

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ПАРОГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ НА ОСНОВЕ
ТРЕХКОМПОНЕНТНОГО ПАРОГАЗОГЕНЕРАТОРА

Н.М. Верещагин

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» имени Д.Ф. Устинова

Научный руководитель: старший преподаватель Г.Б. Савченко

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» имени Д.Ф. Устинова

Целью работы было провести обзор существующих способов повышения эффективности ГТУ, разработать новую схему на основе трехкомпонентного газогенератора и провести анализ ее эффективности.

Газотурбинные установки (двигатели) нашли широкое применение в авиации, в гражданской энергетике, а так же в качестве силовых узлов двигателей кораблей, как альтернатива дизель-электрическим и атомным. Они достаточно простые в устройстве (возможен модульный принцип компоновки) и эксплуатации, быстро вводятся в работу. В мире и в России, в том числе, инженеры и ученые тратят много сил и времени на разработку методов повышения эффективности газотурбинных установок.

Известны следующие способы повышения эффективности ГТУ [1]:

- форсирование параметров цикла;
- усложнение термодинамического цикла;
- впрыск воды, водяного пара в проточную часть ГТУ.

Главный способ форсирования параметров – повышение значений степени сжатия компрессора и степени подогрева.

Рост температуры газа при фиксированном значении степени сжатия осуществляется с малым увеличением мощности и КПД, в то время как значительное повышение температуры газа перед турбиной должно сопровождаться увеличением степени сжатия. Но реализация такого метода имеет ограничение по свойствам материала лопаток турбины, и как следствие, невозможность освоения в нынешних условиях.

Усложнение термодинамического цикла осуществимо с уменьшением температуры газов, покидающих ГТУ (при условии существования пороговой температуры в КС, ограниченной прочностью материалов двигателя). Один из способов – повышение степени сжатия в компрессоре и степени расширения в турбине с введением изменений в конструкцию базового ГТД, что потребует дополнительных материальных затрат. Рассмотрим основные методы:

- 1) Повышение температуры воздуха перед камерой сгорания за счет использования тепла выхлопных газов реализуется в теплообменнике за компрессором. Некоторая часть теплоты, ранее сбрасываемая с отработавшим рабочим телом в атмосферу, полезно используется для подогрева воздуха перед КС. Это позволяет экономить топливо на подогрев топливо-воздушной смеси. Такой способ можно использовать в случае, когда температура продуктов сгорания за турбиной больше температуры воздуха после компрессора. Введение такой регенерации не изменяет внутренний относительный КПД цикла, а внутренний КПД установки возрастает [2]. Однако такой метод может привести к значительному усложнению конструкции, увеличению громоздкости, уменьшению ресурса, ухудшению эксплуатационных характеристик.
- 2) Промежуточное охлаждение при сжатии используется в ГТУ с регенератором. В реальной регенеративной ГТУ охлаждение в процессе сжатия в компрессоре повышает КПД установки. Введение регенерации в ГТУ снижает отрицательный эффект охлаждения воздуха в процессе сжатия. Для простейшей ГТУ получено, что, несмотря на неэкономичность охлаждения при сжатии для идеального цикла, для действительного охлаждения экономически целесообразно при низких КПД узлов [3]. Недостатками этого метода являются сложность конструкции, невысокая надежность, малый ресурс. Не подойдет для больших энергоустановок.
- 3) Промежуточный подогрев рабочего тела при расширении реализуется в ГТУ с регенератором. Подвод теплоты в процессе расширения повышает среднюю температуру рабочего тела и за счет этого увеличивает работу процесса расширения и цикла в целом. При объединении процессов подвода тепла и расширения получается получить общий политропный процесс, при котором происходит наибольшее увеличение работы. Данный процесс можно осуществить при сжигании топлива в

проточной части турбины. Топливо при этом может поступать, например, через форсунки, которые будут находиться в сопловом аппарате, или же через выходные кромки сопловых лопаток. Попадание топлива на рабочие лопатки способствует их охлаждению. И это может обеспечить неизменную или даже пониженную температуру материала лопаток, в то время как температура газа в турбине увеличится. Недостатками станут: усложнение конструкции, эффективное применение при степени повышения давления выше (5...6), необходимость в увеличении расхода воздуха, что повлечет за собой увеличение потерь на собственные нужды установки (компрессор).

Повышение КПД одноконтурных ГТУ, созданных на базе авиационных ГТД возможно за счет:

- уменьшения радиальных зазоров;
- уменьшения расхода охлаждающего воздуха в газогенераторе за счет применения топливо - воздушных теплообменников.

В данной работе рассматривается третий способ и предлагается конкретная схема реализации. Компоненты топливной смеси, т.е. воздух и горючее (керосин) подаются в камеру сгорания в соотношении, близком к стехиометрическому. Соотношение между компонентами характеризуется специальным коэффициентом α (коэффициент избытка окислителя: $\alpha = \frac{K_m}{K_m^0}$, где K_m – массовое соотношение компонентов, K_m^0 – стехиометрическое соотношение компонентов). При стехиометрическом соотношении ($\alpha = 1$) уменьшаются затраты на собственные нужды, вроде компрессора, поскольку расход воздуха будет значительно меньше и увеличиваются энергетические параметры газа (температура). Камера сгорания представляет собой охлаждаемую конструкцию. Чем ближе соотношение к стехиометрическому, тем выше температура в КС, в результате чего при α близком к 1 воздух уже не может эффективно охлаждать ее стенки. Поэтому такие камеры сгорания охлаждаются проточной водой по межстеночному пространству. Организация охлаждения, в целом, аналогична регенеративному охлаждению КС и ГГ ЖРД, т.к. вода охлаждения за камерой сгорания впрыскивается в полость ВТР. В результате температура получаемого парагаза соответствует допустимой температуре, определяемой жаростойкостью турбинных лопаток. Использование такой схемы позволяет отказаться от котла, что повышает безопасность и мобильность установки. За счет добавления воды, которая впоследствии преобразуется в пар, в испарительной камере в газовый поток удается повысить энергетический потенциал смеси и снизить температуру перед лопатками турбины.

Технически это можно реализовать следующим образом: компрессор оставляем без изменений, меняем параметры работы и конструкцию узла камеры сгорания. В стенках такой камеры по принципу «труба в трубе» делаем полость для воды, которая затем будет подаваться в испарительную камеру, а дальше смесь пара и газа проходит через смесительную камеру для получения максимального уровня однородности рабочего тела. Поскольку рабочее тело будет иметь параметры, отличные от обычного газа, получаемого в ГТД, конструкция турбины так же изменяется (диск и лопатки первой ступени, а так же лопатки последующих ступеней).

Таким образом, удастся совместить такие положительные моменты двух установок, как мобильность и высокая энергетика. Устраняются большие потери на собственные нужды, и повышается безопасность в виду отсутствия котла. Недостатками такой установки станут: необходимость водоподготовки.

Для оценки эффективности той или иной схемы можно использовать различные методики. Оценка экономической эффективности может быть проведена по различным признакам. Конкретно в данной работе оценивается изменение удельной мощности установки в расчете на 1 кг горючего. Эффективность выраженная в денежном эквиваленте будет естественно ниже, т.к. для её оценки необходимо учитывать ряд других параметров, например стоимость воды, эксплуатации дополнительных элементов установки и др.

Для проведения оценки вводится ряд допущений:

- КПД всех узлов принимается равным 1, в целях упрощения оценки;
- Процессы сжатия в компрессоре и расширения на турбине считаем адиабатными;
- Теплообменом через стенку между потоком газа и водой пренебрегаем;
- Конденсированная фаза отсутствует;
- Считаем, что теплообмен между водой/паром и газом на участке смешения происходит до достижения температурного равновесия.

В системе уравнений оценивать будем балансовые характеристики, т.е. расход компонентов и мощность.

Ниже приведена система уравнений, по которой проводилась оценка:

- 1) Удельная мощность на валу турбины, Вт/кг:

$$N_{уд} = N_T^{уд} - N_K^{уд} - N_{нв}^{уд} - N_{нг}^{уд}$$

$N_T^{уд}$ – удельная мощность турбины, Вт/кг;

$N_K^{уд}$ – удельная мощность компрессора воздуха, Вт/кг;

$N_{нв}^{уд}$ – удельная мощность насоса воды, Вт/кг;

$N_{нг}^{уд}$ – удельная мощность насоса горючего, Вт/кг.

- 2) Удельная мощность турбины:

$$N_T^{уд} = f(m_{пг}; R_{пг}; n_{пг}; T_T; \pi_T) = N_T / m_T = \frac{m_{пг}}{m_T} \frac{n_{пг}}{n_{пг} - 1} R_{пг} T_T \left[1 - (\pi_T)^{\frac{n_{пг}-1}{n_{пг}}} \right]$$

N_T – мощность турбины, Вт;

$m_{пг}$ – масса парогаса, кг;

m_T – масса горючего, кг;

$R_{пг}$ – газовая постоянная парогаса, Дж/кг*К;

$n_{пг}$ – показатель адиабаты;

T_T – температура рабочего тела на турбине, К;

π_T – перепад давления на турбине.

- 3) Удельная мощность компрессора воздуха:

$$N_K^{уд} = f(m_{ок}; R_{ок}; n_{ок}; \pi_K) = N_K / m_T = \frac{m_{ок}}{m_T} \frac{n_{ок}}{n_{ок} - 1} R_{ок} T_0 \left[(\pi_K)^{\frac{n_{ок}-1}{n_{ок}}} - 1 \right]$$

N_K – мощность компрессора, Вт;

$m_{ок}$ – масса воздуха, кг;

K_m – массовое соотношение компонентов топлива;

$R_{ок}$ – газовая постоянная воздуха, Дж/кг*К;

$n_{ок}$ – показатель адиабаты;

T_0 – температура окислителя перед компрессором, К;

π_K – перепад давления на компрессоре.

- 4) Температура воздуха за компрессором:

$$T_1 = T_0 \left(\frac{p_{вых}}{p_{вх}} \right)^{\frac{n_{ок}}{n_{ок}-1}}$$

T_1 – температура окислителя на входе в камеру сгорания, К;

$p_{вых}$ – давление на выходе из компрессора, Па;

$p_{вх}$ – давление на входе в компрессор, Па.

- 5) Удельная мощность насоса воды:

$$N_{нв}^{уд} = f(m_в; \rho_в; \Delta p_{нв}) = N_{нв} / m_T = \frac{m_в}{m_T} \frac{\Delta p_{нв}}{\rho_в}$$

$N_{нв}$ – мощность насоса воды, Вт;

$m_в$ – масса воды, кг;

$\rho_в$ – плотность воды, кг/м³;

$\Delta p_{нв}$ – разность давлений на насосе воды, Па.

- 6) Удельная мощность насоса горючего:

$$N_{нг}^{уд} = f(\rho_г; \Delta p_{нг}) = N_{нг} / m_T = \frac{\Delta p_{нг}}{\rho_г}$$

$N_{нг}$ – мощность насоса горючего, Вт;

$\Delta p_{нг}$ – разность давлений на насосе горючего, Па;

$\rho_г$ – плотность горючего, кг/м³.

- 7) Масса газа в камере сгорания:

$$m_{кс} = m_T + m_{ок} = m_T (1 + K_m)$$

- 8) Масса парогаса:

$$m_{пг} = m_{кс} + m_в = m_T + m_{ок} + m_в$$

- 9) Уравнение теплового баланса для камеры сгорания на участке смешения:

$$m_{\text{кс}} C_p^{\text{кс}} (T_{\text{кс}} - T_{\text{т}}) = m_{\text{в}} C_p^{\text{в}} (T_{\text{кип}} - T_0) + m_{\text{в}} r + m_{\text{в}} C_p^{\text{пар}} (T_{\text{т}} - T_{\text{кип}})$$

$C_p^{\text{кс}}$ – удельная теплоемкость газа в камере сгорания, Дж/кг*К;

$T_{\text{кс}}$ – температура газа в камере сгорания, К;

$C_p^{\text{в}}$ – удельная теплоемкость воды при нормальных условиях, Дж/г*К;

$T_{\text{кип}}$ – температура кипения воды, К;

T_0 – начальная температура воды, К;

r – теплота фазового перехода, Дж/кг;

$C_p^{\text{пар}}$ – удельная теплоемкость водяного пара, Дж/кг*К.

Из этого уравнения следует отношение массы воды к массе газа в камере сгорания:

$$\frac{m_{\text{в}}}{m_{\text{кс}}} = \frac{C_p^{\text{кс}} (T_{\text{кс}} - T_{\text{т}})}{C_p^{\text{в}} (T_{\text{кип}} - T_0) + r + C_p^{\text{пар}} (T_{\text{т}} - T_{\text{кип}})}$$

Преобразуя, получаем отношение массы воды к массе горючего:

$$\frac{m_{\text{в}}}{m_{\text{г}}} = (1 + K_m) \frac{C_p^{\text{кс}} (T_{\text{кс}} - T_{\text{т}})}{C_p^{\text{в}} (T_{\text{кип}} - T_0) + r + C_p^{\text{пар}} (T_{\text{т}} - T_{\text{кип}})}$$

- 10) Массовые доли компонентов в составе рабочего тела:

$$g_{\text{в}} = \frac{m_{\text{в}}}{m_{\text{пг}}}$$

$$g_{\text{кс}} = \frac{m_{\text{кс}}}{m_{\text{пг}}}$$

$$g_{\text{г}} = \frac{m_{\text{г}}}{m_{\text{пг}}}$$

$g_{\text{в}}$ – массовая доля воды в составе парогаса;

$g_{\text{кс}}$ – массовая доля газа в составе парогаса;

$g_{\text{г}}$ – массовая доля горючего в составе парогаса.

- 11) Характеристики рабочего тела:

$$R_{\text{пг}} = R_{\text{кс}} g_{\text{кс}} + R_{\text{в}} g_{\text{в}}$$

$$n_{\text{пг}} = n_{\text{кс}} g_{\text{кс}} + n_{\text{в}} g_{\text{в}}$$

$$C_p^{\text{пг}} = C_p^{\text{кс}} g_{\text{кс}} + C_p^{\text{в}} g_{\text{в}}$$

$C_p^{\text{пг}}$ – удельная теплоемкость парогаса, Дж/кг*К;

Расчет производился на режиме $\alpha = 1,3$. Для традиционных ГТД значение α находится в диапазоне (2...2,5). Идеальный режим для ПГТУ – $\alpha = 1$, т.е. стехиометрическое соотношение компонентов. Выбор значения несколько больше стехиометрического объясняется стремлением компенсировать расход рабочего тела, который уменьшается следом за уменьшением расхода воздуха. Диапазон давлений в камере сгорания принимается от 0,5 МПа до 2 МПа. Параллельно для сравнения принципиально рассчитывалась ГТУ в том же диапазоне давлений. Масса горючего была принята равной 1 кг.

По результатам расчета получилось, что во всем диапазоне давлений новая схема превосходит традиционную. Результаты приведены в таблице 1 и на рисунке 1.

Таблица 1. Величина удельной мощности для ПГТУ и ГТУ для разных давлений на входе в камеру сгорания.

$P_{\text{вх}}^{\text{кс}}$, МПа	$N_{\text{пг}}^{\text{мех}}$, МВт/кг	$N_{\text{ГТД}}^{\text{мех}}$, МВт/кг
0,5	14,342	11,046
0,6	15,094	11,565
0,7	15,675	11,880
0,8	16,064	12,085
0,9	16,307	12,216
1	16,502	12,314
1,1	16,640	12,340
1,2	16,722	12,342
1,3	16,790	12,326

$P_{\text{вх}}^{\text{КС}}$, МПа	$N_{\text{ПГ}}^{\text{мех}}$, МВт/кг	$N_{\text{ГТД}}^{\text{мех}}$, МВт/кг
1,4	16,825	12,297
1,5	16,829	12,277
1,6	16,857	12,199
1,7	16,809	12,154
1,8	16,815	12,067
1,9	16,755	12,037
2	16,728	11,944

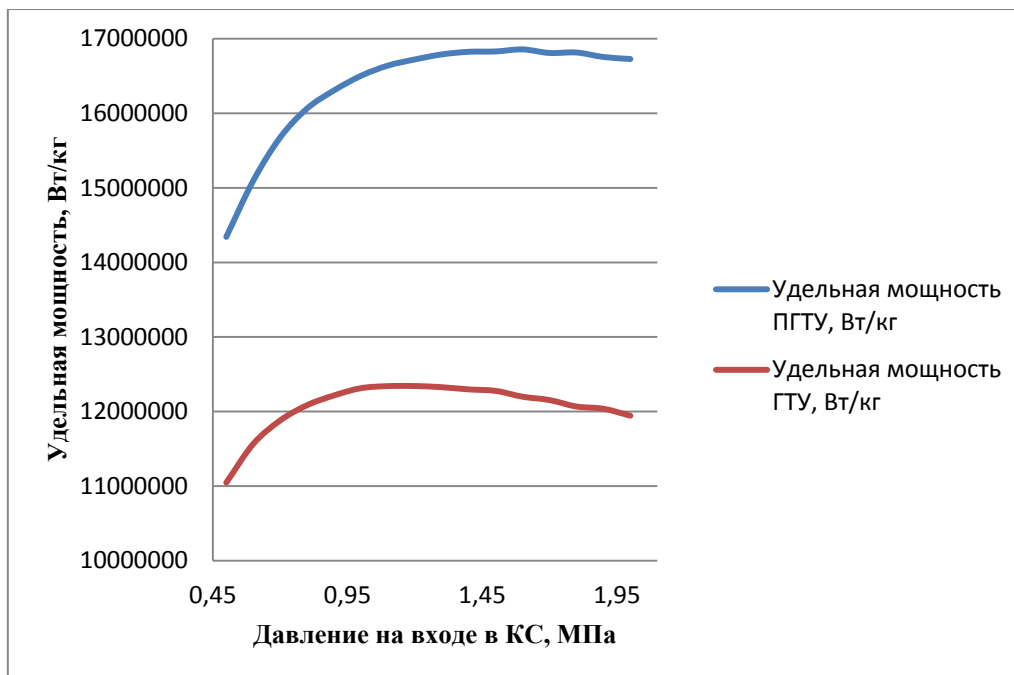


Рисунок 1 – График изменения удельной мощности ПГТУ и ГТУ

Как видим из данных, у той и другой установки есть свои максимальные значения удельной мощности при определенном давлении: для ГТУ это 12,342 МВт/кг при $P_{\text{вх}}^{\text{КС}} = 1,2$ МПа, для ПГТУ – 16,857 МВт/кг при $P_{\text{вх}}^{\text{КС}} = 1,6$ МПа.

Исходя из того, что при одинаковом расходе горючего новая ПГТУ показала выше удельную мощность на выходе, чем традиционная ГТУ, делаем вывод, что новая схема действительно эффективнее.

Список использованных источников:

1. Гриценко Е.А., Данильченко В.П., Лукачев С.В., Резник В.Е., Цыбизов Ю.И. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения. – Самара: СНЦ РАН, 2004. – 266 с.
2. Сенюшкин Н. С., Лоскутников А. А. Способы повышения эффективности энергоустановок на базе ГТД // Молодой ученый. — 2011. — №7. Т.1. — С. 53-55. — URL <https://moluch.ru/archive/30/3496/> (дата обращения: 02.04.2018)
3. Теория и проектирование газотурбинных двигателей и комбинированных установок: Учебник для вузов / Ю.С. Елисеев, Э.А. Манушин, В.Е. Михальцев и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 640 с.