« Нагнетатели и тепловые двигатели »

СОДЕРЖАНИЕ

Введение

1. Исходные данные
2. Расчет принципиальных схем газотурбинных установок
	1. Простая схема газотурбинной установки
	2. Расчет параметров цикла
		1. Процесс 1-2 адиабатный
		2. Процесс 2-3 изобарный
		3. Процесс 3-4 адиабатный
		4. Процесс 4-1 изобарный
	3. Определение зависимости ηt=f(β)
	4. Расчет параметров необратимого цикла
	5. Расчет цикла с регенерацией теплоты
		1. Необратимый процесс
	6. Система основных уравнений для регенератора

Заключение

Список использованных источников

ВВЕДЕНИЕ

Промышленное освоение газотурбинных установок (ГТУ) началось в предвоенные годы. В период войны большие исследования были направлены на создание для авиации реактивных двигателей с газовыми турбинами.

Применение получили, главным образом, газотурбинные установки, у которых цикл совершается с подводом тепла при постоянном давлении (с открытыми камерами сгорания).

Газовые турбины лишены ряда недостатков, присущих поршневым двигателям внутреннего сгорания. Наличие кривошипно-шатунного механизма у поршневых двигателей внутреннего сгорания ограничивает их число оборотов и поэтому мощность одного цилиндра получается относительно небольшой. Газовые турбины не имеют кривошипно-шатунного механизма и могут выполняться с высокими числами оборотов, что позволяет сосредоточить в отдельных агрегатах большие мощности при сравнительно небольших габаритах и весе.

У турбинных двигателей осуществляется полное расширение рабочего тела, что заметно увеличивает их термический к. п. д.

Процесс преобразования тепловой энергии в механическую у турбинных двигателей принципиально отличен от поршневых двигателей.

Рабочее тело — газы, образующиеся при сгорании топлива в особых камерах сгорания, куда подводится сжатый воздух, поступают в сопла турбины.

В соплах рабочее тело адиабатно расширяется, приобретает большую скорость движения и поступает на лопатки рабочего колеса, где благодаря изменению направления движения рабочего тела развивается сила, приложенная к лопаткам, которая производит механическую работу вращения рабочего колеса.

Практическое осуществление газовых турбин связано с рядом трудностей, которые в настоящее время удовлетворительно решаются.

Газотурбинные установки имеют благоприятные перспективы использования их, кроме авиации, в различных областях народного хозяйства, как-то: на электростанциях, нефтеперегонных и металлургических заводах, локомотивах, судах, автомобилях и др. Вот, почему я считаю данный курсовой проект важным.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Параметры воздуха в начальной точке цикла (на входе в компрессор):



Считать воздух и продукты сгорания топлива идеальными газовыми смесями с показаниями адиабаты и удельной изобарной массовой теплоемкостью .

Максимальная температура цикла: 

Степень сжатия в компрессоре: 

Внутренний относительный К.П.Д. турбины: 

Внутренний относительный К.П.Д. компрессора: 

Степень регенерации: 

2. РАСЧЕТ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ СХЕМ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

* 1. Простая схема газотурбинной установки

рис.1 Схема ГТУ

Газотурбинная установка (рис.1) является одним из видов теплового двигателя. Превращение теплоты в работу осуществляется в нескольких агрегатах ГТУ следующим образом: рабочее тело (газ) получают в камере сгорания путем сжигания топлива, далее газ разгоняют в сопловом аппарате, в результате осуществляется перевод теплоты в кинетическую энергию потока, далее поток газа попадает на лопатки ротора турбины, ротор начинает вращаться – происходит превращение кинетической энергии в механическую работу, которую можно с помощью электрогенератора перевести в электрическую энергию для потребителя.

В ГТУ могут осуществляться циклы с подводом теплоты по изохоре и изобаре, на практике чаще применяется последний.

На рисунке 2 представлен цикл ГТУ с подводом теплоты по изобаре в координатах v,p и s,T соответственно.

рис.2

Работа ГТУ осуществляется следующим образом. Процесс сжатия воздуха d-a (D-A) осуществляется в компрессоре КМ (рис.1); сжатый воздух подается в камеру горения (КГ), туда же через форсунку с помощью насоса ТН подается жидкое топливо; процесс сгорания a-b (A-B) протекает в камере горения КГ; процесс расширения рабочего тела b-c (B-C) протекает в сопловом аппарате СА и частично на лопатках ротора турбины ТР, отработавшие газы выбрасываются в атмосферу.

* 1. Расчет параметров цикла

Принимаем по заданию: , , , .

Считаем, что цикл обратимый. Одной из основных характеристик цикла ГТУ является степень сжатия воздуха в компрессоре (), равная отношению давления воздуха после компрессора () к давлению перед ним (), т.е.:

(1)

Из формулы1 найдем давление :





Из формулы Менделеева – Клапейрона

(2)

Найдем удельный объем () для одного килограмма воздуха:

,

где  - удельная газовая постоянная, равная Ř , представляет собой работу газа массой 1 кг при изменении его температуры на один градус в процессе при постоянном давлении, .





Из соотношений между  и  для адиабаты:

(3)

Из уравнения 3 найдем :



Из формулы 2 найдем :



Процесс 2-3 изобарный, следовательно:



 - максимальная температура, принимаем по заданию:



Из уравнения 2 находим 



Из соотношения между параметрами  и  для адиабатного процесса выразим :





где – показатель адиабаты, для двух атомных газов =1,4.

Из уравнения (2) найдем υ4:

 м3/кг

* + 1. Процесс 1-2 адиабатный

При адиабатном процессе Δq=0,тогда q12=0, кДж

Запишем уравнение первого закона:

di+dl=0,(5)

где di- изменение энтальпии, кДж; dlT- работа, кДж.

Техническая работа затрачивается на увеличение энтальпии в процессе 1-2:

dlT=- di=i2-i1=Cp(T2-T1)(6)

Из уравнения (6) найдем работу:

dlT= кДж/кг

Работа сжатия в адиабатном процессе определится по формуле:

(7)

Подставляя значения, в уравнение (7), получим:

 кДж/кг

* + 1. Процесс 2-3 изобарный

Определим сколько подвели теплоты:

,(8)

 кДж/кг

тогда

Техническая работа в изобарном процессе равна 0: lT2-3=0 кДж.

Найдем работу расширения:

кДж/кг

* + 1. Процесс 3-4 адиабатный (аналогично 1.2.1)



q3-4=0 кДж

кДж/кг

кДж/кг

* + 1. Процесс 4-1 изобарный (аналогично 1.2.2)

кДж/кг

lT=0, кДж/кг

кДж/кг

Определим термический КПД всего цикла по формуле:

,(9)

тогда ηt= 45,2%.

* 1. Определение зависимости ηt=f(β)

Определим ηt по формуле:

,(10)

Расчеты приведены в таблице 1:

Таблица 1.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| β | 1 | 2 | 4 | 6 | 8 | 9 | 10 |
| ηt,100% | 0 | 18 | 32,7 | 40,1 | 44,8 | 46,6 | 48,2 |

Термический КПД увеличивается с увеличением степени сжатия.

* 1. Расчет параметров необратимого цикла

Цикл является необратимым, если он не состоит из обратных процессов; энтропия системы при осуществлении такого цикла возрастает. Также необратимый процесс – это процесс, при проведении которого в прямом и обратном направлениях система не возвращается в исходное состояние.

В необратимом цикле теплота q1 проводится от источника (T2d) к рабочему телу (T2) при условии (T2d >T2), а теплота q2 может быть передана в атмосферу от рабочего тела (T4d), при чем (T4d >T4).

Найдем начальные параметры воздуха:

Внутренний относительный КПД компрессора определяется по формуле:

,(11)

где  - удельная изобарная теплоемкость; 

T2d - температура необратимого процесса в точке 2, К

Из формулы (11) определяем температуру T2d :

 К

Аналогично определим T4d, взяв внутренний относительный КПД для турбины: 

T4d= К

Определим все параметры воздуха в характерных точках.

Удельный объем из уравнения состояния (2). Расчеты приведены в таблице 2.

Таблица 2.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2d | 3 | 4d |
| T,K | 273 | 547,422 | 1072 | 674,818 |
| P,105 Па | 1 | 8,2 | 8,2 | 1 |
| υ,м3 | 0,783 | 0,191 | 0,375 | 1,935 |

Определяем подведенное количество теплоты и отведенное по формуле:

q1=Cp(T3-T2d) (12)

q2=Cp (T4d – T1) (13)

Рассмотрим процесс (1-2d) адиабатное сжатие (сжатие в компрессоре).

В этом процессе dq=0, следовательно, определяем работу техническую и работу сжатия по формулам аналогичным формулам (6) и (7).

Далее рассмотрим процесс адиабатного расширения (3-4d) – процесс, происходящий в газовой турбине. Расчет ведется аналогично процессам подвода и отвода теплоты. В этих случаях техническая работа равна нулю, т.к. поток газа не совершает данную работу, будет иметь место работа сжатия (2d-3) и работа расширения (4d-1). Их определяем по формуле:

(14)

Расчеты приведены в таблице 3:

Таблица 3

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1-2d | 2d-3 | 3-4d | 4d-1 |
| q, кДж/кг | 0 | 524,578 | 0 | 401,818 |
| lтехн, кДж/кг | 274,422 | 0 | 397,182 | 0 |
| l, кДж/кг | 196,7 | 150,4 | 284,7 | 115,2 |

Получим значение термического КПД по формуле:

,(15)

где  - КПД обратного цикла;

 - внутренний КПД цикла;

кДж/кг;

кДж/кг.

По формуле (15) получили:



Получаем, что , т.к. при необратимом процессе некоторая часть теплоты переходит на трение и теплообмен.

Это объясняется тем, что после совершения необратимого процесса рассматриваемая система может быть возвращена в первоначальное положение только при затрате энергии извне. Чем больше отклоняется необратимый процесс от обратимого, тем меньшая часть работы газа передается к приемнику механической энергии и больше на необратимые потери.

Найдем изменение энтропии по формуле:

(16)

Получим изменение энтропии для процессов (2-3) и (4-1)

кДж/К

кДж/К

* 1. Расчет цикла с регенерацией теплоты

турбинный поршневой двигатель тепловой

Принцип регенерации теплоты успешно применяется в газотурбинных установках для предварительного подогрева воздуха, поступающего из компрессора в камеру сгорания. Идеальный регенеративный цикл создать практически невозможно, т.к. для этого потребовалось бы бесконечно большое число промежуточных минирегенераторов, каждый из которых должен воспринимать и отдавать теплоту при определенной температуре. Поэтому рассматриваемый цикл представляет собой чисто теоретический интерес, а принцип регенерации, осуществляемый на практике, в той или иной мере приближен к идеальному регенеративному циклу.

В процессе 1-2 – происходит адиабатное сжатие в компрессоре, далее 2-3 – изобарно подводится теплота, 3-4 – происходит процесс горения в камере сгорания, 4-5 – адиабатное расширение, процесс 5-6 – изобарное охлаждение и 6-1 – выброс в атмосферу.

На рисунке 3 схематически изображен регенеративный цикл ГТУ.

Рис. 3 Регенеративный цикл ГТУ

υ

* + 1. Необратимый процесс

По заданию принимаем Т1 =273К; Т3 = Тmax=1072К; Т2d=547,422К, Т4d=674,818К; σ=0,72 с теми же удельными объемами в характерных точках и давлении.

Определим температуру Т5 по формуле, определяющей степень регенерации:

(17)

К

Определим температуру Т6 из уравнения, показывающего равенство между количествами теплоты, забираемыми и отдаваемыми теплообменником:

(18)

К

Определяем требуемые удельные объемы по формуле (2). Расчет приведен в таблице 4:

Таблица 4:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | Т,К | υ,м3 | Р,105Па |
| 1 | 273 | 0,783 | 1 |
| 2d | 547,422 | 0,191 | 8,2 |
| 3 | 1072 | 0,375 | 8,2 |
| 4d | 674,818 | 1,935 | 1 |
| 5 | 639,147 | 0,223 | 8,2 |
| 6 | 583,093 | 1,672 | 1 |

Процесс 1-2d – адиабатное сжатие. Определяем работу, совершаемую воздухом:

dq = 0, кДж/кг

Работу техническую определяем по формуле:

, (19)

кДж/кг

Работа на сжатие определяется по формуле:

 (20)

 кДж/кг

 кДж

кДж/кг

Аналогично рассчитаем процесс 6-1:

кДж/кг

=0 кДж/кг

кДж/кг(20)

Определим термический КПД по формуле:

, (21)

тогда 

Найдем работу цикла lц по формуле:

(22)

кДж/кг

Чтобы найти внутренний КПД необратимого цикла ГТУ с регенерацией, нужно определить работу обратимого цикла. Внутренний КПД определяется по формуле:

(23)

Процесс 2d – 5 – изобарное расширение. Из формулы 8:

кДж/кг

, кДж/кг

кДж/кг

Процесс 5-3 – изобарный

кДж/кг

, кДж/кг

кДж/кг

Процесс 3-4d - адиабатный (расширение):

dq = 0, кДж/кг

кДж/кг

кДж/кг

Процесс 4d – 6 – изобарное сжатие:

кДж/кг

, кДж/кг

кДж/кг

Из уравнения:

 (24)

выразим Т5:

К

Выразим температуру Т6 из уравнения (18):

К

Определим поступающее количество теплоты и отдаваемое:

К

К

Работу обратимого цикла определим по формуле (22):

кДж/кг,

тогда КПД:



Термический КПД ГТУ с регенеративной установкой больше, чем цикл без регенеративной теплоты, так как происходит предварительный подогрев воздуха, поступающего из компрессора в камеру сгорания.

* 1. Система основных уравнений для регенератора

Теплообменный аппарат (теплообменник) – это устройство, предназначенное для нагревания, охлаждения или для изменения агрегатного состояния теплоносителя.

В рекуперативных теплообменниках теплота от одного теплоносителя к другому передаётся через разделяющую их стенку. Для уменьшения термического сопротивления стенка выполняется из материала с хорошей теплопроводностью: меди, стали, латуни, сплавов алюминия и т. д. Такие теплообменники являются теплообменниками с непрерывным действием. В этом случае горячий и холодный теплоносители перемещаются одновременно, и передача теплоты происходит непрерывно. Примерами таких теплообменников могут служить паровые котлы, конденсаторы поверхностного типа, отопительные, сварочные аппараты для плавки ограниченных вяжущих веществ (дёгтя, пены, смолы), рекуперативные установки для подогрева заполнителей бетонов и др. В промышленности рекуператоры широко применяют также для подогрева генераторного газа и воздуха теплоносителями, выходящими из печей. Во многих случаях после воздействия на обрабатываемый материал эти теплоносители имеют ещё больший тепловой потенциал и могут рассматриваться как вторичные энергоресурсы. Наиболее распространены трубчатые теплообменники, в которых один теплоноситель движется в трубах, а другой – в межтрубном пространстве. Рассмотрим методику расчёта теплообменных аппаратов непрерывного действия. При расчете теплообменников могут встретиться следующие задачи:

1. Определение площадей поверхности нагрева (S), Обеспечивающей передачу заданного количества теплоты от горячего к холодному теплоносителю.
2. Определение количества теплоты (Q), которое может быть передано от горячей жидкости к холодной при известной площади (S).
3. Определение конечных температур теплоносителей при известных Q и S.

Основными расчётными уравнениями являются уравнения теплопередачи:



и внутреннего баланса:



,

где G1, G2 – расходы горячего и холодного теплоносителей; c1, c2 - соответствующие теплоёмкости; ∆t′ , ∆t ″ - начальные и конечные температуры.

В общем случае температура горячей и холодной жидкостей в теплообменных аппаратах не остаётся постоянной, поэтому уравнения могут применяться лишь в дифференциальной форме для площади поверхности dS, а именно . Тогда полное количество теплоты, переданное от горячей жидкости и холодной всей площадью S, определяется выражением:

.

В этом уравнении ∆tср – средний температурный напор, определяемый характером изменения температур рабочих жидкостей вдоль поверхности нагрева.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Эффективность использования тепла отработавших газов определяется степенью регенерации , которая представляет собой отношение количества тепла, переданного воздуху в регенераторе, к максимально возможному количеству тепла.

При полной регенерации ηt, возрастает с уменьшением степени повышения давления и с повышением отношения температур

.

При неполной регенерации и неизменных , ηt, повышается с увеличением .

Действительный цикл ГТУ имеет существенные отклонения от идеального цикла, которые сводятся к следующему: сжатие воздуха в компрессоре происходит в результате тепловых и гидравлических потерь не по адиабате 1-2, а по условной политропе 1-2d’; конечное давление сжатия в компрессоре больше давления газа перед турбиной вследствие гидравлических потерь в трубопроводах между компрессором и турбиной; несовершенство процесса сгорания и потери части тепла излучением в окружающую среду камерой сгорания приводят к снижению конечной температуры цикла и оцениваются к. п. д. камеры сгорания; регенерация тепла отработавших газов из турбины, вследствие потерь, в теплообменнике (регенераторе), не может быть полной и оценивается степенью регенерации <1; давление в конце расширения в турбине р5, из-за гидравлических потерь в регенераторе больше атмосферного давления р1.

Анализ формул и зависимостей для действительного цикла ГТУ с регенерацией позволяет сделать следующие выводы:

1) повышение температуры газа перед турбиной повышает внутренний к.п.д. ηt;

2) при неизменной температуре перед турбиной Т4 увеличение степени регенерации приводит к повышению экономичности ГТУ и к снижению степени повышения давления π;

3) при степенях регенерации порядка 0,6-4-0,75 удельный расход топлива уменьшается на 22-28% по сравнению с ГТУ без регенерации.

Повышение экономичности ГТУ может быть достигнуто путем усложнения конструктивных схем. Например, ступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением уменьшает затрату мощности на компрессор и поэтому увеличивает полезную удельную работу, снижает удельный расход газа, повышает степень регенерации, а в целом существенно возрастает к. п. д. ГТУ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Нигматулин И.Н. Тепловые двигатели. Учеб. пособие для втузов. М.: Высшая школа, 1974.-375 с. ил.
2. Предтеченский Г.П. Газотурбинные установки. Госэнергоиздат, 1957.

Размещено на Allbest.ru