

УДК 621.438

## ВЛИЯНИЕ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА НА УДЕЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Шевелев Д.В., Гридчин Н.В.

*Калужский филиал ФГБОУ ВПО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана», Калуга, e-mail: gridchin\_n1980@mail.ru*

Исследована возможность улучшения характеристик газотурбинного двигателя малой мощности путем впрыска и испарения воды в его проточной части. Представлена математическая модель для термодинамического расчета газотурбинного двигателя с промежуточным испарительным охлаждением. Рассмотрены схемы с впрыском воды в камеру сгорания, между двумя последовательно расположенными камерами сгорания, на входе в компрессор газотурбинного двигателя простого цикла, впрыск воды перед и за регенератором по стороне высокого давления газотурбинного двигателя регенеративного цикла. На основе выполненных термодинамических расчетов проведен анализ влияния впрыска воды на удельную мощность и КПД газотурбинной установки. С помощью впрыска воды возможна стабилизация номинальной мощности двигателя при высоких температурах окружающей среды. Даны рекомендации по выбору оптимальной схемы с промежуточным испарительным охлаждением. Показано, что применение испарительного охлаждения позволяет улучшить характеристики газотурбинного двигателя малой мощности.

**Ключевые слова:** микротурбина, впрыск воды, эффективный КПД, мощность, испарительное охлаждение

## THE INVESTIGATION OF EVAPORATIVE COOLING OF THE ACTUATING MEDIUM ON THE PERFORMANCE OF GAS MICROTURBINE

Shevelev D.V., Gridchin N.V.

*Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch), Kaluga, e-mail: gridchin\_n1980@mail.ru*

The possibility of improving the low-power gas turbine engine performance by injection and evaporation of the water in its flow part. A mathematical model for the thermodynamic calculating of the gas turbine engine with an intermediate evaporative cooling. The schemes of water injection into the combustion chamber between two successive combustion chambers, at the inlet of a simple cycle gas turbine engine compressor water injection and before the regenerator for high-pressure side of the regenerative cycle gas turbine engine. On the base of thermodynamic calculations, carried out the impact of water injection analysis on power density and efficiency of the gas turbine plant. With the injection of water is possible to stabilize the nominal motor power at high ambient temperatures. The recommendations on the choice of the optimal scheme with intermediate evaporative cooling. It is shown that the use of evaporative cooling can improve the characteristics of low-power gas turbine engine.

**Keywords:** microturbine, water injection, efficiency, power output, evaporative cooling

Рынок энергетических установок относится к разряду консервативных. Большинство потребителей электрической энергии традиционно пользуются услугами оптовых генерирующих компаний (ОГК). Тем не менее существует и постоянно увеличивается доля потребителей, для которых продукция крупных производителей электроэнергии либо недоступна, либо неприемлема по тем или иным причинам. К ним, прежде всего, относятся поселения и предприятия, расположенные в труднодоступных районах, спецтехника и оборудование, использующие электрическую энергию нестандартных параметров, системы резервного тепло- и электроснабжения.

К числу основных требований указанных категорий потребителей электрической энергии к подобным установкам относятся, прежде всего, надежность и простота эксплуатации, малые габариты и вес, низкая цена и эксплуатационные расходы [4]. Это

ставит перед производителями задачу создания высокоэффективных, дешевых и маневренных газотурбинных установок малой мощности (микроГТУ).

### Постановка задачи

В настоящее время повышение эффективности газотурбинных установок ведется по многим направлениям. Это и повышение параметров цикла – степени повышения давления в компрессоре  $\pi_k$  и начальной температуры газа  $T_3$ ; внедрение сложных схем – с промежуточным охлаждением и перегревом, регенерацией; создаются комбинированные установки с паровыми турбинами, высокотемпературными топливными элементами.

Следует отметить, что не все направления совершенствования газотурбинных установок применимы к ГТУ малой мощности. Причина этого – особенности их конструкции. МикроГТУ от ГТУ средней

и большой мощности отличает, прежде всего, простая одновальная конструкция с одноступенчатым центробежным компрессором и обычно центростремительной турбиной. Цикл – простой или регенеративный. Малые размеры проточной части, требования к простоте конструкции не позволяют существенно увеличивать параметры цикла от достигнутых значений. Простая схема не позволяет вводить промежуточное охлаждение и промежуточный перегрев. Комбинированные установки на базе микроГТУ возможны, однако для некоторых категорий пользователей они неприемлемы ввиду их большой стоимости, сложности эксплуатации и низкой надежности.

Наиболее простым и в то же время действенным способом увеличения маневренных характеристик, мощности и КПД ГТУ является впрыск воды в проточную часть двигателя. Суть этого способа заключается в следующем: вода под высоким давлением

впрыскивается в ненасыщенный воздушный поток, где из-за разности парциальных давлений водяного пара на поверхности капель впрыскиваемой воды и в воздушной среде практически мгновенно испаряется, отбирая теплоту требующуюся для испарения у циклового воздуха. При этом впрыскиваемая вода выполняет две функции – отбирает теплоту у охлаждаемого воздуха и возвращает её в цикл ГТУ в виде добавочного рабочего тела – пара. Для газотурбинных установок большой мощности этот метод давно опробован и на ряде коммерческих установок находится в эксплуатации [5].

Впрыск воды в проточную часть можно осуществлять со следующими целями:

1. Увеличение номинальной мощности двигателя (кратковременное или постоянное форсирование).
2. Стабилизация мощности газотурбинной установки при высоких температурах окружающей среды.

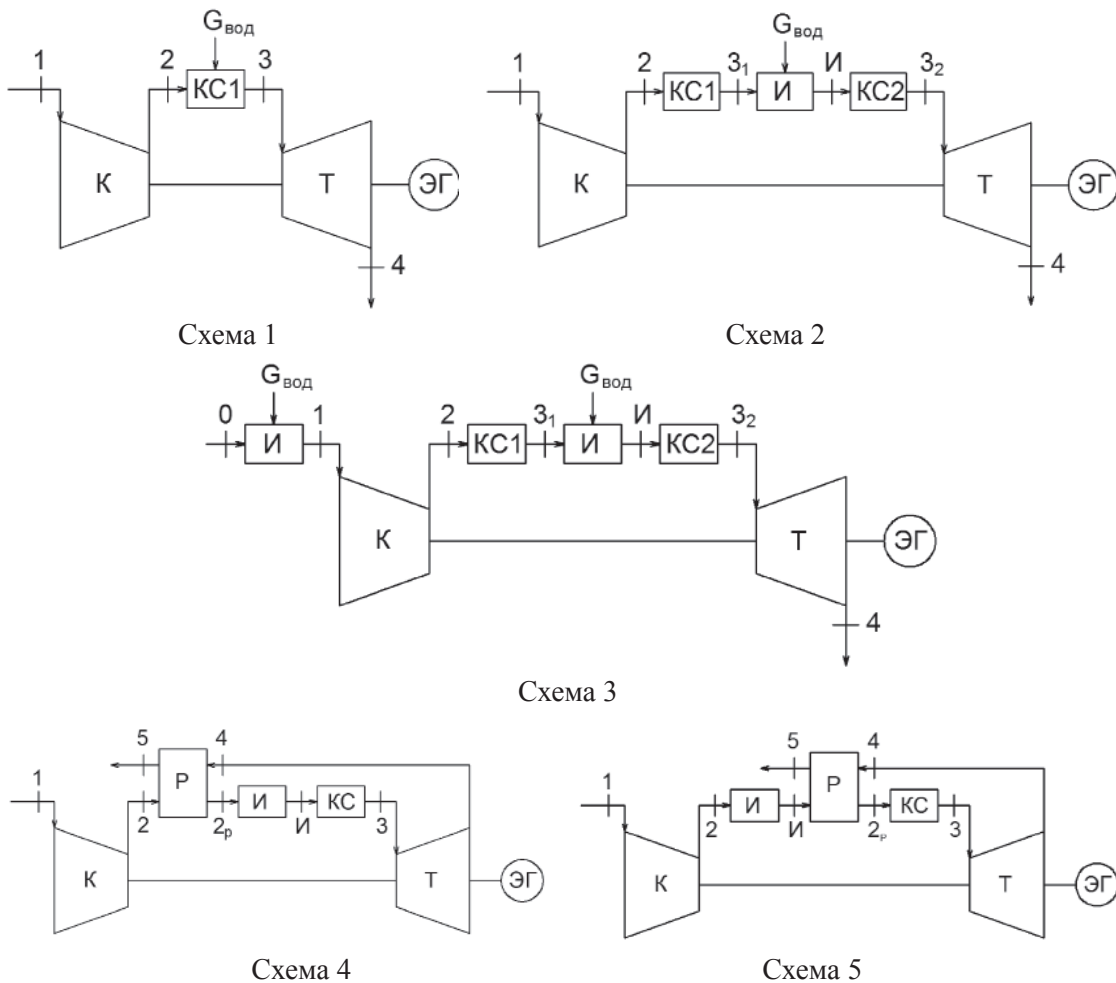


Рис. 1. Схемы ГТУ с впрыском воды в проточную часть:  
 К – компрессор; Т – турбина; КС – камера сгорания; ЭГ – генератор;  
 И – испарительная камера, место впрыска воды

С целью определения влияния того или иного способа ввода воды в проточную часть на удельные параметры двигателя исследовались пять схем ГТУ (рис. 1):

а) Простой цикл:

Схема 1 – Впрыск в камеру сгорания.

Схема 2 – Впрыск между двумя последовательно расположенными камерами сгорания.

Схема 3 – Впрыск на входе в двигатель и между камерами сгорания.

б) Регенеративный цикл:

Схема 4 – Впрыск после регенератора по стороне высокого давления.

Схема 5 – Впрыск перед регенератором по стороне высокого давления.

С целью определения влияния того или иного способа ввода воды в проточную часть на удельные параметры двигателя в качестве базового была взята одновальная ГТУ простого цикла. Параметры, характеризующие эффективность её элементов – характерные для подобного класса установок (таблица). Температура газа перед турбиной  $T_3^*$  принималась постоянной вне зависимости от количества впрыскиваемой воды.

допущения, что вода испаряется непосредственно в месте впрыска в проточную часть двигателя. При небольших количествах впрыскиваемой воды и высокой температуре воздуха в проточной части двигателя это допущение является правомочным. Влияние температуры воды на температуру образующейся паровоздушной смеси в данном случае, также незначительно, поэтому температура впрыскиваемой воды принималась равной 288 К.

### Расчетная модель

В основу термодинамического расчета газотурбинного двигателя была принята математическая модель второго уровня [1, 2], в основе которой лежат уравнения работы отдельных элементов двигателя, законы определяющие физическую взаимосвязь между элементами двигателя с учетом изменения теплоемкости и расхода рабочего тела и заданием коэффициентов характеризующих потери в элементах двигателя.

Корректно отразить влияние изменения теплофизических свойств рабочего тела на параметры рабочего процесса позволил

Параметры базовой ГТУ простой схемы

Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
Коэффициент восстановления полного давления во входном устройстве	$\sigma_{вх}$	–	1,0
Степень повышения давления в компрессоре	$\pi_k^*$	–	3,3
Адиабатный КПД компрессора	$\eta_k^*$	–	0,77
Коэффициент восстановления полного давления в камере сгорания	$\sigma_{кс}$	–	0,95
Низшая удельная теплота сгорания топлива	$Q_p^H$	МДж/кг	42,8
Температура газа перед турбиной	$T_3^*$	К	905
Адиабатный КПД турбины	$\eta_T^*$	–	0,84
Коэффициент восстановления полного давления в выходном устройстве	$\sigma_{вых}$	–	1,0

Дополнительно к ГТУ простого цикла исследовался регенеративный цикл со степенью регенерации  $\eta_p = 0,9$  и коэффициентами восстановления полного давления по горячей и холодной стороне регенератора  $\sigma_p = 0,97$ . Начальная температура газа перед турбиной в регенеративном цикле принималась равной  $T_3^* = 960$  К для компенсации дополнительных гидравлических потерь с целью получения одинаковой удельной мощности во всех схемах на режиме работы без впрыска воды.

Температура и давление впрыскиваемой воды влияют на скорость процесса испарения. В расчетах принималось в качестве

энтальпийно-смесевой метод расчета термодинамического цикла. Рабочее тело рассматривалось как смесь газов ( $O_2, N_2, H_2O, CO_2$ ) заданного состава. Зная зависимость теплофизических параметров молярных газов от температуры, эти же параметры для смеси определялись по методу аддитивности.

В основе расчета испарительного охлаждения рабочего тела было положено решение уравнения теплового баланса:

$$Q_{охл.возд} + Q_{охл.вод} = Q_{исп} + Q_{перегр.пар}$$

где  $Q_{охл.возд}$  – теплота, выделяемая воздухом при охлаждении;  $Q_{охл.вод}$  – теплота, выделяемая водой при охлаждении (или нагреве);

$Q_{\text{исп}}$  – теплота, затрачиваемая на испарение впрыснутой воды;  $Q_{\text{перегр.пар}}$  – теплота, затрачиваемая на перегрев пара от равновесной температуры капли до температуры смеси.

### Полученные результаты

Впрыск воды в проточную часть двигателя приводит к увеличению мощности энергоустановки. Этот эффект может использоваться для кратковременного или постоянного форсирования двигателя. Впрыск

воды во всех рассмотренных схемах приводит к практически одинаковому увеличению мощности двигателя при равных количествах впрыскиваемой воды (рис. 2).

С точки зрения экономичности микроГТУ простой схемы, впрыск воды в камеру сгорания не выгоден. Затраты тепла на испарение воды компенсируются увеличением расхода топлива ( $T_3^* = \text{const}$ ), что приводит к снижению КПД энергоустановки (рис. 3).

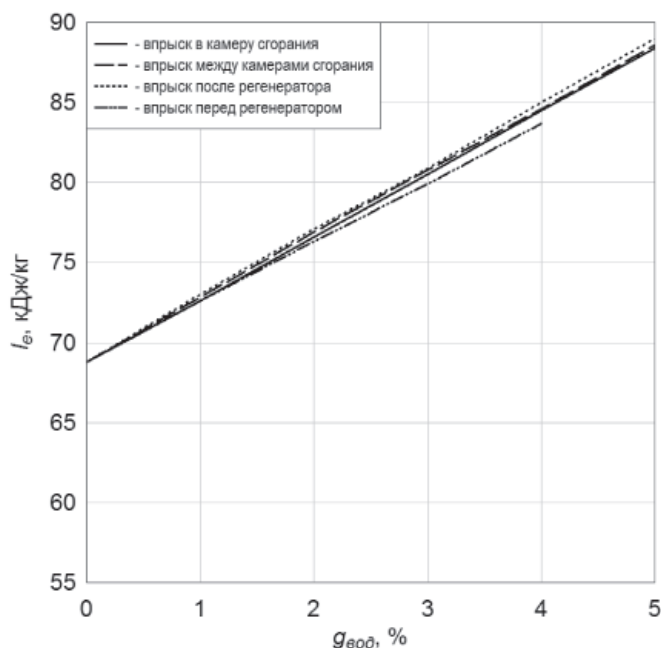


Рис. 2. Зависимость удельной мощности микроГТУ в зависимости от относительного количества впрыскиваемой воды ( $g_{\text{вод}} = \frac{G_{\text{вод}}}{G_{\text{возд}}}$  – относительное количество впрыскиваемой воды)

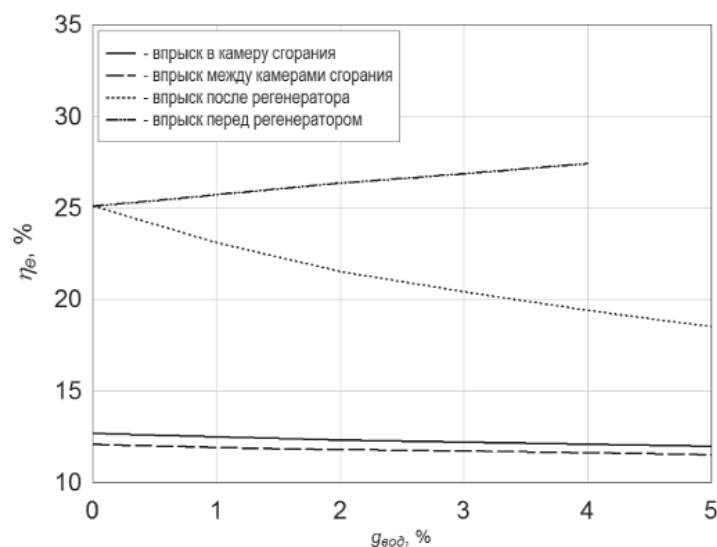


Рис. 3. Зависимость эффективного КПД микроГТУ в зависимости от относительного количества впрыскиваемой воды



На рис. 5 представлена зависимость эффективного КПД ГТУ от температуры окружающей среды при условии сохранения номинальной мощности впрыском воды.

Выполненные расчеты показали, что впрыском воды до 5,6% от расхода воздуха возможна стабилизация номинальной мощности без увеличения температуры газа перед турбиной в диапазоне изменения температуры окружающей среды от +15 до +40 °С. При этом наблюдается небольшое снижение КПД (до 2% относительных) по сравнению с работой без впрыска при той же температуре атмосферного воздуха.

### Выводы

Выполненные расчеты показали, что впрыском и испарением воды в проточной части возможно форсирование двигателя:

- Впрыск 1% воды от расхода воздуха приводит к увеличению удельной мощности на величину порядка 5% для всех рассмотренных схем.

- Для схемы 1 и 2 простого цикла ГТД наблюдается снижение эффективного КПД на величину порядка 1% на 1% впрыскиваемой воды.

- Для схемы 4 с впрыском воды за регенератором характерно снижение КПД порядка 4,8...5,5% на 1% впрыскиваемой воды.

- Для регенеративного цикла с впрыском воды перед регенератором (схема 5) отмечен рост эффективного КПД порядка 2...2,5% на 1% впрыскиваемой воды.

С помощью впрыска воды возможна стабилизация номинальной мощности двигателя при высоких температурах окружающей среды. Наибольшую эффективность показала схема 5. Для неё отмечен наименьший потребный расход воды – порядка 1,8% от расхода воздуха на каждые 15 °С увеличения температуры атмосферного воздуха (при относительной влажности атмосферного воздуха  $\varphi = 60\%$ ).

Повышение КПД в циклах двигателя с впрыском воды может быть достигнуто только в том случае, если затраты энергии на испарение воды будут компенсированы за счет постороннего источника тепла как в цикле LOTHECO [3], за счет тепла выхлопных газов с помощью регенератора или предварительного испарения воды вне циклового

воздуха. В последнем случае при генерации водяного пара в теплообменном аппарате, работающем от выхлопных газов двигателя, мы переходим к известной схеме STIG.

Для газотурбинных установок малой мощности простой схемы, с целью улучшения их маневренных показателей, можно рекомендовать впрыск воды в камеру сгорания или между двумя последовательно расположенными камерами сгорания. Второй вариант является предпочтительней с точки зрения оптимальной организации процесса горения, низких эмиссионных характеристик двигателя. Для микроГТУ регенеративной схемы целесообразен впрыск воды в закомпрессорный воздух перед регенератором. Это позволяет как увеличить мощность установки, так и её КПД.

### Список литературы

1. Гридчин Н.В., Землянский А.В. Жинов А.А. Исследование испарительного сглаживания рабочего тела в проточной части когерационной газотурбинной установки // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – М.: МГТУ, 2012. – № 1. – С. 81–87.

2. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учебник / В.И. Бакулев, В.А. Голубев и др.; под ред. В.А. Сосунова, В.М. Чепкина – М.: Изд-во МАИ, 2003. – 688 с.

3. Combined cycle power plant with integrated low temperature heat (LOTHECO) E. Kakaras, A. Doukelis, R. Leithner, N. Aronis. Applied Thermal Engineering 24 (2004) 1677–1686.

4. Moore M.J. Micro-turbine Generators. – Bury St Edmunds and London, UK. 2002, 107 p.

5. Victor de Biasi LM6000 Sprint design enhanced to increase power and efficiency // Gas Turbine World: July-August 2000. P. 16–20.

### References

1. Gridchin N.V., Zemljanskij A.V. Zhinov A.A. Issledovanie isparitel'nogo shlazhdenija rabocheho tela v protochnoj chasti kogeracionnoj gazoturbinoj ustanovki // Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Ser. Mashinostroenie. M.: MGTU, 2012. no. 1. pp. 81–87.

2. Teorija, raschet i proektirovanie aviacionnyh dvigatelej i jenergeticheskij ustanovok: uchebnik / V.I. Bakulev, V.A. Golubev i dr.; pod red. V.A. Sosunova, V.M. Chepkina M.: Izd-vo MAI, 2003. 688 p.

3. Combined cycle power plant with integrated low temperature heat (LOTHECO) E. Kakaras, A. Doukelis, R. Leithner, N. Aronis. Applied Thermal Engineering 24 (2004) 1677–1686.

4. Moore M.J. Micro-turbine Generators. Bury St Edmunds and London, UK. 2002, 107 p.

5. Victor de Biasi LM6000 Sprint design enhanced to increase power and efficiency // Gas Turbine World: July-August 2000. pp. 16–20.