МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Тульский государственный университет»

Институт высокоточных систем им. В.П. Грязева

Кафедра «Ракетное вооружение»

Утверждено на заседании кафедры

«Ракетное вооружение»

«13» 01 2021г., протокол №5

/И.о.зав. кафедрой

_____ А.В.Смирнов

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению лабораторных работ
по дисциплине (модулю)

«Термодинамика»

основной профессиональной образовательной программы
высшего образования – программы специалитета

по специальности
24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей

со специализацией
Проектирование ракетных двигателей твердого топлива

Форма обучения: очная

Идентификационный номер образовательной программы: 240502-01-21

Тула 2021 год

Разработчик методических указаний

Евланова О.А.. доцент, к.т.н., доцент

_____ _____

(ФИО, должность, ученая степень, ученое звание) *(подпись)*

СОДЕРЖАНИЕ

1.Лабораторная работа №1.....4
2. Лабораторная работа №2.....11
3. Лабораторная работа №3.....17
4. Лабораторная работа №4.....20
5. Лабораторная работа №5.....27
6. Лабораторная работа №6.....30
7.Список литературы.....36

Лабораторная работа №1

Измерение средней объемной изобарной теплоемкости воздуха

1. Цель и задачи работы

При проведении работы студенты знакомятся с экспериментальным методом измерения средней изобарной объемной теплоемкости воздуха, получают навыки в обращении с измерительными приборами, знакомятся с их конструкцией.

Студентам необходимо оценить ошибки измерений, а также изучить способ обработки экспериментального материала.

2. Основы теории

Количество тепла dq, подведенное к одному килограмму тела в каком-либо процессе, часто выражают через приращение температуры этого тела dT:

$$dq_x = c_x dT \tag{1}$$

или

$$q_{1-2,x} = \int_{t_1}^{t_2} c_x dT\ , \tag{2}$$

где интеграл берется от начального состояния 1 до заданного конечного состояния 2.

Множитель C_x называют удельной теплоемкостью или теплоемкостью.

Так как количество теплоты $q_{1\text{-}2,x}$ зависит от характера процесса, то теплоемкость системы C_x также зависит от условий протекания процесса и представляет собой функцию параметров состояния тела.

Таким образом, удельная теплоемкость представляет собой количество тепла, которое нужно подвести единице тела для повышения его температуры на 1 К в данном процессе.

В различных процессах величина C может иметь самые различные значения (от нуля до $\mp\infty$), кроме того, теплоемкость в реальных процессах не остается постоянной, а меняется соответственно температуре.

В термодинамике различают следующие виды теплоемкостей: массовую, объемную и мольную.

Удельная (массовая) теплоемкость $\boldsymbol{c_x}$ - величина, равная отношению теплоемкости однородного тела к его массе. Единица измерения массовой теплоемкости - Дж/(кг К).

Объемной теплоемкостью $\boldsymbol{c'_x}$ называют отношение теплоемкости рабочего тела к его объему при нормальных физических условиях, т.е. при давлении 101325 Па и температуре t = 0 ^{0}С. Единица измерения объемной теплоемкости - Дж/(м^3 К).

Массовую теплоемкость тела для изобарного процесса обозначают – C_p, а для изохорного – C_v. Соответственно объемные теплоемкости обозначают через C'_p и C'_v. Поскольку масса тела равна его объему, умноженному на плотность ρ, то:

$$c_v = \frac{1}{\rho} c'_v ,$$

$$c_p = \frac{1}{\rho} c'_p . \qquad (3)$$

Молярной теплоемкостью c_μ называют величину, равную произведению массовой теплоемкости вещества на молярную массу этого вещества. Единицей измерения молярной теплоемкости является - Дж/(моль К).

Очевидно,

$$c_{p\mu} = \mu c_p \text{, Дж/кмольК,}$$

$$c_{v\mu} = \mu c_v \text{, Дж/кмольК} \qquad (4)$$

Теплоемкость в процессе с постоянным давлением выше, чем в процессе с постоянным объемом, т. к. в случае постоянного объема подведенная теплота расходуется только на повышение внутренней энергии, а при постоянном давлении совершается дополнительная работа расширения газа.

Теплоемкости C_p и C_v связаны соотношениями:

$$c_p - c_v = R ,$$

$$\frac{c_p}{c_v} = k , \qquad (5)$$

где R – газовая постоянная,

k – показатель адиабаты.

При практических расчетах пользуются средней теплоемкостью в заданном интервале температур. Эта теплоемкость определяется зависимостью

$$c\Big|_{T_1}^{T_2} = \frac{q_{1-2}}{T_2 - T_1} ,$$

где $q_{1\text{-}2}$ – теплота процесса 1 – 2 (рис. 1), протекающего от T_1 до T_2.

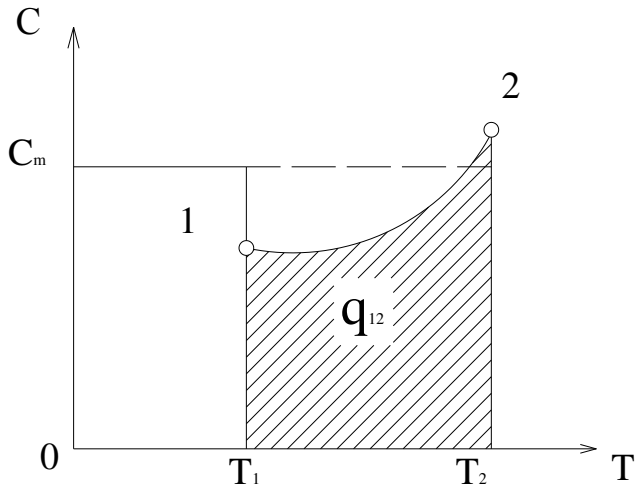

Рис. 1. Графическое представление средней теплоемкости.

Соответственно, если известна заранее величина C в заданном диапазоне температур, то теплоту процесса можно определить как

$$q_{1-2} = c\Big|_{T_1}^{T_2}(T_2 - T_1).$$

Основные опыты по определению удельных теплоемкостей производятся при термически подведенной энергии в области комнатных температур. Измерение изохорной теплоемкости с высокой степенью точности затруднительно, поэтому для определения C_v пользуются преимущественно косвенными методами, используя связь изохорной и изобарной теплоемкостей.

Одним из методов определения теплоемкостей является метод проточного калориметрирования. К потоку газа, протекающего через калориметр, подводится с помощью нагретой электрическим током спирали некоторое количество теплоты. При установившемся тепловом режиме системы и постоянном расходе воздуха количества тепла, выделенное нагревателем и воспринимаемое воздухом и элементами установки, неизменно во времени. Температура истекающего газа при этом постоянна.

Измеряя с помощью газового счетчика или дроссельного устройства расход газа, разность температур на входе в калориметр и на выходе из него, а так же электрическую мощность нагревателя, определяют величину средней в некотором интервале температур объемной изобарной теплоемкости:

$$c_p'\Big|_{T_1}^{T_2} = \frac{Q}{V_н(T_2 - T_1)}, \qquad (6)$$

где $c_p'\Big|_{T_1}^{T_2}$ – средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении в интервале температур от T_1 до T_2;

Q – количество теплоты, подведенное к воздуху электронагревателем;

$V_н$ – объем воздуха, протекающего через калориметр, приведенный к нормальным физическим условиям;

T_1 , T_2 – температуры воздуха на входе и на выходе калориметра.

3. Объект и средства исследования

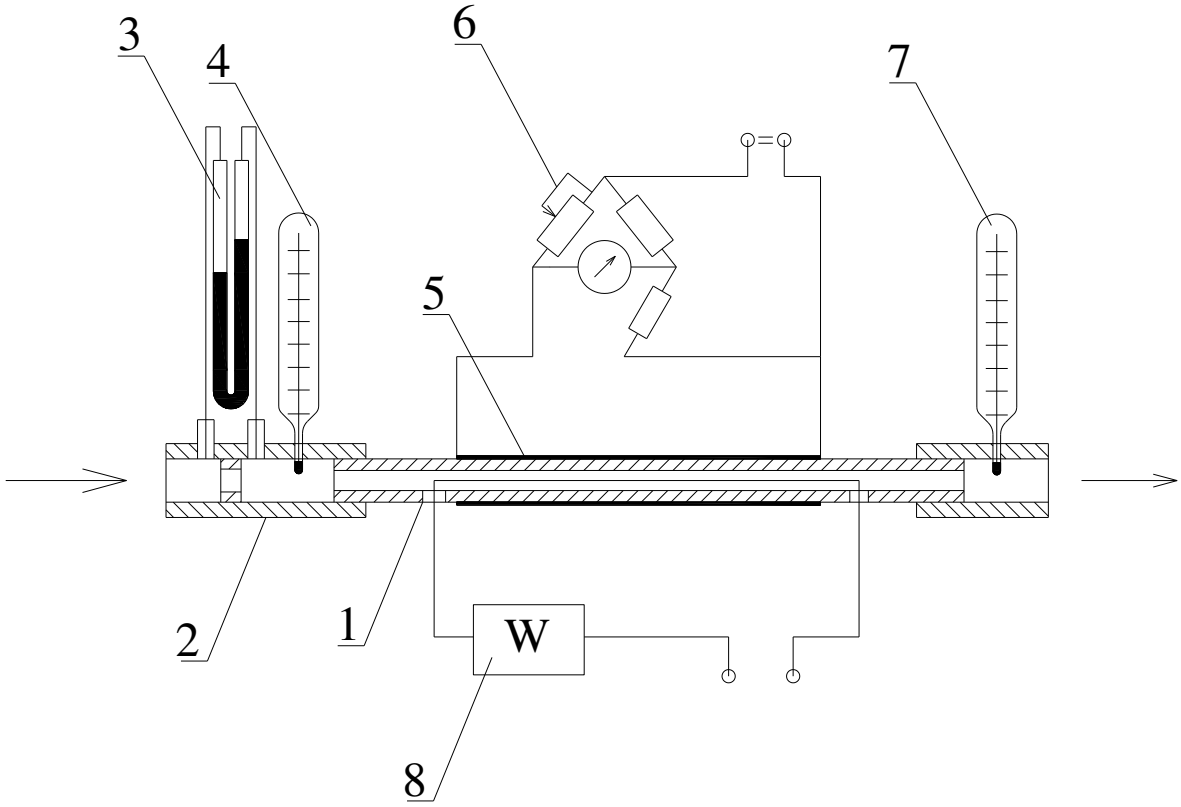

Рис.2. Схема установки для определения средней изобарной теплоемкости газов

Схема установки для определения изобарной теплоемкости представлена на рис. 2. Установка состоит из проточного калориметра 1, в котором размещен электронагреватель. На входе в калориметр и на выходе из него установлены термометры 4 и 7, измеряющие температуру исследуемого газа. Исследуемым газом в опытах является воздух. Расход газа через калориметрическую установку измеряется с помощью дроссельного устройства 2 и дифференциального манометра 3. Мощность, потребляемая нагревателем, измеряется ваттметром 8.

Для определения тепловых потерь из проточного калориметра на внешней поверхности калориметрической трубы установлен термометр сопротивления 5, при помощи которого измеряют среднюю температуру поверхности. Измерение также производится с помощью моста постоянного тока и микроамперметра. Установка «0» производится потенциометром 6.

Избыточное давление в калориметрической трубе измеряется дифференциальным манометром 3. В используемой экспериментальной

установке указанное избыточное давление очень мало и при расчетах его следует принять равным нулю.

4. Порядок выполнения работы

1. Перед включением установки необходимо установить регулятор напряжения лабораторного трансформатора (ЛАТРа) в нулевое положение и убедиться, что выключен тумблер питания электронагревателя.

2.Включив напряжение питания, устанавливают вращением ручки потенциометра стрелку микроамперметра в нулевое положение, затем регулятором напряжения ЛАТРа устанавливают выбранный расход газа через калориметрическую установку, после чего включают тумблер электрического нагревателя и приступают к регистрации показаний приборов.

3. Показания приборов записывают в таблицу 1 через каждые 5 минут до установления стационарного режима, т. е. когда показания с течением времени не будет изменяться (необходимо зарегистрировать не менее двух одинаковых во времени показаний приборов).

Таблица 1

№ п/п	Температура газа, К		Расход газа, $м^3/с$	Мощность электронагре-вателя, Вт	Температура поверхности, К	Перепад давления на дросселе, мм.в.ст.	Атмосферное давление, мм.рт.ст.
	на входе	на выходе					

4. После снятия показаний измерительных приборов необходимо выключить установку, для чего сначала выключают электронагреватель, затем устанавливают регулятор ЛАТРа в нулевое положение и выключают питание установки.

5. Определяют величину потерь тепла в единицу времени, вызванных конвективным теплообменом с наружной поверхности калориметрической трубы на участке между термометрами 4 и 7 по формуле (7):

$$Q_k = \alpha_k (T_{пов.} - T_{окр.}) S_{охл.}, \qquad (7)$$

где $\alpha_к$ - коэффициент теплообмена при естественной конвекции, $\alpha_к$=5 Вт/м^{2}К;

$S_{охл.}$ - площадь теплоотдающей поверхности трубы;

$T_{пов.}$– температура теплоотдающей поверхности;

$T_{окр.}$– температура окружающей среды.

5. По зависимости (8) определяют количество теплоты, подведенное к воздуху в единицу времени:

$$Q = W - Q_k, \qquad (8)$$

где W – мощность электрического нагревателя.

6. Для приведения объема протекающего газа к нормальным физическим условиям можно воспользоваться уравнением состояния идеальных газов (9), откуда выражают $V_н$:

$$\frac{pV}{T} = \frac{p_н V_н}{T_н}, \qquad (9)$$

где левая часть уравнения (9) представляет параметры газа на входе в калориметр, правая – значения параметров при нормальных физических условиях.

7.По зависимости (6) производят подсчет средней объемной изобарной теплоемкости воздуха с точностью до 0,01.

8. Полученное значение объемной изобарной теплоемкости воздуха по формулам (3) и (4) пересчитывают в массовую C_p и молярную $C_{p\mu}$ теплоемкости.

Средняя молекулярная масса воздуха $\mu_в$ =28,98 кг/кмоль,

плотность воздуха $\rho_в$ =1,29 кг/м^3.

9. Табличное значение средней для интервала наблюдаемых в опыте температур от T_1 и T_2 теплоемкости $C_{ртабл.}$ определяется по приведенным табличным данным (таблица 2) с помощью известной в термодинамике зависимости (10):

$$Cp\Big|_{T_1}^{T_2} = \frac{Cp\Big|_{273}^{T_2} T_2 - Cp\Big|_{273}^{T_1} T_1}{T_2 - T_1}, \qquad (10)$$

где $Cp\Big|_{273}^{T_2}$ и $Cp\Big|_{273}^{T_1}$ - табличные значения средней в интервалах температур от 273 К до T_1 и от 273 К до T_2 удельной массовой изобарной теплоемкости воздуха.

Таблица 2

Средняя в интервале температур от 273 К до T ,К
удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха, кДж/кгК.

T , К	273	293	313	333	353	373
$Cp\Big\|_{273}^{T}$	1,0036	1,0039	1,0043	1,0048	1,0054	1,0061

10. Определенную в результате проведенного опыта величину массовой теплоемкости C_p необходимо сравнить с известным из результатов точных опытов табличным значением $C_{ртабл.}$ и определить относительную величину ошибки лабораторного определения теплоемкости в % по зависимости (11):

$$\Delta c_p = \frac{c_p - c_{ртабл}}{c_{ртабл}} 100\%. \qquad (11)$$

5. Контрольные вопросы

1. В чем различие изобарной и изохорной теплоемкостей?
2. Каким образом измеряется расход воздуха через калориметрическую установку?
3. Что представляет собой дифференциальный жидкостный манометр?
4. С какой целью и каким образом измеряется температура поверхности проточной части калориметра?
5. Как определяют количество излучаемого нагревателем тепла?
6. С помощью чего измеряют избыточное давление воздуха в калориметре?
7. Как рассчитывают среднюю объемную изобарную теплоемкость?
8. От каких факторов зависит величина теплоемкости газа?
9. Какие виды теплоемкости были рассчитаны в данной работе?

Лабораторная работа №2

Экспериментальное определение показателя политропы

1. Цель и задачи работы

Студенты углубляют и закрепляют знания по разделу рабочих процессов в теплоэнергетических установках, теоретически изучают возможные политропные процессы и их частные случаи – изохорный, изотермический, изобарный и адиабатический.

При выполнении работы студенты знакомятся с экспериментальным методом измерения показателя политропного процесса.

2. Основы теории

В технике чаще встречаются процессы, в которых рабочее тело (газ) частично обменивается тепловой энергией с окружающей средой. Изменение энергии рабочего тела вследствие теплообмена зависит от различных факторов: скорости протекания процессов, совершенства термической изоляции и других. Параметры процесса, протекающего при наличии такого теплового контакта рабочего тела с внешней средой, отличаются от параметров идеальных процессов – адиабатического, протекающего при идеальной тепловой изоляции рабочего тела, и изотермического, при полном отсутствии тепловой изоляции в условиях постоянства температуры рабочего тела.

Адиабатическое расширение, характеризуемое отсутствием теплообмена между рабочим телом и внешней средой, представлено кривой 1 на рис. 1. При таком расширении давление падает не только вследствие увеличения объема, как в случае изотермического расширения (кривая 3), но и из-за связанного с этим охлаждения. Кривая, называемая «адиабатой», спадает, таким образом, круче, чем изотерма. Уравнения этих процессов имеют вид:

- адиабатического $PV^k = const$
- изотермического $PV = const$

где P – давление, V – удельный объем, k – показатель адиабаты, R – газовая постоянная рабочего тела, T – постоянная температура изотермического процесса.

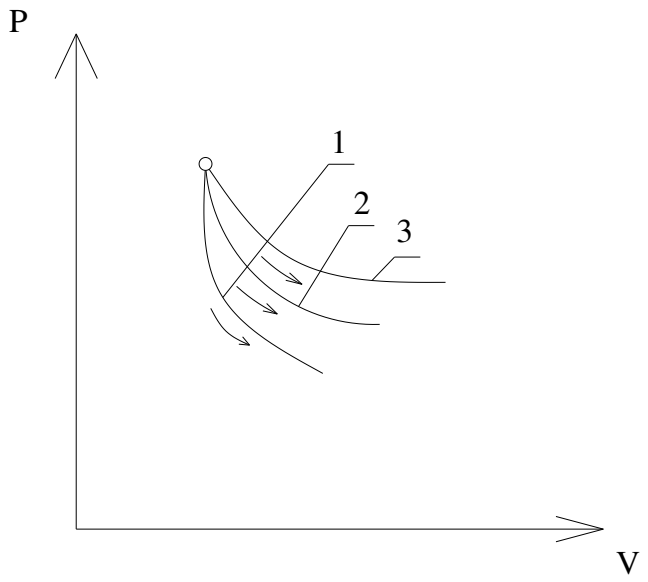

Рис.1. *PV* – диаграмма термодинамических процессов расширения: 1 – без теплообмена; 2 – с частичным теплообменом; 3 – с постоянной температурой рабочего тела.

При расширении, сопровождающемся теплообменом с окружающей средой, газ охлаждается не так сильно, как при адиабатическом расширении. В связи, с чем кривая такого расширения (рис. 1) располагается между адиабатой и изотермой.

Среди термодинамических процессов, для которых характерно наличие теплообмена между рабочим телом и окружающей средой, выделяют политропные процессы, протекающие таким образом, что в течение всего процесса во внутреннюю энергию превращается одна и та же доля подведенной теплоты. Такие процессы также как адиабатический и изотермический, являются идеализированными, но к политропному процессу с определенной погрешностью сводятся многие, характерные для техники, рабочие процессы.

Уравнение политропного процесса может быть получено следующим образом. Если *c* – теплоемкость политропного процесса, то элементарное количества тепла *dq*, подведенное в этом процессе к рабочему телу:

$$dq = CdT,$$

и уравнение первого закона термодинамики для этого процесса примет вид:

$$CdT = C_v dT + PdV \qquad (1)$$

или

$$(C - C_v)dT = PdV \qquad (2)$$

Учитывая, что

$$dT = \frac{PdV + VdP}{R},$$

уравнение (1) преобразуется к виду:

$$(C - C_p)PdV + (C - C_v)VdP = 0$$

Интегрируя полученное уравнение, получим уравнение политропы

$$PV^{\frac{c-c_p}{c-c_v}} = const \qquad (3)$$

Обозначая показатель политропы через n, получим

$$PV^n = const \qquad (4)$$

$$PV^n = \frac{c-c_p}{c-c_v} \qquad (5)$$

Уравнение (4) показывает, что политропным процессом является такой термодинамический процесс изменения параметров состояния рабочего тела, при котором в течение всего процесса показатель политропы n, могущий иметь любое численное значение в пределах от -∞ до +∞, остается постоянным.

Политропный процесс при определенных условиях является обобщающим по отношению к изохорному и адиабатному. На рис. 2 изображено значение показателя политропы в зависимости от характера протекающего процесса.

Если известна кривая политропного процесса, то показатель политропы может быть определен по значениям параметров P и V в двух точках политропы. В соответствии с уравнением (4)

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n. \qquad (6)$$

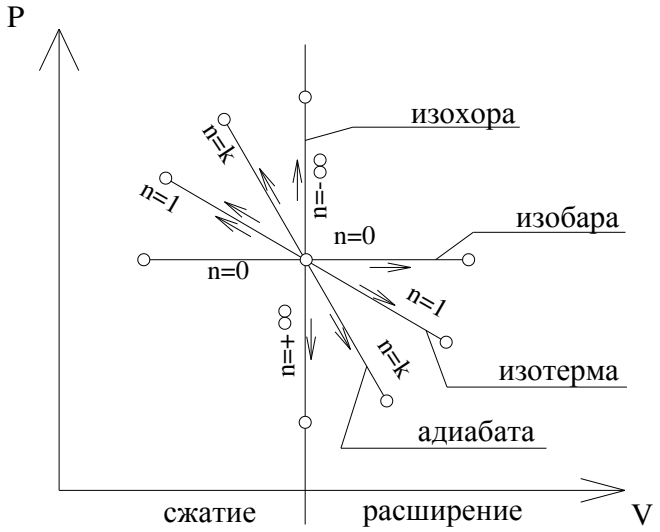

Рис.2. Области возможных политропных процессов

После логарифмирования данного уравнения

$$lgP_1 + nlgV_1 = lgP_2 + nlgV_2$$

показатель политропы определится в виде отношения

$$n = \frac{lg\frac{P_1}{P_2}}{lg\frac{V_2}{V_1}} \qquad (7)$$

3. Объекты и средства исследования

Схема установки для осуществления процессов расширения газа при различных режимах истечения показана на рис. 3. В качестве рабочего тела используется воздух.

Установка состоит из следующих основных элементов:

1– баллон для сжатого газа;
2– электропневмоклапан (ЭПК);
3– штуцер ЭПК с дроссельной шайбой;
4– насос;
5– вентиль;
6– образцовый манометр для измерения избыточного давления газа в баллоне 1.

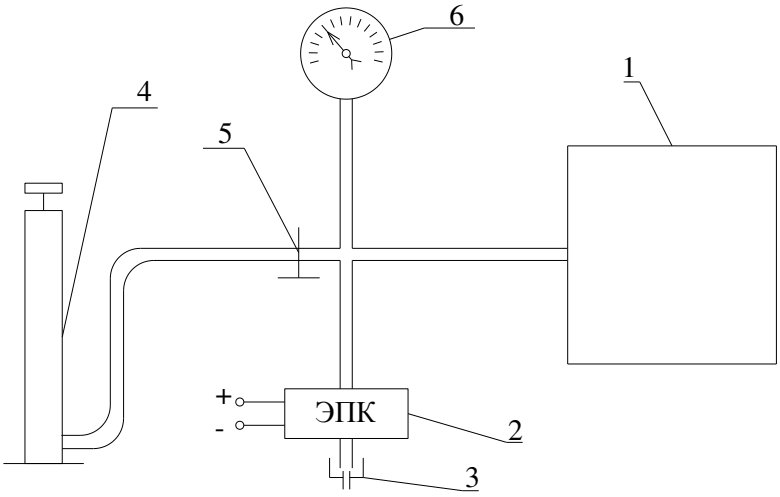

Рис. 3. Схема установки

Накачивание баллона осуществляется при открытом вентиле 5. После достижения необходимого давления штуцер закрывается.

Входящий в состав установки ЭПК позволяет мгновенно открывать и закрывать магистраль для истечения газа.

Различные скорости протекания процесса расширения обеспечиваются дроссельными шайбами с отверстиями различного диаметра.

4.Порядок выполнения работы

1.Включить установку в сеть и убедиться, что тумблер питания ЭПК находится в нейтральном положении.

2. Перед началом и после проведения опыта определить по барометру и термометру давление и температуру окружающей среды в рабочем помещении.

3.Открыть вентиль 5 и с помощью насоса в баллон накачать воздух до давления $P_{нач}$, указанное руководителем работы, но не более 0,2 МПа. Необходимо учитывать, что при накачивании воздух нагревается, в связи с чем, при изменении давления, должна быть обеспечена выдержка времени,

необходимая для выравнивания температур, после чего вентиль закрыть. При необходимости избыток воздуха можно сбросить с помощью ЭПК.

4.Открыть ЭПК и наблюдать за процессом истечения воздуха по манометру 6. В момент, когда давление упадет на величину ΔP, равную 1/5….1/10 начального давления процесса $P_{нач}$, ЭПК закрыть, прекращая тем самым истечения воздуха. Фиксируя конечное значение давления истечения воздуха из баллона $P_{П1}$ следить за повышением давления вследствие нагрева от стенок баллона, охладившегося при расширении воздуха, и фиксировать установившееся давление P_{T1}, соответствующее процессу изотермического расширения при температуре окружающей среды.

5.Вновь накачать воздухом баллон до давления $P_{нач}$ и затем осуществить истечение до давления $P_{П2}$, отличающее от начального на $2\Delta P$. Зафиксировать соответствующее P_{T2}. Опыт повторяют 5-10 раз, осуществляя перевод полученных значений $P_{Пi}$ и P_{Ti} (ед.) в систему СИ (Па), используя соотношение 100 ед. = 1,6 10^5 Па.

6.По уравнению изотермы

$$PV = RT = const$$

рассчитать значения удельного объема V_i, соответствующие давлениям изотермического процесса P_{Ti}:

$$V_{Ti} = \frac{R_в T}{P_{Ti}},$$

где $R_в$ – газовая постоянная воздуха, определяемая универсальной газовой постоянной R_μ = 8314,4 Дж/(кмоль К) и молекулярной массой воздуха $\mu_в$ = 28,98 кг/кмоль;

$$R_в = \frac{R_\mu}{\mu_в}.$$

Найденные значения удельных объемов изотермического процесса V_{Ti} позволяют определить соответствующие значения удельных объемов $V_{Пi}$ истечения воздуха из баллона, т. к. при повышении давления от $P_{Пi}$ до P_{Ti} в каждой точке i вследствие нагревания воздуха его масса в баллоне и объем, а следовательно и удельный объем, не изменялись.

7. Рассчитать значение давления $P_{АД.i}$, соответствующее давлению адиабатического расширения воздуха, используя зависимость (6). Показатель адиабаты воздуха $к$ =1,4.

8. По зависимости 7 определить показатель политропы n для различных участков кривой расширения воздуха при истечении из баллона и затем рассчитать среднее арифметическое значение показателя политропы для данного процесса.

9. Полученные результаты занести в таблицу 1.

Таблица 1

№ опыта	$P_П$, ед.	$P_П$, МПа	$P_Т$, ед.	$P_Т$, МПа	$V_Т$, м^3/кг	$P_{АД}$, МПа	n

10. Построить кривые изотермического, адиабатического и политропного процессов в координатах *P(V)*.

5.Контрольные вопросы

1.Какие термодинамические процессы называют политропными?

2.Почему при политропном истечении воздуха из баллона давление падает менее интенсивно, чем при адиабатическом, но более интенсивно, чем при изотермическом?

3.Как определяется абсолютное давление в баллоне?

4.Как зависит показатель политропы истечения воздуха от теплоизоляции внутренней поверхности баллона?

Лабораторная работа №3

Определение параметров истечения струи воздуха из баллона

1. Цель работы

Целью данной работы является определение зависимостей секундного массового расхода и скорости истечения воздуха из баллона через суживающееся сопло при различных соотношениях давлений в баллоне и среде.

2.Исходные данные

Давление в баллоне p_1 = 8МПа;
Давление окружающей среды p_2 = 0÷8 МПа;
Показатель адиабаты для воздуха κ = 1,4;
Площадь критического сечения сопла $F_{кр.}$=30 мм^2;
Газовая постоянная для воздуха R=259,82 $\frac{Дж}{кг \cdot К}$.

Температура в баллоне T,К в вариантах индивидуального задания выдается преподавателем.

Определить: ω - скорость, $\dot{m}$ -секундный массовый расход газа.

3. Основы теории

Скорость адиабатного истечения идеального газа определяется по зависимости:

$$\omega = \sqrt{2\frac{\kappa}{\kappa-1}p_1 v_1\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \quad . \qquad (1)$$

Скорость истечения газа зависит от состояния газа при входе в сопло и от давления p_2 на выходе.

Массовый секундный расход газа (кг/сек) при истечении газа определяется из уравнения:

$$\dot{m} = \frac{F\omega}{v_2} \quad ,$$

где F- площадь выходного сечения канала;
ω- скорость истечения;
v_2- удельный объем газа в выходном сечении канала.

При адиабатном истечении идеального газа

$$v_2 = v_1(\,p_1 / p_2\,)^{1/k}\,.$$

Тогда массовый секундный расход идеального газа

$$\dot{m} = \frac{F\sqrt{2[k/(k-1)](p_1 v_1)\left[1-(p_2/p_1)^{\frac{K-1}{K}}\right]}}{v_1(p_1/p_2)^{\frac{1}{K}}}$$ или

$$\dot{m} = F\sqrt{2[k/(k-1)](p_1/v_1)\left[(p_2/p_1)^{\frac{2}{K}} - (p_2/p_1)^{\frac{(K+1)}{K}}\right]}. \qquad (2)$$

Массовый секундный расход идеального газа зависит от площади выходного сечения канала, начального состояния газа и степени его расширения.

Скорость газа, которая устанавливается в выходном сечении суживающегося сопла при истечении в окружающую среду с давлением равным или ниже критического, называется критической скоростью. Критическую скорость $\omega_к$ можно определить из уравнения (1), подставив в него вместо p_2/p_1 значение $\beta_k=[2/(k+1)]^{k/(k-1)}$, где $\beta_k=\frac{p_2}{p_1}$ зависит только от показателя адиабаты k, то есть зависит от природы рабочего тела и для двухатомных газов с k=1,4 равен β_k=0,528.

Тогда $\omega_K = \sqrt{2[k/(k+1)]p_1 v_1} = \sqrt{2kRT_0/(k+1)}$. Критическая скорость при истечении идеального газа зависит только от начальных параметров и его природы.

При критическом давлении $(p_k=\beta_k \bullet p_1)$ в выходном сечении канала устанавливается максимальный секундный расход газа, который определяется из уравнения (2) при замене p_2/p_1 на значение $\beta_k=[2/(k+1)]^{k/(k-1)}$.

После соответствующих преобразований получаем:

$$M_{max}=F_{min}\sqrt{2[k/(k+1)](p_1/v_1)[2/(k+1)]^{2K(K-1)}}.$$

Максимальный секундный расход газа вполне определяется начальным состоянием газа, величиной выходного сечения F_{min} и природой газа, то есть показателем адиабаты k.

4. Порядок расчета

1. По зависимости (1) определить скорость истечения воздуха из баллона при различных значениях p_2.

2. По зависимости (2) определить значение массового секундного расхода при различных значениях p_2.
3. Результаты расчетов занести в таблицу.

P_2, МПа	0	...	8
ω			
$\dot{m}$			
p_2/p_1			

4. Найти значение $\beta_k=p_2/p_1$, при котором $\dot{m}$ будет максимальным. Далее, при уменьшении $\frac{p_2}{p_1}$ – $\dot{m}$ будет принимать постоянное значение, равное максимальному. Истечение будет происходить с критической скоростью, а, следовательно, скорость движения газа (воздуха) будет постоянна.

5. Построить зависимости скорости истечения и секундного массового расхода от перепада давления p_2/p_1 .

5. Контрольные вопросы

1. Записать уравнение (1) с использованием параметров R и T_0.
2. Как зависит критическая скорость от давления газа?
3. Как зависит расход от давления газа?
4. Дать определение критической скорости.
5. Указать на графике области, где истечение газа происходит с учетом полного перепада давлений, а где - с критической скоростью.

Лабораторная работа №4
Определение термодинамических параметров при течении газа по соплу

1.Цель работы

Целью данной работы является освоение методики расчета термодинамических параметров газа при дозвуковом и сверхзвуковом течении.

2. Исходные данные

Значения параметров на входе в сопло в вариантах индивидуального задания выдаются преподавателем.

Давление торможения газа P_0 , МПа;
Температура торможения газа T_0, К;
Показатель адиабаты к=1,4;
Газовая постоянная R =287 Дж/(кг·К);
Площадь критического сечения сопла $F_{кр.}=10^{-3}м^2$.

3. Теоретические сведения

При движении газа теплота расходуется не только на изменение внутренней энергии и на совершение внешней работы (против внешних сил), но и на изменение кинетической энергии газа при его перемещении.

Поэтому уравнение первого закона термодинамики для 1 кг газа в дифференциальной форме имеет следующий вид:

$$dq = du + dl' + dW^2/2, \qquad (1)$$

где dq - подведенная теплота от внешних источников тепла;
du - изменение внутренней энергии газа;
dl' - работа против внешних сил, называемая работой проталкивания (она не равна работе расширения газа dl);
$dW^2/2$ - изменение внешней кинетической энергии рабочего тела (располагаемая работа).

При выводе этого уравнения не учитывалось влияние гравитационных сил, а также считалось, что газом не совершается техническая работа.

Изменение кинетической энергии рабочего тела может происходить как в трубах постоянного сечения, так и в специальных каналах переменного сечения, называемых соплами и диффузорами.

Если при перемещении газа по каналу происходит его расширение с уменьшением давления и увеличением скорости, то такой канал называется соплом.

Сопло Лаваля (рис.1) предназначено для использования больших перепадов давления и для получения скоростей истечения, превышающих

критическую или скорость звука. Оно состоит из сужающегося дозвукового участка и расширяющегося сверхзвукового участка.

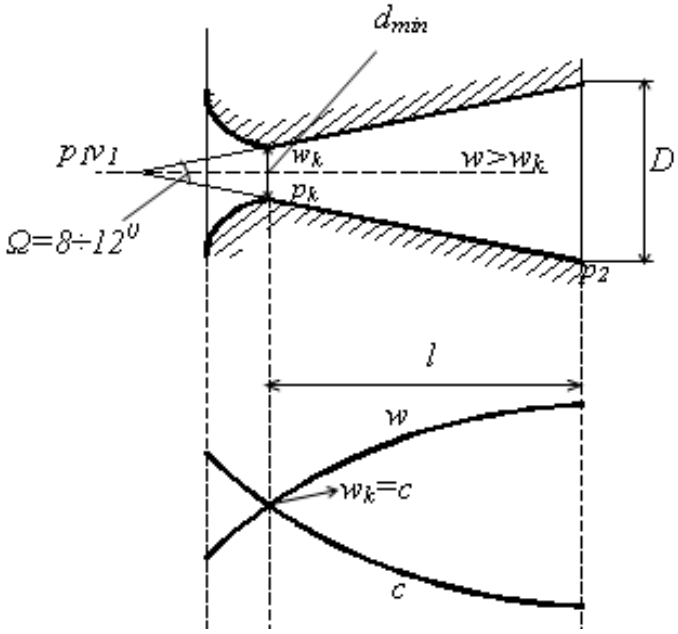

Рис.1

Для определения работы проталкивания рассмотрим стационарное, адиабатное (т.е. без отвода и подвода теплоты), одномерное течение в канале.

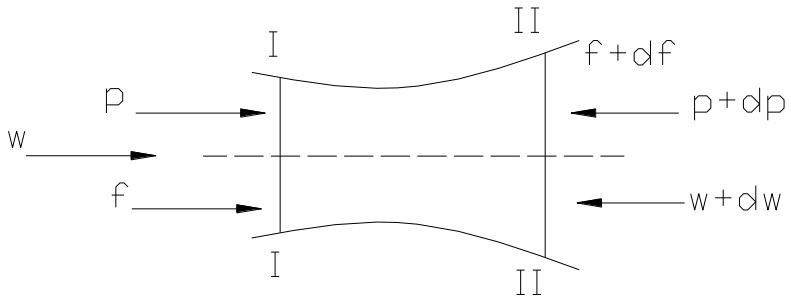

Рис.2

Предположим, что по каналу переменного сечения перемещается газ (рис. 2). Выделим сечениями I-I и II-II элементарную массу газа. В сечении I-I на газ действует сила pF, а в сечении II-II сила $(p+dp)(F+dF)$, действующая противоположно силе в сечении I-I. Обе силы в сечениях I-I и II-II совершают работу; алгебраическая сумма этих работ будет работой, затраченной на проталкивание элементарной массы газа.

Элементарную работу проталкивания газа на бесконечно малом пути между сечениями I-I и II-II за одну секунду находим из уравнения

$$dl'_{\tau} = (p+dp)(F+dF)(w+dw) - pFw .$$

Раскрывая скобки и отбрасывая бесконечно малые величины второго и высшего порядка, получаем

$$dl'_{\tau} = pd(Fw) + Fwdp. \qquad (a)$$

Учитывая, что $mv = Fw$,
где m - секундная масса газа, протекающего через любое сечение канала,
v – удельный объем газа, v=1/ρ,
заменяя величину Fw в уравнении (а) на mv, получаем

$$dl'_{\tau} = m(pdv + vdp),$$

или

$$dl'_{\tau} = md(pv).$$

Таким образом, элементарная работа проталкивания на единицу массы равна

$$dl'_{\tau} = d(pv). \qquad (2)$$

или в интегральной форме работа проталкивания равна

$$l'_{\tau} = p_2 v_2 - p_1 v_1.$$

Уравнение первого закона термодинамики в дифференциальной форме для потока газа принимает вид

$$dq = du + d(pv) + dw^2/2,$$

или

$$dq = d(u + pv) + dw^2/2.$$

Величина в скобках $(u + pv)$ является энтальпией, следовательно,

$$dq = di + dw^2/2. \qquad (3)$$

или

$$q = i_2 - i_1 + (w_2^2 - w_1^2)/2.$$

Уравнение (3) показывает, что подведенная теплота в процессе при течении газа (или жидкости) расходуется на изменение его энтальпии и внешней кинетической энергии.

В случае адиабатного течения, т.е. когда отсутствует теплообмен между рабочим телом и окружающей средой, уравнение (3) принимает вид:

$$di + dw^2/2 = 0$$

Когда начальная скорость рабочего тела равна 0, тогда скорость течения определяется формулой

$$w = \sqrt{2(i_1 - i_2)}\,, \qquad (4)$$

где i_1 и i_2 –начальное и конечное значение энтальпии.

Энтальпия является параметром (функцией) состояния газа, ее изменение определяется начальным и конечным состояниями рабочего тела и не зависит от промежуточных состояний.

Учитывая, что $i=c_p\,T=кRT/(к-1)$,

$$W = \sqrt{\frac{2кR}{к-1}(T_0 - T)} = \sqrt{\frac{2кRT_0}{к-1}\left(1 - \frac{T}{T_0}\right)}\,,$$

где T_0- температура торможения (при W=0).

Поскольку в адиабатическом процессе

$$\frac{T_0}{T} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{к}{к-1}}\,,$$

скорость истечения газа определяется по формуле:

$$W=\sqrt{\frac{2kRT_0}{k-1}\left[1-\left(P_i/P_0\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}\,. \qquad (5)$$

Массовый расход газа

$$m=\rho WF=WF/v.$$

Учитывая, что

$$v=v_0(p_0/p)^{1/к},$$

где v_0, p_0 – удельные объем и давление газа при W=0,
секундный массовый расход определяется по формуле

$$m = \frac{\sqrt{\frac{2kRT_0}{k-1}\left[1-\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}F}{v_0\left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{k}}}\,. \qquad (6)$$

Величина секундного массового расхода зависит от соотношения давлений p/p_0, в частности с уменьшением p расход увеличивается. Однако, по опытным данным секундный массовый расход увеличивается только до определенного значения p/p_0, после чего остается постоянным.

Отношение давлений, при котором достигается максимальный расход, называется критическим отношением давлений.

Приравнивая нулю первую производную от выражения (6), получим величину критического отношения давлений

$$\frac{p_{кр}}{p} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Скорость, соответствующая критическому отношению давлений, называется критической скоростью. Критическая скорость при истечении газа из сопла зависит только от начальных параметров газа и от его природы.

$$W_{кр} = \sqrt{\frac{2kRT_0}{k+1}}. \qquad (7)$$

Критическая скорость равна скорости распространения звука в газе.

Выражение для секундного массового расхода в критическом сечении сопла имеет вид:

$$m_{кр.} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1}} \frac{F_{кр} P_0}{\sqrt{RT_0}}. \qquad (8)$$

Значение статической температуры газа определяется по уравнению адиабаты:

$$T = T_0 \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

или через значение скорости газа

$$T = T_0 \cdot \left[1 - \frac{k-1}{k+1} \frac{W^2}{\frac{2k}{k+1} RT_0}\right]. \qquad (9)$$

Значение статической плотности газа находится по уравнению состояния:

$$\rho = \frac{P}{RT}. \qquad (10)$$

4.Порядок расчёта

1.Задаваясь рядом значений $P_1 = 0{,}9P_0, \ldots, P_9 = 0{,}1P_0$ определяются значения площади проходного сечения F_i сопла, давление в котором равно P_i по зависимости:

$$F_i = F_{кр} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k-1}{k+1}}}{\sqrt{\left(P_i/P_0\right)^{\frac{2}{k}} - \left(P_i/P_0\right)^{\frac{k+1}{k}}}} .$$

2.Определяются значения скоростей W_i и значение скорости в критическом сечении сопла $W_{кр}$. по зависимостям (5) и (7).
3.Определяется значение секундного массового расхода $m_{кр}$ по формуле (8).
4. Определяются значения статических температур газа T_i по выражению (9).
5. Определяются значения статических плотностей газа ρ_i по выражению (10).
6. Результаты расчета заносятся в таблицу 1.
7. По результатам таблицы 1 строятся графики распределения термодинамических параметров (P_i, T_i, ρ_i, V_i) в зависимости от соотношения статических давлений и начального давления (P_i/P_0).

Таблица 1 – Результаты расчета

P_i/P_0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
P_i, Па									
F_i, м^2									
T_i, К									
ρ_i, кг/м^3									
V_i, м/с									

5. Контрольные вопросы

1. Уравнение первого закона термодинамики для потока газа.
2. Как определяется работа проталкивания?
3. Формула определения скорости истечения газа.
4. От каких факторов зависит величина энтальпии?

5. Как определяется и от чего зависит критическая скорость газа?
6. Для чего предназначено и из каких участков состоит сопло Лаваля?
7. Как изменяются термодинамические параметры газа по длине сопла?

Лабораторная работа №5

Определение параметров идеального цикла поршневого двигателя

1. Цель работы

Целью работы является освоение методики расчета термодинамических процессов идеального цикла поршневого двигателя с подводом тепла при постоянном объеме.

2. Исходные данные

- давление в начале цикла p_1, Па ……... $1 \cdot 10^5$;
- степень сжатия ε ……4,0;
- степень повышения давления λ …….. 4,0;
- газовая постоянная рабочего тела R, Дж/(кг·К) …….287;
- показатель адиабаты рабочего тела k ……. 1,4;
- теплоемкость рабочего тела c_v, кДж/(кг·К) ……0,72.

Температура в начале цикла T_1, К в вариантах индивидуального задания выдается преподавателем.

3. Теоретические сведения

Идеальный термодинамический цикл двигателя с изохорным подводом

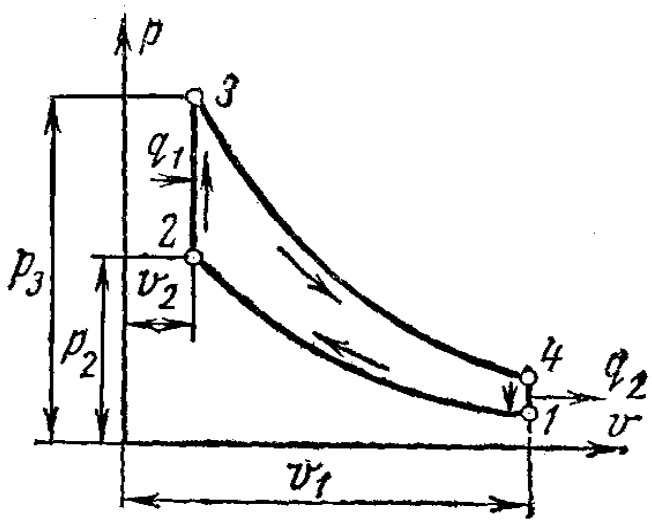

Рис. 1

теплоты состоит из двух изохор и двух адиабат.

На рисунке 1 представлен термодинамический цикл двигателя с изохорным подводом теплоты в pv-диаграмме, который осуществляется следующим образом.

Идеальный газ с начальными параметрами p_1, v_1, и T_1 сжимается по адиабате 1–2 до точки 2. По изохоре 2–3 рабочему телу сообщается количество теплоты q_1. От точки 3 рабочее тело расширяется по адиабате 3–4. И, наконец, по изохоре 4–1 рабочее тело возвращается в первоначальное состояние, при этом отводится теплота q_2 в теплоприемник.

Характеристиками цикла являются: степень сжатия $\varepsilon = v_1/v_2$ и степень повышения давления $\lambda = p_3/p_2$.

Определим термический КПД этого цикла, полагая, что теплоемкость c_v и величина k постоянны.

Термический КПД цикла

$$\eta_t = (q_1 - q_2)/q_1 = 1 - (q_2/q_1).$$

Количество подведенной теплоты

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2),$$

а количество отведенной теплоты

$$q_2 = c_v(T_4 - T_1).$$

Полезно использованная теплота равна равна разности количества подведенной и отведенной теплот.

Тогда термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - (q_2/q_1) = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - (T_4 - T_1)/(T_3 - T_2).$$

Работа расширения равна

$$\lambda_1 = [1/(k-1)](p_3v_3 - p_4v_4).$$

Работа сжатия равна

$$\lambda_2 = [1/(k-1)](p_1v_1 - p_2v_2).$$

Полезная работа определяется как сумма работ расширения и сжатия.

Параметры рабочего тела во всех характерных точках цикла равны:
в точке 2:

$$v_2 = v_1/\varepsilon;\ p_2 = p_1(v_1/v_2)^k = p_1\varepsilon^k;\ T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1} = \varepsilon^{k-1};\ T_2 = T_1\varepsilon^{k-1};$$

в точке 3:

$$v_3 = v_2 = v_1/\varepsilon;\ p_3 = p_2\lambda = p_1\varepsilon^k\lambda;\ T_3/T_2 = p_3/p_2 = \lambda;\ T_3 = T_2\lambda = T_1\varepsilon^{k-1}\lambda;$$

в точке 4:

$$v_4 = v_1;\ p_4 = p_3(v_3/v_4)^k = p_3(v_2/v_1)^k = p_3/\varepsilon^k = p_1\lambda;$$
$$T_4/T_3 = (v_3/v_4)^{k-1} = (v_2/v_1)^{k-1} = 1/\varepsilon^{k-1};\ T_4 = T_1\varepsilon^{k-1}\lambda(1/\varepsilon^{k-1}) = T_1\lambda.$$

Подставляя найденные значения температур в уравнение термического КПД цикла, получаем

$$\eta_t = 1 - [(T_4 - T_1)/(T_3 - T_2)] = 1 - [(T_1\lambda - T_1)/(T_1\varepsilon^{k-1}\lambda - T_1\varepsilon^{k-1})] = 1 - (1/\varepsilon^{k-1}).$$

Термический КПД цикла с подводом теплоты при постоянном объеме равен

$$\eta_t = 1 - (1/\varepsilon^{k-1}).$$

Из последнего уравнения следует, что термический КПД такого цикла зависит от степени сжатия ε и показателя адиабаты k или от природы рабочего тела. КПД увеличивается с возрастанием ε и k. От степени повышения давления λ термический КПД не зависит.

4. Порядок расчета

Расчет ведем на 1 кг рабочего тела.

1.Определить параметры рабочего тела (p, v, T) в характерных точках цикла.
2.Определить полезную работу цикла.
3.Определить полезно использованную теплоту.
4.Определить термический КПД цикла и сделать его проверку.
5.Определить термический КПД цикла Карно по данным задачи

$$\eta_t = 1 - T_1/T_3 .$$

5. Контрольные вопросы

1. Дать описание индикаторной диаграммы поршневого двигателя со сгоранием топлива при постоянном объеме.
2. Как зависит КПД поршневого двигателя от степени сжатия?
3. Объяснить различие между степенью сжатия и степенью повышения давления.
4. Как зависит КПД поршневого двигателя от степени повышения давления?

Лабораторная работа №6

Определение параметров идеального цикла газотурбинной установки

1. Цель работы

Целью работы является освоение методики расчета термодинамических процессов идеальных циклов газотурбинной установки.

2. Краткие теоретические сведения

Цикл ГТУ с подводом теплоты в процессе p= const

На рис.1 представлен идеальный цикл газотурбинной установки на *pv*-диаграмме с подводом теплоты при p=const. Рабочее тело с начальными параметрами p_1, v_1, T_1 сжимается по адиабате 1-2 до точки 2. От точки 2 к рабочему телу подводится некоторое количество теплоты q_1 по изобаре 2-3. Затем рабочее тело расширяется по адиабате 3-4 до начального давления и возвращается по изобаре 4-1 в первоначальное состояние, при этом отводится теплота q_2.

Характеристиками цикла являются:

- степень повышения давления в компрессоре $\beta=p_2/p_1$;
- степень изобарного расширения $\rho=v_3/v_2$.

Количество подводимой теплоты определяется по формуле

$$q_1=c_p\,(T_3 - T_2),$$

а количество отводимой теплоты $q_2=c_p\,(T_4 - T_1)$.

Термический КПД цикла равен

$$\eta_t=1 - q_2/q_1=1 - c_p(T_4 - T_1)\,/\,c_p(T_3 - T_2) = 1 - (T_4 - T_1)\,/\,(T_3 - T_2) \text{ или}$$

$$\eta_t = 1 - 1\,/\,\beta^{(k-1)/k}.$$

Температуры характерных точек T_2, T_3 и T_4 определим, выразив их через начальную температуру T_1:

для адиабаты 1-2 $\quad T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k} = \beta^{(k-1)/k};\ T_2= T_1\,\beta^{(k-1)/k};$

для изобары 2-3 $\quad T_3/T_2 = v_3/v_2=\rho;\ T_3 =T_2\,\rho;\ T_3=T_1\,\rho\,\beta^{(k-1)/k};$

для адиабаты 3-4 $\quad T_4/T_3=(p_4/p_3)^{(k-1)/k}=(p_1/p_2)^{(k-1)/k}= 1/\beta^{(k-1)/k};$

$$T_4 = T_1\,\beta^{(k-1)/k}\rho\,/\,\beta^{(k-1)/k}=T_1\rho.$$

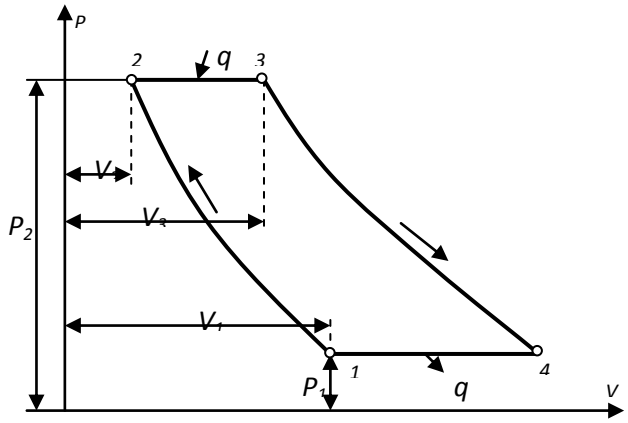

Рис.1.

Работа сжатия определяется по формуле:

$$L_1=p_1(v_4-v_1)+[1/(k-1)]\ (p_2v_2-p_1v_1);$$

Работа расширения

$$L_2=p_2(v_3-v_2)+[1/(k-1)]\ (p_3v_3-p_4v_4).$$

Полезная работа определяется как разность работ расширения и сжатия.

Цикл ГТУ с подводом теплоты в процессе v= const

На рис.2 изображен идеальный цикл ГТУ с подводом теплоты при v=const, осуществляемый следующим образом. Рабочее тело с начальными параметрами p_1, v_1, T_1 сжимается по адиабате 1-2 до точки 2, давление в которой определяется степенью повышения давления. Далее по изохоре 2-3 к рабочему телу подводится некоторое количество теплоты q_1, затем рабочее тело расширяется по адиабате 3-4 до начального давления (точка 4) и возвращается в первоначальное состояние по изобаре 4-1, при этом отводится теплота q_2.

Характеристиками цикла являются:

- степень повышения давления в компрессоре $\beta=p_2/p_1$;
- степень добавочного повышения давления $\lambda=p_3/p_2$.

Количество подводимой теплоты определяется по формуле

$$q_1=c_v\ (T_3 - T_2),$$

а количество отводимой теплоты: $q_2=c_p\ (T_4 - T_1)$.

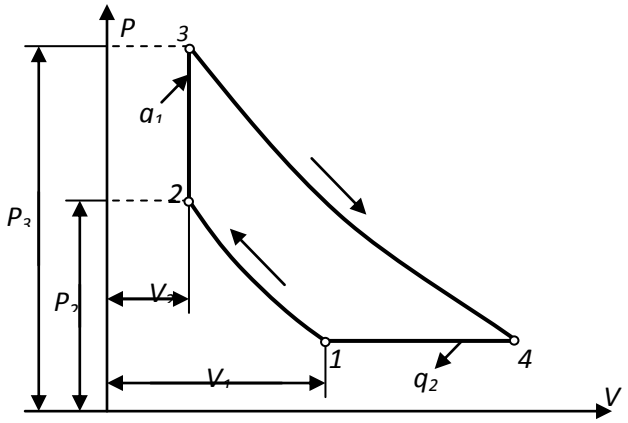

Рис.2

Термический КПД цикла равен

$$\eta_t = 1 - q_2/q_1 = 1 - c_p(T_4 - T_1) / c_v(T_3 - T_2) = 1 - [k(T_4 - T_1)/(T_3 - T_2)] \text{ или}$$

$$\eta_t = 1 - [k(\lambda^{1/k} - 1)] / [\beta^{(k-1)/k}(\lambda - 1)].$$

Температуры характерных точек T_2, T_3 и T_4 определим, выразив их через начальную температуру рабочего тела T_1:

для адиабаты 1-2 $T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k} = \beta^{(k-1)/k}$; $T_2 = T_1 \beta^{(k-1)/k}$;

для изохоры 2-3 $T_3/T_2 = p_3/p_2 = \lambda$; $T_3 = T_2 \lambda$; $T_3 = T_1 \lambda \beta^{(k-1)/k}$;

для адиабаты 3-4 $T_4/T_3 = (p_4/p_3)^{(k-1)/k} == (p_1/p_1\beta\lambda)^{(k-1)/k} = 1/(\beta\lambda)^{(k-1)/k}$;

$$T_4 = T_3(1/\beta\lambda)^{(k-1)/k} = T_1 \beta^{(k-1)/k}\lambda (1/\beta\lambda)^{(k-1)/k} \text{ и } T_4 = T_1\lambda^{1/k}.$$

Работа сжатия определяется по формуле:

$$L_1 = p_1(v_4 - v_1) + [1/(k-1)] (p_2v_2 - p_1v_1);$$

Работа расширения

$$L_2 = [1/(k-1)] (p_3v_3 - p_4v_4).$$

Полезная работа определяется как разность работ расширения и сжатия.

Цикл ГТУ с регенерацией теплоты в процессе p= const

Идеальный цикл ГТУ с регенерацией теплоты показан на рис.3 и 4. На этих рисунках: 1-2 – адиабатное сжатие воздуха в компрессоре; 2-5 – изобарный подвод теплоты в регенераторе; 5-3 – подвод теплоты при постоянном давлении в камере сгорания; 3-4 – адиабатное расширение продуктов сгорания в соплах турбины; 4-6 – изобарный отвод теплоты от газов

в регенераторе; 6-1 – изобарный отвод теплоты от газов по выходе из регенератора теплоприемнику.

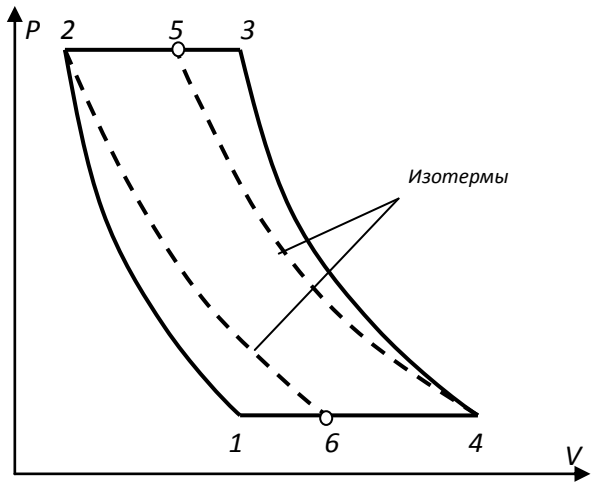

Рис.3

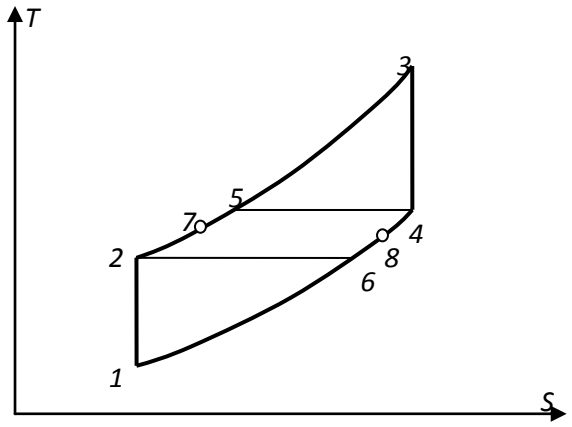

Рис.4

Если предположить, что охлаждение газов в регенераторе происходит до температуры воздуха, поступающего в него, т.е. от T_4 до $T_6=T_2$, то регенерация будет полная.

Цикл 12341 идеальный, а цикл 1273481 – с предельной регенерацией.

Термический КПД цикла при полной регенерации, когда $T_4 - T_6 = T_5 - T_2$, находится по уравнению $\eta_t = 1 - q_2/q_1$,

где $q_1 = c_p(T_3 - T_5) = c_p(T_3 - T_4)$, а $q_2 = c_p(T_6 - T_1) = c_p(T_2 - T_1)$,

тогда $\eta_t = 1 - [(T_2 - T_1) / (T_3 - T_4)]$.

Температуры в основных точках цикла определяются так:

$$T_2 = T_1(p_2/p_1)^{(k-1)/k} = T_1\beta^{(k-1)/k}; \quad T_3 = T_1\beta^{(k-1)/k}\rho; \quad T_4 = T_1\rho.$$

КПД цикла $\eta_{t\,рег} = 1 - 1/\rho = 1 - T_1/T_4$.

3. Исходные данные

Для идеальных циклов ГТУ с подводом теплоты в процессах при p=const и v=const

Начальные параметры рабочего тела (воздуха) p_1 и T_1 в вариантах инди видуального задания выдаются преподавателем.

- степень повышения давления в компрессоре β…… 10;
- показатель адиабаты рабочего тела k …… 1,4;
- температура в точке 3 T_3 (К) …… 1000;
- теплоемкость рабочего тела c_v, кДж/(кг·К) …….. 0,72;
- газовая постоянная рабочего тела R, Дж/(кг·К) …… 287.

Для цикла ГТУ с регенерацией теплоты в процессе p= const

Температура в начале цикла T_1 выдается преподавателем.

- степень повышения давления в компрессоре……. β=5;
- температура газов перед соплами турбины T_3 (°С) ……800;
- теплоемкость рабочего тела c_v, кДж/(кг·К) …….. 0,72;
- газовая постоянная рабочего тела R, Дж/(кг·К) …… 287;
- показатель адиабаты рабочего тела k …… 1,4.

4. Порядок расчета

1. Для идеального цикла ГТУ с подводом теплоты при p=const и цикла газовой турбины с подводом теплоты при v=const определить параметры характерных точек, работу расширения, сжатия и полезную, количество подведенной и отведенной теплоты, термический КПД цикла. Расчет вести на 1 кг рабочего тела.

2.Определить КПД и температуры всех точек теоретического цикла ГТУ с подводом теплоты при p=const.

5. Контрольные вопросы

1. Дать описание индикаторной диаграммы цикла ГТУ с подводом теплоты в процессе p= const. Назвать характеристики цикла.
2. Дать описание индикаторной диаграммы цикла ГТУ с подводом теплоты в процессе v= const. Назвать характеристики цикла.
3. Дать описание индикаторной диаграммы цикла ГТУ с регенерацией теплоты в процессе p= const. Назвать характеристики цикла.
4. Сравнить КПД циклов ГТУ при p=const и v=const.
5. От чего зависит КПД циклов ГТУ при p=const и v=const?

Список литературы

Основная литература

1.Механика. Термодинамика: учебное пособие/ В.В.Жигунов [и др.];ТулГУ, кафедра физики.-Тула: изд-во ТулГУ, 2011.-123с. https://tsutula.bibliotech.ru/Reader/Book/2014062315133044835200002671.

2.Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: учебное пособие для вузов.-3 изд., доп.-М.: Высшая школа, 1980. – 469с.

Дополнительная литература

1. Иродов И.Е. Задачи по общей физике.учебное пособие для вузов/И.Е.Иродов.-7 –е изд., стер.- СПб, М: БИНОГИ.Лаборатория знаний, 2007.-431с.

2.Ковалев Р.А. Техническая термодинамика. Лаб.практикум.-Тула: изд-во ТулГУ, 2010.-44с.

3. Базаров, И.П. Термодинамика : учебник для ун-тов / И.П.Базаров. 3-е изд.,перераб.и доп. М. : Высш.шк., 1983. 344с.