УДК 62-978

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 охлаждение 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 увеличиться. 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: , где – массовое соотношение компонентов, – стехиометрическое соотношение компонентов). При стехиометрическом соотношении ( 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 парогаза 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, удается 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:

– удельная мощность турбины, Вт/кг;

*–* удельная мощность компрессора воздуха, Вт/кг;

*–* удельная мощность насоса воды, Вт/кг;

– удельная мощность насоса горючего, Вт/кг.

1. Удельная мощность турбины:

– мощность турбины, Вт;

– масса парогаза, кг;

– масса горючего, кг;

– газовая постоянная парогаза, Дж/кг\*К;

– показатель адиабаты;

– температура рабочего тела на турбине, К;

– перепад давления на турбине.

1. Удельная мощность компрессора воздуха:

– мощность компрессора, Вт;

– масса воздуха, кг;

– массовое соотношение компонентов топлива;

– газовая постоянная воздуха, Дж/кг\*К;

– показатель адиабаты;

– температура окислителя перед компрессором, К;

– перепад давления на компрессоре.

1. Температура воздуха за компрессором:

– температура окислителя на входе в камеру сгорания, К;

– давление на выходе из компрессора, Па;

– давление на входе в компрессор, Па.

1. Удельная мощность насоса воды:

– мощность насоса воды, Вт;

– масса воды, кг;

– плотность воды, кг/м3;

– разность давлений на насосе воды, Па.

1. Удельная мощность насоса горючего:

– мощность насоса горючего, Вт;

– разность давлений на насосе горючего, Па;

– плотность горючего, кг/м3.

1. Масса газа в камере сгорания:
2. Масса парогаза:
3. Уравнение теплового баланса для камеры сгорания на участке смешения:

– удельная теплоемкость газа в камере сгорания, Дж/кг\*К;

– температура газа в камере сгорания, К;

– удельная теплоемкость воды при нормальный условиях, Дж/г\*К;

– температура кипения воды, К;

– начальная температура воды, К;

– теплота фазового перехода, Дж/кг;

– удельная теплоемкость водяного пара, Дж/кг\*К.

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

Преобразуя, получаем отношение массы воды к массе горючего:

1. Массовые доли компонентов в составе рабочего тела:

– массовая доля воды в составе парогаза;

– массовая доля газа в составе парогаза;

– массовая доля горючего в составе парогаза.

1. Характеристики рабочего тела:

– удельная теплоемкость парогаза, Дж/кг\*К;

**Расчет производился** на режиме . Для традиционных ГТД значение α находится в диапазоне (2…2,5). Идеальный режим для ПГТУ – , 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.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| , МПа | , МВт/кг | , 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 |
| , МПа | , МВт/кг | , 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 МПа, для ПГТУ – 16,857 МВт/кг при 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.