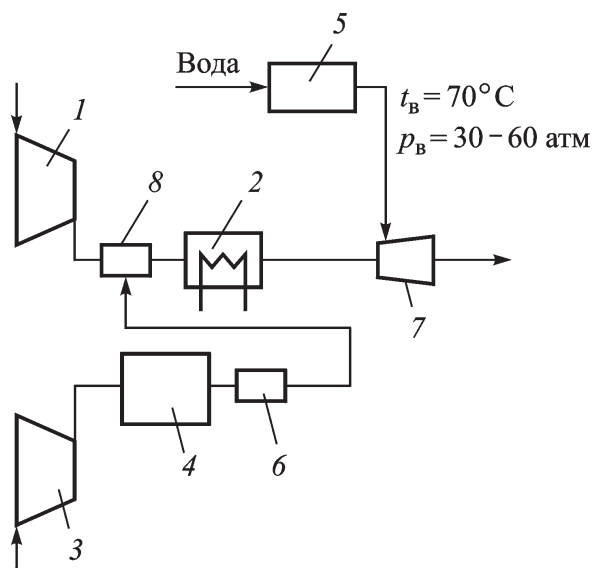
Выявлена зависимость эффекта газотермического восстановления полного давления от скорости потока и от количества впрыскиваемой воды (рис. 4): впрыск воды в патрубок за турбиной приводит к увеличению на 16...18% удельной мощности ГТУ и повышению КПД на 1,5...2%.

Проведены термогазодинамические расчеты для выявления влияния испарительного охлаждения рабочего тела на удельные параметры ГТУ на примере двигателя ГТД-1250 (предприятие-изготовитель ОАО «КАДВИ»). Кинематическая схема ГТД-1250 включает в себя двухкаскадный газогенератор и силовую турбину. Впрыск воды осуществляется согласно рис. 1. Относительный расход впрыскиваемой воды при сжатии воздуха составляет 0,06, в систему охлаждения — 0,07, в диффузор за турбиной (перед котлом-утилизатором) — 0,14. Расчеты показали, что реализация данной схемы позволяет по сравнению со схемой ГТУ простого цикла увеличить на 56% мощность установки и на 25% — эффективный КПД.

Для исследования процесса испарительного охлаждения рабочего тела в конфузорно-диффузорных элементах проточной части спроектирована и изготовлена экспериментальная установка, на которой проведено исследование процесса испарительного охлаждения и эффекта газотермического восстановления полного давления, выполнена отработка способа эффективного впрыска испаряющейся жидкости. Принципиальная схема установки показана на рис. 5. Результаты экспериментальных исследований и их сравнение с термодинамическими расчетами влияния числа  $M$  на повышение полного давления представлены на рис. 6.

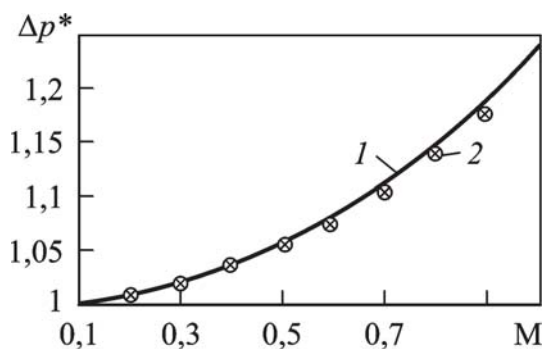
Таким образом, выполненные исследования показали эффективность контактной ГТУ предложенной схемы (см. рис. 1). Эффективность испарительного охлаждения в основном определяется качеством





**Рис. 5. Схема экспериментальной установки:**

1 — компрессор низкого давления; 2 — нагреватель; 3 — компрессор высокого давления; 4 — ресивер; 5 — система водоподготовки; 6 — редукционный клапан; 7 — рабочий участок с системой измерений; 8 — эжектор



**Рис. 6. Изменение полного давления в зависимости от числа М. ( $T_r^* = \text{const}$ ,  $\varphi = 100\%$ ): 1 — термодинамический расчет; 2 — экспериментальные данные**

организации процессов впрыска и испарения жидкости, совершенствование которых возможно путем улучшения качества распыла воды, оптимизации места подвода и количества впрыскиваемой воды. Применение ГТУ подобной схемы приводит к повышению удельных параметров и более глубокой утилизации теплоты уходящих газов.

Сравнение результатов расчета по разработанной математической модели с экспериментальными данными показало ее адекватность.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Середя С. О., Гельмедов Ф. Ш., Мунтянов И. Г. Экспериментальное исследование влияния впрыска воды во входной канал многоступенчатого осевого компрессора на его характеристики // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 66–71.
2. Расчетное исследование влияния впрыска воды на характеристики компрессора газотурбинной установки ГТ-009 / Ю.М. Ануров, А.Ю. Пеганов, А.В. Скворцов и др. // Теплоэнергетика. – 2006. – № 12. – С. 19–24.
3. Алексеев А. В., Кондак М. А. Повышение эффективности газотурбинных установок путем контактного охлаждения уходящих газов // Энергетика и электротехническая промышленность. – 1961. – № 4.
4. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: Учеб. для вузов / В.Л. Иванов, А.И. Леонтьев, Э.А. Манушин, М.И. Осипов; под ред. А.И. Леонтьева. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 592 с.
5. Лукачев В. П., Данильченко В. П., Резник В. Е. Выбор параметров и инженерные основы проектирования систем охлаждения элементов турбин авиационных ГТД. – Куйбышев: КуАИ, 1983. – 120 с.

6. Леонтьев А. И., Шмидт К. Л. Бескомпрессорный идеальный цикл замкнутой газотурбинной установки // Изв. акад. наук. Сер. Энергетика. – 1997. – № 3. – С. 132–141.
7. Гридчин Н. В., Землянский А. В. Когенерационная ГТУ для выработки тепловой и электрической энергии // Труды XVI Шк.-сем. молод. учен. и спец. под рук. акад. А.И. Леонтьева. В 2 т. – М.: Изд-во МЭИ, 2007. – Т. 2. – С. 247–249.

Статья поступила в редакцию 28.09.2010

Николай Викторович Гридчин родился в 1980 г., в 2004 г. окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана (Калужский филиал). Старший преподаватель кафедры “Тепловые двигатели и теплофизика” Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 20 научных работ в области газотурбиностроения.

N.V. Gridchin (b. 1980) graduated from the Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University in 2004. Senior teacher of “Thermal Engines and Thermal Physics” department of the Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 20 publications in the field of gas-turbine building.

Андрей Александрович Жинов родился в 1965 г., в 1988 г. окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана (Калужский филиал). Канд. техн. наук, заведующий кафедрой “Тепловые двигатели и теплофизика” Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 60 научных работ в области газотурбиностроения.

A.A. Zhinov (b. 1965) graduated from the Kaluga Branch of the Bauman Moscow High Technical School in 1988. Ph. D. (Eng.), head of “Thermal Engines and Thermal Physics” department of the Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 60 publications in the field of gas-turbine building.

Анатолий Васильевич Землянский родился в 1939 г., в 1962 г. окончил Челябинский политехнический институт. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Тепловые двигатели и теплофизика” Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 70 научных работ в области газотурбиностроения.

A.V. Zemlyanskii (b. 1939) graduated from the Chelyabinsk Polytechnic Institute in 1962. Ph. D. (Eng.), assoc. professor of “Thermal Engines and Thermal Physics” department of the Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 70 publications in the field of gas-turbine building.