

Министерство образования и науки Российской Федерации
ФГБОУ высшего образования
БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф.Устинова

Кафедра А8

Отчет по научно-исследовательской работе

Тема:

Разработка схем решений форсажно-испарительной камеры
парогазотурбинной установки

Выполнил:

студент группы А8М31

Верещагин Н.М.

Проверил:

доцент, к.т.н.

Анискевич Ю.В.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГТУ	4
1.1 Существующие способы повышения эффективности ГТУ	4
1.2 Парогазотурбинные энергоустановки	10
2. НОВАЯ СХЕМА УСТАНОВКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ФОРСАЖНО-ИСПАРИТЕЛЬНОЙ КАМЕРЫ.....	11
2.1 Предложенная схема увеличения эффективности и новая схема	11
2.2 Суть новой схемы.	12
3. СИСТЕМА УРАВНЕНИЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ.....	13
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	19
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	20

ВВЕДЕНИЕ

Целью данной работы было провести поиск новых решений по увеличению энергоэффективности ГТУ.

1. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГТУ

Одни из основных проблем газотурбинных установок – это моральное устаревание и истощение своего ресурса традиционных схем.

В настоящее время, после начала использования охлаждаемых лопаток турбин и новых жаростойких материалов, возможность увеличения КПД ГТУ практически исчерпана.

В традиционных ГТУ ключевые недостатки связаны с большими затратами энергии на привод компрессора и большими тепловыми потерями из-за того, что нагретые газы за турбиной попросту сбрасываются.

1.1 Существующие способы повышения эффективности ГТУ

Для повышения эффективности ГТУ существуют различные способы в части КПД [1]:

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

Главный способ **форсирования параметров цикла** – 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, и поскольку с увеличением отрицательный эффект растет медленнее положительного, то промежуточная граничная степень регенерации, необходимая для уничтожения отрицательного эффекта, уменьшается [3]. Для простейшей ГТУ получено, что, несмотря на неэкономичность охлаждения при сжатии для идеального цикла, для действительного цикла - охлаждение экономически целесообразно при низких КПД узлов [4].

3. Промежуточный подогрев рабочего тела при расширении реализуется в ГТУ с регенератором и подогревом при расширении. Подвод теплоты в процессе расширения повышает среднюю температуру рабочего тела, увеличивает работу процесса расширения и цикла в целом. Совмещение процессов подвода теплоты и расширения позволяет получить единый

политропный процесс, при котором происходит наибольшее увеличение работы. Такой процесс можно осуществить при сжигании топлива в проточной части турбины. Топливо в этом случае поступает, например, через форсунки, размещенные в сопловом аппарате, или непосредственно через выходные кромки сопловых лопаток. Попадание топлива на рабочие лопатки вызывает их охлаждение, что может обеспечить неизменную или даже пониженную температуру лопаток, несмотря на повышение температуры газа в турбине.

Особую нишу среди этих способов повышения эффективности занимают те, которые используют впрыск воды в газодинамический тракт:

- Впрыск воды в компрессоре.

При впрыске воды в компрессоре, температура воздуха на выходе из компрессора снижается, процесс переходит от адиабатного к изотермическому, что в свою очередь уменьшает потребную мощность компрессора, а так же возрастают мощность и эффективный КПД ГТУ.

- Впрыск в камеру сгорания.

Впрыск пара на входе в камеру сгорания в небольших количествах (порядка 2–4% от расхода воздуха) способствует значительному уменьшению эмиссии окислов азота в продуктах сгорания (экологический впрыск)[4].

Результаты исследований влияния ввода водяного пара в газоздушный тракт ГТУ ГТЭ-10/95 (ОАО “НПП”Мотор”), выполненные Горюновым И.М., показывают, что впрыск 6,6 кг пара в ОКС приводит к увеличению мощности с 8 до 12 МВт при увеличении КПД до 30,7%. Достигнутая в существующей компоновке ГТЭ-10/95 мощность 8 МВт может быть получена при впрыске пара в количестве примерно 5 кг/с при КПД 26,6%. Недостатком такого способа является высокие требования к качеству впрыскиваемых в проточную часть ГТУ воды и водяного пара [4].

По рассмотренным выше методам существуют патенты. В них описаны решения, которые используют либо один из методов, либо их совокупность. Рассмотрим их.

- 1) Полузамкнутая газотурбинная установка: пат. 118178 СССР: МПК F02C6/02 / В.Л. Дехтярев (СССР). – № 591871/25; заявл. 10.02.1958; опубл. 01.01.1958. – 3 с.

Автор описывает полузамкнутую газотурбинную установку, замкнутый контур которой включает общую для обоих контуров турбину, компрессор, регенеративный теплообменник и холодильник, а открытый контур – турбокомпрессор, компрессор высокого давления, регенеративный теплообменник, камеру сгорания и общую для обоих контуров турбину.

За счет наличия холодильников автору удастся приблизить процесс сжатия воздуха на компрессорах, связанных с общей для двух контуров турбиной, к изотермическому, за счет регенеративного теплообменника подогреть воздух на входе в камеру сгорания, и за счет добавления охлажденного воздуха из основного регенератора снизить температуру газов перед турбиной, а значит улучшить процесс сгорания топлива путем приближения коэффициента избытка окислителя к стехиометрическому значению.

Однако, подобный подход сильно усложняет конструкцию, при запуске установки турбины будут находиться под воздействием высоких температур, что может уменьшить их ресурс, возникает необходимость дополнительного охлаждения камеры сгорания и нагрузка на общей турбине со стороны компрессоров остается.

- 2) Способ работы газотурбинной установки: пат. 2186232 Рос. Федерация: МПК F02C6 / заявитель и патентообладатель Особов В.И. (РФ) – заявл. 06.05.1997; опубл. 27.07.2002

В данной работе автор, как и предыдущий, предлагает увеличивать энергоэффективность за счет использования холодильников между компрессорами (изотермическое сжатие), подогревать воздух на входе в основную камеру сгорания (регенератор за дополнительной турбиной), разделять поток газа из турбины высокого давления на два потока и каждый подогревать в дополнительных камерах сгорания, а после использовать их на турбинах, одна из которых будет запитывать входной компрессор низкого давления, а вторая будет дополнительной в связке с турбиной высокого давления. Таким образом, достигаются повышение КПД ГТУ и экономия топлива.

Но недостатками такого способа остаются все также значительное усложнение конструкции и потери на компрессоре, а так же, для достижения высокого ресурса, необходимость разработки методов охлаждения дополнительных камер сгорания, турбины компрессора низкого давления и дополнительной турбины.

- 3) Способ повышения эффективности работы газотурбинной установки: пат. 2229030 Рос. Федерация: МПК F02C3/30 / Кириленко В.Н. (РФ), Брулев С.О. (РФ), Иванов В.В. (РФ); заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "ИНТЕРБИЗНЕСПРОЕКТ" (РФ). – заявл. 20.02.2002; обупл. 20.05.2004.

Здесь предлагается снизить затраты на привод компрессора путем добавления воды между ступенями (изотермическое сжатие), уменьшения расхода воздуха за счет добавления водяного пара на входе в камеру сгорания и подачи конденсата водяных паров в контактный испаритель камеры сгорания. Обеспечивать установку водой и паром предлагается через парогенератор-утилизатор,

экономайзер и контактный конденсатор. Подобная схема позволяет увеличить КПД и уменьшить количество вредных выбросов.

Но все еще остается зависимость от компрессора, а так же ограничения по степени сжатия, поскольку компримирование должно быть достаточно большим для испарения поступающей воды, в противном случае вероятно возникновение интенсивного выкрашивания дисков и лопаток компрессора, что сильно отразится на ресурсе. В дополнение к этому, при уменьшении подачи воздуха необходимо предусмотреть охлаждение камеры сгорания.

- 4) Способ форсирования газотурбинных установок: пат. 2284418 Рос. Федерация: МПК F02C3/30 / заявитель и патентообладатель Письменный В.Л. (РФ). – заявл. 01.04.2005; опубл. 27.09.2006.

Данный способ заключается в подаче воды во внутрь осевого компрессора. Вода подается во внутреннюю полость ротора осевого компрессора, имеющего степень сжатия не менее 15, и в теплообменник, расположенный в корпусе статора компрессора. Образующийся в барабане и теплообменнике пар предлагается удалять в газовоздушный тракт газотурбинной установки для предотвращения снижения экономичности двигателя.

Недостатками данного способа являются ограниченность в применении, указанная еще автором, связанная со степенью сжатия, поскольку при малых значениях температура воздуха будет мала и вода не будет превращаться в пар, что в свою очередь может привести к выкрашиванию материала деталей компрессора и снижению ресурса. И в очередной раз остается зависимость от компрессора.

1.2 Парогазовые энергоустановки

Совокупность паротурбинной и газотурбинной установок, которые объединены общим технологическим циклом, называют парогазовой установкой (ПГУ). Соединение этих установок в единое целое позволяет [5]:

- более полно использовать энергию уходящих газов или пара, тем самым уменьшая потери,
- использовать газы за газовыми турбинами в качестве подогретого окислителя при сжигании топлива,
- повысить КПД парогазовой электростанции по сравнению с паротурбинной и газотурбинной электростанциями.

Применение ПГУ для современной энергетики — наиболее эффективное средство повышения общей экономичности электростанций на органическом топливе.

Среди различных вариантов ПГУ наибольшее распространение получили следующие схемы [5]:

- ПГУ с высоконапорным парогенератором (ВПГ),
- ПГУ со сбросом газов газовой турбины в топку парового котла,
- ПГУ с утилизационным паровым котлом (УПК),
- полузависимые ПГУ,
- ПГУ с внутри цикловой газификацией твердого топлива.

Одним из главных недостатков таких установок, которые уже по сути являются полноценными станциями, становятся громоздкость и полное отсутствие мобильности, а использование котла все так же снижает безопасность установки в целом.

2. НОВАЯ СХЕМА УСТАНОВКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ФОРСАЖНО-ИСПАРИТЕЛЬНОЙ КАМЕРЫ

2.1 Предложенная схема увеличения эффективности и новая схема

Прежде в качестве нового решения было предложено осуществлять процесс горения в камере сгорания при стехиометрическом соотношении горючего и окислителя, а затем в раскаленные продукты сгорания впрыскивать воду для снижения температуры до приемлемого уровня [6].

Таким образом, удалось совместить такие положительные моменты двух установок, как мобильность и высокая энергетика. Устраняются большие потери на собственные нужды, и повышается безопасность в виду отсутствия котла. Однако такая схема конструкции показала себя малоэффективной. В прежней схеме рассматривалась трубчатая конструкция камеры сгорания, обладавшая невысокой технологичностью и в ходе проведения численных экспериментов, демонстрировала значительную неравномерность поля температур на выходе перед турбиной. А также имелась зависимость от компрессора.

В новом предложении было решено так же взять за основу традиционный газотурбинный двигатель со свободной турбиной и дополнить его конструкцию форсажно-испарительной камерой (ФИК) между турбиной турбокомпрессорного агрегата и свободной силовой турбиной.

Подобная схема позволяет «развязать» между собой две турбины, тем самым сокращая отбор энергии на собственные нужды. А так же она позволила бы с минимальными затратами реализовать данную идею. Здесь используются два процесса увеличения давления компонентов рабочего тела:

- адиабатное сжатие воздуха;
- изохорное увеличение давления горючего и воды.

Таким образом, удастся немного «по-среднему» сместить общий процесс ближе к изохорному, тем самым уменьшить потери энергии на собственные нужды.

2.2 Суть новой схемы.

Для подготовки газового компонента итогового рабочего тела (парогаза) используем «двигательную часть» установки: стандартные компрессор, камера сгорания и турбина компрессора. Турбина спроектирована так, чтобы обеспечить минимально необходимый отбор по давлению для обеспечения работы компрессора.

Затем газ с большим избытком воздуха подается в форсажную часть ФИК. Здесь происходит впрыск дополнительной части горючего, чтобы в итоге выйти на стехиометрическое соотношение и тем самым увеличить температуру газа. Далее в испарительной части ФИК в раскаленный газ подаем влажный пар либо перегретый пар (в зависимости от режима работы). Пар нагревается, сбивая температуру газа до приемлемой. И потом парогазовая смесь отправляется на турбину, вырабатывая на ней полезную энергию. За турбиной размещается экономайзер, в котором вода нагревается уходящим и еще горячим рабочим телом. Из экономайзера пар подается в испарительную камеру.

Таким образом, за счет разделения процессов получения газа и пара, которые прежде происходили в условиях одной камеры, путем введения форсажно-испарительной камеры, а так же внедрения экономайзера удалось значительно повысить эффективность ГТУ.

3. СИСТЕМА УРАВНЕНИЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ

1) Баланс мощностей турбокомпрессорного агрегата:

$$N_K = N_T^{\text{ТКА}}$$

N_T – мощность турбины, Вт;

$N_T^{\text{ТКА}}$ – мощность турбины турбокомпрессорного агрегата, Вт.

2) Мощность компрессора воздуха:

$$N_K = m_{\text{ок}} \frac{n_{\text{ок}}}{n_{\text{ок}} - 1} R_{\text{ок}} T_0 \left[(\pi_K)^{\frac{n_{\text{ок}}}{n_{\text{ок}} - 1}} - 1 \right]$$

$m_{\text{ок}}$ – масса воздуха, кг;

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

$n_{\text{ок}}$ – показатель адиабаты;

T_0 – температура окислителя перед компрессором, К;

π_K – перепад давления на компрессоре.

3) Мощность турбины турбокомпрессора:

$$N_T^{\text{ТКА}} = m_{\text{пг}} \frac{n_{\text{пг}}}{n_{\text{пг}} - 1} R_{\text{пг}} T_T \left[1 - (\pi_T)^{\frac{n_{\text{пг}}}{n_{\text{пг}} - 1}} \right]$$

$m_{\text{пг}}$ – масса парогаса, кг;

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

$n_{\text{пг}}$ – показатель адиабаты;

T_T – температура рабочего тела на турбине, К;

π_T – перепад давления на турбине.

Из уравнения 1) необходимо понять, какого перепада на турбине хватит для обеспечения работы компрессора.

4) Температура воздуха за компрессором:

$$T_1 = T_0 \left(\frac{p_{\text{ВЫХ}}}{p_{\text{ВХ}}} \right)^{\frac{n_{\text{ОК}}}{n_{\text{ОК}} - 1}}$$

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

$p_{\text{ВЫХ}}$ – давление на выходе из компрессора, Па;

$p_{\text{ВХ}}$ – давление на входе в компрессор, Па.

5) Температура воздуха за турбиной:

$$T_{\text{КС}} = T_{\text{Т}} \left(\frac{p_{\text{ВЫХ}}}{p_{\text{ВХ}}} \right)^{\frac{n_{\text{КС}}}{n_{\text{КС}} - 1}}$$

$T_{\text{КС}}$ – температура газа из камеры сгорания на выходе из турбины турбокомпрессорного агрегата, К;

$T_{\text{Т}}$ – температура газа из камеры сгорания на турбине турбокомпрессорного агрегата, К;

6) Уравнение теплового баланса для форсажно-испарительной камеры на участке смешения:

$$Q_{\text{ФК}} = Q_{\text{В}}$$

$Q_{\text{ФК}}$ – количество теплоты, отдаваемое газом из форсажной камеры, Дж;

$Q_{\text{В}}$ – количество теплоты, принимаемое для нагрева пароводянной смеси, Дж.

Это уравнение расписывается в следующем виде:

$$C_p^{\text{ФК}} m_{\text{ФК}} (T_{\text{ФК}} - T_{\text{Т}}^{\text{ПГ}}) = (1 - a) m_{\text{В}} r_{\text{В}} + C_p^{\text{Пар}} m_{\text{В}} (T_{\text{Т}}^{\text{ПГ}} - T_2)$$

$C_p^{\text{ФК}}$ – удельная теплоемкость газа из форсажной камеры, Дж/кг;

$m_{\text{ФК}}$ – масса газа из форсажной камеры, кг;

$T_{\text{ФК}}$ – температура газа из форсажной камеры, К;

$T_{\text{Т}}^{\text{ПГ}}$ – температура рабочего тела на силовой свободной парогазовой турбине, К;

a – коэффициент, показывающий какая доля воды испаряется в экономайзере;

m_B – масса воды, кг;

r_B – теплота фазового перехода для воды, Дж/кг;

$C_p^{\text{пар}}$ – удельная теплоемкость пароводяной смеси, Дж/кг;

T_2 – температура пароводяной смеси, К.

7) Мощность на силовой свободной парогазовой турбине:

$$N_T^{\text{пг}} = \frac{n_{\text{пг}}}{n_{\text{пг}} - 1} R_{\text{пг}} T_T^{\text{пг}} \left[1 - (\pi_T)^{\frac{n_{\text{пг}} - 1}{n_{\text{пг}}}} \right] m_{\text{пг}}$$

$N_T^{\text{пг}}$ – мощность силовой свободной парогазовой турбины, Вт;

$m_{\text{пг}}$ – масса парогаса, кг;

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

$n_{\text{пг}}$ – показатель адиабаты;

π_T – перепад давления силовой свободной парогазовой на турбине.

8) Уравнения состава парогазового рабочего тела:

$$m_{\text{КС}} = m_{\text{Г}} + m_{\text{ОК}} = m_{\text{Г}}(1 + K_m)$$

$$m_{\text{фК}} = m_{\text{КС}} + m_{\text{Г}}^{\text{фК}} = m_{\text{КС}} + m_{\text{Г}}(\alpha - 1)$$

$$R_{\text{пг}} = R_{\text{фК}} g_{\text{фК}} + R_{\text{В}} g_{\text{В}}$$

$$n_{\text{пг}} = n_{\text{фК}} g_{\text{фК}} + n_{\text{В}} g_{\text{В}}$$

$$C_p^{\text{пг}} = C_p^{\text{фК}} g_{\text{фК}} + C_p^{\text{В}} g_{\text{В}}$$

$$g_{\text{В}} = \frac{m_{\text{В}}}{m_{\text{пг}}}; g_{\text{фК}} = \frac{m_{\text{фК}}}{m_{\text{пг}}}; g_{\text{Г}} = \frac{m_{\text{Г}}}{m_{\text{пг}}}$$

$m_{\text{Г}}$ – масса горючего, кг;

$m_{\text{ОК}}$ – масса окислителя, кг;

$m_{\text{КС}}$ – масса газа из камеры сгорания, кг;

g_i – массовые доли компонентов;

$C_p^{\text{пг}}$ – удельная теплоемкость парогазовой рабочей смеси, Дж/кг;

C_p^B – удельная теплоемкость воды, Дж/кг.

9) Полезная мощность установки:

$$N_{\Pi} = N_T^{\Pi\Gamma} - N_H^B - N_H^{\Gamma}$$

N_{Π} – полезная мощность установки, Вт;

N_H^B – мощность насоса воды, Вт;

N_H^{Γ} – мощность насоса горючего, Вт.

10) Мощность насоса воды:

$$N_H^B = m_B \frac{\Delta p_{HB}}{\rho_B}$$

N_H^B – мощность насоса воды, Вт;

ρ_B – плотность воды, кг/м³;

Δp_{HB} – разность давлений на насосе воды, Па.

11) Мощность насоса горючего:

$$N_H^{\Gamma} = m_{\Gamma} \frac{\Delta p_{H\Gamma}}{\rho_{\Gamma}}$$

N_H^{Γ} – мощность насоса горючего, Вт;

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

ρ_{Γ} – плотность горючего, кг/м³.

12) Уравнение теплового баланса на экономайзере:

$$Q_{\Pi\Gamma} = Q_B$$

$Q_{\Pi\Gamma}$ – количество теплоты, отдаваемое парогазовым рабочим телом, Дж;

Q_B – количество теплоты, используемое для подогрева воды, Дж.

Это уравнение распишем в таком виде:

$$C_p^{\Pi\Gamma} m_{\Pi\Gamma} (T_{\Pi\Gamma}^{\text{ВЫХ}} - T_2) = C_p^B m_B (T_0 - T_{\text{кип}}) + m_B r_B a$$

$T_{\Pi\Gamma}^{\text{ВЫХ}}$ – температура за силовой свободной парогазовой турбиной, К;

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

Уравнения 4) и 10) рассматриваются совместно ввиду того, что они взаимосвязаны между собой через необходимую массу воды и температуру пароводяной смеси и решаются графически на разных режимах давления.

Расчет производился для диапазона давлений в камере сгорания ГТД от 0,5 до 2,2 МПа. Однако в ходе проведения работы выяснилось, что рассматривать целесообразнее область давлений от 1,2 МПа. Для сравнения был проведен расчет традиционной ГТУ при тех же параметрах, что и в предложенной схеме:

- давление в камере сгорания,
- расход горючего, равный суммарному расходу в новой схеме,
- температура на турбине.

Результаты расчета приведены в таблице 1 и на рисунке 1.

Таблица 1. Результаты расчета

$P_{кс}$, МПа	$N_T^{пг}$, Вт	$N_T^{гту}$, Вт	ΔN , %
1,2	14601935	13528982	0,08
1,3	15151225	13724993	0,10
1,4	15649954	13886448	0,13
1,5	15987636	14083927	0,14
1,6	16251421	14192065	0,15
1,7	16486856	14278275	0,15
1,8	16688720	14413182	0,16
1,9	16866406	14532659	0,16
2,0	17016485	14569097	0,17
2,1	17134303	14662107	0,17
2,2	17257313	14744229	0,17

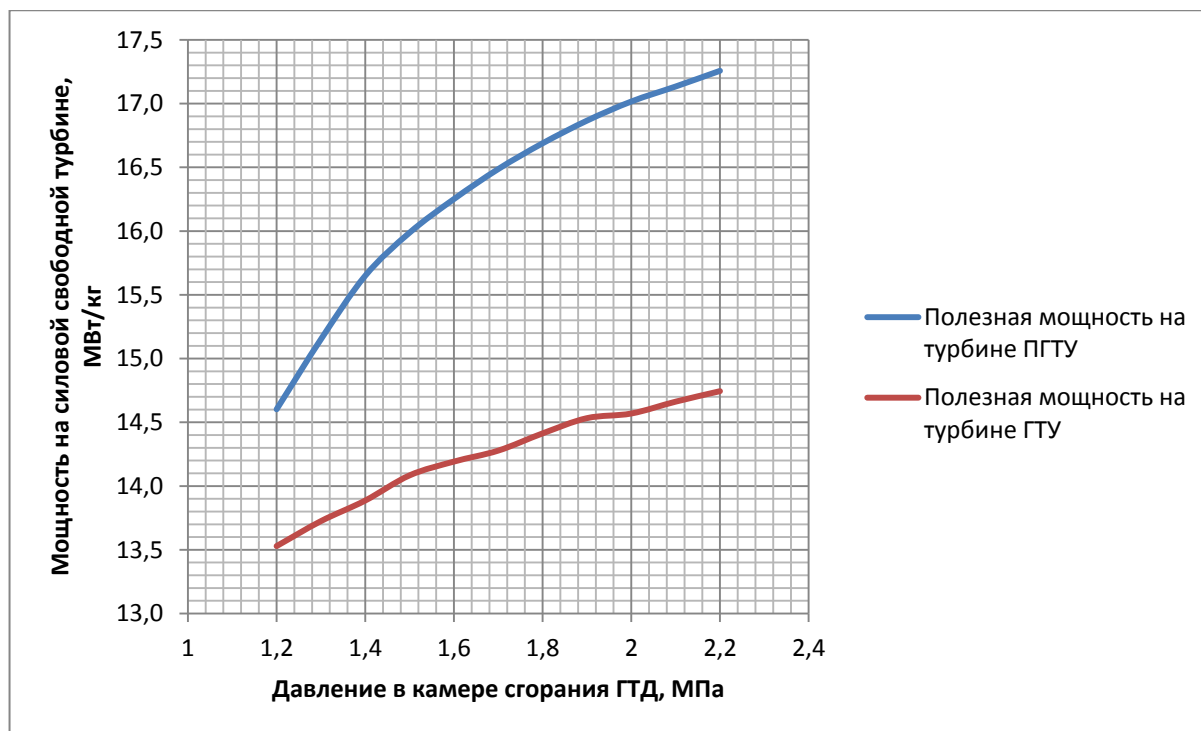


Рисунок 1 – График зависимости мощности на силовой свободной турбине от давления в камере сгорания ГТД

По результатам расчета видно, что на всех рассмотренных режимах по давлению парогазотурбинная установка с использованием предложенного метода выигрывает у традиционной газотурбинной.

Так же при использовании данного метода удастся расширить сферу применения стандартного ГТД путем частичной доработки его конструкции и добавления новых агрегатов (ФИК, силовая свободная парогазовая турбина, экономайзер). При этом сохраняются такие качества как высокая технологичность, мобильность, экономичность, большие агрегатные мощности при малых массе и габаритах.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, в ходе анализа существующих способов повышения энергетической эффективности ГТУ была проведена разработка оптимальной схемы решения форсажно-испарительной камеры.

Новый метод позволяет учесть недостатки вышеназванных способов, а так же, подобно ПГТУ, объединить в себе преимущества двух установок: паровой и газовой.

Так же, форсажно-испарительная камера может быть использована со всеми типами ГТУ и ГТД, при проведении небольшой модернизации, что существенно повышает ее ценность.

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: 03.12.2018)
3. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г., Богов И.А. Стационарные газотурбинные установки – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1989. – 543 с.
4. 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.
5. Парогазовые установки электростанций // Познайка.Орг – 2016-2017 год. URL: <http://poznayka.org/s68538t1.html> (дата обращения: 08.12.2018)
6. Верещагин Н.М., Савченко Г.Б. Расчет характеристик парогазотурбинной установки на основе трехкомпонентного парогазогенератора // Молодежь. Техника. Космос: труды X Общероссийской молодежной науч.-техн. конф. Т.1/ Балт. гос. техн. ун-т. – СПб.; 2018. – 197-201 с.