

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО КУРСУ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве практикума для обучающихся по основной образовательной программе высшего образования по направлениям подготовки 13.03.03 Энергетическое машиностроение, 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 24.03.05 Двигатели летательных аппаратов, 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей

САМАРА

Издательство Самарского университета

2019

УДК 621.01(075)
ББК 34.41я7
Л125

Авторы: ***В.Н. Белозерцев, В.В. Бирюк, А.С. Прохорова,
Д.А. Угланов, А.А. Шиманов, А.А. Горшкалёв***

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В. Н. М а т в е е в,
канд. техн. наук, доцент Л. П. Ш е л у д ь к о

Белозерцев, Виктор Николаевич

Л125 **Лабораторный практикум по курсу технической термодинамики:**
практикум / [В.Н. Белозерцев и др.]. – Изд. перераб. и дополн. –
Самара: Изд-во Самарского университета, 2019. – 148 с.

ISBN 978-5-7883–1417-4

Знакомит обучающихся с конструкцией лабораторных установок, содержит методики проведения экспериментов и обработки их результатов по разделам: законы идеального газа, политропные процессы, термодинамика газовых потоков, реальные газы, термодинамический цикл двигателя Стирлинга.

Предназначен для студентов, обучающихся по направлениям подготовки 13.03.03 Энергетическое машиностроение, 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 24.03.05 Двигатели летательных аппаратов, 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей.

Подготовлен на кафедре теплотехники и тепловых двигателей.

УДК 621.01(075)
ББК 34.41я7

ISBN 978-5-7883-1417-4

© Самарский университет, 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

Лабораторная работа №1. Определение изобарной теплоёмкости воздуха	4
Лабораторная работа №2. Определение параметров газа при втекании его в резервуар.....	12
Лабораторная работа №3. Исследование процесса истечения воздуха через суживающееся сопло	22
Лабораторная работа №4. Определение коэффициента расхода микросопла нестационарным методом.....	31
Лабораторная работа №5. Определение среднего значения показателя политропы и работы процесса сжатия	38
Лабораторная работа №6. Изохорический процесс для воды и водяного пара.....	48
Лабораторная работа №7. Изучение термодинамического цикла тепловых машин на примере цикла двигателя Стирлинга	58
Лабораторная работа №8. Изучение термодинамического цикла холодильных машин на примере обратного цикла Стирлинга	76
Лабораторная работа №9. Определение характеристик объёмного компрессора	94
Лабораторная работа №10. Моделирование процессов в холодильной машине Стирлинга с помощью программы ANSYS Fluent	105
Примеры решения задачи	128
Задачи для самостоятельного решения	133
Ответы	142
Библиографический список.....	146

Лабораторная работа №1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИЗОБАРНОЙ ТЕПЛОЁМКОСТИ ВОЗДУХА

Цель лабораторной работы: определение изобарной теплоемкости воздуха методом калориметрирования теплоёмкости воздуха при постоянном давлении.

Порядок выполнения.

1. Найти значение изобарной теплоёмкости воздуха.
2. Составить отчёт по выполненной лабораторной работе.

1.1 Теоретические основы эксперимента

Удельной теплоёмкостью, или просто *теплоёмкостью*, называется количество тепла, которое необходимо сообщить телу (газу), чтобы температура какой-либо количественной единицы (кг, м³, кмоль и т.д.) его в данном процессе изменилась на 1 К.

Теплоёмкость газов зависит от условий протекания процесса подвода или отвода тепла от газа. Если 1 кг газа, находящегося в цилиндре с подвижным поршнем, проходит через ряд процессов изменения состояния и при этом в каждом процессе температура изменяется на 1 К, при различном увеличении его объёма (совершённая газом работа), то количество тепла, затраченного на каждый из процессов (это и есть теплоёмкость газа), будет разным.

В соответствии с этим различают теплоёмкость при постоянном объёме C_v и теплоёмкость при постоянном давлении C_p .

Результаты опытных и теоретических исследований показывают, что теплоёмкость газа в данном процессе изменения его состояния зависит от параметров состояния, т.е. $C=f(P, T)$.

Теплоёмкость идеальных газов не зависит от давления; для этих газов $C=f(T)$. Вместе с тем, в приближённых расчётах, особенно в небольшом интервале температур (250–400 К), часто пренебрегают и зависимостью теплоёмкости от температуры. В этом случае считают $C = const$.

Рассматривая теплоёмкость как величину, зависящую от параметров состояния ($C \neq const$), необходимо, для определения понятия теплоёмкости, исследовать бесконечно малое изменение температуры dT . При этом и количество тепла dq , подведённое к телу (газу), будет также бесконечно малым.

В таком случае, согласно ранее данному определению теплоёмкости, получаем

$$C = dq / dT \quad (1)$$

Эта теплоёмкость называется истинной, Дж/К. Истинная теплоёмкость 1 кг вещества в общем случае определяется соотношением

$$C_x = (dq / dT)_x, \quad (2)$$

где индекс x характеризует условия, при которых производится сообщение тепла исследуемому веществу или отнятие тепла от вещества.

Каждое вещество обладает бесчисленным количеством числовых значений теплоёмкости, что непосредственно следует из аналитического выражения первого начала термодинамики

$$dq = du + pdv, \quad (3)$$

где dq зависит от условий, при которых совершается процесс, следовательно, и теплоёмкость является функцией процесса.

Для практических целей большое значение имеет значение теплоёмкостей C_v и C_p . В этом случае уравнение (2) для C_v и C_p можно записать в виде

$$C_p = (dq / dT)_p \text{ и } C_v = (dq / dT)_v \quad (4)$$

Уравнения (4) являются только формальным выражением теплоёмкости, в них и проявляется зависимость теплоёмкости от основных термодинамических параметров состояния.

Опираясь на фундаментальные соотношения, вытекающие из первого закона термодинамики, можно получить развёрнутые выражения, устанавливающие связь C_v и C_p с основными термодинамическими параметрами состояния, а также их взаимную связь.

Широкое использование полученных аналитических зависимостей было бы возможно при условии, что для всех веществ (или отдельно для каждого вещества) известна точная аналитическая форма уравнения состояния:

$$F(p;v;T)=0.$$

Однако детальные физические исследования показывают, что знание точного уравнения состояния реальных газов прежде всего опирается на точность знания о конкретном атомно-молекулярном строении газов. Поэтому непрерывно ведутся теоретические и экспериментальные исследования, направленные на уточнение уравнения состояния реальных газов.

Знание точных значений C_v и C_p для различных веществ исключительно важно, например, для расчётов тепловых процессов газотурбинных, реактивных двигателей и специальных технологических процессов, протекающих в условиях высоких давлений и температур газов.

В настоящее время значения C_v и C_p для различных веществ определяются экспериментально. Точное определение C_v и C_p связано со значительными трудностями (особенно при высоких давлениях и температурах). Для определения C_p газов наиболее совершенным является спектроскопический метод, основанный на применении квантовой физики. В предлагаемой лабораторной работе значение C_p для воздуха определяется методом проточного калориметрирования при температурах, близких к температуре окружающей среды, и является удельной величиной с размерностью c_p , Дж/кг·К.

1.2 Описание лабораторной установки

Значение C_p определяется методом калориметрирования. Принципиальная схема приведена на рис. 1.1. Установка состоит из стеклянного проточного калориметра 1, внутри которого на крестовине 2 из стеклотекстолита помещается нихромовая спираль 3, служащая для подогрева проходящего воздуха. Для тепловой изоляции от окружающей среды калориметр окружён стеклянной оболочкой 4 с посеребрённой поверхностью. Для уменьшения потери тепла в окружающую среду воздух из пространства между калориметром и оболочкой удалён.

Температура входящего потока воздуха измеряется хромель-копелевой термопарой $t_{вх}$ (первый канал измерителя «ОВЕН»), а температура выходящего потока – хромель-копелевой термопарой $t_{вых}$ (второй канал измерителя).

При работе вакуум-насоса 12 в его всасывающем патрубке создаётся разрежение, под действием которого атмосферный воздух движется через установку. Количество проходящего воздуха пропорционально перепаду ΔP_c водяного столба на пьезометре 7, перепад создаётся мерным соплом 6, установленным на входе в ресивер 5.

В электрокалориметре воздух нагревается от электроспирали и затем выбрасывается вакуумнасосом в атмосферу.

В установке, кроме перечисленных приборов, используется также ваттметр переменного тока 8 (класса 0,2), стабилизатор напряжения, реостат 9, автотрансформатор 10 (ЛАТР-11), барометр и термометр для измерения параметров атмосферного воздуха.

Основная погрешность показаний не превышает $\pm 1\%$ области измерений прибора.

1.3 Выполнение эксперимента и обработка его результатов

Перед началом работы необходимо включить вакуум-насос. С помощью автотрансформатора и реостата следует отрегулировать мощность электрического тока, подаваемого на спираль, и установить показания ваттметра 10...20 Вт. Далее установка продувается до полной стабилизации температуры на выходе.

После установления теплового равновесия необходимо произвести измерения температуры $t_{вых}$ и давления P окружающего воздуха и записать показания ваттметра W , Вт, пьезометра ΔP_c , мм вод. ст.

Выключается установка в следующем порядке: ручка автотрансформатора устанавливается в нулевое положение; автотрансформатор отключается от электрической сети; с целью охлаждения установка продувается воздухом в течение минуты; выключается вакуум-насос.

Определение c_p производится по уравнению баланса тепла. Тепло, выделенное нагреваемой спиралью, поглощается воздухом.

Тепло, поглощаемое воздухом

$$Q = mc_p \Delta T = W . \quad (5)$$

Из уравнения (5) получим формулу для определения C_p :

$$c_p = W / m \Delta T , \quad (6)$$

где m – массовый расход воздуха через электрокалориметр, кг/с.

Величина m подсчитывается по формуле:

$$m = m_0 \sqrt{\rho / \rho_0} = m_0 \sqrt{\frac{PT_0}{P_0T}} ,$$

где $m_0 = f(\Delta P_c)$ – расход воздуха через сопло, кг/с, соответствующий нормальным техническим условиям ($P_0=1,013 \cdot 10^5$ Па,

$T_0 = 293 \text{ K}$), определяется по тарировочному графику, приведённому на рис. 1.2 (систематическая ошибка измерения при этом не превышает 1,0%); $\rho_0 = P_0 / RT_0$ – плотность воздуха при нормальных технических условиях, кг/м^3 .

$$\rho = P / RT ,$$

где ρ – плотность воздуха перед электрокалориметром, кг/м^3 ;
 P – показания барометра, Па;
 $R = 287$ – газовая постоянная воздуха, Дж/кг·К;
 T – абсолютная температура воздуха перед калориметром, К.

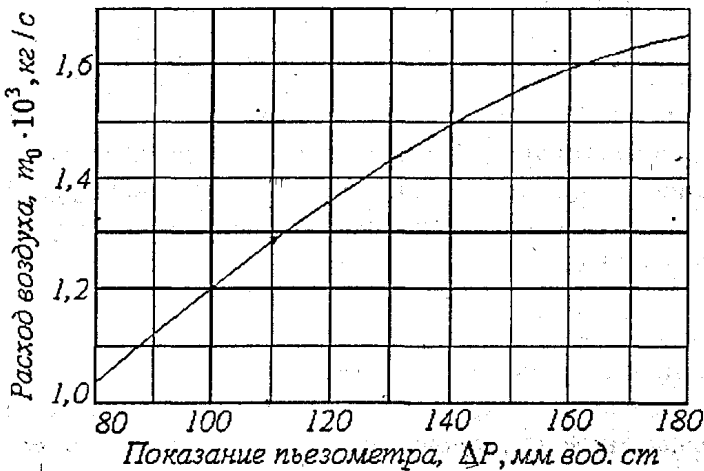


Рисунок 1.2 – Тарировочный график расходомерного сопла

Определяется перепад температур на входе $t_{\text{вх}}$ и на выходе $t_{\text{вых}}$ воздуха калориметра

$$\Delta T = t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}} . \quad (7)$$

Расчёт изобарной теплоёмкости C_p производится по формуле (6) на основании осреднённых значений W , m , ΔT . Для оценки точности экспериментальных данных используется табличное значение изобарной теплоёмкости воздуха (в интервале температур $T=0...60^\circ\text{C}$)

$$c_{p \text{ табл}} = 1005 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}.$$

Рассчитывается относительная погрешность определения теплоемкости

$$\Delta C_p = \frac{C_{p(\text{эксн})} - C_{p(\text{табл})}}{C_{p(\text{табл})}} \cdot 100\%, \quad (8)$$

которая включает в себя систематическую ошибку (погрешность приборов), случайную (недостаточно строгое поддержание режима, неточности при отсчёте показаний приборов и др.), а также неучтенные тепловые потери из калориметра в окружающую среду.

Тепловые потери из калориметра в окружающую среду имеют место, хотя их величина и незначительна вследствие ряда мер, принятых для их уменьшения, и малого изменения температуры в опыте. Погрешность приборов, особенно погрешность измерения расхода, значительно перекрывает погрешность, связанную с пренебрежением тепловыми потерями.

1.4 Содержание отчёта

1. Краткое описание методики проведения опыта.
2. Принципиальная схема установки (табл. 1.1).
3. Протокол записи показаний измерительных приборов.
4. Обработанные результаты опыта.
5. Расчёт ошибки измерения.

Таблица 1.1 – Протокол записи показаний измерительных приборов

Номер режима	W, Вт	P _{возд} , Па	ΔP _{св} мм вод. ст.	T, °C	T _{кв} , °C	ΔT, °C	m ₀ , г/с	m, г/с	c _p , Дж/кг·К	Δc _p , %
1										
2										
3										
4										
5										
Среднее значение	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

1.5 Контрольные вопросы

1. Что называется удельной теплоёмкостью?
2. Какие параметры и как влияют на теплоёмкость газов?
3. Что называется истинной теплоёмкостью?
4. Что называется средней теплоёмкостью?
5. Какова размерность массовой удельной теплоёмкости?
6. Объясните схему лабораторной установки. Что играет роль теплоизоляции в калориметре?
7. Объясните порядок выполнения работы.
8. Объясните формулы, используемые для обработки результатов эксперимента, физическую сущность входящих в них величин, их размерность.

Лабораторная работа №2. **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗА ПРИ ВТЕКАНИИ ЕГО В РЕЗЕРВУАР**

Цель лабораторной работы: ознакомление с термодинамическими основами процесса смешения газов при наполнении резервуара.

Порядок выполнения

1. Экспериментально исследовать изменение температуры газа при втекании его в резервуар.
2. Определить теоретическую закономерность изменения температуры смеси однородных газов в наполненном резервуаре в зависимости от начального давления в нем.
3. Построить ожидаемый (теоретический) и фактический графики зависимости относительного изменения температуры воздуха от относительного изменения давления в резервуаре.
4. Вычислить для заданного случая массу воздуха, поступившего в резервуар.
5. Составить отчёт по выполненной лабораторной работе.

2.1 Теоретические основы эксперимента

В рассматриваемом процессе смешения газов при наполнении резервуара постоянного объема V , содержащего массу газа m_1 с известными параметрами состояния p_1, T_1, v_1 вводится некоторое количество m_2 того же газа с параметрами p_2, T_2, v_2 .

Теоретическое и экспериментальное исследования такого процесса имеют большое практическое значение, так как позволяют определить параметры состояния смеси. Зная их, можно отыскать важные характеристики процесса – массу газа, заполнившего резервуар, текущие параметры рабочего тела в наполняемой емкости, определяющие, в свою очередь, динамику процесса наполнения, а значит, и технологию наполнения.

Теоретическое решение задачи – определение температуры смеси газов – возможно на основе приложения первого начала термодинамики к исследованию типичного нестационарного процесса.

Для решения задачи воспользуемся аналитическим выражением первого начала термодинамики $Q = \Delta U + L$. Тогда исследуемый объект

должен быть представлен в виде термодинамической системы (рис. 2.1), которая удовлетворяет двум обязательным требованиям:

- а) установлены границы системы;
- б) через границу термодинамической системы масса не переносится.

Количество тепла и работы, передаваемой через границы, контролируется, а сами границы в рассматриваемом процессе подвижны (полностью или частично). Для рассматриваемого случая это может быть резервуар из воображаемого мягкого непроницаемого материала, не имеющего массы и упругости (рис. 2.1, а), или жесткий цилиндр с подвижным поршнем (рис. 2.1, б).

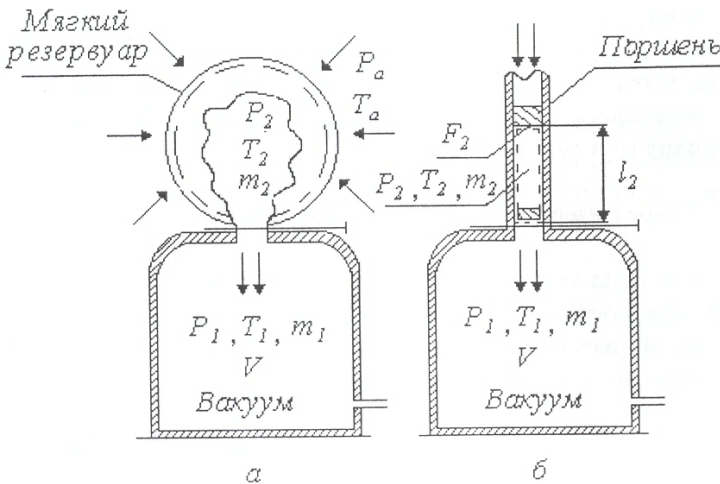


Рисунок 2.1 – Термодинамическая система процесса

Объем «мешка» или цилиндра равен такому объему газа, который в последующем опыте будет введен внутрь резервуара. Задача осложняется тем, что объем втекающего газа заранее неизвестен. Примем в основу расчетов термодинамическую систему по схеме (рис 2.1 б). Здесь в цилиндре длиной l_2 перемещается поршень с площадью F_2 . Перемещение поршня за некоторый промежуток времени на расстояние l_2 обеспечивает втекание газа до тех пор, пока давление p_1 в резервуаре не станет равным p_2 . Процесс смешения газов в резервуаре протекает быстро, поэтому задача решается в предположении, что теплообмен между газом и внутренними по-

верхностями резервуара отсутствует. Таким образом, установка может рассматриваться как неравновесная адиабатическая термодинамическая система.

К приведенным замечаниям следует добавить, что передачу энергии в форме механической работы, совершаемой внешней средой, в данном случае можно рассматривать как процесс с малой степенью необратимости.

Действительно, в начальной стадии втекания воображаемый поршень движется с малыми скоростями, поэтому можно считать, что внешнее атмосферное давление p_a на поверхности поршня (внешняя граница системы) и внутреннее давление газа p_2 под поршнем практически равны друг другу. В заключительной фазе процесса давление в резервуаре увеличивается, скорость втекания газа уменьшается, и скорость перемещения поршня замедляется, что тоже обеспечивает равенство $p_2 = p_a$, т.е. в течение всего процесса статическое давление под поршнем сохраняется равным атмосферному и, следовательно, интересующая нас работа может быть определена как работа изобарного процесса, выражаемая отрицательной величиной, так как объем системы уменьшается:

$$-L_2 = F_2 l_2 p_2 m_2 = \nu_2 p_2 m_2. \quad (1)$$

В связи с тем, что объем резервуара постоянный, газ, втекающий в него, внешней работы не совершает. Ее можно рассматривать как работу, производимую над газом, содержащимся в резервуаре до смешения:

$$-L_2 = L.$$

В адиабатном процессе работа может быть получена только за счет уменьшения внутренней энергии системы:

$$L = (u_1 m_1 + u_2 m_2) - um. \quad (2)$$

Здесь u_1 , u_2 и u – внутренняя энергия газа соответственно в резервуаре, под поршнем и после смешения, m – масса газовой смеси равна $(m_1 + m_2)$. Приравнявая правые части уравнений (1) и (2), получим

$$um = u_1 m_1 + (u_2 + p_2 \nu_2) m_2,$$

или

$$um = u_1 m_1 + i_2 m_2.$$

Откуда

$$u = \frac{u_1 m_1 + i_2 m_2}{m_1 + m_2}. \quad (3)$$

Если известна масса m_2 , то нетрудно определить удельный объем смеси

$$v = \frac{V}{m_1 + m_2}$$

и с помощью диаграммы состояния или по таблицам определить остальные параметры газовой смеси (p, T, S, h).

Для идеальных газов можно получить соотношение для расчёта температуры газовой смеси по известным значениям p_1, T_1, p_2 и T_2 , используя известные зависимости:

$$u = c_v T \quad \text{и} \quad i = c_p T.$$

Из уравнения (3) температура смеси газов равна

$$T = \frac{T_1 m_1 + k T_2 m_2}{m_1 + m_2}, \quad (4)$$

где $k = c_p / c_v$ – показатель адиабаты идеального газа.

Из выражения (4) следует интересный вывод, что при $m_1=0$, когда резервуар, например, откакумирован до очень малых значений p_1 и происходит только втекание газа (без смешения), температура его в конце процесса будет равна

$$T = k T_a, \quad (5)$$

то есть, независимо от давления окружающей среды и размеров резервуара, абсолютная температура газа после втекания должна увеличиться в k раз.

Однако вследствие того, что подвижная граница термодинамической системы выбрана нами произвольно, величину m_2 определить расчетным путем не представляется возможным, а измерять ее в условиях реальных процессов наполнения резервуаров сложно и нецелесообразно. В связи с этим, удобнее измерять параметры смеси T и p в конце процесса и по их значениям находить m_2 . Выражая величины m_1 и m_2 через параметры состояния по уравнению

$$m = \frac{pV}{RT}, \quad (6)$$

возможно получить из соотношения (4) выражение для температуры смеси в конце процесса наполнения

$$T = T_1 \frac{k}{1 + (k-1) p_1 / p_a} . \quad (7)$$

Величина подогрева газа, определенная из выражения (7), будет меньше вычисленной по соотношению (5). Физически это объясняется следующим образом: втекающая масса газа разогревается в k раз, но в процессе втекания в резервуаре она смешивается с оставшимся газом, имеющим более низкую температуру; в результате смешения образуется смесь с температурой $T < kT_a$. Оценивая результаты разогрева газа в резервуаре в относительных величинах T/T_1 и p_1/p_2 для воздуха, получим, согласно (7) табл. 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты разогрева газа в резервуаре в относительных величинах T/T_1 и p_1/p_2 для воздуха

p_1/p_a	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
T/T_a	1,40	1,30	1,205	1,127	1,06	1,0

Следует отметить, что теоретический расчет велся при некоторых упрощающих допущениях, поэтому неизбежны разногласия в расчетных и последующих экспериментальных результатах.

Например, в связи с тем, что температурный эффект подогрева является значительным, в процессе заполнения между газом и стенками резервуара будет иметь место теплообмен и фактический процесс не будет адиабатным, а величина регистрируемого подогрева будет ниже. Учесть количество тепла, переданного газом стенке резервуара, можно на основе весьма сложных аналитических соотношений, что не входит в задачу лабораторной работы.

2.2 Описание лабораторной установки

Для реализации процесса наполнения резервуара однородным газом в лабораторных условиях применяется установка, представленная на рис. 2.2, в которой воздух из окружающей среды и при её параметрах вытекает в предварительно отвакуумированный резервуар после открытия впускного крана.

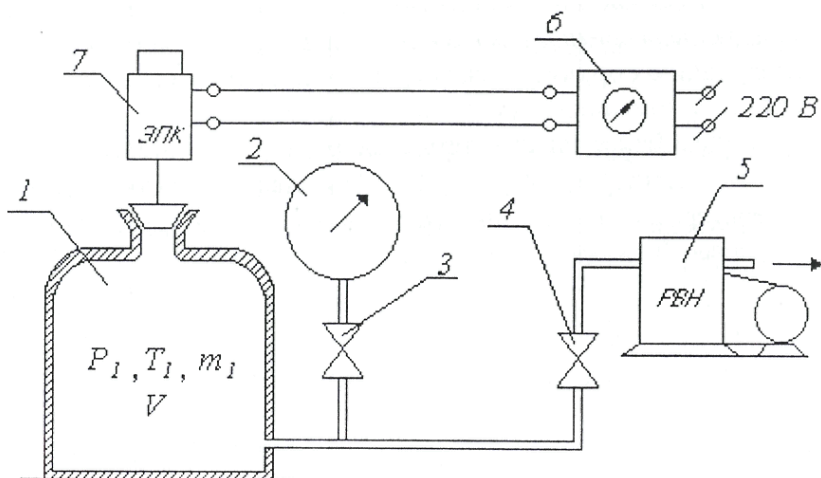


Рисунок 2.2 – Схема установки

Таким образом, осуществляется рассмотренная выше схема термодинамической системы при давлениях не выше атмосферного.

Установка содержит резервуар 1 объемом $V \approx 30$ литров, соединенный трубопроводом через запорный вентиль 4 с вакуумнасосом 5 и через вентиль 3, либо с мановакуумметром 2.

На горловине резервуара установлен атмосферный кран – нормально закрытый электропневмоклапан 7. Он открывается для впуска атмосферного воздуха с помощью экспозиметра 6. Экспозиметр необходим для регулировки продолжительности открытого положения крана в пределах от 0,2 до 10 с. Это время установлено при осциллографировании процесса и определяется равенством давлений $p_2 - p_a$ при наполнении.

Так как процесс выравнивания давления в резервуаре при открытом клапане 7 протекает очень быстро, применение каких-либо термометрических приборов невозможно из-за их термической инерции. Поэтому для измерения температуры газа в резервуаре в качестве газового термометра используется сама емкость. В этом случае температура определяется косвенно с помощью мановакуумметра 2. Монтаж вентилей трубопроводов и других приборов осуществлен на лабораторном столе. В расчетах применяем абсолютное давление:

$$P_{\text{абс}} = P_a \pm P_{\text{изм}}.$$

2.3 Выполнение эксперимента и обработка его результатов

Для записи показаний приборов и результатов вычислений готовится протокол эксперимента (табл. 2.2).

Таблица 2.2 – Протокол эксперимента

№ режима	Δp_H , кг/см ²	Δp_k , кг/см ²	p_H , кПа	p_k , кПа	p_H/p_a	T , К	T/T_a	T_{Φ} , К	δT , %	m_H , г	m_k , г	Δm , г
1												
2												
3												
4												
5												

Для проведения эксперимента необходимо:

1. Измерить давление p_a и температуру T_a воздуха в помещении лаборатории.
2. Включить вакуумнасос 5 и, открыв вентили 3 и 4, отвакуумировать резервуар до первого заданного режима Δp_H по вакууметру 2.
3. Перекрыть вентили 3 и 4 и выдержать установку 30 секунд для термостабилизации и проверки герметичности.
4. Нажать кнопку на экспозиметре 6 для впуска воздуха в резервуар (время открытия клапана задается заранее). Впускной клапан 6 закроется автоматически.
5. Открыть вентиль 3 для измерения перепада давления в резервуаре Δp_k .
6. Повторить пункты 3, 4, 5, 6 для каждого следующего режима Δp_H .
7. Выключить вакуумнасос.
8. Результаты всех измерений записать в протокол.

Для обработки результатов эксперимента необходимо:

1. Рассчитать начальное абсолютное давление в резервуаре:

$$p_H = p_a - \Delta p_H.$$

2. Рассчитать конечное абсолютное давление в резервуаре:

$$p_k = p_a - \Delta p_k.$$

Примечание: $1 \text{ кг/см}^2 = 98,1 \text{ кПа}$.

3. Рассчитать относительную степень вакуумирования $\frac{P_H}{P_a}$.

4. Рассчитать теоретическую температуру нагрева газа в резервуаре:

$$T = T_a \frac{k}{1 + (k-1) \frac{P_H}{P_a}}.$$

5. Рассчитать T_ϕ – фактическую экспериментальную температуру подогрева газа в резервуаре.

Так как для измерения температуры используется сам резервуар как газовый термометр, будем считать, что в момент закрытия клапана давление в резервуаре равно атмосферному, изохорное остывание воздуха приводит к падению давления до p_k .

Используя уравнение, можно записать для момента закрытия клапана:

$$m_k R = \frac{P_a V}{T_\phi};$$

для момента выравнивания температуры газа и стенки резервуара:

$$m_k R = \frac{P_k V}{T_a}.$$

После совместного решения уравнений:

$$T_\phi = T_a \frac{P_a}{P_k}.$$

6. Рассчитать теоретическую и фактическую степени нагрева:

$$\frac{T}{T_a} \text{ и } \frac{T_\phi}{T_a}.$$

7. Рассчитать относительное расхождение экспериментальных и расчётных данных

$$\delta T = \frac{\frac{T}{T_a} - \frac{T_\phi}{T_a}}{\frac{T}{T_a}} \cdot 100\%.$$

8. Рассчитать массу газа в резервуаре, используя уравнение слияния.

а) масса газа в резервуаре после вакуумирования (начальная)

$$m_H = \frac{p_H V}{RT_a};$$

б) масса газа в резервуаре после втекания (конечная)

$$m_K = \frac{p_K V}{RT_a};$$

в) масса газа, вошедшего в резервуар

$$\Delta m = m_K - m_H.$$

9. Построить теоретическую и экспериментальную зависимость степени нагрева газа от степени вакуумирования резервуара:

$$\frac{T}{T_a}, \frac{T_\phi}{T_a} = f\left(\frac{p_H}{p_a}\right).$$

2.4 Содержание отчета

1. Протокол эксперимента со схемой установки.
2. Графики теоретической и экспериментальной зависимости

$$\frac{T}{T_a}, \frac{T_\phi}{T_a} = f\left(\frac{p_H}{p_a}\right).$$

3. Расчет относительного расхождения экспериментальных расчетных данных δT , %.
4. Выводы по работе.

2.5 Контрольные вопросы

1. Что такое термодинамическая система?
2. Каким требованиям должна удовлетворять термодинамическая система?

3. Чем объясняется подогрев газа при наполнении резервуара?
4. Каково предельное значение степени подогрева газа?
5. Чем объясняется расхождение расчетных экспериментальных данных по степени подогрева газа в резервуаре?
6. Как измеряется температура воздуха в резервуаре?
7. Какой газ при прочих равных условиях подогреется больше при втекании – водород или воздух?
8. Как изменился бы эффект подогрева, если бы эксперимент проводился на избыточном давлении?
9. К каким термодинамическим процессам относится заполнение резервуара сжатым газом?
10. Как можно повысить точность измерения величин Δp_H и Δp_k ?

Лабораторная работа №3.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИСТЕЧЕНИЯ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ СУЖИВАЮЩЕЕСЯ СОПЛО

Цель лабораторной работы: экспериментальное изучение процесса адиабатного истечения воздуха через суживающееся сопло, подтверждение теоретической зависимости изменения расхода газа.

Порядок выполнения

1. Исследовать изменение расхода воздуха, вытекающего из суживающегося сопла, в зависимости от степени расширения по давлению.
2. Составить отчёт по выполненной лабораторной работе.

3.1 Теоретические основы эксперимента

Процессы движения газов по каналам осуществляются во многих машинах и аппаратах. Поэтому изучение этих процессов и связанных с ними различных преобразований энергии в движущемся потоке газа приобретает важное значение.

Основной задачей термодинамического анализа применительно к газовому потоку является определение скорости истечения, секундного расхода газа, а также установление условий, существенно влияющих на процесс истечения и его эффективность.

В данной работе считаем, что течение газового потока изоэнтропное и стационарное.

При адиабатном течении газа увеличение кинетической энергии происходит за счет уменьшения его энтальпии, а следовательно, в внутренней энергии. Увеличение скорости газа происходит при уменьшении его давления и температуры, а следовательно, и при уменьшении местной скорости звука. Теоретически расход газа через сопло определится по выражению

$$m_T = f \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 \rho_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (1)$$

Здесь f – сечение сопла, м²;
 k – показатель адиабаты газа;
 ρ – плотность газа, кг/м³;
 p – давление, Па.

Если в формуле (1) рассмотреть выражение, находящееся под знаком корня, то можно увидеть, что оно представляет собой плотность тока через сопло – расход через единицу площади в единицу времени. Это понятие определяется из уравнения постоянства расхода

$$\rho c = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 \rho_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (2)$$

Размерность левой и правой части уравнения (2) будет $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$. Если принять, что в (2) $p_1 = \text{const}$, $\rho_1 = \text{const}$, а p_2 изменяется, оставаясь постоянным во время процесса истечения, то плотность тока обращается в нуль дважды: при значении $p_2 = p_1$ (так как $\frac{p_2}{p_1} = \beta = 1$) и $p_2 = 0$ (когда $\beta = 0$). Подставляя при этих условиях в (2) ряд значений β , промежуточных между 1 и 0, можно рассмотреть график плотности тока 0-K-1 (рис. 3.1).

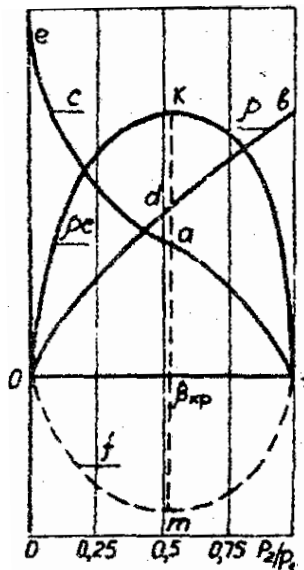


Рисунок 3.1 – График изменения параметров газа для сопла

График имеет максимум при $\beta_{кр}$. Здесь производная $\frac{d\rho c}{dp}$ обращается в нуль, что приводит к следующему выражению для $p_2=p_{кр}$:

$$\frac{2}{k} \left(\frac{p_{кр}}{p_1} \right)^{\frac{2-k}{k}} - \frac{k+1}{k} \left(\frac{p_{кр}}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,$$

откуда следует, что

$$\frac{p_{кр}}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \beta_{кр}.$$

Если на графике плотности тока (рис. 3.1) показать изменение параметров: скорости истечения C и плотности ρ , то они выразятся кривыми Iae и Odb соответственно. Причем плотность будет изменяться от значения ρ_{max} при $\beta=1$ до $\rho \rightarrow 0$ при $\beta \rightarrow 0$. Это следует из уравнения состояния идеальных газов $\rho = \frac{P}{RT}$. Скорость будет возрастать от значения $c=0$ (при $\beta=1$, $p_1=p_2$ истечения нет) до значения

c_{max} при $\beta \rightarrow 0$, где $c_{max} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1}$. Для обеспечения изменения скорости, плотности газа и плотности тока согласно рис. 3.1 необходимо специальным образом профилировать канал сопла. Так как расход газа через сопло будет величиной постоянной, то из уравнения расхода получим $f = \frac{m}{\rho c}$. График изменения площади представлен на

рис. 3.1, кривая OmI .
Так как при $\beta_{кр}$ плотность тока имеет максимальную величину, то расход газа в этом случае будет максимален для данной площади сопла.

Опыт показывает, что расходу газа, соответствует правая ветвь графика (рис. 3.1, кривая $I-a$), совпадающая с результатами, следующими из уравнения (1). Это объясняется тем, что давление на срезе сопла p_2 и давление среды p'_2 , куда истекает газ, в каждом опыте оказываются равными ($p_2=p'_2$) вплоть до достижения критического отношения давлений $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p'_2}{p_1} = \beta_{кр}$, когда при дальнейшем понижении давления среды p'_2 расход газа остается максимальным и неиз-

менным. В этом случае давление газа на срезе сопла p_2 равно критическому $p_{кр}$, при котором скорость истечения становится равной местной скорости звука.

Изменение расхода по левой ветви графика (рис. 3.1, кривая $a-0$) вследствие вышеизложенного не может быть обеспечено, так как эта ветвь построена при предпосылке, что давление в устье сопла p_2 продолжает изменяться (уменьшаться) одновременно с понижением давления p'_2 среды, куда истекает газ. В действительности же, $p_2 = const$ при сверхкритическом режиме истечения, следовательно, согласно уравнению (1), $m_T = const$.

Таким образом, понижением давления в среде ниже критического нельзя добиться такого же понижения давления в устье суживающегося сопла, а значит – нельзя в нем получить скорость выше скорости звука и увеличить расход газа через него.

Используя аналитическое выражение первого начала термодинамики в форме $dq = di - vdp$, можно определить, что при истечении обратимого адиабатного потока $di = -vdp$. Следовательно, располагаемая работа, которая может перейти в кинетическую энергию потока, определяется через энтальпию газа:

$$l_0 = - \int_{i_1}^{i_2} di = i_1 - i_2. \quad (3)$$

Графически располагаемая работа газа в $P-V$ диаграмме для процесса истечения $1-2$ изображается в виде площади, ограниченной кривой процесса, линиями $p=p_1$ и $p=p_2$ и осью координат (рис. 3.2). Располагаемый термоперепад (3) удобно изображать в $i-S$ диаграмме (рис. 3.3).

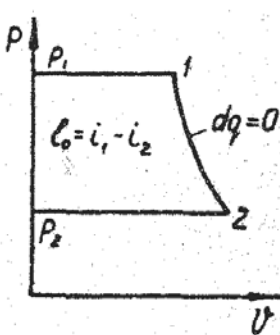


Рисунок 3.2 – Располагаемая работа газа

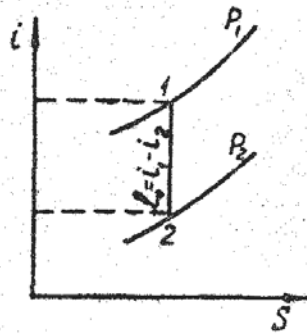


Рисунок 3.3 – Располагаемый теплоперепад потока

Скорость истечения из резервуара определяется располагаемым теплоперепадом $c = \sqrt{2(i_1 - i_2)}$, или, для случая адиабатного истечения, при $c_I = c$:

$$c = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (4)$$

Графически теоретическое изменение скорости при истечении газа через сопло изображается кривой $l-a-e$ (рис. 3.4).

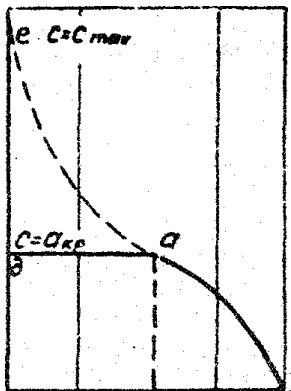


Рисунок 3.4 – Скорость истечения через сопло

Эксперимент показывает, однако, что значение скорости хорошо согласуется с правой частью кривой $l-a$, а затем остается постоянным $a-d$, т.е. значение скорости истечения достигает своего максимального значения, равного местной скорости звука при $\beta = \beta_{кр}$, а затем для суживающегося сопла остается постоянным, так как перераспределения давления внутри сопла при $\beta < \beta_{кр}$ не происходит, и, следовательно, не изменяется давление на срезе сопла.

3.2 Описание лабораторной установки

На рис. 3.5 приведена схема экспериментальной установки. На ней показано исследуемое суживающееся сопло 4, через которое происходит истечение воздуха при перепаде давлений $\beta = \frac{p_2}{p_1}$.

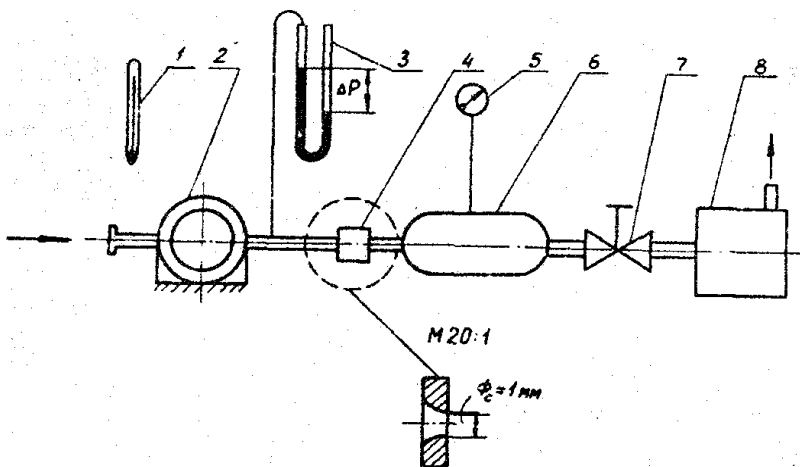


Рисунок 3.5 – Схема установки

Объемный расход воздуха на установке измеряется с помощью лабораторного газового счетчика 2. Воздух из окружающего помещения (резервуара неограниченной емкости) поступает через газовый счетчик по воздухопроводу к соплу. Перед счетчиком измеряется температура поступающего воздуха с помощью ртутного термометра. Замер давления перед соплом и давления в ресивере 6 осуществляется водяным пьезометром 3 и вакуумметром 5. Требуемый перепад давления на сопловом устройстве (установка режимов при работе) осуществляется с помощью вентиля 7. Воздушный поток создается вакуумным насосом 8.

3.3 Выполнение эксперимента и обработка его результатов

Перед началом опыта необходимо проверить работу газового счетчика и вакуумметра. Для этого включают вакуумный насос при полностью открытом вентиле 7, который затем слегка прикрывают, наблюдая за работой приборов. Опыт предусматривает 12-14 замеров при различных режимах.

Перед экспериментом необходимо измерить атмосферное давление и рассчитать значение показания вакуумметра при $\beta_{кр} = \frac{P_{кр}}{P_1}$.

При эксперименте необходимо обязательно провести измерение при

$\beta_{кр}=0,528$ и несколько измерений при $\Delta\beta=0,05$ в окрестности критической точки.

Начало опыта необходимо провести при $\beta=0,98\dots0,97$. Последующее увеличение перепада давлений, регистрируемого вакуумметром 5, устанавливают путем плавной регулировки его вентилем 7. Рекомендуются следующие значения β : 0,95; 0,9; 0,85; 0,75. Далее следует изменять режим так, чтобы значение β в каждом последующем опыте уменьшалось приблизительно на 0,1 по сравнению с предыдущим, до значений $\beta=0,25$ (до полностью открытого вентиля 7). Режим истечения воздуха через сопло при различных значениях устанавливается достаточно быстро, необходимо лишь следить за показаниями вакуумметра 5, которые должны быть постоянными в течение замера расхода воздуха.

Для каждого перепада давлений с помощью электросекундомера измеряется время истечения заданного объема воздуха V . Данные Δp_1 , τ , Δp_2 записываются в протокол наблюдений. После окончания опыта установку отключают. Рекомендуется задавать $V=3\dots5$ дм³.

Объемный расход воздуха определится соотношением

$$m_v = \frac{V}{\tau},$$

где V – заданный объем воздуха, дм³.

Вычисляя давление перед соплом $p_1=p_a+\Delta p_1$, определим фактический массовый расход m_ϕ воздуха, где p_a – атмосферное давление, Па.

$$m_\phi = m_v \rho, \tag{6}$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³, $\rho = \frac{p_1}{RT_1}$;

p – давление, Па;

R – газовая постоянная, Дж/кг·К;

T – температура, К.

Течение газа в сопловом канале считаем адиабатным (энергетический обмен между окружающей средой и воздухом практически отсутствует, так как время контакта газовых частиц со стенками очень мало). Для расчета скорости истечения используем уравнение адиабатного течения, откуда теоретическая скорость истечения в м/с определится уравнением

$$c = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right] \frac{p_1}{\rho_1}}. \quad (7)$$

Величина теоретического расхода воздуха в кг/с, через сопло определится по формуле

$$m_T = f \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 \rho_1 \left(\beta^{\frac{2}{k}} - \beta^{\frac{k+1}{k}} \right)},$$

где f – сечение сопла, м².

Расчеты m_T следует провести для всех значений β . Для воздуха критическое отношение давления $\beta_{кр}=0,528$. При $\beta \leq \beta_{кр}$, m_T постоянен и равен m_T максимальному.

По полученным опытным данным и результатам проведенных расчетов построить графики зависимости расхода воздуха через сопло, как функцию отношения давления $m_\phi = \phi_1(\beta)$; $m_T = \phi_2(\beta)$. По этим графикам определить значение критического отношения давлений. Построить график скорости $c = \phi(\beta)$ по протоколу испытаний.

3.4 Содержание отчёта

1. Принципиальная схема и описание установки.
2. Протокол эксперимента (табл. 3.1).
3. Расчеты скорости, расходов, коэффициента расхода.
4. Графики m_ϕ , m_T , c как функции β .

Таблица 3.1 – Протокол измерений

Номер режима	Измеренные величины			Расчитанные величины						
	Δp_1 , мм вод. ст.	τ , с	Δp_1 , кг/см ²	p_1 , кПа	p_2 , кПа	β	m_V , дм ³ /с	m_ϕ , г/с	m_T , г/с	c , м/с
1										
2										

3.5 Контрольные вопросы

1. Запишите уравнение энергии для газового потока.
2. Что такое энтальпия?
3. Поясните, в чём заключается парадокс теоретической модели адиабатного течения газового потока.
4. Изобразите, как выглядит график фактического расхода при истечении через суживающееся сопло.
5. Поясните причину постоянства расхода при сверхкритических параметрах давления на срезе сопла.
6. Что такое коэффициент расхода сопла?

Лабораторная работа №4.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА МИКРОСОПЛА НЕСТАЦИОНАРНЫМ МЕТОДОМ

Цель лабораторной работы: углубление знаний по основам газовых течений и приобретение навыков экспериментального исследования частных задач технической термодинамики.

Порядок выполнения

1. Определить коэффициент расхода микросопла μ нестационарным методом.
2. Составить отчёт по выполненной лабораторной работе.

4.1 Теоретические основы эксперимента

Коэффициент расхода используется в расчетах истечения газов и жидкостей через отверстия. Расчетным путем определяется теоретический расход G_T кг/с (действительный расход G_d всегда меньше). Теоретическое решение задачи о расходе правильно отображает внутреннюю взаимосвязь и влияние основных параметров, но не является точным.

Для связи величин G_T и G_d используется коэффициент расхода $\mu < 1$, вводимый в качестве поправочного множителя:

$$G_d = \mu G_T. \quad (1)$$

Величина μ всегда определяется экспериментально в условиях, близких к условиям действительного течения. Следовательно, она является количественной мерой отклонения действительного процесса от теоретически рассчитываемого.

Численные значения μ колеблются в достаточно широких пределах ($\mu \approx 0,5 \dots 0,98$) и зависят от многих факторов.

Коэффициенты расхода для некоторых стандартных расходомерных устройств (мерные сопла, мерные шайбы, трубы Вентури) изучены в метрологических организациях и нормированы в государственном масштабе. Однако действующие правила распространяются только на круглые проходные сечения диаметром не менее 20 мм.

В инженерной практике часто возникает потребность в расчете или нормировании расходов газа, протекающего через местные малые проходные сечения с различной формой поперечного и продольного сечения канала. Для всех индивидуальных конструкций необходимо предварительно экспериментально определять μ (подобные

конструктивные элементы с проходным сечением любой формы до 5 мм^2 для краткости далее будем именовать микросоплами).

На сегодня опытное определение μ для микросопел является сложной технической и организационной задачей. Эта работа может быть выполнена только в центральных метрологических организациях. В настоящее время простых методов для быстрого определения μ не существует. Поэтому разработка новых методов, позволяющих экспериментально достаточно просто и точно определять эту величину, является актуальной проблемой измерительной техники.

Существуют две специфические области течений газов, определяемые соотношением давлений до и после сопла, – подкритическая и надкритическая. Для одного и того же микросопла коэффициенты расхода будут различными в зависимости от области течения.

Ниже рассматривается метод, позволяющий экспериментально определять μ для микросопел в надкритической области течений.

Опыты проводились с различными микросоплами, коэффициенты расхода которых предварительно были достаточно точно определены другими методами. Расхождение в результатах не превышало 2...4%. Поэтому предлагаемый метод может быть рекомендован для широкого практического применения, как не представляющий трудности в производственных условиях.

Новый метод опирается на закономерности истечения сжатого газа из резервуара постоянного объема через микросопло постоянного сечения. Теоретическое решение этой задачи позволяет установить зависимость текущего давления в емкости от времени. Результаты решения во многом зависят от закономерности изменения температуры газа в емкости в процессе самого истечения.

Для данного метода особый интерес представляет случай, когда температура газа в емкости является величиной постоянной ($T_0 = \text{const}$). В этом случае решение имеет вид

$$\ln \frac{p_i}{p_0} = - \left(\frac{\mu \psi_{\max} f \sqrt{RT_0}}{V} \right) \tau + \text{const}, \quad (2)$$

где p_i – текущее давление;

p_0 – начальное давление;

μ – коэффициент расхода;

f – площадь сопла;

V – объем емкости, м^3 ;

T_0 – температура газа в емкости;

R – газовая постоянная (для воздуха она равна 287 Дж/кг·К);

τ – время, с;

ψ_{\max} – постоянная величина в уравнении расхода в надкритической области.

$$\psi_{\max} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \sqrt{k},$$

здесь $k=1,4$ – показатель адиабаты идеального газа. Для воздуха $\psi_{\max}=0,685$.

Уравнение (2) можно переписать в более общем виде:

$$\lg p_i = -m\tau + const, \quad (3)$$

где величина

$$m = \frac{\mu \psi_{\max} f}{\sqrt{2,303}} \sqrt{RT_0} \quad (4)$$

представляет собой комбинацию постоянных величин.

Из (3) следует, что в полулогарифмических координатах ($\lg p_i \div \tau$) выражение (3) отображается уравнением прямой линии, где m имеет смысл тангенса угла наклона прямой к оси абсцисс и определяется из графика. Величина m в дальнейшем именуется темпом падения давления. Зная величину m , определяем коэффициент расхода

$$\mu = m \frac{2,303 \cdot V}{f \psi_{\max}} \cdot \frac{1}{\sqrt{RT}}. \quad (5)$$

Для удобства расчета выражение (5) можно записать в виде

$$\mu = C \frac{m}{f \sqrt{T}}, \quad (6)$$

где C – постоянная величина для данной установки.

$$C = \frac{2,303 \cdot V}{\psi_{\max} \sqrt{R}} = 1,575 \cdot 10^{-2}. \quad (7)$$

Необходимо иметь в виду, что все полученные соотношения (2)...(6) справедливы, если предположить постоянство температуры газа в емкости.

Прямые опытные исследования показывают, что при истечении газа из емкостей объемом до 200 л процесс протекает в следующей последовательности: сначала температура газа плавно понижается на некоторую величину $\Delta t = 3...20^\circ$, а затем практически остается постоянной вплоть до наступления подкритической фазы истечения.

Таким образом, при истечении самообразуется изотермическая фаза истечения. Этот процесс является объективным свойством истечения из емкостей постоянного объема и не зависит от формы резервуара, что объясняется особенностями теплообмена между зарядом газа и стенками баллона.

Постоянство температуры практически наступает через 1...2 мин после начала истечения (общая длительность истечения обычно составляет 6...10 мин).

Зависимости $\lg p = f(\tau)$ и $t = f(\tau)$ показаны на совмещенном графике (рис. 4.1).

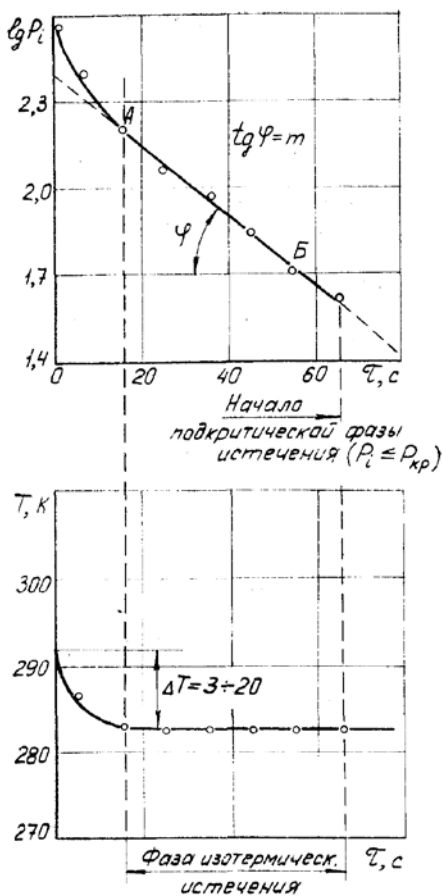


Рисунок 4.1 – График зависимости $\lg P_i = f(\tau)$ и $T = f(\tau)$

Для расчета μ из соотношения (6) используются значения m и T , определенные на участке изотермической фазы.

4.2 Описание лабораторной установки

Схема экспериментальной установки показана на рис. 4.2.

Основной частью установки является баллон 1. К баллону присоединен короткий патрубок, к которому крепится образцовый манометр 2. На выходе из патрубка крепится испытуемое сопло 3. В центре баллона помещена термопара 4 для замера температуры воздуха в процессе истечения. Холодные спаи термопары объединены с термометром 5, помещенным в окружающей нас атмосфере.

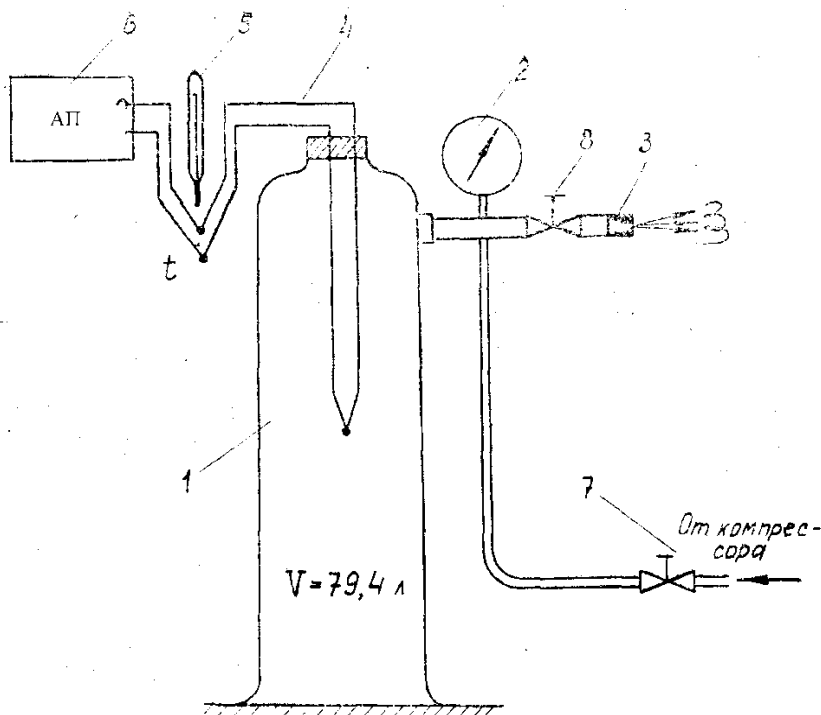


Рисунок 4.2 – Схема установки для определения коэффициента расхода микросопла нестационарным методом: 1 – баллон, 2 – образцовый манометр, 3 – испытуемое микросопло, 4 – ХК термопара, 5 – термометр, 6 – автоматический потенциометр, 7 – запорный вентиль, 8 – вентиль

Потенциальные выводы присоединены к автоматическому потенциометру 6.

Перед опытом баллон заканчивается воздухом от компрессора.

4.3 Выполнение эксперимента и обработка его результатов

После закачки баллона до $p = 1,0$ МПа делается выдержка в 5...10 мин для выравнивания температуры воздуха в емкости с температурой окружающей среды (проверяется потенциометром, его показание должно быть примерно равно атмосферной температуре).

Одновременно проверяется утечка воздуха (за одну минуту допустимо понижение давления на 0,005 МПа). Далее записываются исходные показания манометра, термопары, термометра и барометрическое давление.

После этого необходимо быстро открыть вентиль 8 и произвести запись показаний манометра 2 [кг/см²] и термопары 4 с интервалом в 30 с. Отсчет времени производится по секундомеру. Опыт заканчивается при $p_i \approx 1$ кг/см² (конец надкритической фазы истечения).

По ходу опыта записи заносятся в протокол.

Обработка результатов эксперимента производится в следующем порядке:

1. Определяется абсолютное давление

$$P_{i\text{ абс}} = P_{i\text{ изб}} \cdot 98065 + B,$$

где $P_{i\text{ изб}}$ – избыточное текущее давление в баллоне, кг/см²; B – барометрическое давление, Па.

2. Определяется $\lg p_{i\text{ абс}}$ с точностью до третьего знака после запятой.

3. Строится график (см. рис. 4.1) $\lg p_{i\text{ абс}} = f_1(\tau)$ и $t = f_2(\tau)$. По графику $t = f_2(\tau)$ определяется участок изотермической фазы истечения (небольшие колебания могут иметь место).

В пределах изотермической фазы на графике $\lg p_{i\text{ абс}} = f_1(\tau)$ проводится осредняющая прямая.

4. Определяется темп падения давления

$$m = \frac{\lg p_i A - \lg p_i B}{\tau_B - \tau_A},$$

где A и B – любые две точки, лежащие на осредняющей прямой.

5. По соотношению (6) рассчитывается коэффициент расхода

$$\mu = C \frac{m}{f\sqrt{T}},$$

где $f = 3,28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ($3,28 \text{ мм}^2$) – площадь сопла;

$T, \text{ К}$ – температура воздуха на участке изотермической фазы (определена с точностью $\pm 1 \text{ К}$).

4.4 Содержание отчёта

1. Принципиальная схема установки.
2. Протокол результатов измерений и вычислений (табл. 4.1).
3. Графики зависимости $\lg p_{i \text{ абс.}} = f_1(\tau)$ и $t = f_2(\tau)$ и результаты их обработки.
4. Обработанные результаты опыта.

Таблица 4.1 – Протокол результатов измерений и вычислений

Величина	Номер измерения							
$\tau, \text{ с}$								
$p_{i \text{ изб.}}, \text{ кг/см}^2$								
$p_{i \text{ абс.}}, \text{ МПа}$								
$\lg p_{i \text{ абс.}}$								
$t, \text{ }^\circ\text{С}$								
$T, \text{ К}$								

4.5 Контрольные вопросы

1. Как найти теоретическое значение коэффициента расхода?
2. Является ли коэффициент расхода константой сопла для всех режимов истечения?
3. Чем объясняется постоянство температуры воздуха в баллоне при его опорожнении?
4. Поясните порядок проведения эксперимента.

Лабораторная работа №5. **ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕГО ЗНАЧЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЯ** **ПОЛИТРОПЫ И РАБОТЫ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ**

Цель лабораторной работы: исследование политропного процесса сжатия газа в цилиндре.

Порядок выполнения

1. Определить среднее значения показателя политропы процесса сжатия газа.
2. Оценить величину механической работы, затрачиваемой при сжатии.
3. Составить отчет по выполненному исследованию.

5.1 Теоретические основы исследования

Совокупность изменений, происходящих в рабочем теле при конечном переходе из одного состояния в другое, называется процессом изменения состояния. Между начальным и конечным состояниями рабочего тела существует бесконечное множество различных путей перехода, совокупность которых аналитически описать невозможно. Поэтому термодинамика рассматривает только определенный круг процессов, называемых политропными. Они могут быть описаны аналитически.

Все остальное множество процессов при необходимости расчета условно представляется в виде соответствующих политропных процессов с такими же начальными и конечными состояниями и с таким же энергетическим обменом с окружающей средой. Это особенно часто практикуется при исследовании действительных циклов тепловых машин. Основной характеристикой, выделяющей политропные процессы из всего многообразия процессов изменения состояния термодинамических тел, является постоянство отношения приращения внутренней энергии ко всему подведенному теплу, что равнозначно выражению $c = \text{const}$.

Таким образом, политропный процесс характеризуется произвольной, но постоянной теплоемкостью процесса.

1. Уравнение политропных процессов. Используя для произвольного политропного процесса уравнение первого начала термодинамики в дифференциальной форме для 1 кг газа $dq = cdT = c_v dT + pdv$, уравнение состояния $pv = RT$ и вводя величину

$$n = \frac{c - c_p}{c - c_v}, \quad (1)$$

называемую показателем политропы, можно получить уравнение политропного процесса в виде

$$p v^n = \text{const}. \quad (2)$$

2. *Работа в политропном процессе.* Дифференциальное выражение работы расширения 1 кг газа в любом процессе имеет вид $dl = p dv$.

Работу расширения в некотором процессе от состояния 1 до состояния 2 можно представить в виде уравнения

$$l_{1-2} = \int_1^2 p dv. \quad (3)$$

Используя уравнение политропы (2) и интегрируя (3), получим формулу для определения работы расширения газа

$$l_{1-2} = \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (4)$$

Результат расчета со знаком минус по формуле (4) соответствует процессу сжатия.

3. *Теплоемкость газа в политропном процессе.* Решим уравнение (1) относительно c и введем в него величину $k = c_p / c_v$ – показатель изоэнтропы. В результате получим следующее выражение для теплоемкости политропного процесса:

$$c = c_v \frac{n - k}{n - 1}.$$

Таким образом, условие постоянства теплоемкости в политропном процессе не ограничивает ее численного значения, поэтому число политропных процессов бесконечно.

4. *Частные случаи политропных процессов.* Из бесконечного множества политропных процессов можно выделить группу, имеющую дополнительные ограничения. Это изохорный, изобарный, изотермический и изоэнтропный (адиабатный) процессы.

Изохорный процесс протекает при постоянном объеме: $v = \text{const}$. Для него из (1), (2) и (4) следует, что $n = \pm\infty$; $c = c_v$, $l_{1-2} = 0$.

Изобарный процесс – при постоянном давлении: $p = \text{const}$. Для него из тех же соотношений следует, что $n = 0$; $c = c_p$ и $l_{1-2} = (v_2 - v_1) \cdot p$.

Изотермический процесс – при постоянной температуре: $T=\text{const}$ или $p\nu=\text{const}$. Для него получим $n=1$, $c=\infty$, а работа, согласно (3), равна

$$l_{1-2} = \int_1^2 p d\nu = \int_1^2 \text{const} \frac{d\nu}{\nu} = p_1 \nu_1 \ln \frac{\nu_2}{\nu_1} = RT \ln \frac{p_1}{p_2}.$$

Изоэнтروпный процесс протекает без теплообмена с окружающей средой: $dq=0$. Выражая тепло через теплоемкость процесса, получим $dq=cdT$. А так как в этом процессе $dT \neq 0$, то $c=0$, и, следовательно, из (1) получим

$$n = \frac{c_p}{c_v} = k.$$

Тогда уравнение изоэнтропного процесса можно записать так: $p\nu^k=\text{const}$, а работа за процесс, согласно (4), запишется в виде

$$l_{1-2} = \frac{1}{k-1} (p_1 \nu_1 - p_2 \nu_2).$$

5. *Определение показателя политропы процесса.* Запишем уравнение политропы для двух конечных состояний

$$p_1 \nu_1^n = p_2 \nu_2^n.$$

Прологарифмируем и преобразуем полученное выражение:

$$\lg p_1 + n \lg \nu_1 = \lg p_2 + n \lg \nu_2;$$

$$\lg p_1 - \lg p_2 = n(\lg \nu_2 - \lg \nu_1).$$

Из последнего получаем значение показателя политропы:

$$n = \frac{\lg p_1 - \lg p_2}{\lg \nu_2 - \lg \nu_1}. \quad (5)$$

Таким образом, для любого политропного процесса имеет место постоянство отношения разности логарифмов величин абсолютных давлений к разности логарифмов объемов в начальной и конечной точках процесса. Значит, при построении в логарифмических координатах ($\lg p - \lg \nu$) любой политропный процесс имеет вид прямой (рис. 5.1), причем тангенс угла наклона ее к оси абсцисс численно равен величине показателя политропы. Рис. 5.2 иллюстрирует (на P - V диаграмме) расположение политропных процессов, выходящих из одной и той же точки, в зависимости от величины показателя n .

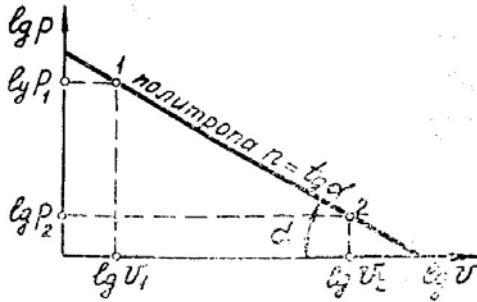


Рисунок 5.1 – Политропа в координатах $\lg p - \lg v$

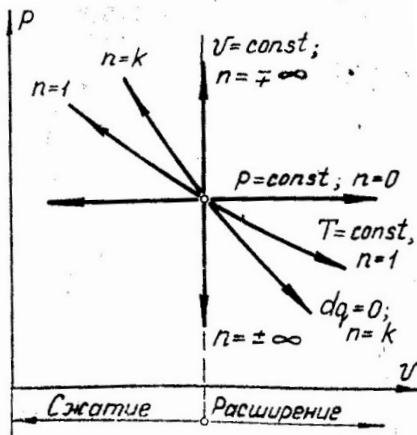


Рисунок 5.2 – Политропные процессы в координатах $P - v$

5.2 Описание лабораторной установки

На рис. 5.3 приведена схема лабораторной установки для исследования процесса политропного сжатия газа (воздуха). В состав установки входят следующие агрегаты. Цилиндр 1 (двойного действия) с поршнем 2, делящим полость цилиндра на рабочую А и приводную В; шток 3, на конце которого закреплен подвижный столик 4 с бумагой для записи графика; графопостроитель, включающий в себя систему рычагов 5 с карандашом и пневмопривод с пружиной 6 и поршеньком 7.

Установка имеет пневмоэлектропульт управления 8 и баллон для сжатого воздуха 9 для привода поршня 2 в движение, а также два манометра: 10 – для контроля давления сжимаемого газа и 11 – для контроля давления в сети пневмопривода. На пневмоэлектропульте установки размещены вентили 12, 13, 14, 15, 16 для управления работой установки и группа сигнальных ламп, кнопок, тумблеров включения электроклапана и электромагнитного вибратора, который присоединен к графопостроителю с целью уменьшения влияния на точность записи параметров процесса сил трения в рычажной системе. Электроклапан позволяет подать воздух в полость *Б* с большой скоростью.

5.3 Выполнение эксперимента и обработка его результатов

Убедиться, что все вентили пневмопульта установки закрыты. Открыть вентиль 13 и по манометру 11 определить давление воздуха P_{\max} в сети (в баллоне 9), записать в протокол измерений. На щитке тумблером включить электропитание установки постоянным и переменным напряжением (загорятся все сигнальные лампы). Закрыть вентиль 13 и еще раз убедиться, что все вентили закрыты.

Чтобы подготовить установку для политропного сжатия газа (воздуха) в полости *А* цилиндра 1, необходимо переместить поршень 2 в крайнее левое положение. Для этого надо открыть дренажный вентиль 14, и, плавно открывая вентиль 16, подать воздух в полость *А*, в результате чего поршень 2 будет перемещаться влево до упора (слышен характерный звук удара). Закрыв вентиль 16, открыть дренажный вентиль 15 для выравнивания давления в полости *А* с атмосферным, контролируя падение давления в полости по манометру 10. После небольшой выдержки (30...40 с) закрыть вентиль 15. Еще раз проверить, что все вентили закрыты.

Установить на столик 4 лист бумаги, вырезанный по формату столика, и закрепить его. Поджать пружинкой карандаш графопостроителя к листу и включить тумблером электромагнитный вибратор. Нажатием кнопки на пульте открыть электроклапан, подающий воздух из баллона 9 в полость *Б* цилиндра 1. Вместо включения электроклапана можно быстро открыть вентиль 13, что тоже позволит подать сжатый воздух в полость *Б*. В любом случае поршень 2 начнет перемещаться вправо, осуществляя тем самым сжатие порции

газа (воздуха), заключенной в полости A . По манометру 10 визуально фиксируется изменение давления (рост его), а графопостроителем через поршень 7 , систему рычагов 5 на бумаге, перемещающейся со столиком и штоком, записывается кривая $pV^n = \text{const}$. Сразу после прекращения движения поршня на графике фиксируем точку p_{2n} (см. рис. 5.4), а в протокол записываем давление по манометру 10 .

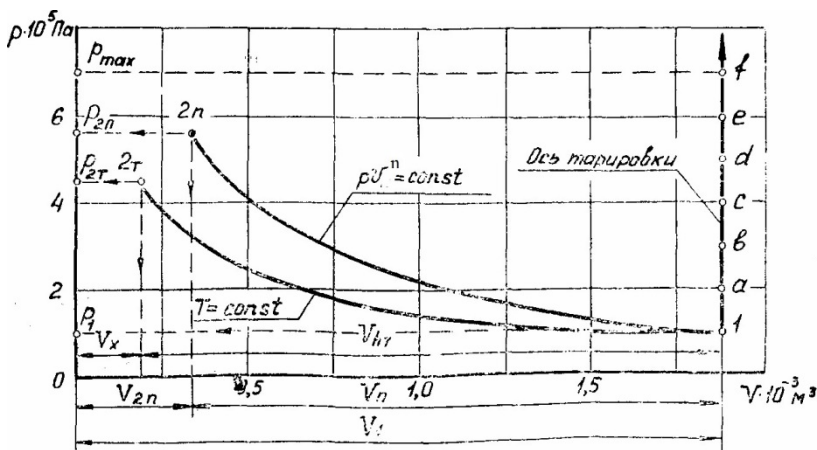


Рисунок 5.4 – Изменение давления $pV^n = \text{const}$

Сделав выдержку по времени для достижения термического равновесия системы (остывание сжатого газа), фиксируем точку p_{2r} и записываем давление по манометру 10 .

Далее осуществляем изотермическое расширение газа, сжатого в полости A , плавно открываем дренажный вентиль 14 , медленно стравливая воздух из полости B . Под действием сжатого газа (воздуха) в полости A поршень пойдет в крайнее левое положение, а карандаш графопостроителя должен возвратиться в точку 1 (рис. 5.4), построив кривую процесса $T = \text{const}$.

Воздух из полости B необходимо стравливать не сразу, а постепенно, прикрывая вентиль 14 каждые 10^5 Па (по манометру 10) и фиксируя точками положение карандаша на бумаге после небольшой выдержки системы. Значения давлений в полости A записываем в протокол наблюдений.

Затем необходимо проверить тарировку пружины 6 графопостроителя, для этого, после завершения изотермического расшире-

ния, открывая вентиль 16, повышаем давление в полости A до p_{\max} , отмечая на графике положение карандаша через каждые 10^5 Па (точки a, b, c, d). Напоминаем, что включение вибратора в процессе изотермического расширения и тарировки обязательно.

Полученную на графопостроителе диаграмму сжатия и расширения газа в полости A необходимо перестроить в P - V координатах. Предварительно определяем величину X – расстояние между торцевой стенкой цилиндра и поршнем (см. рис. 5.3), находящимся в крайнем правом положении. Это позволит учесть влияние на процессы сжатия и расширения газа, заключенного в этом объеме. Строго говоря, следовало бы учесть также объем и массу газа, находящегося в трубопроводе, манометрической трубке, в полости поршня графопостроителя, но влияние этих величин будет незначительным. Объем газа в полости X равен

$$V_x = XF_n,$$

где $F = \frac{\pi D_n^2}{4}$ – площадь поршня, m^2 ($D_n=0,13$ м).

Значение X находим из уравнения Бойля-Мариотта:

$$p_1 V_1 = p_{2T} V_x,$$

но

$$V_1 = V_x + V_{hT} = (X + h_T) \cdot F_n,$$

где h_T – ход поршня при изотермическом расширении (рис. 5.4), определяемый из графика. Тогда

$$p_1 F_n (X + h_T) = p_{2T} F_n X,$$

или

$$p_1 X + p_1 h_T = p_{2T} X,$$

откуда

$$X = \frac{p_1 h_T}{(p_{2T} - p_1)}.$$

Определив значения V_1, V_x, V_{hT}, V_n , строим в принятых масштабах μ_p и μ_v диаграмму процессов сжатия и расширения, используя значения абсолютных давлений p_1, p_{2T} и p_n и промежуточных абсолютных давлений, снимаемых с графика рис. 5.4 (или записанных в протоколе наблюдений) для точек II, III, IV, V, а – также VI, VII и VIII.

Согласно (2), запишем равенство $p_1 v_1^n = p_{2n} v_{2n}^n$, которое в соответствии с (5), позволяет найти среднее значение показателя политропы процесса сжатия:

$$n = \frac{\lg p_{2n} - \lg p_1}{\lg V_1 - \lg V_{2n}}.$$

При аккуратном проведении опыта и построении диаграммы p - V значение n для изотермы расширения равно

$$n = \frac{\lg p_{2T} - \lg p_1}{\lg V_1 - \lg V_x} \approx 1.$$

Используя значения давления и объема в начальной, одной промежуточной и в конечной точках процесса строим график политропного процесса в координатах $\lg p - \lg V$ (рис. 5.1).

Работу сжатия газа (в Дж) находим по выражению (4), учитывая, что сжимался не 1 кг газа, а некоторое его количество (в кг).

$$m = V_1 \rho,$$

$$\text{где } m = (X + h_T) F_n \rho_1 = \frac{\pi D_n^2}{4} \rho_1 (X + h_T).$$

Следовательно, для политропного процесса

$$L = \frac{1}{n-1} (p_1 V_1 - p_{2n} V_{2n}).$$

$$\text{Для изотермического: } L = mRT_1 \ln \frac{p_1}{p_{2T}}.$$

Полученное значение работы сжатия и расширения сравниваем со значением её, определяемым из P - V диаграммы. Площадь, заключенная под кривой процесса сжатия 1-2*n* ординатами и абсциссой V , должна быть численно равна работе сжатия и определяется подсчетом клеток.

Площадь каждой клетки

$$f_{кл} = \mu_p \mu_v \left(\frac{H \cdot m}{\text{дел}^2} \right),$$

где μ_p – линейный масштаб от давлений, $\frac{H}{\text{м}^2 \cdot \text{дел}}$;

μ_v – линейный масштаб от объемов, $\frac{\text{м}^3}{\text{дел}}$.

Площадь под кривой процесса

$$F_{\text{процесса}} = f_{\text{кл}} \cdot N \text{ (Нм)},$$

где N – число клеток, принятых за единицу масштаба.

Аналогичный расчет проводим для процесса расширения. Результаты измерений и расчетов в ходе проведения лабораторной работы заносятся в протокол испытаний, представленный в виде таблицы.

Таблица 5.1 – Протокол измерений

Процесс № точки параметра	Политропа						Изотерма				
	I	II	III	IV	V	2n	2 T	VI	VII	VIII	I
$P_{\text{изб}}, \text{Па}$											
$P_{\text{абс}}, \text{Па}$											
$h, \text{м}$											
$V, \text{м}^3$											
n											
$m, \text{кг}$											
$l_{\text{теор}}, \text{Дж/кг}$											
$\mu_p, \text{Дж/кг} \cdot \text{дел}$											
$\mu_v, \text{м}^2/\text{дел}$											
$N, \text{дел}^2$											
$l_{\text{граф}}, \text{Дж/кг}$											
$\Delta l, \%$											

5.4 Содержание отчёта

1. Принципиальная схема и описание установки.
2. Протокол эксперимента (табл. 5.1).
3. Диаграмма P – V сжатия и расширения.
4. Расчеты значений X , n , l и других величин.

5.5 Контрольные вопросы

1. Дайте определение политропного процесса.
2. Запишите, как выглядит уравнение для изотермического процесса.
3. Поясните порядок проведения эксперимента.
4. Как в эксперименте реализуется условия протекания изотермического процесса?
5. Поясните методику определения показателя политропы.

Лабораторная работа № 6. ИЗОХОРИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ДЛЯ ВОДЫ И ВОДЯНОГО ПАРА

Цель лабораторной работы: ознакомление со свойствами воды и водяного пара при высокой температуре и давлении.

Порядок выполнения

1. Экспериментально определить зависимость между давлением и температурой для воды и водяного пара, нагреваемых (или охлаждаемых) при постоянном объеме.
2. Построить изохоры, соответствующие различным удельным объемам (меньше и больше критического).
3. Вычислить удельную теплоту парообразования при фазовом переходе.
4. Составить отчет по выполненному исследованию.

6.1 Теоретические основы эксперимента

Для идеального газа справедливо уравнение состояния, имеющее вид

$$pV = m \frac{R_{\mu}}{\mu} T, \quad (1)$$

где p – давление, Па (Н/м^2);

V – объем, занимаемый газом, м^3 ;

m – масса газа, кг; $R_{\mu} = 8314,3$ Дж/кмоль·К – универсальная газовая постоянная, одинакова для кг-моля любого газа;

μ – масса килограмм-моля газа, кг/кмоль;

T – термодинамическая температура газа, К.

Если обозначить через $R = \frac{R_{\mu}}{\mu}$ удельную газовую постоянную,

то уравнение (1) для 1 кг газа можно записать как

$$pv = RT, \quad (2)$$

где $v = \frac{V}{m}$ – удельный объем газа, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Уравнение (1) получено в предположении, что между молекулами газа отсутствуют силы взаимодействия и объем, занимаемый молекулами, исчезающе мал по сравнению с объемом газа. Для описания поведения реальных газов это уравнение применимо лишь в ча-

стном случае, когда параметры газов находятся вдали от области конденсации. В общем случае уравнение (1) не отражает свойства реальных веществ.

Любое реальное вещество, в зависимости от его параметров (например, температуры и давления), может находиться в газовой, жидкой или твердой фазе. Процесс перехода из одной фазы в другую называется фазовым переходом. Существование таких переходов уравнением (1) не предсказывается.

На рис. 6.1 изображена характерная P - T диаграмма вещества с нанесенными на ней кривыми фазовых переходов.

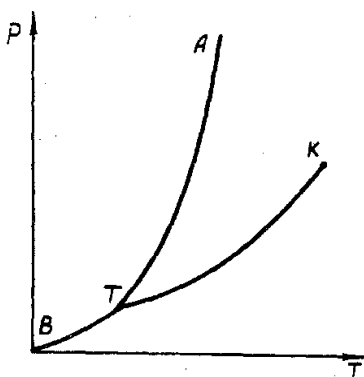


Рисунок 6.1 – Фазовая P - T диаграмма

Линия BT представляет собой кривую сублимации (кристаллизации) вещества, т.е. зависимость $p=f(T_c)$ для перехода твердого тела в газообразное; линия TA – кривую плавления (кристаллизации), т.е. зависимость $p=f(T_{пл})$, а линия TK – кривую кипения (конденсации), т.е. зависимость $p=f(T_{нас})$. Кривая кипения обычно называется кривой (или линией) насыщения. Она оканчивается точкой K , называемой критической точкой. Эта точка является верхней границей двухфазной области, где возможно равновесное сосуществование жидкости и пара. Параметры вещества в этом состоянии называются критическими: критическое давление $p_{кр}$, критическая температура $T_{кр}$, критический удельный объем $v_{кр}$. Точка T – тройная точка, в которой вещество сосуществует в равновесном состоянии в трех фазах. Для воды тройная точка соответствует температуре $T=273,16$ К ($t=0,01^\circ\text{C}$) и давлению $p=0,0061$ бар. Фазовые переходы происходят постепенно,

поэтому для реальных веществ существуют области, где вещество находится одновременно в двух фазах. Особенность всех фазовых переходов в том, что при постоянном давлении они протекают при неизменной температуре и для их осуществления необходимо подвести (отвести) извне некоторое количество теплоты, которое называется теплотой фазового перехода.

На рис. 6.2 приведена характерная для реальных веществ P - V диаграмма, включающая область парообразования – фазового перехода вещества из жидкости в пар. Область фазового перехода ограничена нижней TK и верхней KE пограничными кривыми. Линия постоянной температуры – изотерма – представляет собой некоторую ломаную линию $ABCD$, имеющую прямолинейный участок BC , так как процесс парообразования (конденсации) при постоянном давлении происходит без изменения температуры. Количество теплоты, необходимое для того, чтобы при изобарном процессе перевести 1 кг вещества из состояния кипящей жидкости (точка B) в состояние сухого насыщенного пара (точка C), называется удельной теплотой парообразования r . В критической точке K теплота парообразования r равняется нулю, а свойства обеих фаз становятся тождественными.

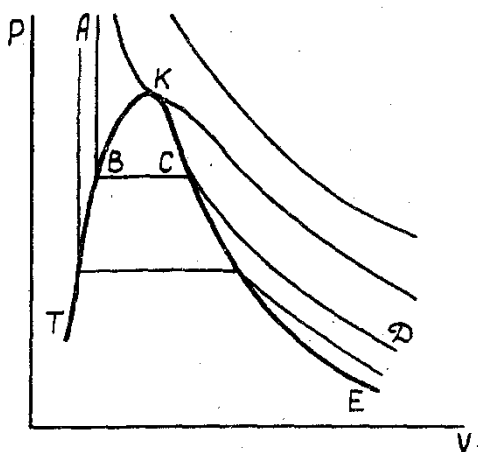


Рисунок 6.2 – Фазовая P - V диаграмма

Для каждого из фазовых переходов справедливо уравнение Клапейрона-Клаузиуса

$$\frac{dp}{dT} = \frac{q_{\text{фаз.пер}}}{T\Delta v}. \quad (3)$$

При фазовом переходе из жидкости в пар уравнение (3) принимает вид

$$\frac{dp_{\text{нас}}}{dT_{\text{нас}}} = \frac{r}{T(v'' - v')}, \quad (4)$$

где $p_{\text{нас}}$ – равновесное давление и $T_{\text{нас}}$ – равновесная температура в точках фазового перехода;

r – удельная теплота парообразования;

v'' – удельный объем пара на линии насыщения;

v' – удельный объем жидкости на линии насыщения.

Поскольку плотность пара всегда меньше, чем плотность жидкости, т.е. $v'' > v'$, то из уравнения (4) следует, что для фазового перехода

жидкости в пар всегда $\frac{dp_{\text{нас}}}{dT_{\text{нас}}} > 0$, т. е. с ростом температуры давление

насыщения увеличивается. Уравнение Клапейрона-Клаузиуса широко используется для определения термодинамических свойств веществ в области фазовых переходов.

При низких давлениях трудно экспериментально определить удельный объем сухого насыщенного пара v'' . Тогда, проводя исследование кривой насыщения, т.е. определив зависимость давления насыщения от температуры и измерив удельную теплоту парообразования r , можно рассчитать величину $v'' - v'$ по уравнению (4). При высоких же давлениях затруднено точное измерение r , и она может быть вычислена по результатам исследования кривой насыщения и удельных объемов.

Рассмотрим процесс (рис. 6.3) изохорного нагревания вещества, причем начальное состояние процесса находится в двухфазной области. До тех пор, пока процесс протекает в двухфазной области (рис. 6.3, а, участок $a-b$ изохоры I, участок $c-d$ изохоры II), давление вещества в каждой точке процесса равняется давлению насыщенного пара при соответствующей температуре (рис. 6.3, б). Любой термодинамический процесс, протекающий в двухфазной области, в P - T диаграмме изображается линией, совпадающей с кривой насыщения.

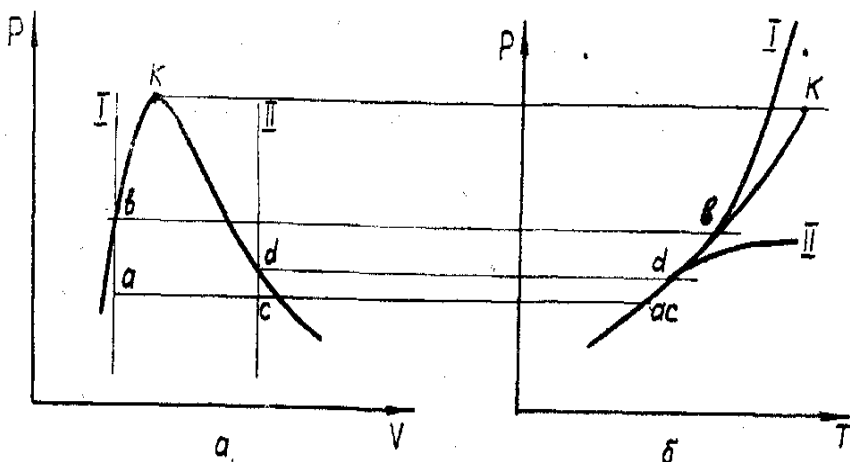


Рисунок 6.3 – Различные случаи изохорного нагревания вещества

Если удельный объем вещества меньше критического (рис. 6.3, а изохора II), то изохорное нагревание приводит к полной конденсации пара, в результате чего эта изохора пересекает левую пограничную кривую.

При дальнейшем нагревании вещество будет находиться в однофазном жидком состоянии, и зависимость между температурой и давлением принимает характерный для жидкости вид – резкий рост давления при незначительном изменении температуры (рис. 6.3, б, кривая I).

Если же удельный объем вещества больше критического (рис. 6.3, а, изохора II), то изохора пересекает правую пограничную кривую, т.е. вещество переходит в состояние перегретого пара (газа), и зависимость между температурой и давлением принимает характерный для газа вид – резкий рост температуры при незначительном изменении давления.

Таким образом, в однофазной области изохоры для значений $v < v_{кр}$ располагаются в pT -диаграмме выше и левее кривой насыщения (рис. 6.3, б, кривая I), а для значений $v > v_{кр}$ – ниже и правее кривой насыщения.

6.2 Описание лабораторной установки

На установке (рис. 6.4) можно определить зависимость давления от температуры исследуемого вещества в двухфазной и однофазной областях в процессе изохорического нагревания.

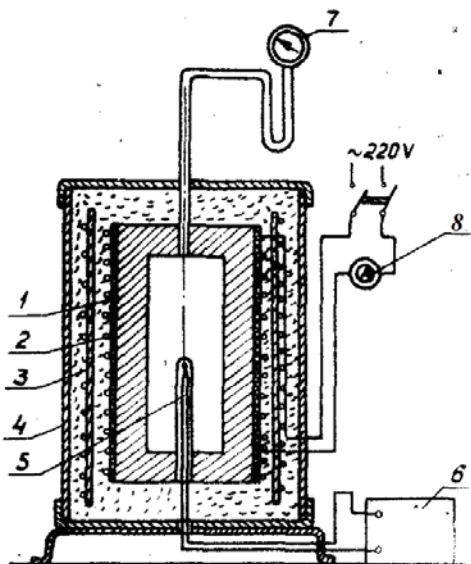


Рисунок 6.4 – Схема экспериментальной установки

Исследуемым веществом является вода. В каждом толстостенном сосуде 1, объемом 254 см^3 , изготовленном из нержавеющей стали, заключено некоторое количество воды. Снаружи сосуд обогревается с помощью электронагревателя 2, сделанного из нихромовой проволоки. Сосуд с нагревателем снаружи охвачен медным экраном 3 (охлаждаемым водой) и помещен в металлический кожух 4. Температура во время опыта измеряется хромель-копелевой термопарой 5.

6.3 Выполнение эксперимента и обработка его результатов

Для ознакомления с описанием и схемой опытной установки приготовить по образцу протокол эксперимента для записи показаний приборов (табл. 6.1).

Таблица 6.1 – Протокол эксперимента

Величины	Номера замеров															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
P в делениях																
$t_{\text{нас}}$, °C																
$T_{\text{нас}}$, K																
$p_{\text{нас}}$, МПа																
v' , м ³ /кг																
v'' , м ³ /кг																
$dp_{\text{нас}}/dT$, Н/м ² ·К																
r , кДж/кг																
$r_{\text{табл}}$, кДж/кг																
δr , %																

Порядок выполнения эксперимента:

1. Включить электронагреватель сосуда в сеть 220 В, предварительно открыв кран подачи охлаждающей жидкости. Продолжительность нагрева до первого замера приблизительно 15–20 мин.
2. Измерить атмосферное давление p_H по барометру.
3. Записать показания образцового манометра $p_{\text{дел}}$ и потенциометра t , °C.
4. При дальнейшем изменении давления и температуры запись показаний приборов вести непрерывно, при изменении показаний потенциометра через каждые 20...30°C.

При проведении опыта следовало бы снимать показания приборов при равновесном состоянии, когда для каждой опытной точки температура и давление в течение некоторого периода постоянны. Однако на это нужно длительное время, поэтому, ускоряя опыт, снимают значения давления и температуры непрерывно, допуская тем самым некоторую погрешность.

ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ! В зависимости от массы воды, содержащейся в сосуде, при ее нагреве может быть различным характер изменения температуры и давления (рис. 6.3, б, кривые I и II). Предел изменения роста давления ограничен прочностью сосуда и по шкале образцового манометра определяется давлением $p=130$ атм (80 делений). Предел изменения роста температуры определяется показанием потенциометра, равным 320°C.

5. Выключить электронагреватель. После остывания сосуда закрыть кран подачи охлаждающей жидкости.

6. Результаты измерений записать в протокол.

Обработку результатов эксперимента проводят в следующем порядке:

1. Давление насыщения в сосуде в МПа.

$$p_{\text{нас}} = p_{\text{H}} + p_{\text{изб}},$$

где p_{H} – атмосферное давление, МПа; $p_{\text{изб}}$ – избыточное давление, замеренное по показаниям образцового манометра МПа.

2. Построить в p, T -координатах кривую насыщения для воды и водяного пара от начальной температуры 100°C до критической по результатам табл. 6.1. На этом же графике следует отложить и соединить плавной линией опытные точки для обеих изохор.

3. Количество воды, налитой первоначально в сосуд

$$m = \frac{v}{g} \quad (\text{кг}),$$

где v – объем сосуда, м^3 ;

g – удельный объем воды для изохоры I или удельный объем сухого насыщенного водяного пара для изохоры II (рис. 6.3, б), $\text{м}^3/\text{кг}$.

Значения удельных объемов воды v' или сухого пара v'' на линии насыщения находятся из табл. 6.1 по температуре вещества в однофазном состоянии.

4. Удельная теплота парообразования в кДж/кг для опытных точек фазового перехода

$$r = T_{\text{нас}} (v'' - v') \frac{dp_{\text{нас}}}{dT_{\text{нас}}},$$

где $P_{\text{нас}}$ – давление насыщения, н/м²;

$T_{\text{нас}}$ – температура насыщения, К;

v'' и v' – удельные объемы берутся из табл. 6.1 по температуре

туре

$t_{\text{нас}}$, $^{\circ}\text{C}$, $\text{м}^3/\text{кг}$;

$\frac{dp_{\text{нас}}}{dT_{\text{нас}}}$ определяется графически, как тангенс угла наклона

касательной к кривой насыщения, построенной в координатах p - T , в точке, для которой определяется теплота парообразования.

5. Сравнить рассчитанные значения теплоты парообразования с найденными из табл. 6.2, вычислить относительную величину расхождений между ними:

$$\delta r = \frac{r_{\text{расч}} - r_{\text{табл}}}{r_{\text{табл}}} \cdot 100\% .$$

6. Описать фазовые состояния воды и водяного пара при изохорическом процессе нагревания, когда $v < v_{кр}$ и $v > v_{кр}$ (рис. 6.3).

Таблица 6.2. – Сухой насыщенный пар и вода по кривой насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p_H, \text{бар}$	$V', \text{м}^3/\text{кг}$	$V'', \text{м}^3/\text{кг}$	$\rho'', \text{кг}/\text{м}^3$	$r, \text{кДж}/\text{кг}$
0	0,006106	0,0010002	206,3	0,004847	2500,8
10	0,012271	0,0010004	106,42	0,009398	2477,3
20	0,02337	0,0010018	57,84	0,01729	2453,4
30	0,04241	0,0010044	32,93	0,03036	2430,0
40	0,07375	0,0010079	19,55	0,05115	2406,1
50	0,12335	0,0010121	12,05	0,08302	2382,3
60	0,1992	0,0010171	7,678	0,1302	2358,0
70	0,3116	0,0010228	5,0451	0,1982	2333,3
80	0,4736	0,0010290	3,409	0,2933	2308,2
90	0,7011	0,0010359	2,361	0,4235	2282,5
100	1,0132	0,0010435	1,673	0,5977	2256,7
110	1,4327	0,0010515	1,210	0,8263	2230,0
120	1,9854	0,0010603	0,8917	1,122	2202,7
130	2,7011	0,0010697	0,6683	1,496	2174,2
140	3,614	0,0010798	0,5087	1,966	2144,9
150	4,760	0,0010906	0,3926	2,547	2114,3
160	6,180	0,0011021	0,3068	3,259	2082,5
170	7,920	0,0011144	0,2426	4,122	2049,4
180	10,027	0,0011275	0,1939	5,157	2015,1
190	12,553	0,0011415	0,1564	6,395	1978,7
200	15,550	0,0011565	0,1272	7,863	1940,6
210	19,080	0,0011726	0,1044	9,578	1900,4
220	23,202	0,0011900	0,08606	11,62	1857,7
230	27,979	0,0012087	0,07147	13,99	1812,7
240	33,480	0,0012291	0,05967	16,76	1765,6
250	39,780	0,0012512	0,05005	19,98	1714,9

1	2	3	4	5	6
260	46,940	0,0012755	0,04215	23,72	1661,3
270	55,050	0,0013023	0,03560	28,09	1604,4
280	64,190	0,0013321	0,03013	33,19	1,542,8
290	74,450	0,0013665	0,02553	39,17	1476,3
300	85,920	0,0014036	0,02164	46,21	1404,3
310	98,690	0,001447	0,01831	54,61	1325,1
320	112,800	0,001499	0,01545	64,74	1237,6
330	128,64	0,001562	0,01297	77,09	1139,6
340	146,08	0,001639	0,01078	92,77	1091,0
350	165,37	0,001741	0,008805	113,6	893,0
360	186,74	0,001894	0,006943	144,1	719,7
370	210,53	0,00222	0,00493	202,4	438,4
374	220,87	0,002800	0,00347	288,0	114,6
374,12*	221,15*	0,003147 *	0,003147	317,76	

*Параметры критической точки.

6.4 Содержание отчёта

1. Протокол эксперимента (табл. 6.1).
2. Схема установки.
3. Графики изохорических процессов и кривой насыщения в P - T координатах.

6.5 Контрольные вопросы

1. Чем отличается по своим свойствам идеальный газ от реального?
2. Изобразите изотерму идеального и реального газа.
3. Как называется линия, проходящая через точки начала и конца фазового перехода?
4. Как зависит теплота испарения от давления рабочего тела?
5. Поясните структуру уравнения Клапейрона -Клаузиуса.
6. Что такое критическая температура?
7. Опишите области состояния реального газа.

Лабораторная работа № 7.

ИЗУЧЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ТЕПЛОВЫХ МАШИН НА ПРИМЕРЕ ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

Цель лабораторной работы: исследование рабочего процесса в детандерной и компрессорной полостях двигателя Стирлинга.

Порядок выполнения

1. Определить подводимую, отводимую теплоту, работу цикла двигателя на заданном температурном уровне.
2. Сравнить расчётные энергетические характеристики двигателя для идеального цикла со значением этих величин, определённых по методике Шмидта и полученных из эксперимента.
3. Оценить энергетическую эффективность двигателя Стирлинга для идеального цикла и по результатам эксперимента.
4. Составить отчёт по выполненному исследованию.

7.1 Теоретические основы исследования

Идеальный цикл Стирлинга

Идеальный цикл Стирлинга является частным случаем обобщенного цикла Карно, имеет одинаковый с Карно термический КПД и состоит из двух изотерм и двух изохор (рис. 7.1).

Рабочий модуль двигателя Стирлинга представляет собой цилиндр, имеющий два противоположно расположенных поршня с помещенным между ними регенератором (рис. 7.2).

Регенератор состоит из корпуса и пористой насадки, обладающей способностью поочередно поглощать и отдавать тепло. Насадка регенератора представляет собой металлическую конструкцию, состоящую из отдельных тонких проволочек или полосок.

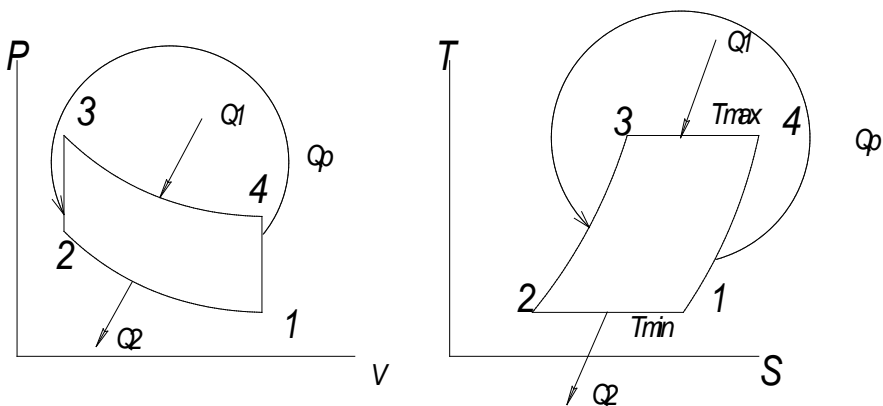


Рисунок 7.1 – P - V -, T - S -диаграммы цикла Стирлинга

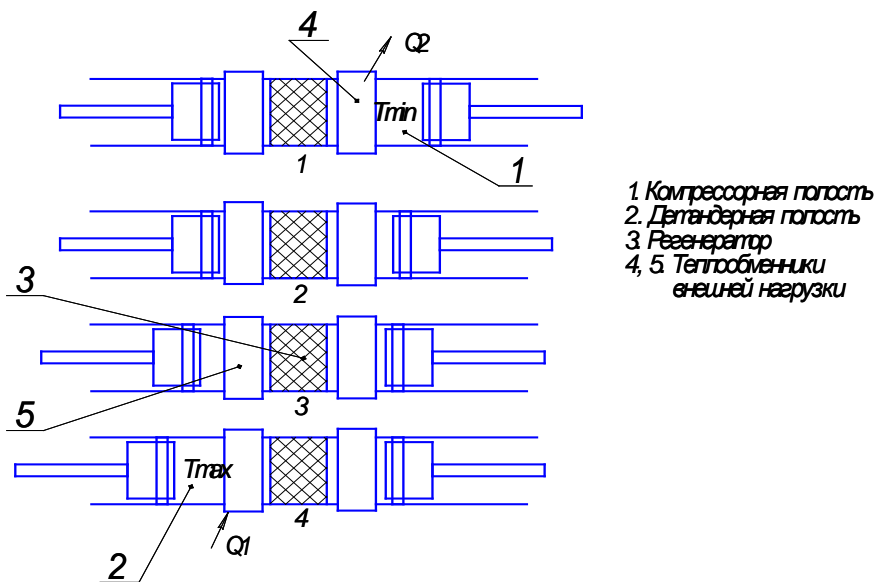


Рисунок 7.2 – Положение поршней в основных точках цикла Стирлинга

Один из двух объёмов, расположенный между регенератором и поршнями, называемый полостью расширения, находится при высокой температуре T_{\max} . Другой объём, находящийся при низкой температуре T_{\min} , называется полостью сжатия. Следовательно, температурный градиент между торцевыми поверхностями регенератора равен $T_{\max} - T_{\min}$, в продольном направлении предполагается, что материал насадки имеет нулевую теплопроводность. Здесь так же, как и в цикле Карно, принимается, что движение поршней происходит без трения и без утечек рабочего тела, находящегося между поршнями. Работа цикла двигателя Стирлинга осуществляется следующим образом: в начале цикла поршень полости сжатия находится в верхней мертвой точке, а поршень полости расширения – в нижней мертвой точке, около торцевой поверхности регенератора. В таком же положении все рабочее тело находится в холодной полости сжатия. Его объём максимальный, а давление и температура минимальные; это соответствует точке 1 на P - V и T - S диаграммах (рис. 7.1). Во время процесса сжатия (1-2) правый поршень движется по направлению к нижней мертвой точке, а поршень полости расширения остается неподвижным. Рабочее тело сжимается в полости сжатия, и давление его увеличивается. Температура остается постоянной, так как теплота отводится от полости сжатия в окружающую среду.

В процессе (2-3) оба поршня движутся одновременно: поршень полости сжатия к регенератору, а поршень полости расширения – от регенератора. Движение поршней происходит таким образом, что объём между ними остается постоянным. Вследствие этого рабочее тело, проходя через пористую насадку регенератора, переходит из полости сжатия в полость расширения. При прохождении через регенератор температура рабочего тела за счет теплоты насадки повышается от T_{\min} до T_{\max} . Постепенное увеличение температуры газа, при прохождении его через насадку регенератора, при постоянном объеме вызывает повышение его давления.

В процессе расширения (3-4) левый поршень продолжает движение от регенератора в направлении верхней мертвой точки; правый поршень полости сжатия остается неподвижным в нижней мертвой точке, вблизи регенератора. Поскольку это процесс расширения, то с увеличением объема газа его давление уменьшается. Температура рабочего тела остается постоянной, поскольку теплота подводится к системе от внешнего источника.

Последний процесс в цикле – $4-1$, во время которого поршни одновременно движутся так, чтобы возвратить рабочее тело при постоянном объеме через насадку регенератора из полости расширения в полость сжатия. При прохождении газа через насадку регенератора теплота от рабочего тела передается материалу насадки и вследствие этого температура рабочего тела уменьшается и достигает T_{\min} – температуры полости сжатия. Теплота, переданная в этом процессе, сохраняется в насадке и передается рабочему телу в процессе $2-3$ следующего цикла.

Таким образом, цикл состоит из четырех процессов: $1-2$ – процесс изотермического сжатия, – теплота от рабочего тела с температурой T_{\min} передается окружающей среде; $2-3$ – процесс при постоянном объеме, теплота от насадки регенератора передается рабочему телу; $3-4$ – процесс изотермического расширения, теплота от внешнего источника с температурой T_{\max} передается рабочему телу; $4-1$ – процесс при постоянном объеме, теплота от рабочего тела передается насадке регенератора. Описанный выше идеальный цикл Стирлинга подразумевает прерывистое движение поршней и наличие сложного многозвенного привода.

Термодинамическая эффективность двигателя не ухудшится, если привод с прерывистым движением поршней заменить гармоническим законом движения. Для этого необходимо, чтобы изменение объема детандерной полости в зависимости от угла поворота коленчатого вала опережало на определённую величину $\alpha = 70-110^\circ$ изменение объема компрессорной полости. Это позволило реализовать различные модификации конструктивных схем двигателей Стирлинга.

В схеме (рис. 7.3, а) двигатель выполнен с двумя рабочими поршнями, оба поршня являются нагруженными давлением рабочего тела, заправленного в модуль (двигатель заправляется единожды и с точки зрения рабочего тела является безрасходным, т.е. масса заправленного рабочего тела остаётся неизменной). В этой схеме затруднён запуск двигателя, т.к. преодолеть силу давления заправленного рабочего тела.

Схемы (рис. 7.3, б, в, г) лишены этого недостатка, – в них один рабочий поршень заменён поршнем-вытеснителем, который разгружен от действия сил давления заправки и выполняет только функцию вытеснения рабочего тела из одной полости в другую, преодолевая силы сопротивления от перепада давления в регенераторе.

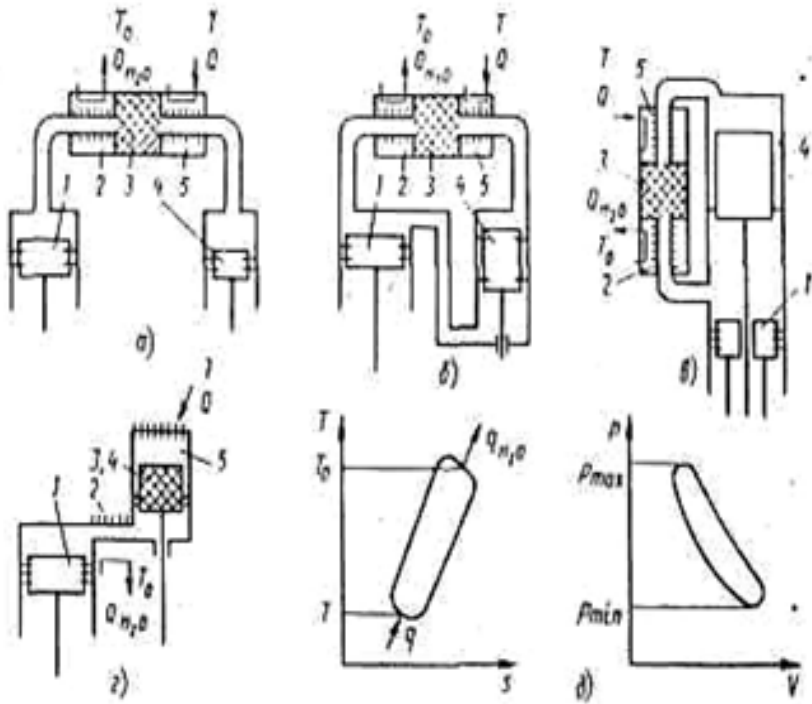


Рисунок 7.3 – Модификация кинематических схем двигателей Стирлинга с гармоническим приводом: *a* – с двумя рабочими (нагруженными) поршнями; *б* – с одним поршнем и поршнем-вытеснителем (с двумя цилиндрами); *в* – с одним рабочим поршнем и поршнем-вытеснителем, расположенными соосно; *г* – с одним поршнем и перемещающимся регенератором- вытеснителем; 1 – «компрессорный» или рабочий поршень; 2 – водяной (или воздушный) холодильник; 3 – регенератор; 4 – «детандерный» поршень или вытеснитель; 5 – теплообменник для снятия нагрузки (охладитель)

В лабораторной установке реализована конструктивная схема (рис. 7.3, *г*) с одним поршнем и перемещающимся регенератором – вытеснителем. Работа по этой схеме проиллюстрирована рис. 7.4.

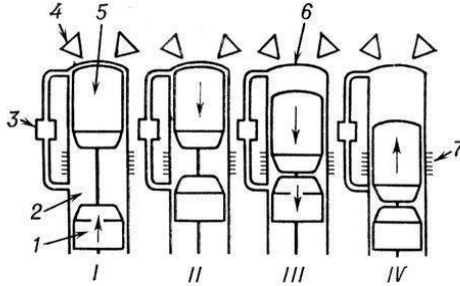


Рисунок 7.4 – Рабочие такты двигателя Стирлинга с соосным расположением рабочего поршня и вытеснителя: I – изотермическое сжатия в компрессорной полости; II –нагреваия рабочего тела при изохорном перетекании его через регенератор; III – рабочий ход (изотермическое расширение рабочего тела при подводе теплоты от внешнего источника); IV –охлаждение рабочего тела в компрессорной полости; 1 – рабочий поршень; 2 – холодная полость; 3 – регенератор; 4 – форсунки (горелки); 5 – поршень-вытеснитель; 6 – горячая полость; 7 – охладитель

Выражение термического КПД двигателя Стирлинга имеет вид:

$$\eta_t^{st} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}, \quad (1)$$

$$q_1 = RT_{\max} \ln \frac{v_4}{v_3} = RT_{\max} \ln \frac{v_1}{v_2}, \quad (2)$$

$$|q_2| = RT_{\min} \ln \frac{v_1}{v_2}, \quad (3)$$

$$\eta_t^{st} = 1 - \frac{RT_{\min} \ln \frac{v_1}{v_2}}{RT_{\max} \ln \frac{v_1}{v_2}} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}},$$

$$\eta_t^{st} = \eta_t^k. \quad (4)$$

Таким образом, привлекательность двигателя Стирлинга заключается в том, что его термический КПД равен предельно допустимому КПД обратимого цикла Карно.

При гармоническом движении поршней цикл Стирлинга рассчитывается по методике Шмидта.

7.2 Методика Шмидта расчёта двигателя Стирлинга

Цель методики: по заданным параметрам (температуре горячей и холодной полостей T_r и T_x , мощности двигателя N , оборотам вращения коленчатого вала n , давлению заправки P_3) определить геометрические размеры рабочих полостей и рассчитать энергетические характеристики базового образца: теплоты внешних источников Q_1 , Q_2 и работу цикла $L_{ц}$.

В методике предусмотрено гармоническое движение поршней и отдельных узлов машины, но оставлены как основные допущения изотермичность процессов сжатия и расширения и идеальность регенерации. Таким образом, и эта теория идеализированная, но более реалистичная, чем идеальный цикл Стирлинга [3].

Основные допущения, принятые в цикле Шмидта:

- 1) регенеративные процессы идеальны;
- 2) мгновенные значения давлений в системе одинаковы;
- 3) рабочее тело подчиняется уравнению состояния для идеального газа;
- 4) отсутствуют утечки рабочего тела;
- 5) масса рабочего тела остается постоянной;
- 6) изменения объёма газа в рабочих полостях происходят синусоидально;
- 7) температурный градиент в теплообменниках отсутствует;
- 8) температуры стенок цилиндра и поршня постоянны;
- 9) в полостях цилиндра происходит идеальное перемешивание рабочего тела;
- 10) температура рабочего тела во вспомогательных полостях системы постоянна;
- 11) частота вращения машины постоянна;
- 12) условия состояния – установившиеся.

Определение оптимального угла поворота

Оптимальным углом $\varphi_{\text{ОПТ}}$ называется угол поворота коленчатого вала, при котором суммарный объём рабочих полостей максимален. При таком положении коленчатого вала при гармоническом законе изменения объёмов рабочих полостей количество заправленного рабочего тела будет максимально.

Текущий объём:

- горячей полости $V_r = 0,5V_{\text{ор}}(1 + \cos\varphi)$;
- холодной полости $V_x = 0,5KV_{\text{ор}}(1 + \cos(\varphi - \pi/2))$.

Выразим объём заправки через объёмы горячей, холодной и регенеративной полости:

$$V_3 = V_{\Sigma \max} = (V_{\Gamma} + V_x + V_p)_{\max},$$

при $\varphi_{\text{опт}}$

$$V_3 = (0,5V_{\text{ог}}(1 + \cos\varphi) + 0,5KV_{\text{ог}}(1 + \cos(\varphi - \pi/2)) + V_{\text{ог}}x),$$

$$V_p = V_{\text{ог}}x.$$

Суммарный объём можно записать в виде:

$$V_{\Sigma} = V_{\text{ог}}(0,5 \sin \varphi - 0,5 K \cos \varphi + x)_{\varphi_{\text{опт}}} = 0.$$

Из этого уравнения выразим $\varphi_{\text{опт}}$. После преобразований получим:

$$\begin{aligned} \sin \varphi &= K \cos \varphi; \\ \text{tg} \varphi &= K; \\ \varphi_{\text{опт}} &= \arctg K. \end{aligned} \quad (5)$$

Полученное значение $\varphi_{\text{опт}}$ подставляем в уравнение (2) и находим V_3 , но для этого в начале необходимо найти неизвестное значение $V_{\text{ог}}$.

Для нахождения искомого параметра необходимо определить давление в цикле как функцию от угла поворота φ : $p = p(\varphi)$.

Расчет текущего давления в цикле

Масса рабочего тела в горячей полости определяется по уравнению состояния как

$$m_{\Gamma} = \frac{P_{\Gamma} \cdot V_{\Gamma}}{R \cdot T_{\Gamma}}, \quad (6)$$

аналогично для холодной полости

$$m_x = \frac{P_x \cdot V_x}{R \cdot T_x} \quad (7)$$

и мёртвого объёма

$$m_p = m_M = \frac{P_M \cdot V_M}{R \cdot T_M}. \quad (8)$$

При этом $P_{\Gamma} = P_x = P_p = P$.

Так как общая масса рабочего тела во внутреннем контуре остаётся постоянной, то

$$m_3 = m_r + m_x + m_p$$

$$\text{или } m_3 = \frac{P \cdot V_r}{R \cdot T_r} + \frac{P \cdot V_x}{R \cdot T_x} + \frac{P \cdot V_p}{R \cdot T_{cp}} = \frac{P}{R} \left(\frac{V_r}{T_r} + \frac{V_x}{T_x} + \frac{V_{cp}}{T_{cp}} \right).$$

Отсюда текущее давление в цикле

$$P = \frac{m_3 \cdot R}{\frac{V_r}{T_r} + \frac{V_x}{T_x} + \frac{V_{cp}}{T_{cp}}}. \quad (9)$$

При известном объёме заправки V_3 , температура заправки T_3 и давления заправки P_3 , общая масса, т.е. массы заправки рабочего тела m_3 определяется как

$$m_3 = \frac{P_3 \cdot V_3}{R \cdot T_3}. \quad (10)$$

Если допустить, что изменение температуры рабочего тела в мёртвом объёме проходит в осевом направлении по линейному закону, то средняя температура рабочего тела в мёртвом пространстве определяется в первом приближении как среднеарифметическая

$$T_{cp} = \frac{T_r + T_x}{2}.$$

Текущее давление с учетом выше принятого определяется выражением

$$\begin{aligned} P &= \frac{P_3 \cdot V_3}{T_3 \cdot \left(\frac{V_r}{T_r} + \frac{V_x}{T_x} + \frac{V_{cp}}{T_{cp}} \right)} = \frac{P_3 \cdot (V_x + V_r + X \cdot V_{or})_{\varphi_{опт}}}{T_3 \cdot \left(\frac{V_r}{T_r} + \frac{V_x}{T_x} + \frac{X \cdot V_{or}}{T_{cp}} \right)} = \\ &= \frac{P_3 \cdot \left[K \cdot \frac{V_{or}}{2} (1 + \sin \varphi_{опт}) + \frac{V_{or}}{2} (1 + \cos \varphi_{опт}) + X \cdot V_{or} \right]}{T_3 \cdot \left[\frac{V_{or} (1 + \cos \varphi)}{2T_r} + \frac{KV_{or} (1 + \sin \varphi)}{2T_x} + \frac{XV_{or}}{T_{cp}} \right]} = \\ &= \frac{P_3 \cdot \left[\frac{K}{2} (1 + \sin \varphi_{опт}) + \frac{1}{2} (1 + \cos \varphi_{опт}) + X \right]}{T_3 \cdot \left[\frac{(1 + \cos \varphi)}{2T_r} + \frac{K(1 + \sin \varphi)}{2T_x} + \frac{X}{T_{cp}} \right]}. \quad (11) \end{aligned}$$

Следовательно, $P = P(\varphi)$.

Из (11) следует, что давление и характеристики рабочего процесса термодинамически не связаны с газовой постоянной R . Текущее давление в цикле не зависит от величины описанного объема рабочих полостей. Из выражения (11) также видно, что текущее давление рабочего тела зависит (при $T_x = \text{const}$ и $T_r = \text{const}$ и X), от угла поворота коленчатого вала φ (рис. 7.5). Задавая $\varphi = 0 \dots 360^\circ$ необходимо построить зависимость $P = P(\varphi)$.



Рисунок 7.5 – Зависимость давления от угла поворота

Так как масса рабочего тела в каждой из полостей непрерывно изменяется, то работу сжатия и расширения в удельных величинах подсчитать невозможно. По этой же причине нельзя определить удельную работу для всего внутреннего контура. В связи с вышеизложенным, цикл в механических координатах $P-V$ правомерно изображать и оценивать по величине полного объема V , м³.

По полученному графику $P = P(\varphi)$ находим P_{\max} и P_{\min} , определяем величину среднего давления в цикле

$$P_{cp} = \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2}.$$

По заданной мощности и частоте оборотов определяем работу за цикл

$$L_{\text{ц}} = \frac{60N}{n}. \quad (12)$$

Расчёт максимального объёма горячей полости

С другой стороны, работу за цикл можно определить как сумму

$$L_{\text{ц}} = Q_1 + Q_2, \quad (13)$$

здесь Q_1 – тепло, подводимое в цикле; Q_2 – тепло, отводимое в цикле.

$$Q_1 = \pi P_{\text{cp}} V_{\text{ор}} \delta \frac{\sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{0,5}}, \quad (14)$$

$$Q_2 = \pi P_{\text{cp}} K V_{\text{ор}} \delta \frac{\sin(\theta - \alpha)}{1 + (1 - \delta^2)^{0,5}}, \quad (15)$$

где δ – вспомогательный параметр:

$$\delta = \frac{\sqrt{\tau^2 + K^2 + 2 \tau K \cos \alpha}}{\tau + K + 2 S}, \quad (16)$$

τ – отношение температур, S – приведённый мертвый объём:

$$\tau = \frac{T_x}{T_r}, \quad (17)$$

$$S = \frac{2 X \tau}{\tau + 1}. \quad (18)$$

$$\theta = \arctg \left[\frac{K \sin \alpha}{\tau + K \cos \alpha} \right], \quad \delta = \frac{\sqrt{\tau^2 + K^2 + 2 \tau K \cos \alpha}}{\tau + K + 2 S}.$$

Тогда

$$L_{\text{ц}} = \pi P_{\text{cp}} V_{\text{ор}} \delta \frac{\sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{0,5}} + \pi P_{\text{cp}} K V_{\text{ор}} \delta \frac{\sin(\theta - \alpha)}{1 + (1 - \delta^2)^{0,5}}.$$

Отсюда

$$V_{\text{ор}} = \frac{L_{\text{ц}}}{\frac{\pi P_{\text{cp}} \delta}{1 + (1 - \delta^2)^{0,5}} [\sin \theta + K \sin(\theta - \alpha)]} \quad (19)$$

Определим значение подводимой и отводимой теплоты с учетом найденного значения $V_{\text{ор}}$. При этом получаем значение работы цикла равной

$$L_{\text{ц}} = Q_1 + Q_2.$$

Определение текущего объёма рабочих полостей и построение P - V диаграммы рабочих полостей

Определяются объём горячей полости

$$V_r = \frac{V_{\text{ор}}}{2} (1 + \cos \varphi); \quad (20)$$

объём холодной полости

$$V_x = K \frac{V_{\text{ор}}}{2} (1 + \sin \varphi); \quad (21)$$

суммарный объём

$$V_{\Sigma} = V_{\text{ор}} \left[\frac{1}{2} (1 + \cos \varphi) + \frac{K}{2} (1 + \sin \varphi) + X \right]. \quad (22)$$

По полученным зависимостям объёмов рабочих полостей от угла поворота строим их зависимости $V_r = V_r(\varphi)$, $V_x = V_x(\varphi)$ и $V_{\Sigma} = V_{\Sigma}(\varphi)$ при изменении φ от 0 до 360° (рис. 7.6–7.8).



Рисунок 7.6 – Зависимость объёма горячей полости от угла поворота

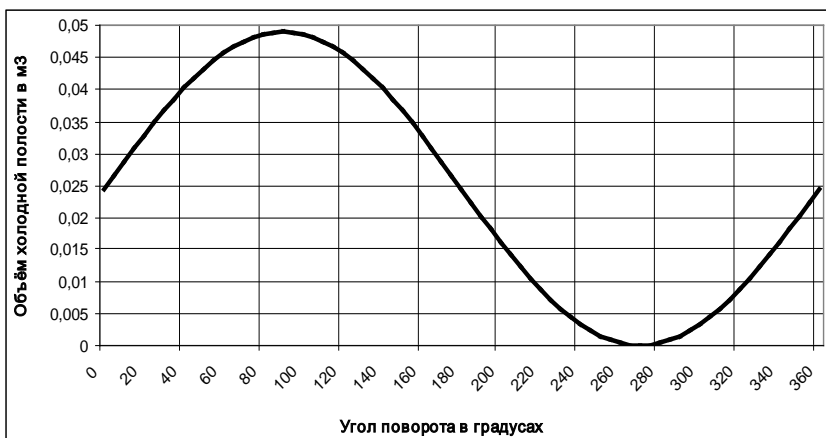


Рисунок 7.7 – Зависимость объема холодной полости от угла поворота



Рисунок 7.8 – Зависимость суммарного объема от угла поворота

Построение *P-V* диаграммы рабочих полостей

При работе двигателя существенное отклонение от идеальности происходит вследствие непрерывного движения поршней, в отличие от прерывистого движения для идеального случая. В результате цикл в *P-V* диаграмме несколько видоизменяется. В этом случае он имеет вид непрерывной плавной кривой, а четыре термодинамических процесса не имеют резких переходов.

Неизотермичность процессов сжатия и расширения – другая важная причина отклонения действительного цикла от идеального. По полученным результатам строятся P – V диаграммы детандерной, компрессорной и суммарной полостей (рис. 7.9–7.11).

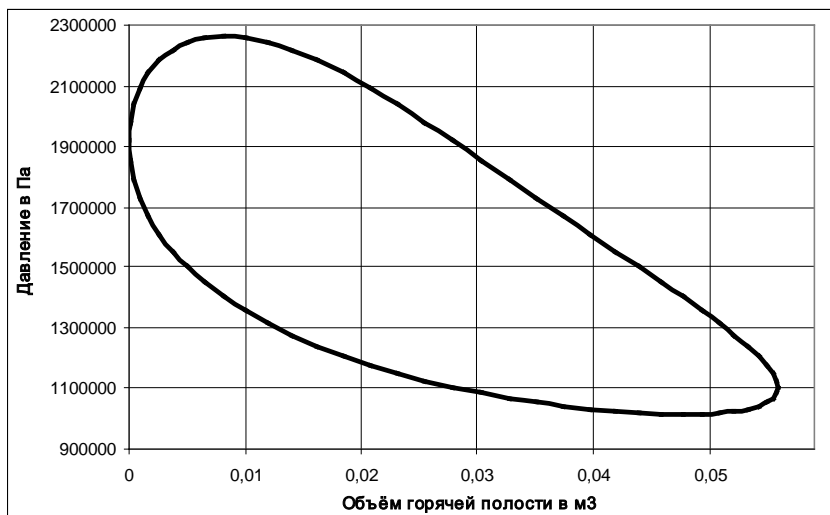


Рисунок 7.9 – Зависимость давления от объёма горячей полости

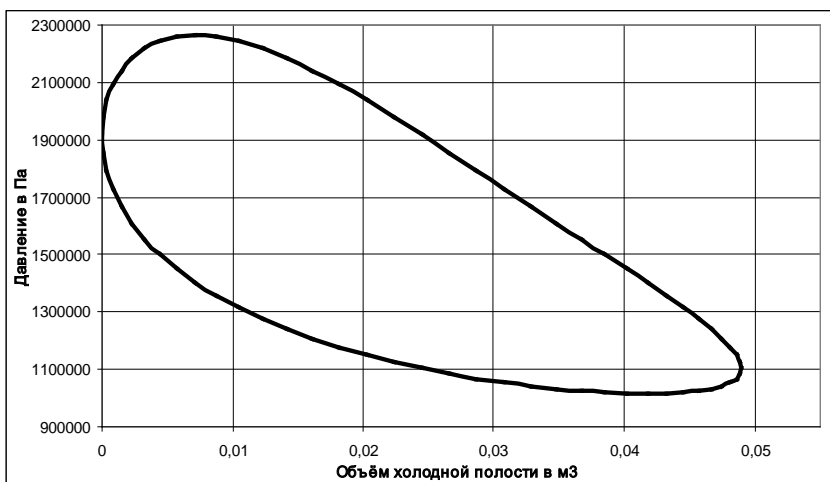


Рисунок 7.10 – Зависимость давления от объёма холодной полости

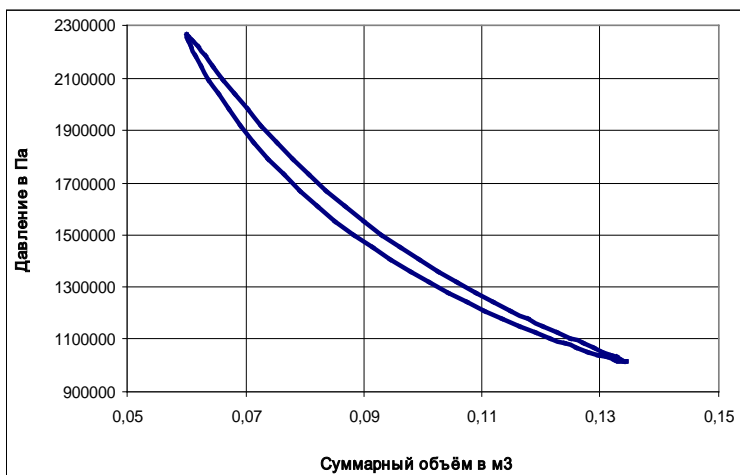


Рисунок 7.11 – Зависимость давления от суммарного объёма

7.3 Выполнение эксперимента и обработка результатов

Из методики Шмидта видно, что для определения энергетических характеристик цикла необходимо знание $P = P(\varphi)$, $V_r = V_r(\varphi)$, $V_x = V_x(\varphi)$ и $V_\Sigma = V_\Sigma(\varphi)$. Для этого на экспериментальном стенде (рис. 7.12), установлены датчики давления и перемещения поршня 2, показания которых передаются на регистрирующее устройство 3 и сохраняются на персональном компьютере 4. После чего производится их обработка. Блок питания 1 используется при работе установки в режиме холодильной машины Стирлинга. Основные компоненты двигателя Стирлинга 5 представлены на рис. 7.13.

Перед началом эксперимента необходимо убедиться в правильном подключении датчиков давления и перемещения поршня к штуцеру давления 9 и шпильки 12. Затем необходимо включить регистрирующее устройство и персональный компьютер (ПК). После включения ПК необходимо запустить приложение для сохранения и обработки полученных данных 3В lab и провести настройку количества и интервала измерения параметров. Переключатель 3 должен находиться в нейтральном положении. Далее необходимо зажечь фитиль спиртовой горелки. После прогрева горячей полости (1-2 мин) необходимо запустить двигатель Стирлинга.

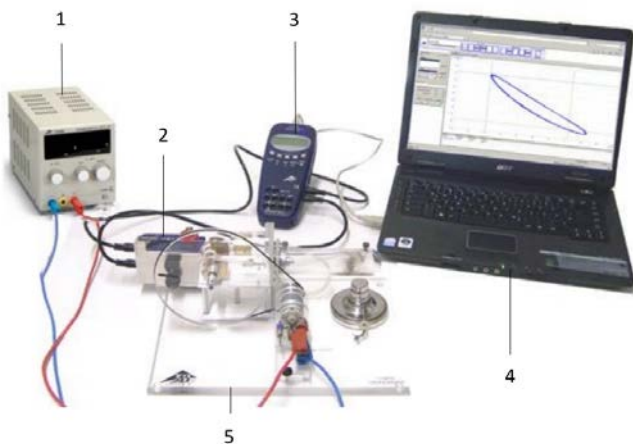


Рисунок 7.12 – Экспериментальный стенд для определения энергетических характеристик двигателя Стирлинга

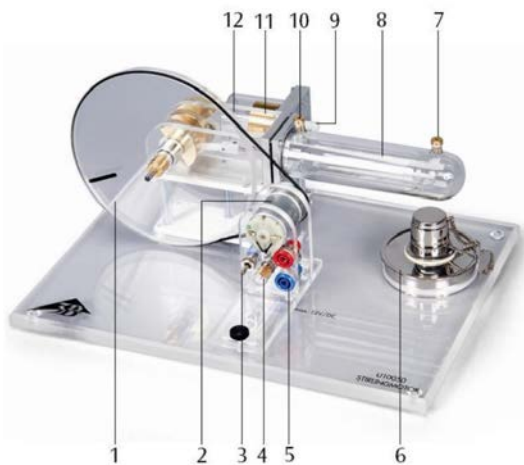


Рисунок 7.13 – Основные компоненты двигателя Стирлинга:
 1 – маховик, 2 – мотор-генератор, 3 – переключатель, 4 – лампа,
 5 – клеммы, 6 – спиртовая горелка, 7 – разъем измерения температуры горячей полости, 8 – поршень-вытеснитель, 9 – штуцер для подключения датчика давления, 10 – разъем измерения температуры холодной полости, 11 – рабочий поршень, 12 – шпилька для подключения датчика перемещения поршня

Далее необходимо дождаться выхода двигателя Стирлинга на режим (3-5 мин.) и произвести замеры температуры с помощью контактного измерителя в горячей и холодной полостях. Также необходимо измерить частоту вращения коленчатого вала с помощью оптического тахометра. Далее производится замер изменения давления в системе от перемещения поршня. Результаты измерения выводятся на монитор ПК в виде графиков и таблицы.

По результатам эксперимента должны быть получены следующие данные: T_r , T_x , n и $P = P(U)$.

Далее необходимо построить P - V диаграмму двигателя Стирлинга. Для этого необходимо значения напряжения с датчика перемещения перевести в объём полостей. После этого следует отмасштабировать и построить на миллиметровке P - V -диаграмму. Значения P и V необходимо брать с шагом 30° угла поворота коленчатого вала от 0° до 360° .

Для определения работы цикла $L_{ц}$ необходимо найти площадь фигуры, описываемой циклом.

Из уравнения (12) полезная мощность двигателя будет равна:

$$N_{дв} = \frac{L_{ц} \cdot n}{60}.$$

Для холодильной машины Стирлинга дополнительно снимаются показания напряжения (U) и силы тока (I). Подведённая мощность к холодильной машине будет равна:

$$N_{под} = U \cdot I.$$

7.4 Содержание отчета

1. Принципиальная схема установки.
2. Протокол измерений и обработки результатов испытаний (табл. 7.1-7.2).
3. Основные расчетные соотношения.
4. Графики результатов испытаний.
5. Выводы по работе.

Таблица 7.1 – Измеряемые величины

$V_{ог},$ мм ³	$V_{ох},$ мм ³	$V_p,$ мм ³	$T_3,$ К	$P_3,$ кПа	$R,$ Дж/(кг·К)	$m_3,$ кПа	$T_r,$ К	$T_x,$ К	$n,$ об/мин

Таблица 7.2 – Изменение давления

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кПа										
U , вольт										
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
P , кПа										
U , вольт										

Таблица 7.3 – Энергетические характеристики цикла Стирлинга

$Q_{цид}$	$Q_{2цид}$	$L_{цид}$	$Q_{1ш}$	$Q_{2ш}$	$L_{цид}$	$Q_{1э}$	$Q_{2э}$	$L_{цэ}$	$\eta_i^{ид}$	$\eta_i^{ш}$	$\eta_i^э$

Таблица 7.4 – Параметры состояния

φ	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$P_{рас}$													
$P_{экс}$													
$V_{г}$													
$V_{х}$													
V_{Σ}													

7.5 Контрольные вопросы

1. Изобразите цикл Стирлинга в P - V и T - S диаграммах.
2. Чему равен термический КПД цикла Стирлинга?
3. Поясните порядок выполнения работы.
4. С какой целью выполняется графическое определение теплоты и работы цикла?
5. Какие датчики используются в лабораторной работе?
6. Как будет выглядеть цикл Стирлинга при наличии потерь в регенераторе?

Лабораторная работа №8.

ИЗУЧЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН НА ПРИМЕРЕ ОБРАТНОГО ЦИКЛА СТИРЛИНГА

Цель лабораторной работы: исследование рабочего процесса в детандерной и компрессорной полостях холодильной машины Стирлинга.

Порядок выполнения

1. Определить холодопроизводительность, отводимую теплоту, работу цикла холодильной машины на определённом температурном уровне.

2. Сравнить расчётные энергетические характеристики холодильной машины для идеального цикла со значением этих величин, определённых по методике Шмидта и полученных из эксперимента.

3. Оценить энергетическую эффективность холодильной машины Стирлинга для идеального цикла и по результатам эксперимента.

4. Составить отчёта по выполненному исследованию.

8.1 Теоретические основы эксперимента

Идеальный цикл Стирлинга холодильной машины

Идеальный обратный цикл Стирлинга является частным случаем обобщенного обратного цикла Карно, имеет идентичный с Карно холодильный коэффициент и состоит из двух изотерм и двух изохор (рис. 8.1). Рабочий модуль холодильной машины Стирлинга представляет собой цилиндр, имеющий два противоположно расположенных поршня с помещенным между ними регенератором (рис. 8.2.). Регенератор состоит из корпуса и пористой насадки, обладающей способностью поочередно поглощать и отдавать тепло. Насадка регенератора представляет собой металлическую конструкцию, состоящую из отдельных тонких проволочек или полосок.

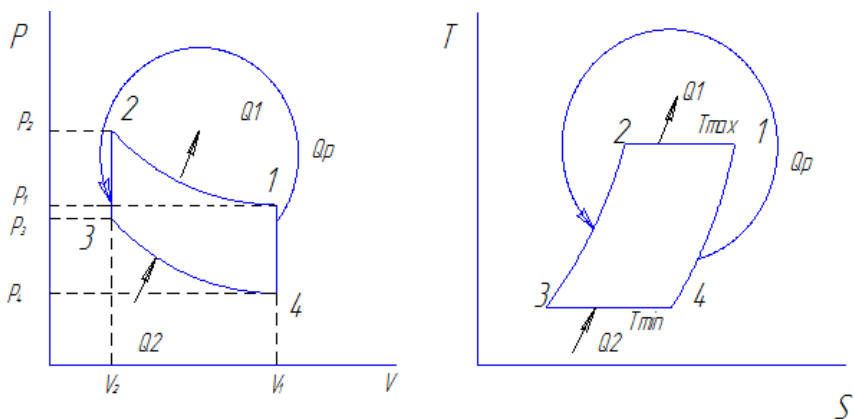


Рисунок 8.1 – $P-V$, $T-S$ диаграммы обратного цикла Стирлинга

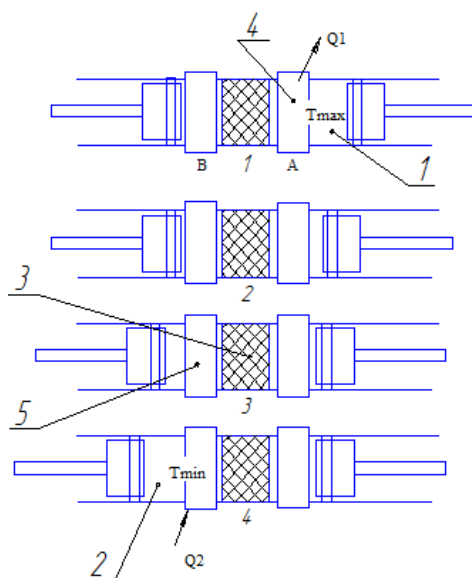


Рисунок 8.2 – Положение поршней в основных точках цикла Стирлинга:
 1 – компрессорная полость; 2 – детандерная полость; 3 – регенератор;
 4,5 – теплообменники отвода и подвода теплоты

В замкнутом цикле Стирлинга рабочее тело участвует в круговом процессе, состоящем из двух изохор и двух изотерм (рис. 8.1). Теплота отводится из цикла в окружающую среду при температуре T_0 в процессе сжатия, а теплота от охлаждаемого тела передается в цикл при температуре T в процессе расширения. Регенерация теплоты в цикле осуществляется теоретически в процессе $V = const$.

Если рабочим телом является идеальный газ, то работа процесса сжатия 1-2:

$$l_{сж} = l_{1-2} = RT_0 \ln \frac{v_2 - b}{v_1 - b} - a \left(\frac{1}{v_1} - \frac{1}{v_2} \right);$$

процесса расширения 3-4:

$$l_p = l_{3-4} = RT_0 \ln \frac{v_1 - b}{v_2 - b} - a \left(\frac{1}{v_2} - \frac{1}{v_1} \right),$$

где a и b – коэффициенты уравнения.

Количество теплоты, отведенной в окружающую среду:

$$q_1 = q_{H_2O} = RT_0 \ln \frac{v_2 - b}{v_1 - b}.$$

Количество теплоты, сообщенной рабочему телу в процессе расширения:

$$q_1 = q_2 = RT \ln \frac{v_1 - b}{v_2 - b}.$$

Холодильный коэффициент цикла Стирлинга, как и для цикла Карно:

$$\varepsilon_{Str} = \frac{q}{\sum l} = \frac{T}{T_0 - T} = \varepsilon_0.$$

Изменение внутренней энергии в процессе сжатия 1-2:

$$\Delta u_{1-2} = \Delta u_{T_0} = u_1 - u_2 = a \left(\frac{1}{v_2} - \frac{1}{v_1} \right).$$

Холодопроизводительность идеальной холодильной машины Стирлинга с реальным рабочим телом больше работы расширения:

$$q = q_2 = l_p + \Delta u_{T_0}.$$

В данный момент представляет интерес испытание холодильной машины на данном температурном режиме, с заданными T_x и T_T . В качестве основных внешних параметров определяющим является холодопроизводительность, – отводимая теплота компрессорной полости, которая зависит от давления заправки и частотой вращения привода. На эти характеристики непосредственно влияют на массогабаритные параметры ГХМ.

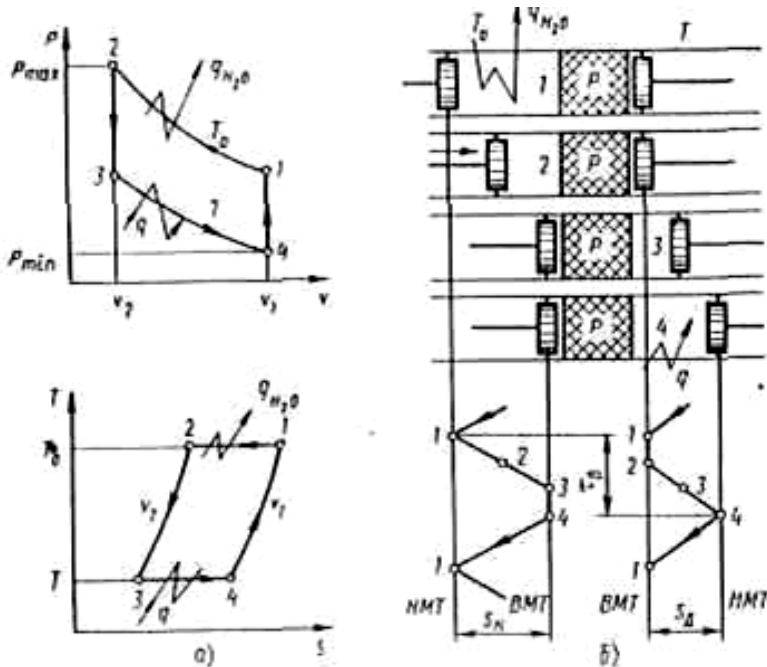


Рисунок 8.3 – Обратный (холодильный) цикл Стирлинга:
 а – диаграммы $P-V$ и $T-S$; б – схема реализации в поршневой машине с двумя поршнями, регенератором P , холодильником и охладителем (q_{H_2O} – теплота, отводимая в холодильнике в окружающую среду; q – теплота, подводимая и передаваемая в полость расширения)

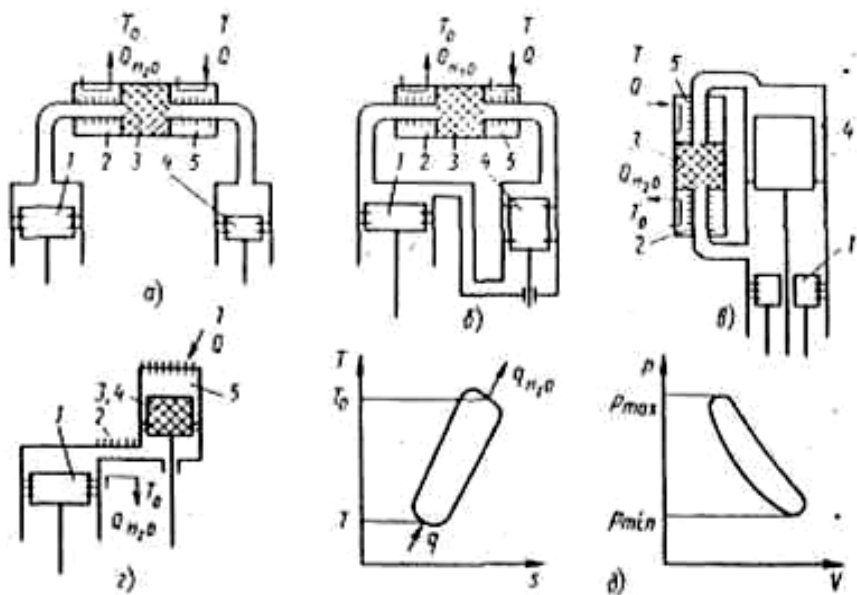


Рисунок 8.4 – Схемы (а, в, з) и диаграммы (б) газовых холодильных машин, работающих по обратному циклу Стирлинга: а – с двумя рабочими (нагруженными) поршнями; б – с одним поршнем и поршнем-вытеснителем (с двумя цилиндрами); в – с одним рабочим поршнем и поршнем-вытеснителем, расположенными соосно; з – с одним поршнем и перемещающимся регенератором-вытеснителем; 1 – «компрессорный» или рабочий поршень; 2 – водный (или воздушный) холодильник; 3 – регенератор; 4 – «детандерный» поршень или вытеснитель; 5 – теплообменник для снятия нагрузки (охладитель)

Таким образом, привлекательность холодильной машины Стирлинга заключается в том, что её холодильный коэффициент равен предельно допустимому холодильному коэффициенту обратного холодильного цикла Карно.

При гармоническом движении поршней холодильный цикл Стирлинга рассчитывается по методике Шмидта.

Методика Шмидта расчёта двигателя Стирлинга

Цель методики: по заданным параметрам – температуре горячей и холодной полостей T_{Γ} и T_{χ} , максимальным описанным объёмам рабочих полостей $V_{\text{ог}}$, $V_{\text{ох}}$, давлению заправки P_3 – определить энергетические характеристики базового образца ГХМ – теплоту внешних источников Q_1 , Q_2 и работу цикла $L_{\text{ц}}$

Методика предусматривает гармоническое движение поршней и отдельных узлов машины, но оставлены как основные допущения изотермичность процессов сжатия и расширения, а также идеальность регенерации. Таким образом, и эта теория идеализирована, но более реалистичная, чем идеальный цикл Стирлинга.

Основные допущения, принятые в цикле Шмидта:

- 1) регенеративные процессы идеальны;
- 2) мгновенные значения давлений в системе одинаковы;
- 3) рабочее тело подчиняется уравнению состояния для идеального газа;
- 4) отсутствуют утечки рабочего тела;
- 5) масса рабочего тела остается постоянной;
- 6) изменение объёмов газа в рабочих полостях происходит си-нусоидально;
- 7) температурный градиент в теплообменниках отсутствует;
- 8) температуры стенок цилиндра и поршня постоянны;
- 9) в полостях цилиндра происходит идеальное перемешивание рабочего тела;
- 10) температура рабочего тела во вспомогательных полостях системы постоянна;
- 11) частота вращения машины постоянна;
- 12) условия состояния – установившиеся.

Для нахождения искомого параметра необходимо определить давление в цикле как функцию от угла поворота φ : $p = p(\varphi)$.

Расчет текущего давления в цикле

Масса рабочего тела в горячей полости определяется по уравнению состояния как

$$m_{\Gamma} = \frac{P_{\Gamma} \cdot V_{\Gamma}}{R \cdot T_{\Gamma}}.$$

Аналогично для холодной полости

$$m_x = \frac{P_x \cdot V_x}{R \cdot T_x},$$

для мёртвого объёма

$$m_p = m_M = \frac{P_M \cdot V_M}{R \cdot T_M}.$$

При этом

$$P_r = P_x = P_p = P.$$

Так как общая масса рабочего тела во внутреннем контуре остаётся постоянной, то:

$$m_3 = m_r + m_x + m_p,$$

или

$$m_3 = \frac{P \cdot V_r}{R \cdot T_r} + \frac{P \cdot V_x}{R \cdot T_x} + \frac{P \cdot V_p}{R \cdot T_{cp}} = \frac{P}{R} \left(\frac{V_r}{T_r} + \frac{V_x}{T_x} + \frac{V_p}{T_{cp}} \right).$$

Отсюда текущее давление в цикле

$$P = \frac{m_3 \cdot R}{\frac{V_r}{T_r} + \frac{V_x}{T_x} + \frac{V_p}{T_{cp}}}.$$

При известных параметрах заправки (объёме V_3 , температуре T_3 и давлении P_3) общая масса, т.е. масса заправки рабочего тела m_3 определяется как:

$$m_3 = \frac{P_3 \cdot V_3}{R \cdot T_3}.$$

Если допустить, что изменение температуры рабочего тела в мёртвом объёме проходит в осевом направлении по линейному закону, то средняя температура рабочего тела в мёртвом пространстве определяется в первом приближении как средняя арифметическая:

$$T_{cp} = \frac{T_r + T_x}{2} = \frac{360 + 150}{2} = 255 \text{ К}.$$

Текущее давление с учетом выше принятого определяется выражением:

$$\begin{aligned}
P &= \frac{P_3 \cdot V_3}{T_3 \left(\frac{V_\Gamma}{T_\Gamma} + \frac{V_x}{T_x} + \frac{V_p}{T_{cp}} \right)} = \frac{P (V_x + V_\Gamma + X \cdot V_{ox})_{\varphi_{\text{опт}}}}{T_3 \left(\frac{V_\Gamma}{T_\Gamma} + \frac{V_x}{T_x} + \frac{X \cdot V_{ox}}{T_{cp}} \right)} = \\
&= \frac{P_3 \cdot \left(\frac{V_{ox}}{2} (1 + \cos \varphi_{\text{опт}}) + K \cdot \frac{V_{ox}}{2} (1 + \sin \varphi_{\text{опт}}) + X \cdot V_{ox} \right)}{T_3 \cdot \left(\frac{K}{2} \frac{(1 + \sin \varphi)}{T_\Gamma} + \frac{1}{2} \frac{(1 + \cos \varphi)}{T_x} + \frac{X}{T_{cp}} \right)} = \\
&= \frac{P_3 \cdot \left(\frac{1}{2} (1 + \cos \varphi_{\text{опт}}) + \frac{K}{2} \cdot (1 + \sin \varphi_{\text{опт}}) + X \right)}{T_3 \cdot \left(\frac{K}{2} \frac{(1 + \sin \varphi)}{T_\Gamma} + \frac{1}{2} \frac{(1 + \cos \varphi)}{T_x} + \frac{X}{T_{cp}} \right)}.
\end{aligned}$$

Следовательно

$$P = P(\varphi).$$

Из этого выражения следует, что давление и характеристики рабочего процесса термодинамически не связаны с газовой постоянной R . Текущее давление в цикле не зависит от величины описанного объёма рабочих полостей.

Также видно, что текущее давление рабочего тела зависит при $T_x = \text{const}$, $T_\Gamma = \text{const}$ и X от угла поворота коленчатого вала φ . Задавая φ от 0° до 360° градусов, строим зависимость $P = P(\varphi)$ (рис. 8.5).

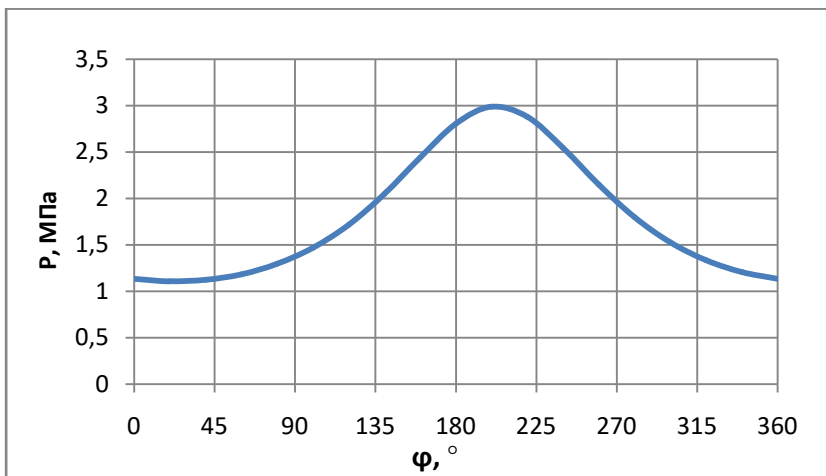


Рисунок 8.5 – Зависимость текущего давления от угла поворота

Так как масса рабочего тела в каждой из полостей непрерывно изменяется, то работу сжатия и расширения в удельных величинах подсчитать нельзя. По этой же причине нельзя определить удельную работу для всего внутреннего контура. В связи с вышеизложенным, цикл в механических координатах P - V правомерно изображать и оценивать по величине полного объема V , M^3 .

Расчет работы цикла

Работу за цикл можно определить как разность теплоты, отводимой и подводимой за цикл:

$$L_{\text{ц}} = |Q_1| - |Q_2|,$$

здесь Q_1 – тепло, отводимое в цикле; Q_2 – тепло, подводимое в цикле.

$$Q_{2\text{ц}} = \frac{\pi P_{\text{ср}} V_{\text{оx}} \delta \cdot \sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{0,5}},$$

где δ – вспомогательный параметр;

$$\theta = \arctg \left[\frac{K \cdot \sin \alpha}{\tau + K \cdot \cos \alpha} \right],$$

$$\delta = \frac{\sqrt{\tau^2 + K^2 + 2 \cdot \tau \cdot K \cdot \cos \alpha}}{\tau + K + 2 \cdot S},$$

здесь S – приведённый мертвый объём, τ – отношение температур:

$$S = \frac{2 \cdot X \cdot \tau}{\tau + 1}, \quad \tau = \frac{T_{\Gamma}}{T_x}.$$

Из начальных условий известно

$$Q_{2ц} = \frac{60 \cdot Q_2}{n} \text{ Дж},$$

$$Q_1 = Q_2 \cdot \tau \text{ Дж}.$$

Тогда из формулы (2.16) получим выражение для расчета объема холодной полости:

$$V_{\text{ох}} = \frac{Q_{2ц}}{P_{\text{ср}} \cdot K \cdot \pi} \cdot \frac{1 + (1 - \delta^2)^{0,5^3}}{\delta \sin \theta}.$$

Таким образом, работа цикла равна:

$$L_{\text{ц}} = Q_1 - Q_2.$$

Холодильный коэффициент: $\varepsilon = \frac{Q_2}{L_{\text{ц}}}$.

Определение текущего объема рабочих полостей

Определим объём полости сжатия:

$$V_{\text{ог}} = V_{\text{ох}} \cdot K^3.$$

Таким образом, объём холодной полости

$$V_x = \frac{V_{\text{ох}}}{2} \cdot (1 + \cos \varphi).$$

Определим объём горячей полости:

$$V_{\Gamma} = \frac{V_{\text{ох}}}{2} \cdot K (1 + \sin \varphi).$$

Определим суммарный объём:

$$V_{\Sigma} = V_{\text{ох}} \left(\frac{1}{2} (1 + \cos \varphi) + \frac{K}{2} (1 + \sin \varphi) + X \right);$$

$$V_{\Sigma} = 0,997 \cdot 10^{-6} \left(\frac{1}{2} (1 + \cos \varphi) + \frac{1}{2} (1 + \sin \varphi) + 0,8 \right).$$

Строим зависимости $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}(\varphi)$, $V_x = V_x(\varphi)$ и $V_{\Sigma} = V_{\Sigma}(\varphi)$, используя полученные значения объемов рабочих полостей от угла

поворота при изменении φ от 0 до 360 градусов (рис. 8.6–8.8, табл. 8.1).

Таблица 8.1 – Зависимость параметров цикла от угла поворота

φ , град	P , МПа	$V_{\Gamma} \cdot 10^{-6}$, м ³	$V_X \cdot 10^{-6}$, м ³	$V_{\Sigma} \cdot 10^{-6}$, м ³
0				
30				
...				
360				

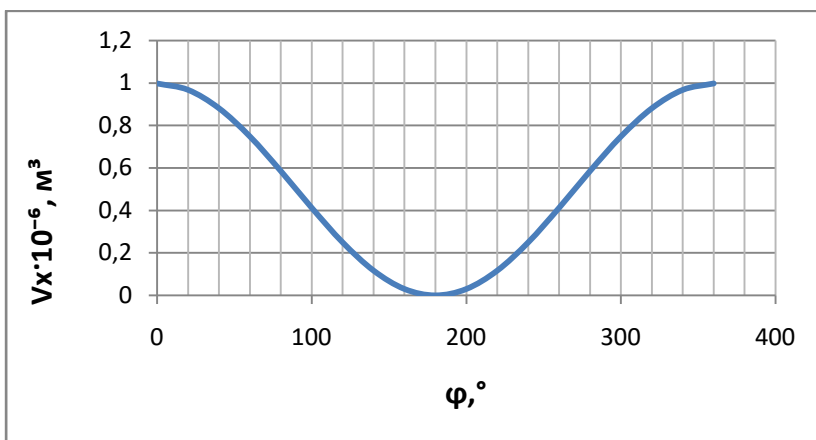


Рисунок 8.6 – Зависимость объема холодной полости от угла поворота

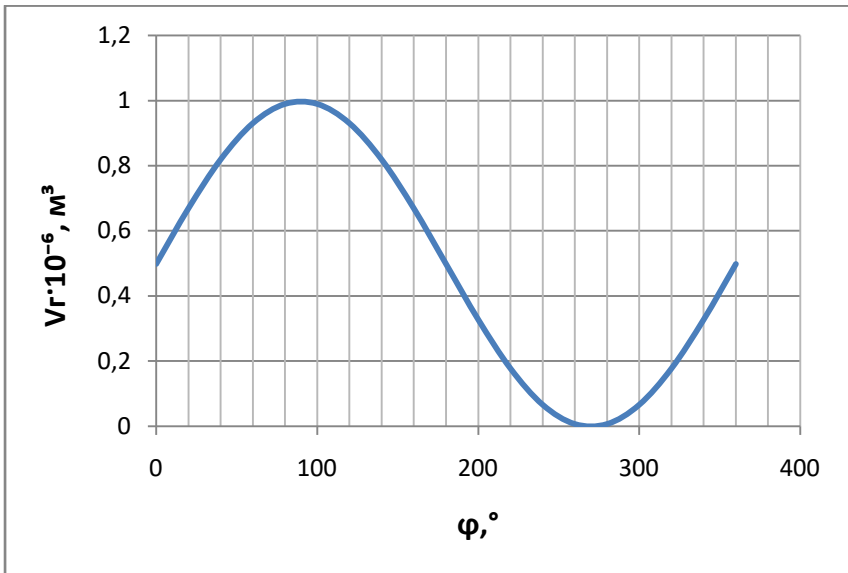


Рисунок 8.7 – Зависимость объема горячей полости от угла поворота

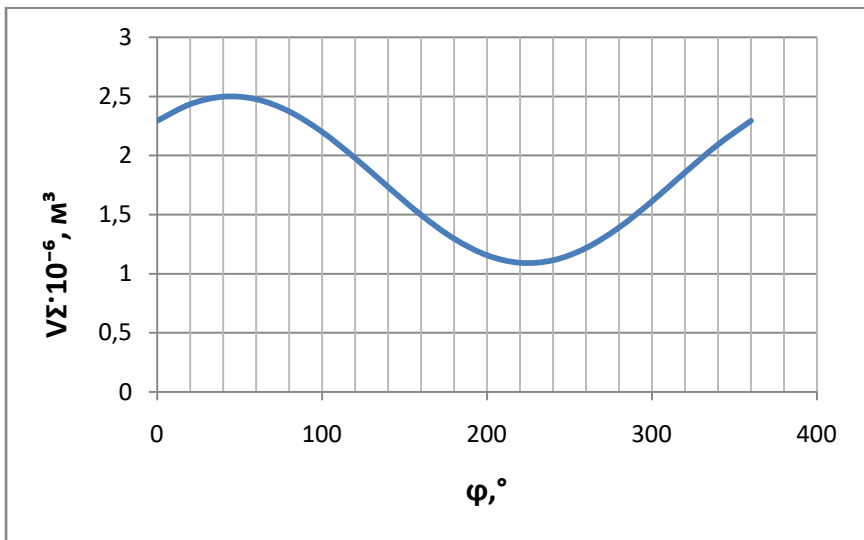


Рисунок 8.8 – Зависимость суммарного объема от угла поворота

Построение P - V диаграммы рабочих полостей

При работе ГХМ существенное отклонение от идеальности происходит вследствие непрерывного движения поршней в отличие от прерывистого движения для идеального случая. В результате цикл в P - V диаграмме несколько видоизменяется. В этом случае он имеет вид непрерывной плавной кривой, а четыре термодинамических процесса не имеют резких переходов. Неизотермичность процессов сжатия и расширения – другая важная причина отклонения действительного цикла от идеального. По полученным результатам (табл. 8.1) были построены P - V диаграммы детандерной, компрессорной и суммарной рабочей полости. Планиметрирование этих диаграмм позволило найти теплоты $Q_1 = \oint P \cdot dV_{\Gamma}$, $Q_2 = \oint P \cdot dV_{\chi}$ и работу цикла $L_{\text{ц}} = \oint P \cdot dV_{\Sigma}$.

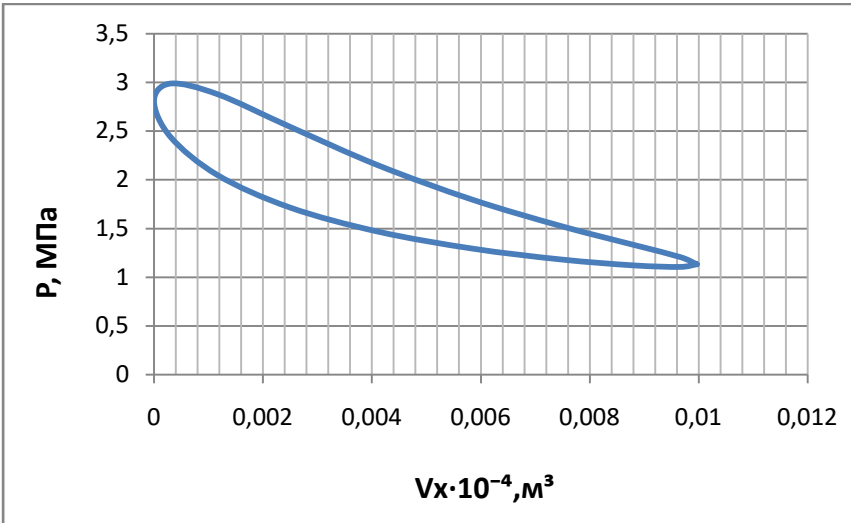


Рисунок 8.9 – Зависимость давления от объема холодной полости

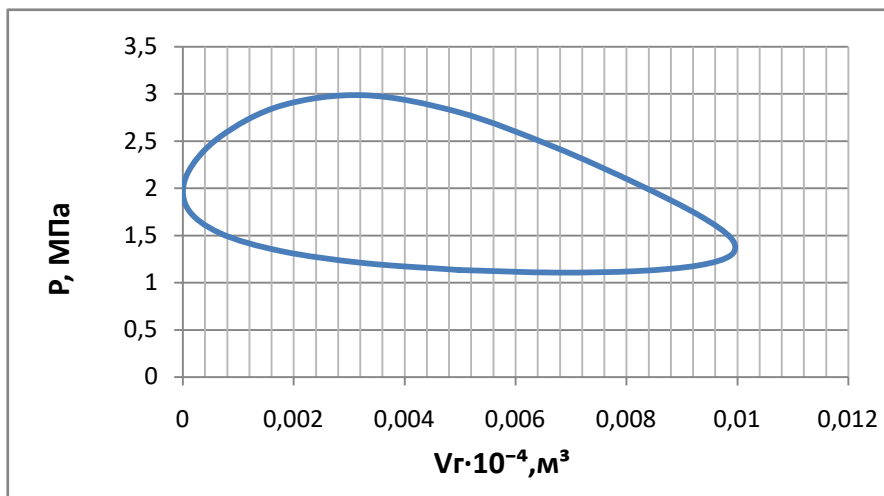


Рисунок 8.10 – Зависимость давления от объема горячей полости

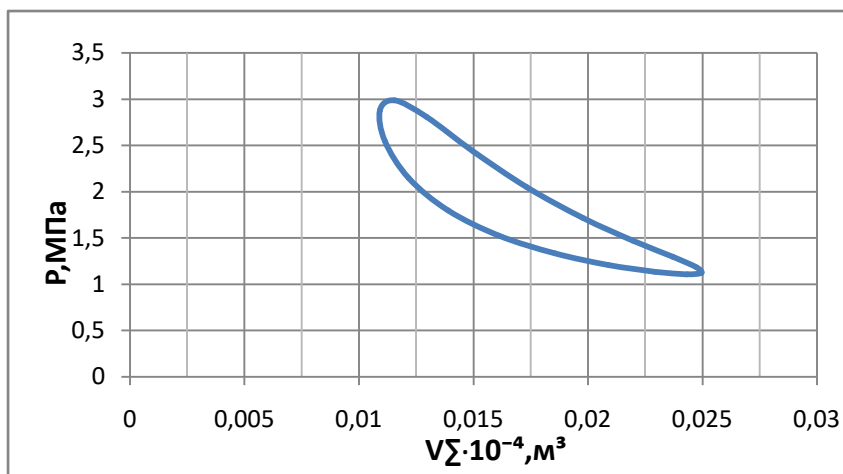


Рисунок 8.11 – Зависимость давления от суммарного объема

8.2 Описание лабораторной установки

Из методики Шмидта видно, что для определения энергетических характеристик цикла необходимо знание $P = P(\varphi)$, $V_r = V_r(\varphi)$, $V_x = V_x(\varphi)$ и $V_\Sigma = V_\Sigma(\varphi)$. Для этого на экспериментальном стенде, схема которого представлена на рис. 8.11, установлены датчики давления и перемещения поршня 2. Показания датчиков передаются на регистрирующее устройство 3 и сохраняются на персональном компьютере 4, после чего обрабатываются. Блок питания 1 используется при работе установки в режиме холодильной машины Стирлинга. Основные компоненты двигателя Стирлинга 5 представлены на рис. 8.12.

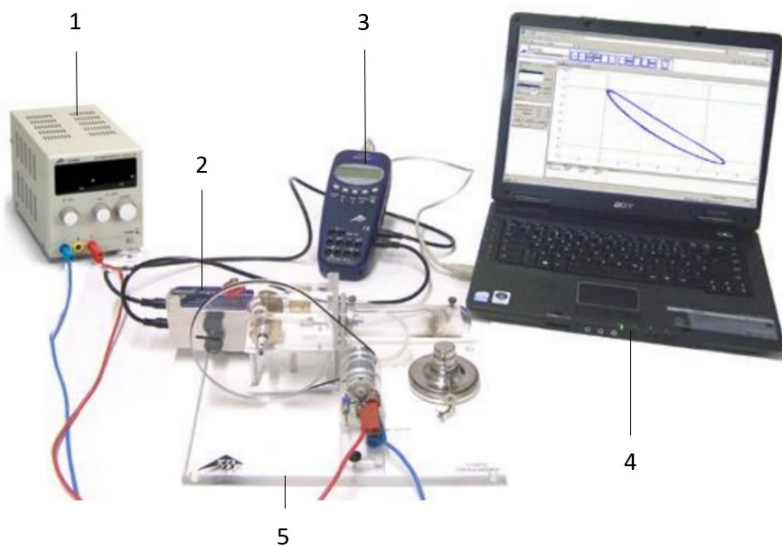


Рисунок 8.11 – Экспериментальный стенд для определения энергетических характеристик холодильной машины Стирлинга

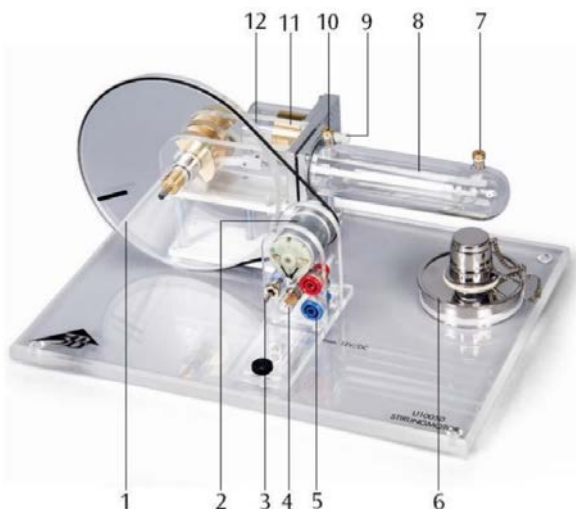


Рисунок 8.12 – Основные компоненты холодильной машины Стирлинга: 1 – маховик, 2 – мотор-генератор, 3 – переключатель, 4 – лампа, 5 – клеммы, 6 – спиртовая горелка, 7 – разъем измерения температуры горячей полости, 8 – поршень вытеснитель, 9 – штуцер для подключения датчика давления, 10 – разъем измерения температуры холодной полости, 11 – рабочий поршень, 12 – шпилька для подключения датчика перемещения поршня

8.3 Выполнение эксперимента и обработка его результатов

Перед началом эксперимента необходимо убедиться в правильном подключении датчиков давления и перемещения поршня к штуцеру давления 9 и шпильки 12. Затем необходимо включить регистрирующее устройство и персональный компьютер (ПК). После включения ПК необходимо запустить приложение для сохранения и обработки полученных данных 3В lab и провести настройку количества и интервала измерения параметров. Переключатель 3 должен находиться в нейтральном положении. Далее необходимо включить блок питания 1 (рис. 8.11), регулятор напряжения должен находиться в нулевом положении. Также необходимо замерить окружающую температуру и поместить шуп контактного измерителя в разъем измерения температуры холодной полости 10. Для запуска холодильной машины Стирлинга необходимо перевести переключатель 3 (рис. 8.12) в нижнее положение и плавно увеличивать напряжения до достижения коленчатого вала холодильной машины 800-900 об/мин.

Частота измеряется с помощью оптического тахометра. После выхода холодильной машины на режим (2-3 мин), при этом температура холодной полости стабилизируется, необходимо произвести замер температуры холодной, горячей полости и изменения давления в системе от перемещения поршня. Также необходимо записать параметры силы тока и напряжения, подаваемые на холодильную машину.

По результатам эксперимента должны быть получены следующие данные: T_r, T_x, n и $P = P(U)$.

Далее необходимо построить P - V диаграмму двигателя Стирлинга. Для этого необходимо значения напряжения с датчика перемещения перевести в объём полостей. После этого необходимо отмасштабировать и построить на миллиметровке P - V диаграмму. Значения P и V необходимо брать с шагом 30° угла поворота коленчатого вала от 0° до 360° .

Для определения работы цикла $L_{ц}$ необходимо найти площадь фигуры, описываемой циклом.

Из уравнения (12) находим полезную мощность двигателя:

$$N_{\text{дв}} = \frac{L_{ц} \cdot n}{60}.$$

Для холодильной машины Стирлинга дополнительно снимаются показания напряжения U и силы тока I . Подведённая мощность к холодильной машине будет равна:

$$N_{\text{под}} = U \cdot I.$$

Таблица 8.2 – Измеряемые величины

$V_{\text{ог}},$ мм ³	$V_{\text{ох}},$ мм ³	$V_p,$ мм ³	$T_3,$ К	$P_3,$ кПа	$R,$ Дж/ (кг·К)	$m_3,$ кПа	$T_r,$ К	$T_x,$ К	$n,$ об/мин

Таблица 8.3 – Изменение давления

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P,$ кПа										
$U,$ вольт										
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$P,$ кПа										
$U,$ вольт										

Таблица 8.4 – Энергетические характеристики цикла Стирлинга

$Q_{1ид}$	$Q_{2ид}$	$L_{Цид}$	$Q_{1ш}$	$Q_{2ш}$	$L_{Цш}$	$Q_{1э}$	$Q_{2э}$	$L_{Цэ}$	$\eta_t^{ид}$	$\eta_t^{ш}$	$\eta_t^э$

Таблица 8.5 – Параметры состояния

φ	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$P_{рас}$													
$P_{экс}$													
$V_{Г}$													
$V_{Х}$													
V_{Σ}													

8.4 Содержание отчета

1. Принципиальная схема установки.
2. Протокол измерений и обработки результатов испытаний.
3. Основные расчетные соотношения.
4. Графики результатов испытаний.
5. Выводы по работе.

8.5 Контрольные вопросы

1. В чём особенность цикла холодильной машины Стирлинга?
2. Какое рабочее тело используется в холодильной машине и почему?
3. Как будет выглядеть цикл холодильной машины при наличии потерь в регенераторе?
6. Поясните порядок проведения эксперимента.
7. Что такое холодильный цикл холодильной машины?
4. Какие условия необходимы для осуществления цикла холодильной машины.
5. В чём состоят допущения методики Шмидта?

Лабораторная работа №9. **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЪЁМНОГО КОМПРЕССОРА**

Цель лабораторной работы: исследование характеристик объёмного компрессора.

Порядок выполнения: включить установку, измерять время проведения эксперимента, определить массу заполненного газа в баке, оценить производительность компрессора и мощность на привод компрессора.

9.1 Теоретические основы эксперимента

Сжатие рабочего тела (воздуха, воздушно-топливной смеси, пара и т.д.) в зависимости от типа машин производится или поршневыми компрессорами, в котором процесс сжатия производится за счет изменения объема рабочего тела или в компрессорах, работающих на принципе создания скорости потока рабочего тела и преобразования кинетической энергии потока в потенциальную энергию сжатия. Первые относятся к компрессорам периодического действия, вторые к компрессорам непрерывного действия.

Устройства механического сжатия воздуха различаются не только принципом действия, но и конструктивными исполнениями (рис. 4.4). Но с точки зрения термодинамики процессы, происходящие в них вполне эквивалентны и описываются единым образом. Назначение компрессора состоит в повышении давления газа и непрерывной подачи его к месту потребления. Компрессор – один из основных агрегатов газотурбинных, поршневых и комбинированных авиационных двигателей. В поршневых двигателях сжатие воздуха происходит в цилиндрах. Если двигатель комбинированный, то сжатие воздуха или топливовоздушной смеси предварительно осуществляется в компрессоре. Применение наддува было вызвано стремлением увеличить высотность двигателя, т.к. с увеличением высоты мощность простого двигателя падает вследствие понижения плотности атмосферного воздуха. В газотурбинных двигателях во время полета сжатие воздуха происходит как в струе набегающего потока на входе в двигатель (динамическое сжатие), так и в компрессоре.

Компрессор газотурбинного двигателя предназначен для сжатия воздуха перед поступлением его в камеры сгорания.

Применение компрессора обеспечивает получение больших мощностей двигателя, а также силы тяги при работе двигателя на земле.

В холодильных машинах компрессоры позволяют увеличить располагаемую холодопроизводительность и достичь более низкого уровня температур.

По способу сжатия воздуха или газа компрессоры бывают (рис. 9.1):

1. *Объемные* (поршневые, мембранные шестеренчатые, ротационные), в которых давление повышается при непосредственном уменьшении объема газа, поступившего в рабочее пространство компрессора.

2. *Центробежные, осевые, диагональные*, в которых осуществляется в 2 этапа:

1) газ получает некоторую скорость, приобретает кинетическую энергию на роторных лопатках компрессоров;

2) происходит преобразование кинетической энергии газового потока в потенциальную энергию давления на статорных элементах компрессора. В осевых компрессорах это происходит на неподвижных – статорных – лопатках компрессора, в центробежных (улиточном и коническом) диффузоре.

Несмотря на конструктивные различия компрессоров с термодинамической точки зрения, процессы повышения давления, происходящие в них, одинаковы. Количество газа, сжимаемого в компрессоре от низкого до высокого давления в единицу времени, называют производительностью компрессора. Работа l , которая должна быть затрачена внешним источником для получения 1 кг сжатого газа при условии, что приращение кинетической энергии отсутствует (т.е. скорости на входе и выходе из компрессора одинаковы) определяется выражением

$$l = - \int_{p_1}^{p_2} v dp \text{ и составляет } l' = i_1 - i_2 + q.$$

При адиабатическом сжатии газа затрачивается работа бóльшая, чем при политропическом сжатии с $n < k$, т.е. при отводе теплоты от сжимаемого газа, наименьшая работа затрачивается при изотермическом процессе сжатия.

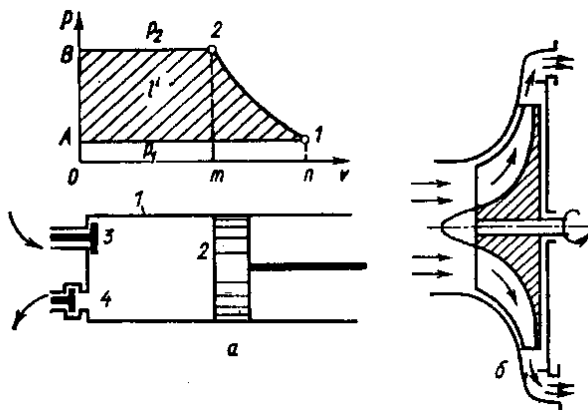


Рисунок 9.1 – Принципиальная схема поршневого (а) и центробежного (б) компрессора

При движении поршня 2 вправо, открывается всасывающий клапан 3 и в цилиндр при неизменном давлении поступает газ.

При обратном ходе поршня и закрытых клапанах 3, 4 этот газ сжимается. При достижении заданного давления открывается нагнетательный клапан 3 и при движении поршня справа налево происходит выталкивание сжатого газа (при постоянном давлении) к потребителю рис. 9.2.

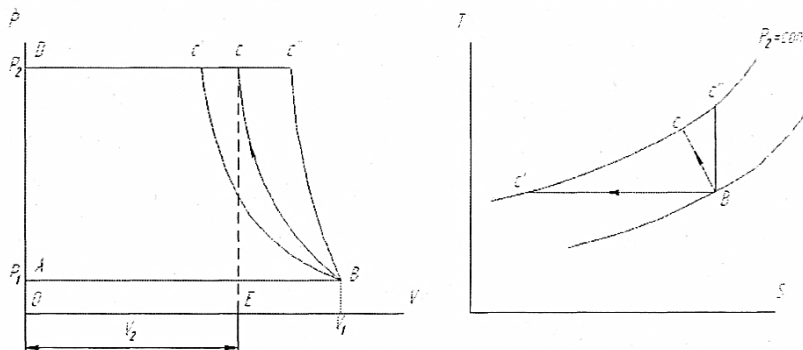


Рисунок 9.2 – Процессы в одноступенчатом компрессоре:
AB – линия всасывания газа в цилиндр; *BC* – линия сжатия;
CD – линия выталкивания.

AB и CD (рис. 9.2) не являются термодинамическим процессом (циклом).

Линия сжатия, в зависимости от количества теплоты, отбираемой от газа при его сжатии, может быть:

BC' – изотерма;

BC'' – адиабата;

BC – политропа.

S_{ABCD} – работа, затраченная на получение 1 кг сжатого газа в одноступенчатом компрессоре.

$$S_{ABCD} = S_{CBOE} + S_{BCEF} - S_{ABFO},$$

где $S_{CDOE} = l_{\text{выт}} = P_2 V_2$, $S_{BCEF} = l_{\text{сж}} = - \int_{V_1}^{V_2} P dV$ – работа сжатия;

$S_{ABFO} = P_1 V_1$ – работа всасывания.

$$l = l_{BC} + l_{\text{сж}} - l_{\text{выт}} = P_1 V_1 + - \int_{V_1}^{V_2} P dV - P_2 V_2 - \underline{\text{механическая работа}}$$

процесса сжатия.

Работа и мощность на привод компрессора

1) Изотермическое сжатие BC . Поскольку $P_1 V_1 = P_2 V_2$, то для 1 кг:

$$l_{\text{из}} = RT_1 \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} = -RT_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1}; \quad (1)$$

2) адиабатное сжатие

$$l_{\text{ад}} = R_1 V_1 - \frac{1}{k-1} (P_2 V_2 - P_1 V_1) = -\frac{k}{k-1} (P_2 V_2 - P_1 V_1) =$$

$$= -\frac{k}{k-1} \cdot P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right]; \quad (2)$$

$L_{\text{ад}} = G \cdot l_{\text{ад}}$ – адиабатная работа при расходе G кг/с газа.

3) Политропный процесс

$$l_{\text{пол}} = -\frac{n}{n-1} \cdot P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] \quad (3)$$

$$l_{\text{из}} < l_{\text{пол}} < l_{\text{ад}}.$$

Уменьшение производительности поршневого компрессора с повышением давления (до нуля при $V_0 = V$) не позволяет применять одноступенчатый поршневой компрессор для больших (свыше 10) степеней сжатия. На большие уровни давления используют многоступенчатые компрессора.

На рис. 9.3 изображена T - S диаграмма процесса политропического сжатия в одноступенчатом компрессоре.

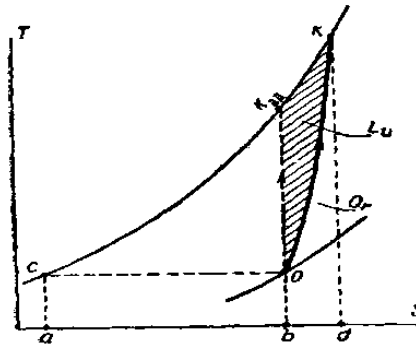


Рисунок 9.3 – Диаграмма процесса сжатия в одноступенчатом компрессоре

Процесс политропического сжатия с показателем политропы $n > k$ показан на рис. 9.4 кривой OK , отклоненной вправо от линии адиабатического сжатия $OK_{\text{ад}}$. Площадь под кривой OK представляет собой тепло, сообщенное воздуху в процессе политропического сжатия. Это тепло эквивалентно работе гидравлических сопротивлений L_r представляется в T - S координатах площадью $bokd$. В свою очередь, площадь $ack_{\text{ад}}b$ представляет адиабатическую работу сжатия, а площадь $ok_{\text{ад}}k$ представляет дополнительную работу сжатия L_v . Внутренняя работа реального компрессора может быть представлена в виде суммы:

$$L_{ik} = L_{\text{ад}k}^* + L_r + L_v. \quad (4)$$

А в координатах $S-T$ суммой перечисленных площадей, т.е. площадью $ackd$.

Для увеличения степени повышения давления применяют каскад поршневых компрессоров или многоступенчатые осевые компрессоры. Диаграмма для трехступенчатого компрессора приведена на рис. 9.4.

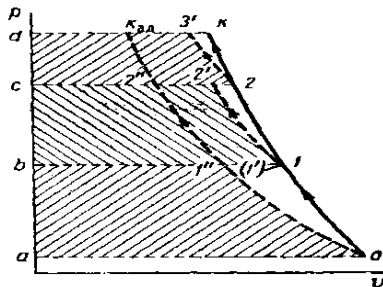


Рисунок 9.4 – Изображение процесса сжатия в трехступенчатом компрессоре

С точки зрения коэффициента полезного действия компрессоров ГТД, большую роль играет организация течения потока сжимаемого газа, пара во всех каналах, обеспечивающая наименьшие гидравлические потери, что, как отмечалось выше, способствует повышению политропического КПД процесса сжатия. Можно отметить только, что коэффициент полезного действия многоступенчатого компрессора меньше коэффициента полезного действия одноступенчатого компрессора. Для поршневых компрессоров имеется ограничение степени сжатия из-за наличия вредного объема.

В цилиндре каждого компрессора имеется так называемое вредное пространство (равное объему $V_{вр}$ между крышкой цилиндра и поршнем в его крайнем левом положении), составляющее 3–10% полного объема цилиндра. Вредное пространство уменьшает количество газа, всасываемого в цилиндр, и тем самым снижает производительность поршневого компрессора. Уменьшение производительности характеризуется объемным КПД компрессора λ_k :

$$\lambda_k = \frac{V - V_0}{V - V_{вр}}, \quad (5)$$

где V_0 – объем остаточного газа при температуре и давлении всасывания.

Показатель политропы процесса сжатия в компрессоре найдётся из условия энергетического баланса при втекании газа в баллон. Если обозначить через l_1 , m_1 энтальпию и массу втекающего из компрессора в баллон газа, а через u_{cm1} , m_{cm1} внутреннюю энергию и массу газа, находящегося в баллоне на момент втекания, то уравнение энергетического баланса при смешении этих масс будет иметь вид:

$$l_1 m_1 + u_{cm1} m_{cm1} = U_{cm2}, \quad (6)$$

где $l_1 = c_p T_1'$, а $T_1' = T_2$ – температура в конце процесса сжатия в компрессоре.

Внутренняя энергия смеси в баллоне может быть представлена:

$$U_{cm2} = c_v T_{cm2} (m_1 + m_{cm1}). \quad (7)$$

В уравнении (6) и (7)

$$m_1 = \frac{\Delta m}{N_{ц}},$$

где $N_{ц}$ – количество рабочих циклов компрессора, совершённых на момент времени τ .

$$N_{ц} = \frac{\tau n}{60}. \quad (8)$$

Здесь n – заявленная по паспортным данным частота вращения привода компрессора. Для любого момента времени проведения эксперимента будет справедливо соотношение:

$$c_p T_1' m_1 + c_v T_{cm1} m_{cm1} = c_v T_{cm2} (m_1 + m_{cm1}). \quad (9)$$

Поскольку $T_1' = T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$ – температура газа в конце сжатия

в компрессоре, а T_1 – температура окружающей среды, то выражение (14) переписется в виде

$$c_p T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} m_1 + c_v T_{cm1} m_{cm1} = c_v T_{cm2} (m_1 + m_{cm1}). \quad (10)$$

Откуда

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = \frac{c_v T_{cm2} (m_1 + m_{cm1}) - c_v T_{cm1} m_{cm1}}{c_p T_1 m_1} \quad (11)$$

$$\text{и } \lg\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \lg\left(\frac{c_v T_{\text{см}2}(m_1 + m_{\text{см}1}) - c_v T_{\text{см}1} m_{\text{см}1}}{c_p T_1 m_1}\right). \quad (12)$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\lg \frac{c_v T_{\text{см}2}(m_1 + m_{\text{см}1}) - c_v T_{\text{см}1} m_{\text{см}1}}{c_p T_1 m_1}}{\lg \frac{p_2}{p_1}}. \quad (13)$$

После несложных преобразований получим:

$$n = \frac{1}{\lg \frac{c_v T_{\text{см}2}(m_1 + m_{\text{см}1}) - c_v T_{\text{см}1} m_{\text{см}1}}{c_p T_1 m_1}} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\lg \frac{p_2}{p_1}}{\lg \frac{p_2}{p_1}}}. \quad (14)$$

Или

$$n = \frac{1}{\lg \frac{T_{\text{см}2}(m_1 + m_{\text{см}1}) - T_{\text{см}1} m_{\text{см}1}}{k T_1 m_1}} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\lg \frac{p_2}{p_1}}{\lg \frac{p_2}{p_1}}}. \quad (15)$$

Если масса втекающего газа мала, по сравнению с массой смеси в баллоне, то уравнение (15) примет вид:

$$n = \frac{1}{\lg \frac{1}{k}} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\lg \frac{p_2}{p_1}}{\lg \frac{p_2}{p_1}}}. \quad (16)$$

Зная степень повышения давления, можно определить показатель политропы процесса сжатия в компрессоре. По выражению (16) можно подобрать компрессор, обеспечивающий заданное значение показателя политропы.

9.2 Описание лабораторной установки

Перед запуском компрессора измеряется давление p_1 и температура T_1 в баллоне (рис. 9.5, 9.6).



Рисунок 9.5 – Общий вид лабораторной установки

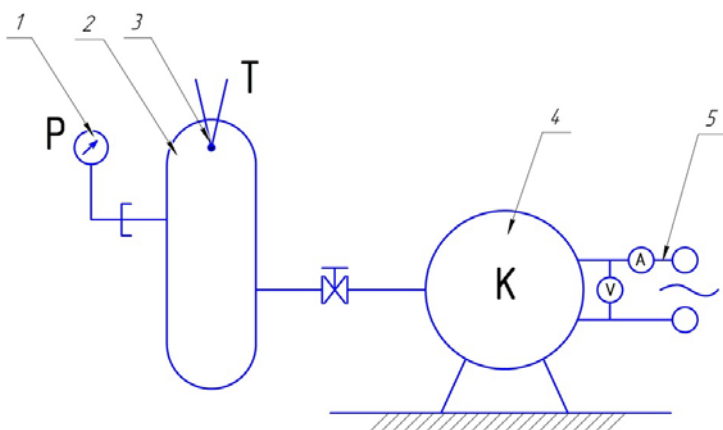


Рисунок 9.6 – Принципиальная схема и лабораторный образец компрессора:
1 – манометр; 2 – баллон; 3 – термопара, 4 – компрессор;
5 – электродвигатель

При запуске компрессора включается секундомер и фиксируется время проведения эксперимента τ . Записываются показания тока I и напряжения U в цепи электродвигателя компрессора на момент пуска и на момент выключения. На момент выключения компрессора фиксируется уровень достигнутого давления p_2 и температуры в баллоне T_2 . Данные заносятся в табл. 9.1.

Таблица 9.1 – Протокол проведения эксперимента

Замеренные величины									Рассчитанные величины				
$p_1, 10^5$	T_1	U_1	I_1	τ	U_2	I_2	$p_2, 10^5$	T_2	N	L	Δm	\dot{V}	n
Па	К	В	А	сек	В	А	Па	К	Вт	Дж	кг	м ³ /с	

9.3 Выполнение эксперимента и обработка его результатов

1. По значениям тока I и напряжения U определяется средняя потребляемая мощность электропривода компрессора:

$$N = \frac{U_1 \cdot I_1 + U_2 \cdot I_2}{2} \text{ Вт.} \quad (17)$$

2. Рассчитывается величина затраченной работы на привод компрессора:

$$L = N \cdot \tau. \quad (18)$$

3. Находится масса сжатого компрессором газа и поданного в баллон:

$$\Delta m = \frac{p_2 V_2}{RT_2} - \frac{p_1 V_1}{RT_1} = \frac{V_0}{R} \left(\frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1} \right). \quad (19)$$

4. Определяется объёмная производительность компрессора:

$$V = \frac{\Delta m}{\rho_1 \cdot \tau} \quad (20)$$

5. Рассчитывается значения показателя политропы процесса сжатия в компрессоре по (16). Найденные значения заносятся в табл. 9.1.

9.4 Контрольные вопросы

1. Что такое компрессор?
2. Физические принципы повышения давления в компрессоре.
3. Нарисовать и пояснить рабочую диаграмму компрессора.
4. Какой из процессов сжатия является предпочтительным для работы компрессора?
5. Назовите основные характеристики компрессора.
6. Что такое объёмный КПД компрессора?
7. Объясните методику проведения эксперимента.
8. Как степень повышения давления влияет на показатель политропы?

Лабораторная работа №10.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЕ СТИРЛИНГА С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММЫ ANSYS FLUENT

Для проведения моделирования процессов в холодильной машине Стирлинга необходимо запустить программу *ANSYS Fluent*.

Запуск программы осуществляется нажатием на соответствующий ярлык на рабочем столе или из меню «Пуск» ОС «Windows»:

Пуск → *Все программы* → *ANSYS 14.5* → *Fluid Dynamics* → *Fluent*.

Перед открытием рабочего окна программы появится меню (рис. 10.1), предлагающее выбрать тип решаемой задачи из двух предложенных вариантов: *2D* – двухмерная; *3D* – трехмерная.

В рассматриваемом случае задача является двухмерной. Также необходимо ввести рабочую директорию (*Working Directory*), в рассматриваемом случае *E:\Stirling*. После выбора нужно нажать кнопку *Ok*. Это действие вызовет появление рабочего окна программы *ANSYS Fluent* (рис. 10.2).

Окно программы достаточно простое и состоит из трех основных элементов:

- *главного меню*, через которое осуществляется доступ ко всем командам и меню программы;
- *окна сообщений*, где находится командная строка, и отображаются результаты выполнения команд;
- *графических окон*, в которых отображаются результаты расчета и построений.

10.1 Загрузка расчетной модели

Чтобы прочитать расчетную модель, необходимо в главном меню выбрать:

ГМ: File → *Read* → *Mesh*

В появившемся окне проводника ОС «Windows» нужно найти файл модели (*STIRLING.msh*), который находится в папке *E:\Stirling*, выбрать его и подтвердить выбор кнопкой *OK*.

При чтении файла в окне сообщений *ANSYS Fluent* появятся полные сведения о модели, содержащейся в читаемом файле: размеры, количество и тип конечных элементов и т.п.

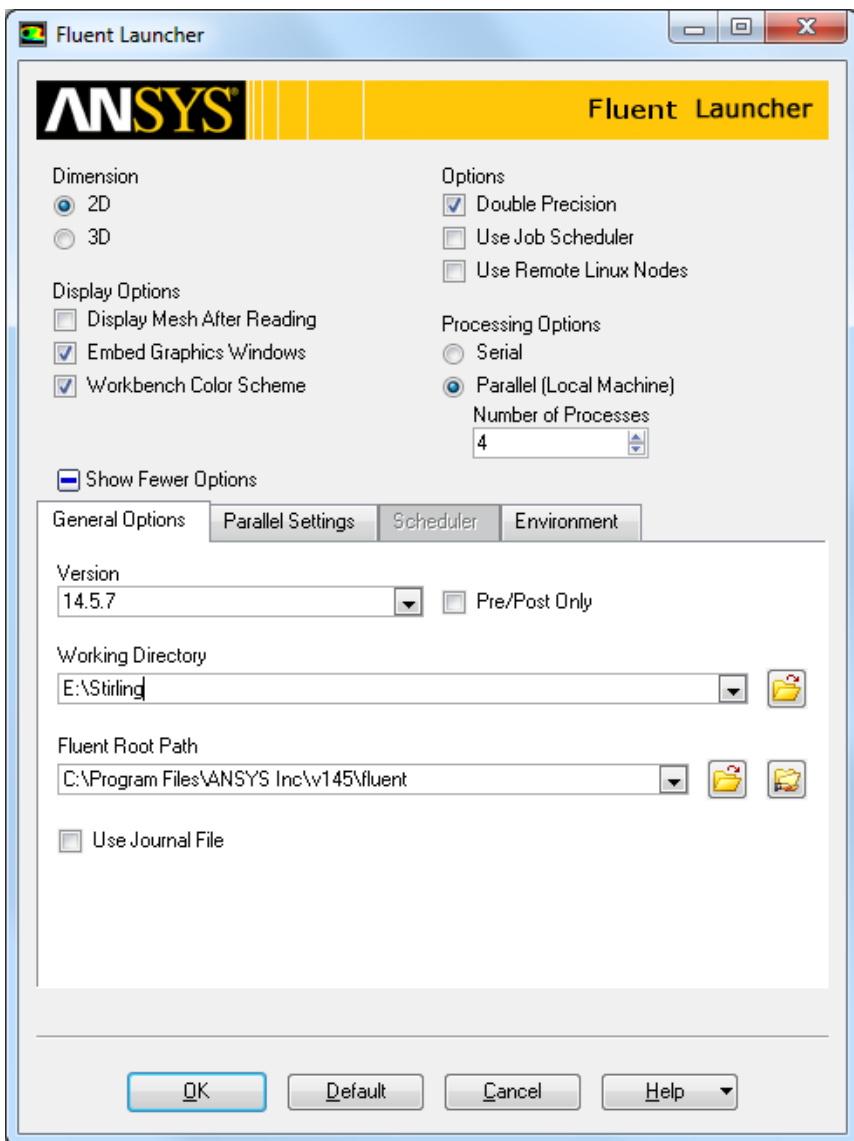


Рисунок 10.1 – Меню выбора размерности задачи

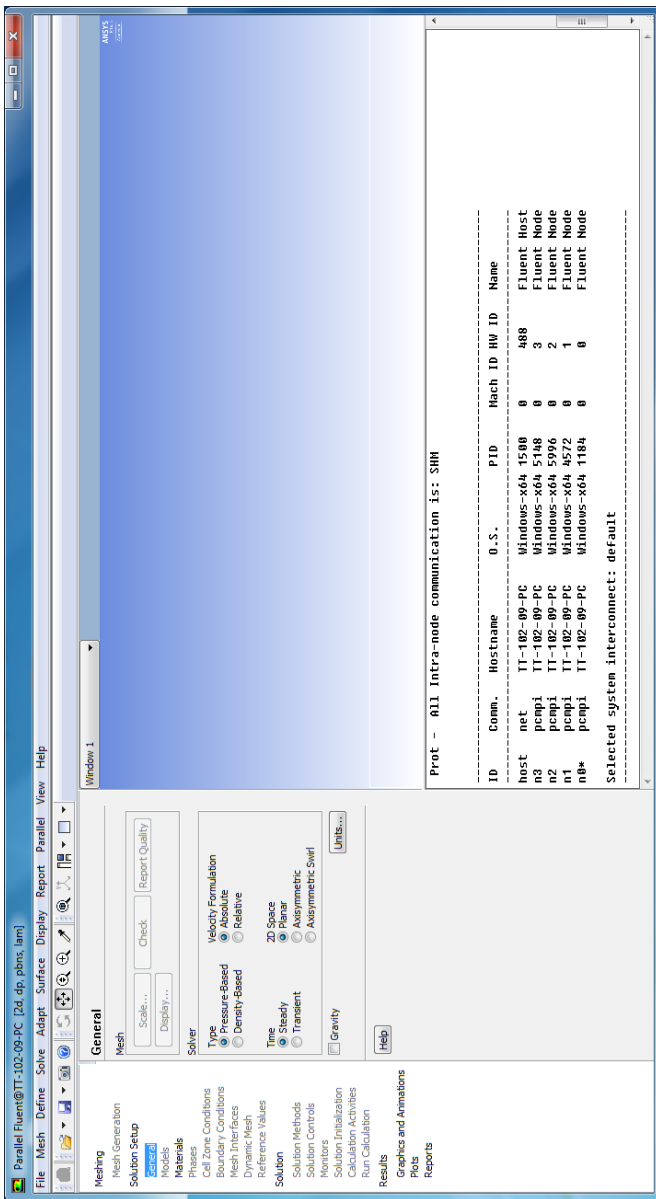


Рисунок 10.2 – Окно программы ANSYS Fluent

10.2 Проверка конечно-элементной сетки на наличие ошибок

Проверка расчетной сетки на наличие ошибок осуществляется с помощью команды:

ГМ: Mesh→Check.

После ее запуска программа начнет проверять конечно-элементную сетку, а в окне сообщения появятся полные сведения о конечно-элементной сетке. Если будет найдена ошибка, то будет выдано соответствующее сообщение. В рассматриваемом случае модель при проверке сетки появится сообщение *WARNING: Mesh check failed* с расшифровкой *WARNING: Unassigned interface zone detected for interface*, что означает нахождение в модели не назначенных зон проницаемости *interface*, которые будут назначены в пункте 11.

10.3 Масштабирование конечно-элементной сетки

Размеры расчетных моделей в программе *ANSYS Fluent* должны быть обязательно заданы в метрах. Построение же моделей удобнее проводить в миллиметрах. Так как рассматриваемая модель баллона была создана в миллиметрах, то построенную сетку нужно уменьшить в *1000* раз. Для этого в программе есть удобная команда масштабирования *Scale Mesh* (рис. 10.3). Она вызывается из главного меню командой:

ГМ: Mesh→Scale.

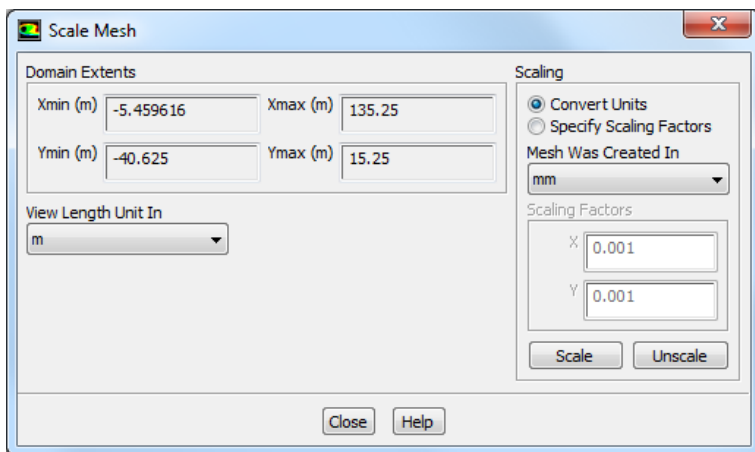


Рисунок 10.3 – Меню *Scale Mesh*

В поле *Domain Extents* меню приведены максимальные значения размеров модели по всем координатам. Поскольку она создана в миллиметрах, то до масштабирования эти цифры запредельны.

В меню *Scale Mesh* в поле *Mesh Was Created In* (сетка была создана) нужно выбрать миллиметры *mm*, а затем нажать кнопку *Scale*. Модель будет автоматически отмасштабирована. Следует обратить внимание на то, что в поле *Domain Extents* размеры модели примут правильные значения. Отменить масштабирование в случае ошибки можно с помощью кнопки *Unscale*. После завершения операции меню необходимо закрыть с помощью кнопки *Close*.

10.4 Просмотр конечно-элементной сетки

Конечно-элементная сетка отображается автоматически в графическом окне программы *Fluent*, для дополнительных опций просмотра можно вызвать меню *Mesh Display*.

ГМ: Display → *Mesh*.

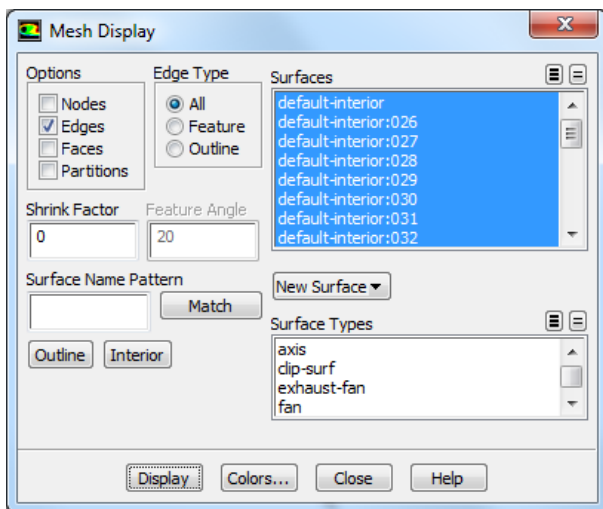


Рисунок 10.4 – Меню *Mesh Display*

В появившемся меню *Mesh Display* (рис. 10.4) в окне *Surfaces* можно выбрать любой набор поверхностей, которые пользователь хочет просмотреть. Следует обратить внимание на то, что имена в

списке совпадают с именами граничных условий, заданных в *Gambit*. Для просмотра выбранных элементов сетки нужно нажать кнопку *Display* (рис. 10.5).

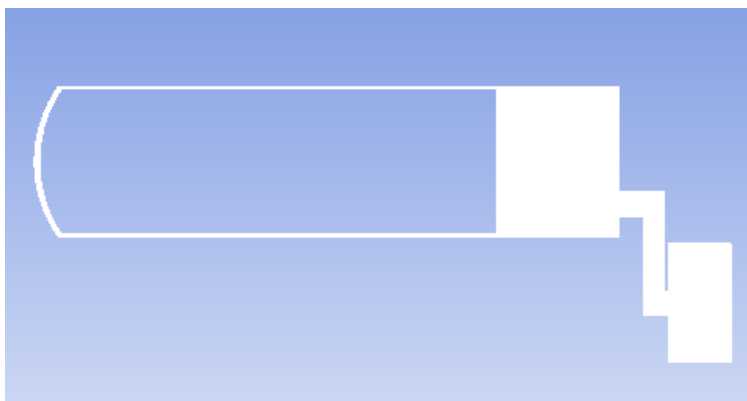


Рисунок 10.5 – Результат отображения расчетной сетки

Для того, чтобы просмотреть конечно-элементную сетку, нужно использовать мышь. Движение мыши с нажатой левой кнопкой вызывает сдвиг модели. Движение мыши с нажатой средней кнопкой вызывает появление рамки, с помощью которой можно приблизить (если рамку вытягивать слева направо) выделенный фрагмент модели или, наоборот, отдалить (если рамку вытягивать справа налево).

Если в окне *Surfaces* снять выделение с пункта *default – interior*, то в окне можно будет увидеть только контур модели, без расчетной сетки.

10.5 Задание опций решателя

В качестве первого действия при описании расчетной модели следует выбрать решатель, с помощью которого будет проводиться решение, а также определить стационарность или нестационарность задачи. Этот выбор осуществляется с помощью команды *General: Define* → *General*.

В меню *General* (рис. 10.6) нужно обратить внимание на следующие пункты.

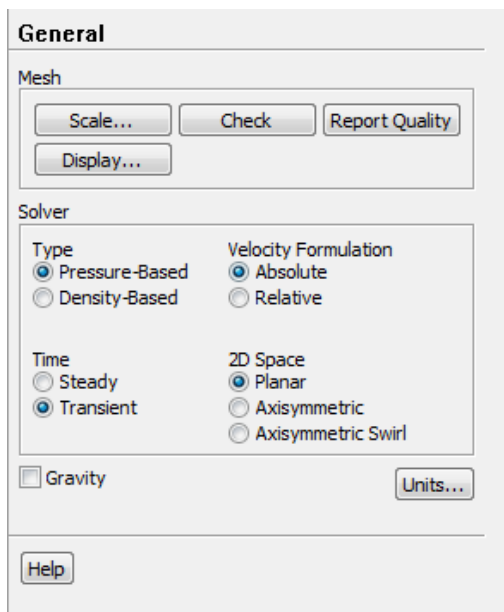


Рисунок 10.6 – Меню *General*

В поле *Solver* следует выбрать алгоритм решения. Программа *Fluent* позволяет использовать два алгоритма: *Pressure Based* (в российской литературе его называют алгоритмом установления) или *Density Based* (в российской литературе – алгоритм расщепления). Первый из них изначально разрабатывался для низкоскоростных потоков, но впоследствии был модифицирован и распространен и на другие течения. Алгоритм расщепления создавался для расчетов высокоскоростных транс- и сверхзвуковых потоков. Для решения рассматриваемой задачи целесообразно выбрать *Pressure-Based*.

В поле *2D Space* выбирается тип задачи:

Planar – плоская;

Axisymmetric – осесимметричная;

Axisymmetric Swirl – осесимметричная с вращением.

В поле *Time* описывается, будет ли решение стационарным *Steady* или нестационарным *Transient*. То есть, будут ли параметры потока зависеть от времени или нет.

Рассматриваемая задача является плоской (*Planar*) нестационарной (*Transient*).

10.6 Учет в расчете уравнения энергии

При решении данной задачи нужно учитывать изменение температуры потока и тепловые явления (теплообмен и теплопередачу). Для этого необходимо включить в решение уравнение энергии с помощью команды:

ГМ: Define → Models → Energy.

В появившемся окне нужно поставить галочку в строке *Energy Equation* и нажать *OK*.

10.7 Определение модели турбулентности

Поток газа в расчетной модели характеризуется наличием *турбулентности* – беспорядочного движения вихревых масс. При этом на основное направление скорости накладываются поперечные составляющие, вызывающие сильное перемешивание жидкости/газа.

При осреднении по времени уравнений Навье-Стокса в них появляются новые члены, которые могут быть интерпретированы как градиенты «кажущихся» напряжений и тепловых потоков, связанных с турбулентным движением. Уравнения Навье-Стокса принимают вид, похожий на канонический, с единственным отличием. Оно заключается в том, что коэффициенты вязкости и теплопроводности представляют собой сумму коэффициентов ламинарной и турбулентной вязкости и теплопроводности соответственно:

$$\mu = \mu_{\text{лам}} + \mu_{\text{турб}}; \quad \lambda = \lambda_{\text{лам}} + \lambda_{\text{турб}}.$$

Для определения $\mu_{\text{турб}}$ и $\lambda_{\text{турб}}$ необходимо привлечь дополнительные полуэмпирические уравнения, называемые *моделями турбулентности*. От точности и надежности описания турбулентных явлений непосредственно зависит точность и надежность определения отрыва пограничного слоя, ламинарно-турбулентного перехода, потерь кинетической энергии в потоке, процессов теплообмена и т.д. На настоящий период времени нет универсальной модели, корректно описывающей турбулентность в любых условиях. Каждая из множества известных моделей имеет свою, достаточно узкую, область применения. В программе *Fluent* разработчики предлагают использовать одну из наиболее известных моделей турбулентности, таких как: Спаларта-Алламарса, *k-ε* (*k-epsilon*), *k-ω*, модель напряжений Рейнольдса. При исследовании течения в данной задаче следует остановить выбор на модели турбулентности *RNG k-epsilon*, поскольку она

позволяет получать решения с приемлемой точностью, устойчиво решается и хорошо сходится.

Для задания модели турбулентности необходимо выбрать команду:

ГМ: Define → Models → Viscous.

В появившемся списке моделей турбулентности нужно выбрать модель турбулентности $k-\varepsilon$ (k - ε). В появившемся меню отмечается модель *RNG*.

10.8 Задание свойств рабочего тела

Задание свойств рабочего тела осуществляется в меню *Materials* (рис. 10.7), которое вызывается командой:

ГМ: Define → Materials.

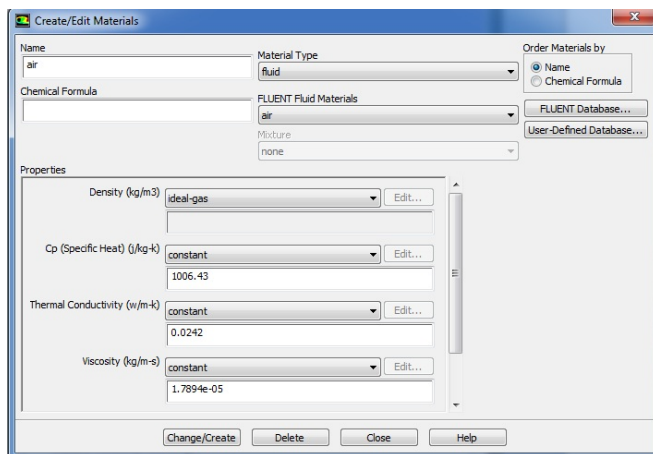


Рисунок 10.7– Меню *Materials*

В рассматриваемой задаче в качестве рабочего тела используется воздух. Он установлен в программе *Fluent* по умолчанию. При решении задач течения газов обязательно нужно учитывать сжимаемость рабочего тела. Поэтому следует задать зависимость плотности газа от параметров потока. Чаще всего для этого пользуются уравнением состояния идеального газа (Менделеева – Клайперона). Для того, чтобы осуществить эту установку, в меню *Materials* в списке *Density* нужно выбрать пункт *Ideal-gas*.

Для сохранения изменения свойств рабочего тела необходимо нажать кнопку *Change/Create*. После завершения операции меню необходимо закрыть с помощью кнопки *Close*.

10.9 Задание справочного давления

Особенность программы *ANSYS Fluent* состоит в том, что давление, получаемое и задаваемое в расчете, является избыточным. То есть для того, чтобы получить истинное значение давления необходимо прибавить к нему так называемое «справочное давление». По умолчанию в его качестве используется атмосферное давление в САУ – 101325Па . Если в качестве «справочного давления» принять 0, то результаты расчета и исходные данные будут задаваться в абсолютных значениях. Изменить значение «справочного давления» можно в меню, которое появится в результате выполнения команды:

ГМ: Define → Operating Condition.

Для упрощения обработки результатов в решаемой задаче целесообразно принять «справочное давление», равное нулю, и ввести его значение в поле *Operating pressure*.

10.10 Задание граничных условий

Меню задания граничных условий (рис. 10.8) вызывается командой:

ГМ: Define → Boundary Condition.

В поле *Zone* находится список всех граничных условий.. Если выбрать имя одного из них, например *gor_1*, то в окне *Type* будет указан тип граничного условия. В случае необходимости в этом окне тип граничных условий можно поменять.

Чтобы приступить к заданию граничных условий, необходимо в окне *Zone* выбрать нужное граничное условие, убедиться, что в окне *Type* тип граничного условия указан верно, и нажать *Edit...* (рис. 10.9).

В рассматриваемой задаче будет задано одно условие на одной из стенок и потом скопировано на другие границе этого же типа. Во вкладке *Thermal* в поле *Thermal Conditions* необходимо выбрать *Temperature* и ввести в появившемся справа окошке *Temperature (K)* значение 293.

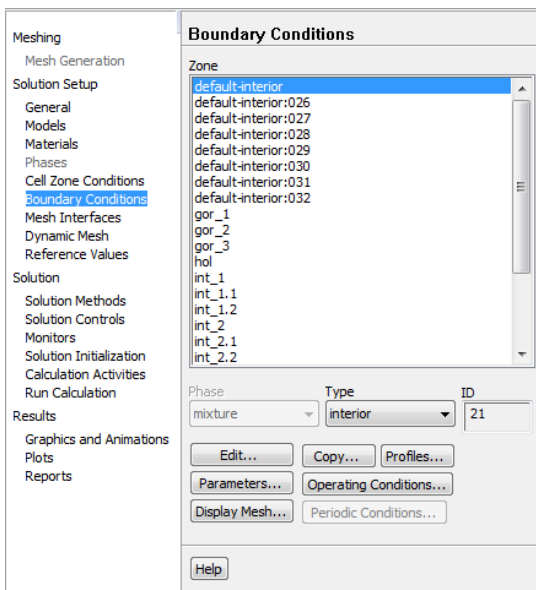


Рисунок 10.8 – Меню *Boundary Condition*

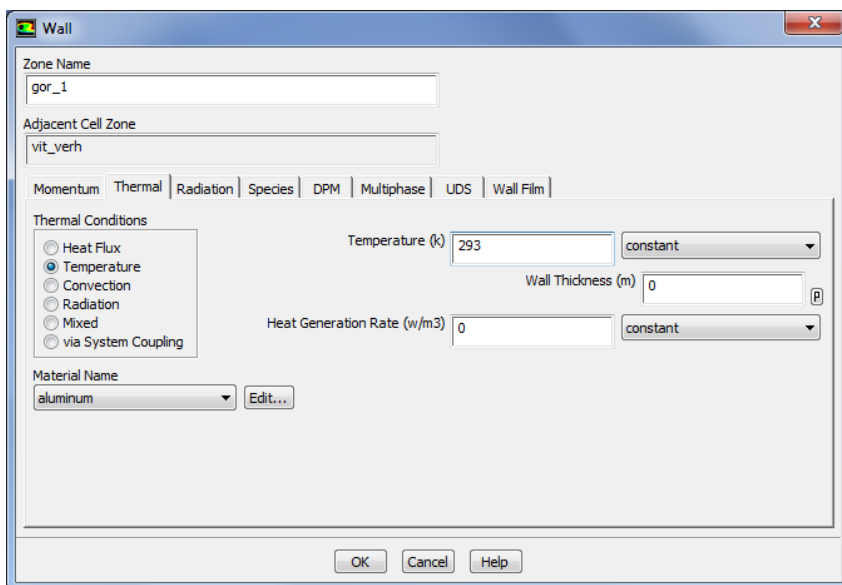


Рисунок 10.9 – Меню *Wall*

Далее для упрощения настройки параметров оставшихся граничных условий производится копирование граничных условий стенки *gor_1* для всех оставшихся стенок. Для этого сначала необходимо нажать кнопку команды копирования *Copy...* в окне граничных условий *Boundary Conditions* (рис. 10.10). В списке *From Boundary Zone* необходимо выбрать стенку *gor_1*. Затем в списке *To Boundary Zones* выбираются все остальные стены. После этого необходимо выполнить команду копирования, нажав для этого кнопку *Copy*. Откроется окно предупреждения, в котором так же необходимо нажать кнопку *OK* для сохранения изменений. Далее закрывается окно копирования граничных условий *Copy Conditions*.

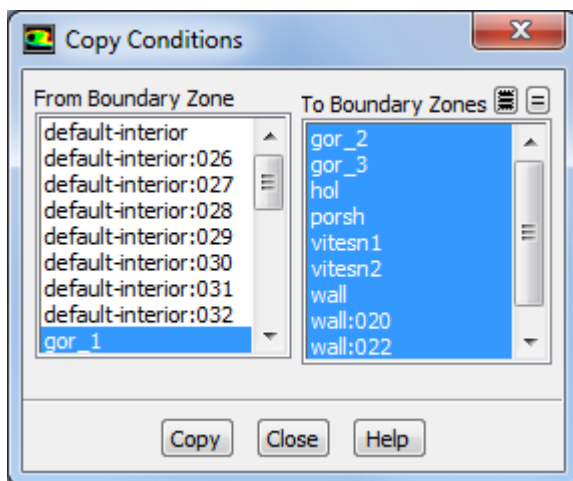


Рисунок 10.10 – Меню копирования граничных условий (*Copy Conditions*)

10.11 Задание проницаемости стенок

Доступ к меню настройки проницаемости стенок осуществляется с помощью команды:

ГМ: Define → *Mesh Interfaces*.

В результате появиться пустое окно. Внизу окна необходимо нажать кнопку *Create/edit...*, в результате появится окно *Create/Edit Mesh Interfaces* представленное на рис. 9.11.

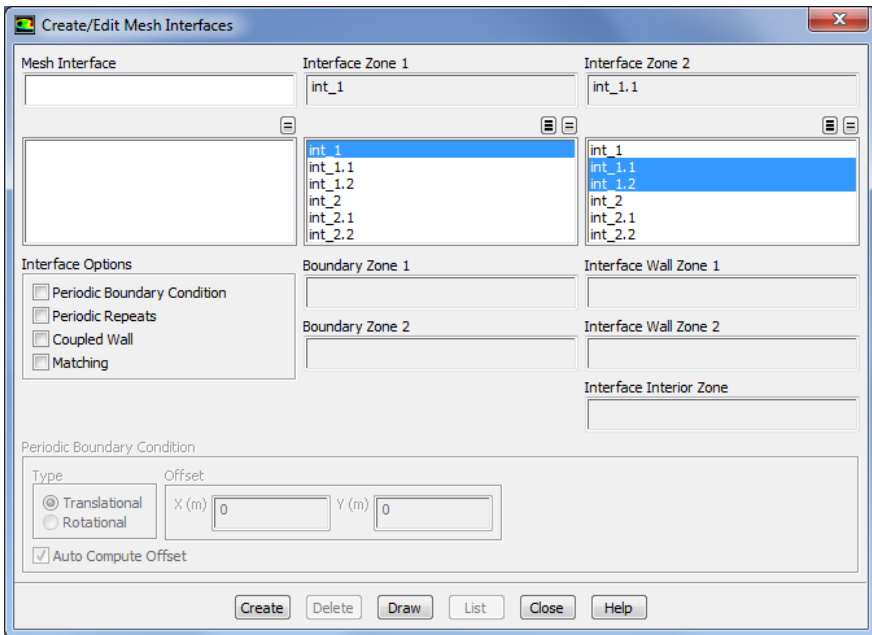


Рисунок 10.11 – Меню *Mesh Interfaces*

В окне *Mesh Interface* вводится любое имя, например, *int_1*. В окне *Interface Zone 1* выбирается один проницаемый отрезок *int_1*, в *Interface Zone 2* выбирается два проницаемых отрезка *int_1.1* и *int_1.2*. Для завершения задания проницаемости необходимо нажать *Create*.

Для задания второй проницаемой пары необходимо провести аналогичную процедуру. В окне *Mesh Interface* ввести имя *int_2*. В окне *Interface Zone 1* выбирать один проницаемый отрезок *int_2*, в *Interface Zone 2* выбирать два проницаемых отрезка *int_2.1* и *int_2.2*. Для завершения задания проницаемости необходимо нажать *Create*.

10.12 Настройка параметров движения сетки

Задание динамической модели движения сетки и её основных параметров осуществляется следующим образом:

ГМ: Define → *Dynamic Mesh...*

Необходимо установить галочку перед *Dynamic Mesh* (рис. 10.12) и выбирать необходимые типы методов перестроения сетки во

время ее движения. Для этого устанавливаются галочка перед *Layering*. Для задания необходимых параметров перестроения сетки следует нажать опцию *Settings...* в разделе *Mesh Methods*. Во вкладке *Layering* необходимо установить два значения *Split Factor 0.7* и *Collapse Factor 0.6*.

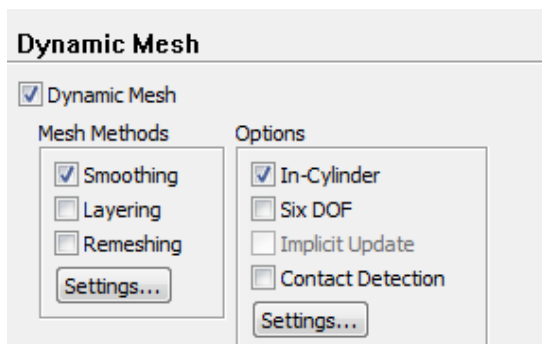


Рисунок 10.12 – Меню *Dynamic Mesh*

Далее активизируется опция *In-Cylinder*. Задание опции *In-Cylinder* позволяет использовать учет дополнительных условий, таких как движение рабочего поршня. Для задания необходимых параметров движения рабочего поршня следует нажать опцию *Settings....* В разделе *in-Cylinder* задаются параметры, указанные на рис. 9.13. Модель *In-Cylinder* обычно используется при моделировании процессов в ДВС. Это облегчает задачи моделирования движения поршня. Здесь *Crank Shaft Speed* – частота вращения коленчатого вала (об/мин.), *Starting Crank Angle* – начальный угол поворота коленчатого вала, *Crank Period* – время цикла в градусах, *Crank Angle Step Size* – угол поворота коленчатого вала за один шаг, *Piston Stroke* – ход поршня в метрах, *Connecting Rod Length* – длина шатуна в метрах. После установки всех параметров движения поршня в двигателе следует нажать кнопку *OK*.

Следующим этапом моделирования является загрузка файла параметров для задания движения вытеснительного поршня (рис. 10.14):

ГМ: File → Read → Profile...

Необходимо выбирать файл *prof.prof* и нажать кнопку *OK*.

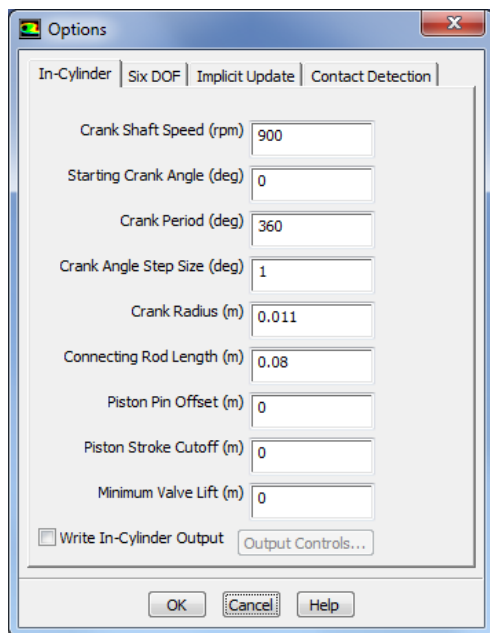


Рисунок 10.13 – Меню параметров настройки движения поршня (*In-Cylinder Settings*)

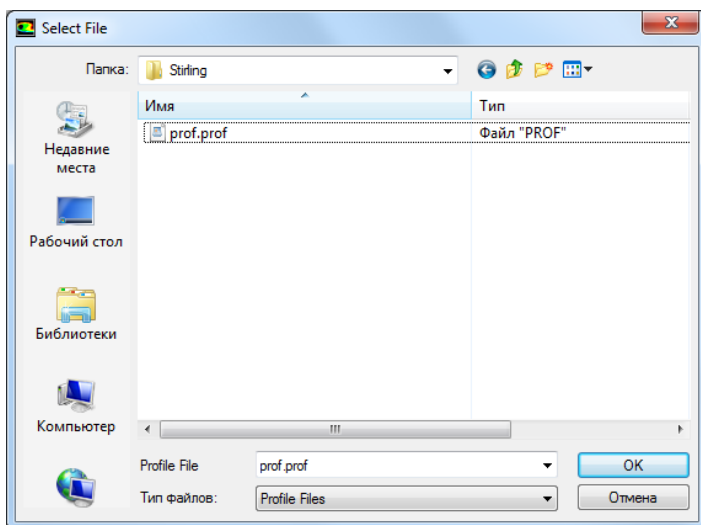


Рисунок 10.14 – Окно выбора файла профилей клапанов

После этого вводятся параметры движения поршней моделируемого холодильной машины Стирлинга. Для этого необходимо нажать клавишу Create/Edit... под окном *Dynamic Mesh Zones*.

Задание параметров зон расчетной сетки в области твердых тел *Rigid Body*. Для задания движение в области поршня необходимо выбрать тип (*Type*) *Rigid Body*, в выпадающем списке имени зоны (*Zone Names*) необходимо выбрать *porsh*, в выпадающем списке *Motion UDF/Profile* необходимо выбрать *Piston_prof*. В разделе *Valve/Piston Axis* ввести значения $X=-1$, $Y=0$. Во вкладке *Meshing Options* необходимо ввести значение 0,0005 м в разделе *Cell Height* (рис. 10.15).

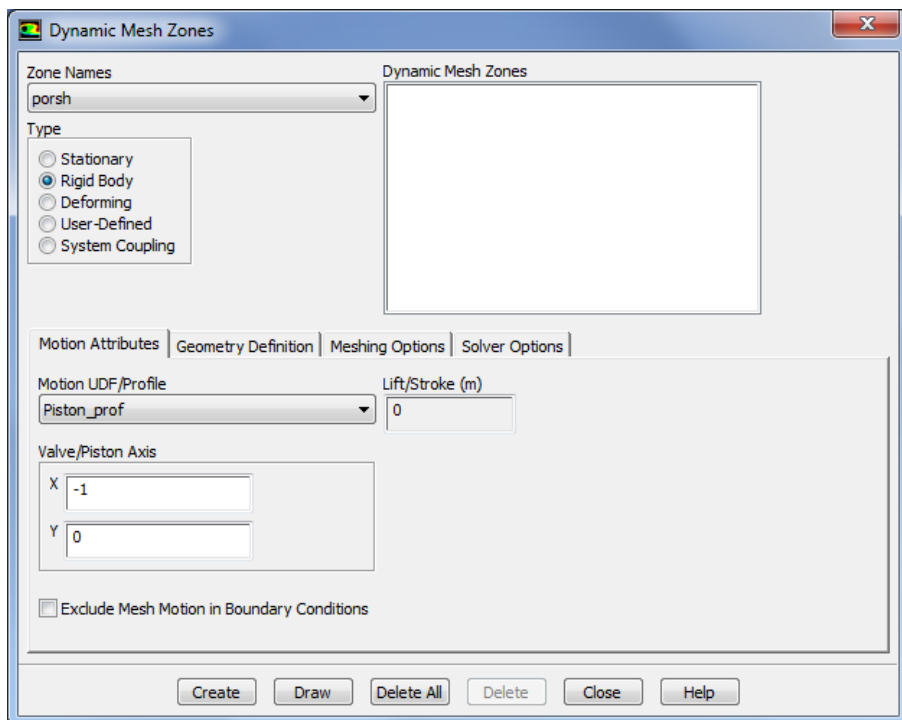


Рисунок 10.15 – Меню задания параметров зоны сетки

Аналогичным образом создаются остальные *Rigid Body* области.

Таблица 10.1 – Создание области *Rigid Body*

Zone Names	Type	Motion Attributes			Meshing options (m)
		Motion UDF/Profile	Valve/Piston Axis		
			X	Y	
Vitesn1	Rigid Body	Piston_prof	-1	0	0,0005
Vitesn2	Rigid Body	Piston_prof	-1	0	0,0005

10.13 Установка начальных значений параметров

При решении задач газовой динамики численными методами перед запуском решения необходимо установить начальные значения параметров в расчетной области. Правильный выбор этих параметров может существенно улучшить устойчивость и сходимость, чем ускорить получение решения. Меню установки начальных условий (рис. 10.16) вызывается командой:

ГМ: Solve → Initialization.

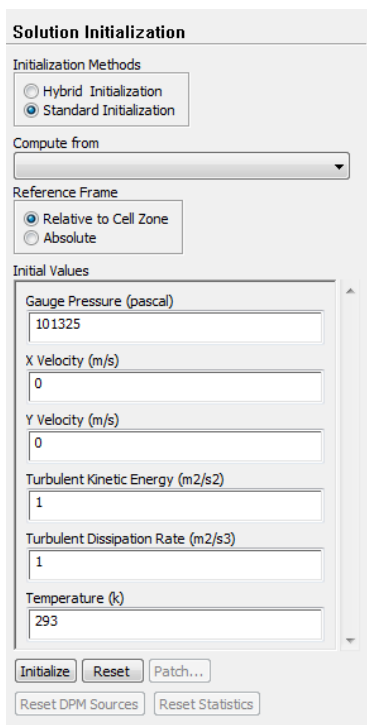


Рисунок 10.16 – Меню установки начальных значений параметров

В этом меню в поле *Compute From* необходимо выбрать все зоны (*all-zones*). В результате рекомендуемые значения начальных параметров будут рассчитаны по всем граничным условиям. Так же необходимо ввести значение нормального атмосферного давления *Gauge Pressure (pascal)* 101325 Па. Для их принятия следует нажать *Initialize*.

10.14 Настройка отображения процесса решения

Уравнения Навье-Стокса решаются численным методом. Вкратце этот метод заключается в следующем. Расчетная область делится на большое количество конечных элементов. Дифференциальное уравнение в области произвольного узла сетки заменяется алгебраическим уравнением-аналогом, описывающим изменение переменной между несколькими соседними точками. Решение аналога осуществляется итерационным методом. После каждой итерации находятся некоторые значения переменных. Они подставляются в исходные уравнения, выраженные в виде $f(p, T, \rho, x, y, z, v, w, \dots) = 0$. Поскольку решение является приближенным (т.к. решается алгебраический аналог, а не дифференциальное уравнение), то $f(p, T, \rho, x, y, z, v, w, \dots) = R$. Величина R называется невязкой и является критерием, по которому судят о процессе решения. Очевидно, что чем ближе R к нулю, тем ближе найденное решение дискретного аналога к решению исходного дифференциального уравнения. В случае, если невязка R окажется меньше заданного предела, решение считается законченным. Разработчики программы утверждают, что решение можно считать законченным, если $R = 1 \cdot 10^{-3}$.

Решение можно считать законченным, если:

- Разность расходов рабочего тела между входной и выходной границей стремится к нулю и мало меняется от итерации к итерации.
- Невязки по всем уравнениям в процессе решения достигают значения меньше рекомендуемого предела ($1 \cdot 10^{-3}$).

Однако в ряде случаев требуемых невязок не удастся достичь или невязки достигли заданного предела, а разность расходов рабочего тела между входом и выходом составляет значительную величину (более 1% от расхода).

В этом случае в качестве второго критерия сходимости следует принять неизменность невязок от итерации к итерации. Это говорит

о том, что достигнута предельная точность расчета, и снижения невязок можно добиться только изменением конечно-элементной сетки.

Для того, чтобы отображать невязки в процессе расчета, а также задать критерий остановки решения, необходимо вызвать меню *Residual Monitors* (рис. 10.17) с помощью команды:

ГМ: Solve → Monitors

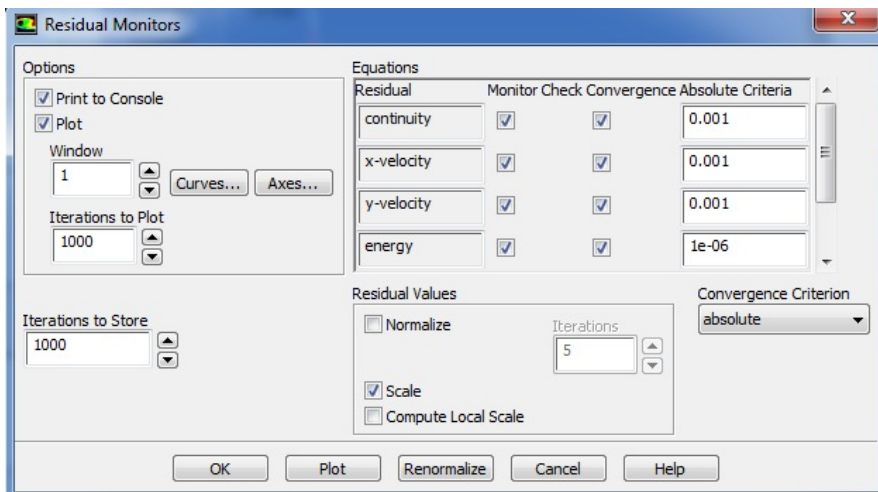


Рисунок 10.17 – Меню *Residual Monitors*

В поле *Option* необходимо поставить галочки напротив слов *Plot* и *Print*. Это приведет к тому, что невязки по всем уравнениям будут печататься в окне сообщения (*Print*) и отображаться в виде графиков в графическом окне (*Plot*).

В полях *Residual* друг над другом перечислены все решаемые уравнения, а напротив каждого из них в столбце *Convergence Criterion* установлены предельные невязки. Задача считается решенной, когда невязки по всем уравнениям окажутся меньше заданных значений. В этом случае процесс вычисления будет автоматически остановлен. Считается, что для получения точного решения достаточно достижения невязок 10^{-3} по всем уравнениям.

10.15 Настройка сохранения параметров в текстовом файле

Для того что бы сохранить расчетные параметры в текстовом файле необходимо вызвать команду:

ГМ: Solve → Monitors.

Далее под окном *Surface Monitors* необходимо нажать *Create...*, в результате чего появится меню *Surface Monitor* (рис. 10.18).

В данном окне в опциях (*Options*) необходимо поставить галочку *Plot* и ввести значение 2 в окне *Window*. Так же галочку *Write* и указать имя *E:/Stirling/pressure.out*. Далее в *X Axis* и *Get Data Every* необходимо выбрать *Time Step*.

В *Report Type* выбирается *Area-Weighter Average*, в *Field Variable* выбирается *Temperature...* и *Total Temperature*. В списке *Surfaces* выбирается необходимая зона *default-interior:032*. Для подтверждения всех введенных значений и настроек нажимается кнопка *OK*.

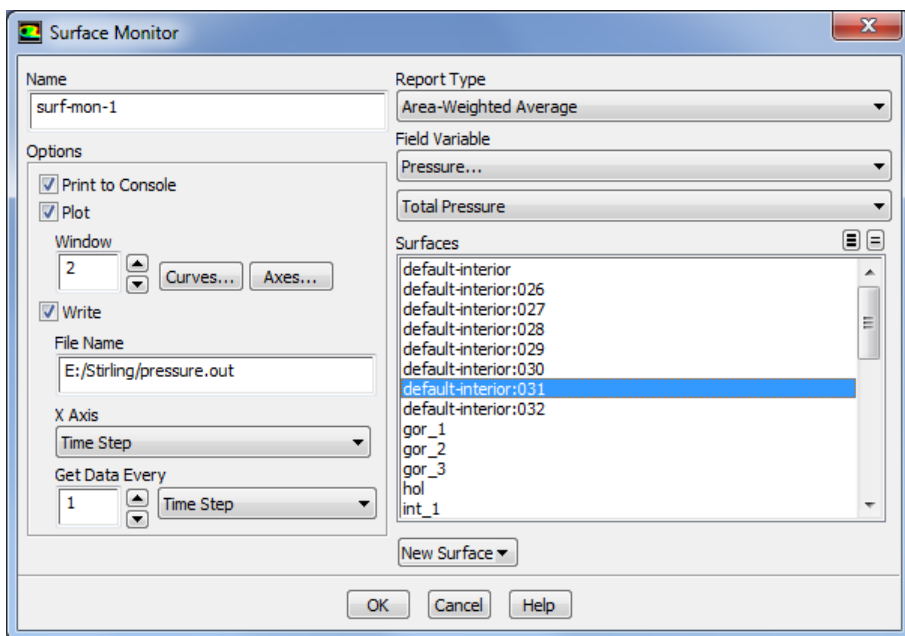


Рисунок 10.18 – Меню *Surface Monitor*

Далее необходимо еще раз под окном *Surface Monitors* нажать *Create...*, в результате чего появится меню *Surface Monitor* (рис. 10.19).

Выполнить аналогичные действия в окне в опциях (*Options*) необходимо поставить галочку *Plot* и ввести значение 3 в окне *Window*. Так же галочку *Write* и указать имя *E:/Stirling/temperature.out*. Далее в *X Axis* и *Get Data Every* необходимо выбрать *Time Step*.

В *Report Type* выбирается *Area-Weighter Average*, в *Field Variable* выбирается *Temperature...* и *Total Temperature*. В списке *Surfaces* выбирается необходимая зона *default-interior:027*. Для подтверждения всех введенных значений и настроек нажимается кнопка *OK*.

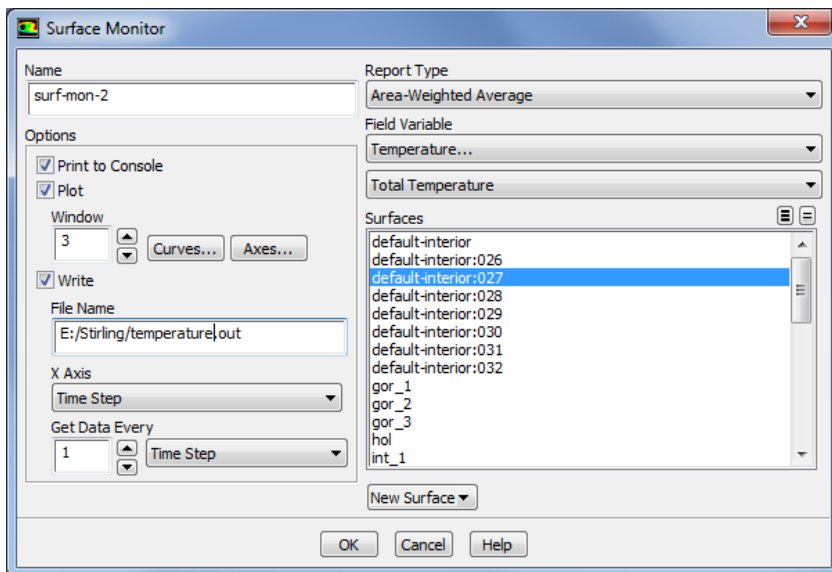


Рисунок 10.19 – Меню *Surface Monitor*

10.16 Сохранение расчетной модели

Для сохранения расчетной модели и всех сделанных настроек решателя необходимо вызвать команду:

ГМ: File → Write → Case & Data.

В появившемся окне проводника необходимо выбрать место, где будет сохранена модель и ее имя. После нажатия кнопки *OK* в указанном месте появятся два файла модели с расширением **.cas* и **.dat*.

10.17 Запуск решения задачи

Для запуска решения задачи следует выбрать следующую команду:

Solve → Run Calculation...

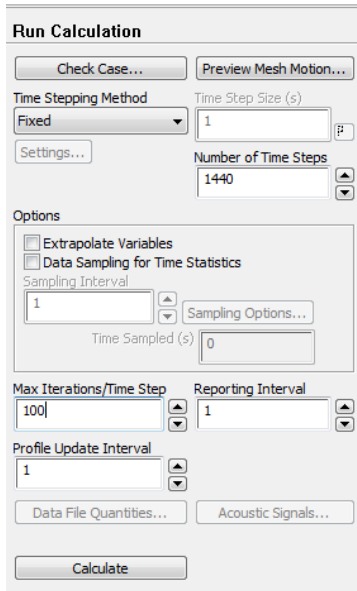


Рисунок 10.20 – Меню задания процесса решения (*Run Calculation*)

В меню *Run Calculation* (рис. 10.20) выполняются следующие действия:

а) В строке *Number of Time Steps* выбирается количество шагов расчета, равное 1440.

б) В строку *Max Iterations/Time Step* вводится максимальное количество итераций на один шаг расчета. В данном случае рекомендуется ввести число 100 для данного параметра.

в) После этого нажатием клавиши *Calculate* запускается расчет.

Решение может быть остановлено в любой момент нажатием на кнопку *Cancel* и вновь запущено с места остановки нажатием кнопки *Calculate* в меню запуска решения. Во время паузы могут быть просмотрены предварительные результаты решения, внесены изменения в граничные условия или настройки решателя.

10.18 Просмотр результатов расчета

В качестве результатов расчета можно отобразить любые интересные параметры, например, поле распределения температуры (рис. 10.21).

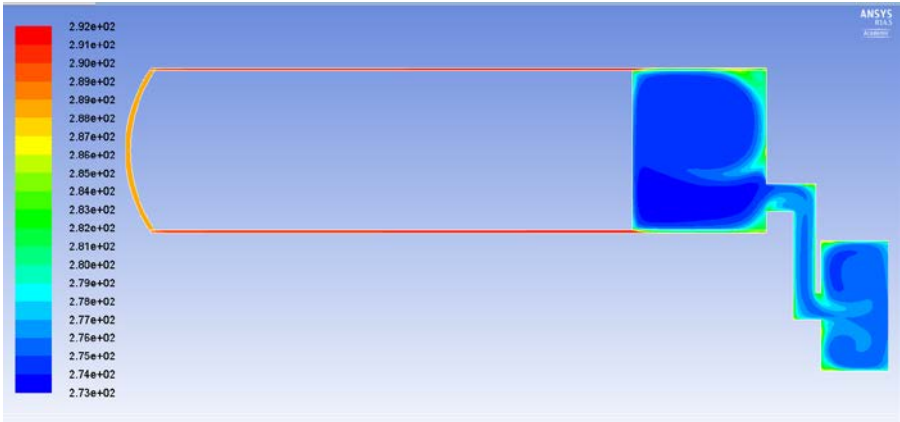


Рисунок 10.21 – Поле распределения температуры в холодильной машине Стирлинга

10.19 Контрольные вопросы

1. Зачем необходимо проводить масштабирование конечно-элементной сетки?
2. Зачем для расчета подключается опция Energy Equation?
3. Какие граничные условия настраиваются при решении данной задачи?
4. Какие свойства рабочего тела задано при решении данной задачи?
5. Какое значение задано в качестве справочного давления и почему выбрано такое значение?
6. Какие параметры задаются в опции In-Cylinder?

ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ

1. Стратостат, заполненный гелием в количестве 10000 м^3 при 15°C и 760 мм рт. ст. на земле, поднимается на высоту 22 км . На этой высоте давление воздуха равно $0,0402 \text{ бар}$, а температура -56°C . Определить полную подъемную силу стратостата на земле, а на указанной высоте в двух предположениях:

1) при настолько быстром подъеме стратостата, что можно пренебречь теплообменом с окружающим пространством (адиабатное расширение газа);

2) газ при подъеме охладился до -30°C .

Предполагается, что газ из стратостата через клапан не уходит.

Решение:

Плотность воздуха на земле $\rho = 1,226 \text{ кг/м}^3$, а на высоте 22 км $\rho_E = 0,0646 \text{ кг/м}^3$; плотность гелия на земле $\rho = 0,17 \text{ кг/м}^3$. Полная подъемная сила стратостата на земле

$$P = 9,81 \cdot 10000 \cdot (1,226 - 0,17) = 103600 \text{ н.}$$

1) Если температура гелия не изменилась, то на высоте 22 км его плотность равна $\rho_r = 0,00675 \text{ кг/м}^3$, а объем

$$V_r = \frac{10000 \cdot 1,013}{0,0402} = 251950 \text{ м}^3.$$

Подъемная сила стратостата в этом случае будет равна $P = 251950 \cdot (0,0646 - 0,00675) \cdot 9,81 = 143000 \text{ н.}$

По сравнению с землей сила тяги увеличилась на $38,0\%$.

2) В случае охлаждения гелия до -30°C плотность его равна $0,0080 \text{ кг/м}^3$, а объем

$$V_r = \frac{251950 \cdot 243}{288} = 212580 \text{ м}^3.$$

Следовательно, $P = 212580 \cdot (0,0646 - 0,008) \cdot 9,81 = 118000 \text{ н.}$

Подъемная сила при охлаждении газа уменьшается, в данном случае на $17,6\%$ а по сравнению с землей подъемная сила увеличилась на $13,9\%$.

При весьма медленном подъеме стратостата (точнее при бесконечно медленном) гелий охладился бы до -56°C . В этом случае его плотность была бы $0,00896 \text{ кг/м}^3$, а объем в стратостате 189840 м^3 ; подъемная сила была бы равна 103600 н. , т.е. одинакова с подъемной силой на земле.

2. Смесь из 4 кг кислорода и 6 кг азота адиабатно расширяется до $V_2 = 2V_1$. Начальные параметры смеси: давление 10 бар, температура 127°C. Определить V_1, V_2, p_2 и T_2 , а так же работу расширения и изменения внутренней энергии.

Решение:

По таблице приложений I, III, IV находим для кислорода:

$$c_p = 0,917 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}, \quad c_v = 0,653 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}, \quad R = 260 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}};$$

для азота

$$c_p = 1,038 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}, \quad c_v = 0,741 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}, \quad R = 297 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}.$$

Для смеси получаем:

$$R = 0,4 \cdot 260 + 0,6 \cdot 297 = 282,2 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}};$$

$$c_p = 0,4 \cdot 0,917 + 0,6 \cdot 1,038 = 0,9896 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}};$$

$$c_v = 0,4 \cdot 0,653 + 0,6 \cdot 0,741 = 0,7053 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}};$$

$$V_1 = \frac{m \cdot R \cdot T_1}{p_1} = \frac{10 \cdot 282,2 \cdot 400}{10 \cdot 10^5} = 1,129 \text{ м}^3;$$

$$V_2 = 2 \cdot V_1 = 2 \cdot 1,129 = 2,258 \text{ м}^3;$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1};$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1} = 400 \cdot 0,5^{0,4} = 303 \text{ К};$$

$$p_2 = \frac{m \cdot R \cdot T_2}{V_2} = \frac{10 \cdot 282,2 \cdot 303}{2,258 \cdot 10^5} = 36787 \text{ бар};$$

$$\Delta U = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) = -684,6 \text{ кДж};$$

$$L = -\Delta U = 684,6 \text{ кДж}.$$

Подсчет по формуле работы дает:

$$L = \frac{m \cdot R \cdot (T_2 - T_1)}{k - 1} = \frac{10 \cdot 282,2 \cdot (400 - 303)}{0,4} = 684,3 \text{ кДж}.$$

3. На P - V диаграмме показать области процессов с подводом извне теплоты и с отводом ее, а так же с увеличением внутренней энергии и с уменьшением ее.

Решение:

Процессы с подводом теплоты извне расположены на P - V диаграмме вправо и выше адиабаты, а с отводом теплоты – влево и ниже адиабаты; процессы с увеличением внутренней энергии расположены выше и вправо от изотермы, а с уменьшением внутренней энергии – ниже и влево от изотермы.

4. В политропном процессе для 1 кг воздуха: $P_1=1,5 \text{ кг/см}^2$, $t_1=0$, $P_2=5 \text{ кг/см}^2$, $V_2=0,2 \text{ м}^3/\text{кг}$. Определить показатель политропы, тепло, изменение внутренней энергии, энтальпии, работу процесса.

Решение:

Переведем значения в систему СИ:

$$P_1=1,5 \text{ кг/см}^2=147100 \text{ Па};$$

$$P_2=5 \text{ кг/см}^2=490300 \text{ Па};$$

$$T_1=t_1+273=0+273=273 \text{ К}.$$

Найдем объем V_1 :

$$P_1 V_1 = RT_1;$$

$$V_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{287 \cdot 273}{147100} = 0,53 \text{ м}^3;$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^n;$$

Подставим значения:

$$\frac{147100}{490300} = \left(\frac{0,2}{0,53} \right)^n;$$

$$0,3 = 0,38^n;$$

$$\lg 0,3 = n \cdot \lg 0,38;$$

$$n = 1,24.$$

Температура T_2 :

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{n-1};$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1} = 273 \cdot \left(\frac{0,53}{0,2} \right)^{1,24-1} = 345 \text{ К.}$$

Количество теплоты:

$$C = C_V \cdot \frac{n-k}{n-1} = 718 \cdot \frac{1,24-1,4}{1,24-1} = -478,6 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

$$Q_{1-2} = C \cdot \Delta T = -478,6 \cdot (345 - 273) = -34460 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Изменение внутренней энергии:

$$\Delta U_{1-2} = C_V \cdot \Delta T = 718 \cdot (345 - 273) = 51696 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Работа процесса:

$$L_{1-2} = Q_{1-2} - \Delta U_{1-2} = -34460 - 51696 = -86156 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Изменение энтальпии:

$$\Delta i_{1-2} = C \Delta T = 1005 \cdot (345 - 273) = 72360 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

5. Компрессор всасывает воздух при давлении 1 бар и температуре 20°C и сжимает его до 6 бар. Определить теоретическую мощность компрессора при изотермическом, адиабатном и политропном ($n = 1,2$) сжатии; найти также параметры сжатого воздуха. Часовая производительность компрессора 1200 м³/ч при нормальных физических условиях.

Решение:

В течение часа компрессор всасывает воздух:

$$V_1 = 1200 \cdot \frac{760 \cdot 293}{750 \cdot 273} = 1305 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}};$$

$$m_s = 1200 \cdot 1,293 = 1551,6 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

1. Изотермический процесс:

работа по сжатию 1 кг воздуха составляет

$$l_{\text{из.к}} = RT \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = 2,303 \cdot 287 \cdot 2931 \cdot \lg 6 = 150,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

мощность компрессора в изотермическом процессе равна

$$N_{\text{из}} = \frac{p_1 V_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}}{3600 \cdot 1000} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 1305 \cdot 2,303 \cdot \lg 6}{3600 \cdot 1000} = 64,9 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{из}} = \frac{1551,6 \cdot 105,5}{3600} = 64,9 \text{ кВт}.$$

В течение часа компрессор дает $\frac{1305}{6} = 217,5 \text{ м}^3$ воздуха при давлении 6 бар и температуре $293 \text{ К} = 20^\circ \text{С}$.

2. Политропный процесс, $n=1,2$:

работа по сжатию 1 кг воздуха

$$l_{\text{п.к}} = \frac{1,2}{0,2} \cdot 287 \cdot 293 \left[6^{\frac{0,2}{1,2}} - 1 \right] = 175,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

мощность компрессора в политропном процесса равна

$$N_{\text{п}} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 1305 \cdot 1,2 / 0,2 \cdot \left[6^{\frac{0,2}{1,2}} - 1 \right]}{3600 \cdot 1000} = 75,7 \text{ кВт};$$

конечная температура воздуха равна

$$T_2 = 293 \cdot 6^{0,167} = 395 \text{ К} = 122^\circ \text{С};$$

часовой объем подаваемого воздуха

$$V_2 = 1305 \cdot \frac{1}{6^{\frac{1}{1,2}}} = 293 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. Адиабатный процесс:

на сжатие 1 кг воздуха расходуется энергии

$$l_{\text{ад.к}} = \frac{1,4}{0,4} \cdot 287 \cdot 293 \cdot \left[6^{0,268} - 1 \right] = 197,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$N_{\text{ад}} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 1305 \cdot 3,5 \cdot \left[6^{0,268} - 1 \right]}{3600 \cdot 1000} = 85,0 \text{ кВт}.$$

Компрессор подает в течение часа при

$$T_2 = 293 \cdot 6^{0,268} = 489 \text{ К} = 216^\circ \text{С} \cdot V_2 = 363 \text{ м}^3 \text{ воздуха}.$$

ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

1. В процессе расширения газа 50% подведенной теплоты превращается в работу, 50% идет на увеличение внутренней энергии. Где на P - V диаграмме расположен этот процесс? Чему равен показатель политропы? Что происходит с газом при расширении? Чему равна теплоемкость процесса?

2. В процессе газ отдает 200 кДж теплоты, из которых 80 кДж взято из внутренней энергии. Определить показатель политропы и описать происходящий с газом процесс.

3. $Q_{1-2} = -100$ кДж, $\Delta U_{1-2} = 200$ кДж. Определить работу сжатия, конечную температуру, описать происходящий с газом процесс и C_n .

4. В политропном процессе температура газа увеличилась в 4 раза, а объем уменьшился в 3 раза. Чему равен показатель политропы? Где на P - V диаграмме расположен этот процесс? Что происходит с газом в этом процессе?

5. Показатель политропы равен 2. Объем газа увеличился в 3 раза. Как изменилось давление и температура газа? Что происходит с газом в этом процессе?

6. Показатель политропы равен 0,5. Газ сжат до $p_2 = 3p_1$. Как изменилась температура и объем газа? Что произошло с внутренней энергией газа? Какова его работа? Каково участие в процессе внешней теплоты?

7. На P - V диаграмме показать области процессов с подводом извне теплоты и с отводом ее, а так же с увеличением внутренней энергии и с уменьшением ее.

8. Показать на P - V диаграмме области процессов с отрицательной теплоемкостью.

9. 1 кг водорода и 1 кг кислорода расширяются от давления 5 до 1 ат; начальная температура обоих газов одинакова и равна 227°C. Сравнить адиабатную и изотермическую работу расширения этих газов. Определить работы газов.

10. Рассчитать изотермное и адиабатное расширение 1 кмоль разноатомных газов для следующих условий: начальное давление 10 бар, температура 227°C, конечное давление 2 бар. Теплоемкости газов принять приближенно согласно молекулярной теории теплоемкости равными для:

	Одноатомного	Двухатомного	Трехатомного
C_v , кДж/(кг·г·°С)	12,6	21,0	25,2
C_p , кДж/(кг·г·°С)	21,0	29,4	33,6

11. Смесь из 4 кг кислорода и 6 кг азота адиабатно расширяется до $V_2=2V_1$. Начальные параметры смеси: давление 10 бар, температура 127°C. Определить V_1 , V_2 , p_2 и T_2 , а также работу расширения и изменения внутренней энергии.

12. Газохранилище объемом $V = 150 \text{ м}^3$ наполнено газом. Определить массу газа в нем, если $t=25^\circ\text{C}$, $B=755 \text{ мм рт.ст.}$, $P_{\text{вак}} = 1000 \text{ Па}$, $R_g = 721 \text{ Дж/(кг·К)}$.

13. Воздух, заключенный в баллон емкостью $0,9 \text{ м}^3$, выпускают в атмосферу. Температура его в начале равна 27°C . Определить массу выпущенного воздуха, если начальное давление в баллоне составляло 93,2 бар, после выпуска – 42,2 бар, а температура воздуха снизилась до 17°C .

14. По трубопроводу протекает $10 \text{ м}^3/\text{сек}$ кислорода при температуре $t = 127^\circ\text{C}$. И давление $p = 4 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Определить массовый расход газа в секунду.

15. 1 м^3 воздуха при давлении 0,095 МПа и начальной температуре 10°C сжимается по адиабате по 0,38 МПа. Определить температуру и объем воздуха в конце сжатия и работу, затраченную на сжатие ($C_p=1005 \text{ Дж/(кг·К)}$, $R = 287 \text{ Дж/(кг·К)}$).

16. 5 кг воздуха сжаты по политропе с показателем $n = 2$ от 1 ат до 6 ат, начальная температура равна -23°C . Определить работу сжатия, конечную температуру, начальный и конечный объемы, изменение внутренней энергии и энтальпии газа и количество подведенной в процессе теплоты ($C_p=1005 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$).

17. Воздушный буфер состоит из цилиндра, плотно закрытого подвижным поршнем. Длина цилиндра 50 см, а диаметр 20 см. Параметры воздуха, находящегося в цилиндре, соответствуют параметрам окружающей среды: $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ и $t_1 = 20^{\circ}\text{C}$. Определить энергию, которую может принять воздушный буфер при адиабатном сжатии воздуха, если движущийся без трения поршень продвинется на 40 см. Найти также конечное давление и конечную температуру воздуха.

18. Воздух, имеющий температуру 15°C по трубке диаметром 8 мм, перетекает из резервуара с постоянным давлением 12 ат в другой, расположенный рядом, с постоянным давлением 8 ат. Определить скорость истечения воздуха, температуру его при переходе во второй резервуар и количество воздуха, перетекшего за 1 ч.

19. Предыдущую задачу решить с учётом коэффициента скорости $q=0,9$ и коэффициента сужения струи $a = 0,85$.

20. В камере сгорания ГТУ сгорание топлива происходит при $\alpha=5$, причём температура продуктов сгорания перед входом в турбину равна 900°C , а давление 6 ат; расширение в сопле происходит до давления 1 ат. По $I-S$ диаграмме определить скорость истечения продуктов сгорания через расширяющееся сопло и рассчитать геометрические размеры его без учёта сопротивлений; расход газа через сопло равен $0,5 \text{ кг/с}$.

21. Резервуар ёмкостью 4 м^3 содержит воздух при давлении 10 ат и 27°C ; наружное давление воздуха равно 1 ат, а температура его 18°C . Резервуар опоражнивается через вентиль с площадью сечения 100 мм^2 ; процесс истечения политропный, при $n=1,25$; коэффициент расхода $\mu=0,6$. Определить время, необходимое для достижения в резервуаре давлений: 8; 6; 4; 2; 1,5; 1,3; 1,1; 1 ат; количество воздуха, остающегося в резервуаре, и температуру его в эти момен-

ты. Через сколько времени газ в резервуаре достигнет критического состояния? Через сколько времени газ достигнет равновесия с окружающим пространством?

22. Определить термический КПД цикла Карно при температуре нагревателя 2200°C и охладителя 600°C .

23. На сколько увеличится термический КПД цикла Карно, если при постоянной температуре нагревателя, равной 2300°C , температура охладителя понизится с 250 до 150°C ?

24. Сравнить термические КПД двух циклов Карно. В одном из них теплота подводится при температуре 1800°C и отводится при 300°C , а в другом подводится при 2000°C , а отводится при 500°C .

25. В цилиндре дизеля воздух с начальными параметрами $t_1=47^{\circ}\text{C}$ и $p_1=1$ ат сжимается по политропе $n=1,36$. Сжатие идет до достижения воздухом температуры 700°C , несколько превышающей температуру самовоспламенения топлива. Определить конечное давление воздуха и необходимую степень сжатия $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$; вычислить работу сжатия.

26. Воздух, заключенный в баллон емкостью $0,9 \text{ м}^3$, выпускают в атмосферу. Температура его в начале равна 27°C . Определить массу выпущенного воздуха, если начальное давление в баллоне составляло $93,2$ бар, после выпуска – $42,2$ бар, а температура воздуха снизилась до 17°C .

27. Сосуд емкостью 90 л содержит воздух при давлении $0,8$ МПа и температуре 30°C . Определить количество теплоты, которое необходимо сообщить воздуху, чтобы повысить его давление при $V=\text{const}$ до $1,6$ МПа. Принять зависимость $c=\text{const}$.

28. В политропном процессе для 1 кг воздуха: $P_1 = 25 \text{ кг/см}^2$, $T_1 = 150\text{K}$, $P_2 = 60 \text{ кг/см}^2$, $n = 0,78$. Определить тепло, изменение внутренней энергии, работу процесса.

29. Массовый состав газовой смеси следующий: водорода H_2 – 4%, метана CH_4 – 40%, этилена C_2H_2 – 20%, углекислоты CO_2 – 12%, азота N_2 – 24%. Определить газовую постоянную, молекулярный вес, плотность, удельный объем смеси и парциальные давления компонентов. Давление смеси равно 1,5 бар температура $27^\circ C$.

30. В резервуаре емкостью 10 м^3 под давлением 1,6 бар находится газовая смесь, состоящая из 8 кг азота, 6 кг кислорода и некоторого количества углекислоты; температура смеси $27^\circ C$. Определить количество углекислоты, парциальные давления компонентов, объемный состав смеси, средний молекулярный вес и газовую постоянную.

31. Природный газ Грознефти имеет следующий объемный состав: метан CH_4 – 49,0%, этан C_2H_6 – 11,0%, пропан C_3H_8 – 17,0%, бутан C_4H_{10} – 15,0%, пентан C_5H_{12} – 4%, углекислота CO_2 – 1%, азот N_2 – 3,0%. Этот газ смешивается с воздухом в пропорции 1 кг газа на 15 кг воздуха, имеющего массовый состав: кислорода O_2 – 23,2% и азота N_2 – 76,8%. Определить молекулярный вес, газовую постоянную полученной смеси, а также плотность ее при давлении 780 мм рт. ст. и температуре $37^\circ C$.

32. Так называемый «водяной газ», получаемый в газогенераторе, имеет следующий объемный состав: водород H_2 – 50%, окись углерода CO – 37%, углекислота CO_2 – 6,8%, азот N_2 – 5,5%, кислород O_2 – 0,7%.

При сжигании в газовых горелках на 1 м^3 этого газа (при нормальных физических условиях) расходуется 4 кг воздуха. Определить состав горючей смеси, ее молекулярный вес и газовую постоянную; найти плотность и парциальные давления компонентов, если эта смесь подводится к горелкам при $t = 60^\circ C$ и манометрическом давлении 300 мм вод. ст. Атмосферное давление равно 740 мм рт. ст. «Водяной газ» получается в газогенераторах при газификации кокса с подачей в процесс водяного пара.

33. В политропном процессе для 1 кг воздуха: $P_1=50\text{ кг/см}^2$, $T_1=250^\circ C$, $V_2=0,025\text{ м}^3/\text{кг}$, $n=0,58$. Определить тепло, работу процесса и изменение внутренней энергии и энтальпии.

34. 1,5 кг воздуха сжимается политропно от $P_1 = 0,09$ МПа и $t_1 = 18^\circ\text{C}$ до $P_2 = 1$ МПа и температура при этом повышается до $t_2 = 125^\circ\text{C}$. Определить показатель политропы, конечный объем, затраченную работу и количество отведенной теплоты.

35. Масса воздуха, заключенного в жесткую оболочку, равна 8,5 кг, температура воздуха 70°C . Определить изменение энтальпии воздуха и давление в конце изохорного охлаждения, если отведенное количество теплоты составляет 300 кДж. Начальное давление равно 0,8 МПа.

36. Поршневой компрессор всасывает в минуту 3 м^3 воздуха при $t = 17^\circ\text{C}$ и барометрическом давлении $B = 100$ кПа и нагнетает его в резервуар, объем которого равен $8,5\text{ м}^3$. За сколько минут компрессор поднимет давление в резервуаре до 0,7 МПа, если температура в нем будет оставаться постоянной? Начальное давление воздуха в резервуаре составило 100 кПа при $t = 17^\circ\text{C}$.

37. Азотный компрессор поддерживает постоянное давление в 10 ат в резервуаре, из которого производится заполнение баллонов емкостью по 80 л каждый; в течение часа заполняется 300 баллонов при температуре азота 60°C , до которой газ охлаждается в резервуаре после подачи его компрессором при температуре 110°C . Азот поступает в компрессор из газгольдера при температуре -10°C и давлении 1,1 ат. Определить работу компрессора на 1 кг газа и его мощность.

38. Двухступенчатый компрессор подает азот при давлении 32 ат; начальное состояние азота в газгольдере 1,2 ат и $t_1 = 12^\circ\text{C}$. Показатель политропы в обеих ступенях компрессора равен 1,3. В холодильнике азот охлаждается до начальной температуры; степень сжатия в обеих ступенях компрессора одинакова, часовой расход азота равен 450 кг. Вода в холодильнике нагревается на 13° , а в рубашках цилиндров на 10°C . Определить:

- 1) степень сжатия в ступенях компрессора;
- 2) параметры азота перед входом в холодильник;
- 3) параметры азота после выхода из второй ступени;
- 4) работу обеих ступеней;
- 5) мощность обеих ступеней и суммарную;

б) расход охлаждающей воды в рубашках цилиндров и в холодильнике;

7) мощность одноцилиндрового компрессора одинаковой производительности;

8) экономию электроэнергии при переходе на двухступенчатое сжатие.

39. Кислородный компрессор работает непрерывно для заполнения кислородных баллонов при давлении 250 ат и температуре 20°C. Емкость баллонов 40 л; в течение часа заполняется 150 баллонов. Кислород поступает в компрессор из газгольдера постоянного давления при $p=1,1$ ат и температуре 20°C. Сжатие во всех цилиндрах компрессора идет по политропе с $n=1,2$; охлаждение во всех холодильниках ведется до начальной температуры, т.е. до 20°, а охлаждающая вода нагревается на 10°C. Рассчитать процессы в компрессоре, найти необходимое число ступеней, если предельная температура газа при сжатии не допускается выше 100°C. Для возможности непосредственного заполнения баллонов после последней ступени компрессора также установлен холодильник. Определить мощность электромотора при КПД передачи, равное 80%, и часовой расход воды. Работу компрессора представить в $P-V$ и $T-S$ диаграммах.

40. Углекислотный компрессор служит для сжатия углекислоты до 25 бар при 40°C; производительность его равна 30 м³ сжатого газа в час. Степень сжатия в одной ступени не допускается больше чем $\pi=4$. Состояние газа при всасывании определяется давлением 0,8 бар и температурой 5°C. Определить число ступеней компрессора, его мощность и расход охлаждающей воды при показателе политропы сжатия, равной 1,2. Охлаждение в холодильниках производится до начальной температуры; вода в рубашках нагревается на 11°, а в холодильниках на 14°C. Для углекислоты принять $k=1,3$, $\eta_s=0,75$.

41. Поршневой компрессор должен подавать в течение часа 100 м³ воздуха при давлении 5 бар и температуре 20°C и 20 м³ при давлении 75 бар и той же температуре. Определить число ступеней компрессора, его мощность, расход воды в холодильниках при ее нагреве на 13°; показатель политропы принять $n=1,28$; начальное состояние воздуха: давление 1 бар, температура $t=15^\circ\text{C}$.

42. Давление $m=1$ кг воздуха в процессе увеличилось в 4 раза, а температура уменьшилась в 2 раза. Начальные параметры воздуха следующие: $P_1=2$ бар, $T_1=600$ К. Определить показатель политропы, начальные и конечные параметры газа, изменение ΔU , Δi , L , Q .

43. 1 кг водорода и 1 кг кислорода расширяются от давления 5 до 1 атмосферы; начальная температура обоих газов одинакова и равна 227°C . Сравнить адиабатную и изотермную работу расширения этих газов. Определить работы газов.

44. Сосуд, емкость которого 90 л, содержит воздух при давлении 0,8 МПа и температуре 30°C . Определить количество теплоты, которое необходимо сообщить воздуху, чтобы повысить его давление при $V=\text{const}$ до 1,6 МПа. Принять $C_p=1005$ Дж/(кг·К), $\kappa=1,4$.

45. Определить значение газовых постоянных в СИ для газов: ацетилен C_2H_2 , окись углерода CO , аммиак NH_3 , озон O_3 . Атомные веса взять с округлением.

46. Чему равен молекулярный вес нижеуказанных газов, если для них известны газовые постоянные (в СИ): сероводород H_2S – 244,2, хлористый водород HCl – 228,4, окись азота NO – 276,2 кДж/(кг·град)?

47. Газовая постоянная этана C_2H_6 в СИ равна 277,6 кДж/(кг·град). Определить молекулярный вес газа, его плотность и удельный объем при нормальных физических условиях.

48. Аэростат заполнен 4000 м^3 гелия при температуре 17°C . Определить подъемную силу аэростата, если атмосферное давление равно 1,02 бар, а температура воздуха 27°C . Масса оболочки аэростата 700 кг.

49. Роторный компрессор всасывает в 1 мин $0,8 \text{ м}^3$ воздуха при давлении 0,98 бар и температуре 12°C и подает его в резервуар емкостью 15 м^3 , поднимая давление в нем до 5 кгс/см^2 по манометру, причем температура воздуха в резервуаре повышается с 12 до 43°C . Определить количество поданного в резервуар воздуха, время рабо-

ты компрессора и его часовую производительность в кубических метрах при нормальных физических условиях; до начала работы воздух в резервуаре имел параметры, одинаковые с параметрами наружного воздуха.

50. В ЖРД объемное соотношение компонентов топлива горючее – окислитель 1:3; бак, содержащий горючее, имеет объем $0,3 \text{ м}^3$. Подача топлива в камеру сгорания ЖРД осуществляется газобаллонным способом. Давление азота равно 25 атм. Определить необходимый объем баллона для азота и количество азота при начальном давлении 300 атм, если должно быть осуществлено полное опоражнивание топливных баков; начальная температура азота -20°C , к концу работы двигателя температура снижается до -10°C .

51. В баллоне емкостью 40 л заключен азот под давлением 75 бар и температурой 20°C . Пользуясь уравнениями идеального и реального газов, определить удельный объем азота и сравнить полученные результаты.

52. Для вытеснения агрессивной жидкости из объема применяется газообразный азот. Определить необходимое количество газа для освобождения емкости объемом $0,5 \text{ м}^3$. Параметры газа в конце процесса равны: $p=40 \text{ атм}$, $t=-73^\circ\text{C}$. Расчеты провести по уравнениям реального и идеального газов.

53. Используя уравнение идеального газа и уравнение Ван-дер-Ваальса, определить давление водяного пара при следующих данных:

1) $t=300^\circ\text{C}$, $v=0,263 \text{ м}^3/\text{кг}$;

2) $t=240^\circ\text{C}$, $v=0,111 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Сравнить полученные данные с табличными.

54. Резервуар объемом 8 м^3 заполнен гелием. Определить количество газа, содержащееся в резервуаре с давлением 0,5 бар и температурой -180°C . Решить задачу по уравнениям состояния идеального и реального газа.

ОТВЕТЫ

1. Процесс расположен между изобарой и изотермой; при расширении извне подводится теплота и 50% ее расходуется на работу расширения, а остальные 50% идут на нагрев газа, $n=0,6$, $C=1,436$ кДж/(кг·град).

2. Процесс расположен между изобарой и изотермой; происходит сжатие газа. Теплота от работы сжатия вместе с теплотой, взятой из внутренней энергии, отводится наружу. $n=0,733$.

3. $l=-300$ кДж, процесс сжатия расположен ниже адиабаты; теплота, полученная от работы сжатия: часть идет на повышение внутренней энергии 200 кДж, а часть 100 кДж отводится наружу, $C_n=-345,7$ кДж/(кг·град).

4. $n=2,26$, процесс расположен между адиабатой и изохорой, идет с отводом теплоты. Изменение внутренней энергии <0 .

5. Процесс располагается между адиабатой и изохорой.

6. $T_1=3T_2$, $V_1=9V_2$, $\Delta U_{1-2}=-478,6T_1$, $l_{1-2}=383T_1$. Внутренняя энергия газа уменьшилась в 3 раза, работа сжатия совершается за счет отводимого количества теплоты и за счет понижения внутренней энергии. Это справедливо для процесса $0 < n < 1$.

7. Процессы с подводом теплоты извне расположены на $P-V$ диаграмме вправо и выше адиабаты, а с отводом теплоты – влево и ниже адиабаты; процессы с увеличением внутренней энергии расположены выше и вправо от изотермы, а с уменьшением внутренней энергии – ниже и влево от изотермы.

8. Все процессы расположены между изотермой и адиабатой, так как в них, несмотря на подвод теплоты извне, внутренняя энергия уменьшается (температура падает), а при отводе теплоты внутренняя энергия увеличивается.

9. Для изотермического расширения $l_k = 209,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$,

$l_v = 3319 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; для адиабатного $l_k = 102,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, $l_v = 1907 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

10. Адиабатная работа 1 кмоль газа различается при разных атомностях. Применяя обычные формулы адиабатного процесса, получаем результаты, приведенные в таблице:

	Одноатомного	Двухатомного	Трехатомного
$T, ^\circ\text{C}, \text{K}$	261	316	366
$L, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	3011	3864	4132

11. $V_1=1,129 \text{ м}^3, V_2=2,258 \text{ м}^3, p_2=3,787 \text{ бар}, T_2=303\text{K}, l=684,6 \text{ кДж}, \Delta U=-684,6 \text{ кДж}.$

12. $m = 70,27 \text{ кг}.$

13. $m = 49,5 \text{ кг}.$

14. $G = 38,5 \frac{\text{кг}}{\text{сек}}.$

15. $T=421 \text{ K}, V = 0,37 \text{ м}^3, l = -115,4 \text{ кДж}.$

16. $L_{1-2}=521 \text{ кДж}, T_2=612,4 \text{ K}, V_1=3,54 \text{ м}^3, V_2= 1,44 \text{ м}^3, \Delta U=1300,7 \text{ кДж}, Q_{1-2} = 779,7 \text{ кДж}.$

17. $Q=2314 \text{ Дж}, T_2=285 ^\circ\text{C}, p_2= 0,95 \text{ МПа}.$

18. $T_a=256 \text{ K}, \omega_a=252 \text{ м/с}, m_s=486 \text{ кг/ч}.$

19. $\omega_{da} = 226,8 \text{ м/с}, m_s=371,8 \text{ кг/ч}.$

20. $\omega_a = 1003 \text{ м/с}.$

$f_{кр} = 706,5 \text{ мм}^2; d_{кр} = 30,0 \text{ мм}; f_a=1101 \text{ мм}^2; d_a=37,5 \text{ мм}; l = 35,8 \text{ мм}$

при $\alpha = 6^\circ.$

21. Через $\tau=479,5 \text{ с} \cong 8 \text{ мин}.$ воздух в резервуаре достигнет критического состояния и после этого на выходе из сопла давление всё время будет равно атмосферному, а в резервуаре при дальнейшем истечении будет падать от 1,894 до 1 ат. При достижении равновесия температура газа будет равна 291 К; при этом давление в резервуаре

поднимется до $1 \cdot \frac{291}{189} = 1,54 \text{ ат}.$

22. Термический КПД цикла Карно $\eta = 0,647.$

23. Термический КПД цикла Карно увеличится на $\Delta\eta = 4,67\%.$

24. В первом двигателе $\eta_1 = 0,723,$ во втором $\eta_2 = 0,66.$ Следовательно, при одинаковом температурном перепаде в двигателе для повышения термического КПД температуры источников необходимо понижать.

25. $p_2 = 67 \cdot 10^5$ Па; $\varepsilon = 22$; $L_{1-2} = -530$ кДж.

26. $m = 51,9$ кг.

27. $Q_v = 184,8$ кДж.

28. $\Delta U_{1-2} = 23,7$ кДж; $Q_{1-2} = 66,8$ кДж; $L_{1-2} = 43,1$ кДж.

29. $R = 528 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$, $\mu = 15,75$; $\rho = 0,95 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $v = 1,055 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

$p_{\text{H}_2} = 0,4724$ бар; $p_{\text{CH}_4} = 0,5905$ бар; $p_{\text{C}_2\text{H}_4} = 0,1701$ бар;

$p_{\text{CO}_2} = 0,0639$ бар; $p_{\text{N}_2} = 0,2031$ бар.

30. $m = 21,39$ кг, $R = 249,4 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$, $r_{\text{N}_2} = 0,4455$; $r_{\text{O}_2} = 0,2925$;

$r_{\text{CO}_2} = 0,262$; $\mu = 33,36$; $p_{\text{N}_2} \cdot 10 = 71280 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$; $p_{\text{O}_2} \cdot 10 = 46800 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$;

$p_{\text{CO}_2} = 1,6 \cdot 100000 - 71280 - 46800 = 41920 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$.

31. $\mu = 28,98$; $p_0 = 1,294 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $p_T = 1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $R = 286,9 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$.

32. 20,9% кислорода и 79,1% азота; $\mu = 25,73$; $R = 323 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$,

$p_0 = 1,15 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $p = 0,94 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $p_{\text{H}_2} = 93$ мм рт.ст.; $p_{\text{CO}_2} = 12,6$ мм рт.ст.;

$p_{\text{O}_2} = 121,7$ мм рт.ст.; $p_{\text{CO}} = 68,9$ мм рт.ст.; $p_{\text{N}_2} = 465,8$ мм рт.ст.;

$\sum p_i = 762$ мм рт.ст.

33.; $Q = 2,365$ МДж; $L = 1,152$ МДж; $\Delta U = 1,212$ МДж;
 $\Delta H = 1,695$ МДж.

34. $n = 1,15$; $V_2 = 0,171$ м³; $L = -307$ кДж; $Q = -192$ кДж.

35. $\Delta H = -420000$ Дж; $p_2 = 685000$ Па.

36. 17 мин.

37. $l_{\text{II}} = 203,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; $N_{\text{II}} = 13,8$ кВт.

38. 1) $\pi = 5,164$.

2) $p_1=1,2$ ат; $T_1=285$ К; $v_1=0,7196$ м³/кг; $V_1=323,8$ м³/ч.

3) $p_3=32,0$ ат; $T_3=416$ К; $V_3=17,73$ м³/ч.

4) $L_1=L_2=75870$ кДж/ч.

5) $N = 42,2$ кВт.

6) $0,8575$ м³/ч.

7) $N=52$ кВт.

8) Экономия в электроэнергии при переходе от одноступенчатого компрессора на двухступенчатый составляет около 23%.

39. $V=6$ м³/ч; $p = 250$ ат; $T= 20^\circ\text{C}$; $m_s=1932$ кг/ч; $\pi=4,25$; $m=4$; $N_s=310$ кВт; $D_x=12,56$ м³/ч.

40. $N=70,7$ кВт, $N=94,3$ кВт, $D_p=1,56$ м³/ч, $D_x=2,12$ м³/ч; всего $D_b=3,68$ м³/ч.

41. Три ступени, $N=231$ кВт, $D_b=0,26$ м³/мин.

42. $n=0,68$, $P_2=800$ кПа, $T_2=300\text{K}$, $V_1=0,86$ м³, $V_2=0,11$ м³, $\Delta U= -215400$ Дж/кг, $\Delta i= -301500$ Дж/кг, $Q= -484650$ Дж/кг, $L= -269250$ Дж/кг.

43. Адиабатная работа $l=132$ кДж, изотермическая работа $l=231$ кДж. Изотермическая работа газа больше адиабатной работы расширения в 1,75 раз.

44. $Q=180570$ Дж.

45. $R_{\text{C}_2\text{H}_2}= 319,8$ Дж/(кг·град), $R_{\text{CO}}=297$ Дж/(кг·град), $R_{\text{NH}_3}=489$ Дж/(кг·град), $R_{\text{O}_3}=173$ Дж/(кг·град).

46. Для H_2S $\mu=34,05$, для HCl $\mu=36,4$, для NO $\mu=30,1$.

47. $\mu=30$, $\rho_0=1,343$ кг/м³, $v_0=0,745$ м³/кг.

48. $P=33000\text{H}$.

49. $m_b=79,3$ кг, $t=82,9$ мин., $44,5$ м³/ч.

50. $V=0,123$ м³, $m=41,6$ кг.

51. $v=0,0111$ м³/кг.

52. $m=35,5$ кг.

53. $p_1 = 10,05$ кгс/см²; $p_2 = 20,6$ кгс/см²; табличные $p_1 = 10$ кгс/см²; $p_2 = 20$ кгс/см².

54. $m=2,02$ кг, $m = 2,07$ кг.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Кирилин, В.А.* Техническая термодинамика [Текст]/ *В.А. Кирилин, В.В. Сычев, А.Е. Щейндлин.* – М.: Энергия, 1983.– С. 215 – 220.
2. *Мухачев, Г.А.* Термодинамика и теплопередача [Текст]/ *Г.А. Мухачев, Б.К. Щукин.* – М.: Высшая школа, 1991.
3. *Новотельнов, В.Н.* Криогенные машины [Текст] / *В.Н. Новотельнов, А.Д. Суслов, В.Б. Полтараус.* – Санкт-Петербург: Политехника, 1991. – 332 с.
4. *Белозерцев, В.Н.* Расчёт двигателя Стирлинга для бортовой энергосистемы космического летательного аппарата и наземной теплоэнергетической установки [Текст]: методические указания/ *В.Н. Белозерцев.* – Самара: СГАУ, 2003. – 35 с.
5. *Уокер, Г.* Машины, работающие по циклу Стирлинга [Текст]/ *Г. Уокер.* – М.: Энергия, 1978.– 145 с.
6. *Уокер, Г.* Двигатели Стирлинга [Текст]/ *Г. Уокер* – М: Машиностроение, 1985. – 408 с.
7. *Грезин, А.К.* Микрокриогенная техника [Текст]/ *А.К Грезин, В.С. Зиновьев.* – М: Машиностроении, 1977. – 232 с.

Учебное издание

*Белозерцев Виктор Николаевич,
Бирюк Владимир Васильевич,
Прохорова Анастасия Сергеевна,
Угланов Дмитрий Александрович,
Шиманов Артем Андреевич,
Горшкалёв Алексей Александрович*

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО КУРСУ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

Практикум

Редактор И.И. Спиридоновой
Компьютерная верстка И.И. Спиридоновой

Подписано в печать 19.12.2019. Формат 60×84 1/16.

Бумага офсетная. Печ. л. 9,25.

Тираж 25 экз. Заказ . Арт. – 10(Р2П)/2019.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)
443086, САМАРА, МОСКОВСКОЕ ШОССЕ, 34.

Изд-во Самарского университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

