

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ДОНБАССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНАЯ
АКАДЕМИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к решению практических задач, лабораторным работам и домашним заданиям по дисциплине «*Термодинамика и теплотехника*»
(для студентов специальности 151)

Утверждено на заседании кафедры
«Автоматизация производственных
процессов»
Протокол №6 от 08.01.2018

Краматорск 2018

УДК 62-52

Методические указания к решению практических задач, лабораторным работам и домашним заданиям по дисциплине «Термодинамика и теплотехника» (для студентов специальности 151) / Сост.: Н.Б. Жуков, Г.Г. Габузов – Краматорск: ДГМА, 2018 – 98 с.

Содержатся методические указания к решению практических задач и примеров их решения, методические указания к лабораторным работам и домашним заданиям, а также приложения, включающие необходимый справочный материал.

Составители:

Н.Б. Жуков, ст. преп.

Г.Г. Габузов, проф.

Отв. за выпуск

А.А. Сердюк

ЧАСТЬ I

ГЛАВА I Основные параметры состояния газа

К основным параметрам состояния, поддающимся измерению простыми техническими средствами, относятся избыточное давление p , удельный объем V , и абсолютная температура T . Эти три параметра называются термическими параметрами состояния. С их помощью можно вполне определенно описать состояние тела, а также выразить все другие параметры: внутреннюю энергию U , энтальпию i , и энтропию S , которые носят название калорических параметров состояния.

Во все формулы термодинамики входит абсолютное давление, представляющее собой средний результат силового воздействия молекул газа на стенки сосуда, и равное отношению нормальной составляющей силы F к площади S , на которую действует сила, т.е. $p = F/S$.

В СИ давление измеряют в паскалях (Па):

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 10^{-6} \text{ МПа}.$$

В технических расчетах пользуются иногда внесистемными единицами давления:

$$1 \text{ бар} = 1 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 = 1,02 \text{ кгс/см}^2 = 1,02 \text{ атм}.$$

Весьма часто давление измеряют высотой столбца жидкости (например ртути или воды). В этом случае справедливо такое соотношение:

$$p = \rho * g * h \quad \text{или} \quad h = p/(\rho * g), \quad (1.1)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3 .

На уровне моря давление атмосферного воздуха равно 760 мм.рт.ст. при температуре 0°C . Величину этого давления называют физической атмосферой (атм), или нормальным давлением

$$1 \text{ атм} = 760 \text{ мм. рт. ст.} = 10333 \text{ мм. вод. ст.};$$

$$1 \text{ бар} = 750 \text{ мм.рт.ст.} = 1,02 * 10^4 \text{ мм.вод.ст.}$$

удельный объем – физическая величина, равная отношению объема вещества к его массе:

$\nu = V/m$, м³/кг, т.е. величина, обратная плотности вещества:

$$\nu = 1/\rho.$$

Во всех термодинамических расчетах используется абсолютная температура, измеряемая по шкале Кельвина. Связь между температурами по шкале Кельвина (Т, К) и Цельсия (t, °С) такова:

$$T = 273,15 + t \quad (1.2)$$

Совершенно очевидно, что единица для измерения перепада температур для обеих шкал одинакова, т.е.

$$\Delta T \text{ * } K = \Delta t \text{ } ^\circ C.$$

В теплотехнических расчетах широко применяют киломоль (кмоль) вещества, т.е. μ кг вещества, где μ - молекулярная масса.

Мольный объем определяют по формуле:

$$\mu * \nu = V/M \text{ (м}^3\text{/кмоль)}, \quad (1.3)$$

где V – объем вещества, м³; M – число молей вещества.

ГЛАВА 2 Уравнения состояния газа

Для идеального газа наиболее распространенным является уравнение Клайперона – Менделеева:

$$\rho \cdot \nu = m \cdot R \cdot T, \quad (2.1)$$

или для 1 кг газа:

$$\rho \cdot \nu = R \cdot T, \quad (2.2)$$

где P – абсолютное давление, Па; V – объем, занимаемый газом, м³;

m- масса газа, кг ; T- абсолютная температура, К; R- удельная газовая постоянная, Дж/(кг*К).

Значения газовой постоянной некоторых газов даны в приложении 1.

Кроме того, эти значения могут быть вычислены при помощи универсальной газовой постоянной $R_M = 8314$ Дж/(кмоль*К) по формуле

$$R = \frac{R_M}{\mu} = \frac{8314}{\mu} \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}, \quad (2.3)$$

где μ – молекулярная масса.

Для реального газа наиболее распространенным является уравнение Ван-дер-Ваальса

$$\left(p + \frac{a}{V^2}\right) \cdot (V - b) = RT, \quad (2.4)$$

где **a** и **b** – величины, постоянные для данного газа.

Константы **a** и **b** для уравнения Ван-дер-Ваальса определяются по критическим параметрам $t_{кр}$, C и $P_{кр}$, бар, значения которых для некоторых газов даны в приложении 1, и могут быть найдены по формулам:

$$a = 27 \cdot b^2 \cdot P_{кр} \quad \text{и} \quad b = \frac{1}{8} \cdot \frac{R \cdot T_{кр}}{P_{кр}} \quad (2.5)$$

Указания к решению задач

Для решения задач этого раздела может быть использовано уравнение идеального газа (2.2). Из уравнения следует, что так называемый коэффициент сжимаемости для любого газа $Z_{сж} = pV / (RT) = 1$. В действительности коэффициент сжимаемости является переменной величиной, принимающей в зависимости от давления и температуры значения и большие, и меньшие единицы, и только при малых давлениях он равен единице.

Любой реальный газ при давлении, близком к атмосферному, ведет себя подобно идеальному. Однако, для некоторых состояний реального газа (высокое давление или низкая температура) использование уравнения идеального газа (2.2) приводит к большим ошибкам. В этом случае, если необходимо исследовать поведение реального газа, следует использовать уравнение Ван-дер-Ваальса (2.4).

Уравнение идеального газа (2.2) и реального (2.4) газов справедливы для так называемых равновесных состояний, когда изменение температуры и давления протекает настолько медленно, что во всех точках объема газа в данный момент времени они имеют одно и то же значение. Конечная скорость протекания процесса приводит к нарушению равновесия, что в свою очередь, в вязком газе приводит к необратимым потерям (деградации энергии). Например, при расширении газа, часть работы затрачивается на преодоление сил внешнего сопротивления (давления), а часть – на кинематическую энергию завихрений и работу трения.

Константы (2.5) в уравнении Ван-дер-Ваальса зависят от критического давления $P_{кр}$ и критической температуры $T_{кр}$. При критической температуре переход из газообразного состояния в жидкое происходит без изменения каких-либо физических свойств, и поэтому в критической точке исчезают различия между жидким и газообразным состоянием. В критической точке все три корня кубического уравнения (2.4) действительны и равны между собой. При сверхкритических температурах ($T > T_{кр}$) газ не может быть превращен в жидкость путем изотермического сжатия.

Задачи

Задача 2.1 Определить значение газовых постоянных для газов: ацетилен C_2H_2 , окись углерода CO , аммиак NH_3 , озон O_3 . Атомные веса элементов взять округленные из приложения 1.

Задача 2.2 Определить плотность и удельный объем углекислоты CO_2 при давлении 9,81 бар и температуре $27^\circ C$.

Задача 2.3 В баллоне емкостью 40 л находится кислород при давлении 112 атмосфер по манометру; температура его $37^\circ C$, атмосферное давление 736 мм рт.ст. Определить массу кислорода и его плотность.

Задача 2.4 В баллоне емкостью 40 л находится азот под давлением 75 бар и температурой $20^\circ C$. Пользуясь уравнениями идеального и реального газов, определить удельный объем азота и сравнить полученные результаты

Задача 2.5 Экспериментально определены параметры углекислоты:

$P_{\text{АБС}}=10,1$ МПа, $t=258^{\circ}\text{C}$, $\nu=0,0932$ м³/кг. Зная экспериментальные значения температуры и удельного объема, определить давление по уравнению идеального газа и уравнению Ван-дер-Ваальса. Сравнить результаты расчетов.

Решение задач

2.1 Для C_2H_2 $\mu=2\cdot 12+2=26$; по уравнению (2.3)

$$R = \frac{8314}{\mu} = \frac{8314}{26} = 319.8 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{град}); \text{ Аналогично:}$$

$$\text{для } \text{CO} \quad \mu=28; \quad R=297 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{град});$$

$$\text{для } \text{NH}_3 \quad \mu=17; \quad R=289 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{град});$$

$$\text{для } \text{O}_3 \quad \mu=48; \quad R=173 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{град}).$$

2.2 Из уравнения идеального газа (2.2)

$$V = \frac{RT}{\rho} = \frac{189 \cdot (273 + 27)}{9.81 \cdot 10^5} = 0.058 \text{ м}^3/\text{кг}; \text{ и}$$

$$\rho = \frac{1}{V} = \frac{1}{0.058} = 17.3 \text{ кг}/\text{м}^3$$

2.3 Абсолютное в баллоне $P = P_{\text{атм}} + P_{\text{м}} = \rho \cdot g \cdot h \cdot 112 \cdot 10^5 = 13600 \cdot 9.81 \cdot 0.736 + 112 \cdot 10^5 = 11.4 \cdot 10^6 \text{ Н}/\text{м}^2$

Массу кислорода в баллоне определим из уравнения идеального газа (2.1)

$$m = \frac{pV}{RT} = \frac{11.4 \cdot 10^6 \cdot 4010^{-3}}{260(273 + 37)} = 5.5 \text{ кг}$$

Плотность кислорода составим

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{5.5}{4010^{-3}} = 137.5 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

2.4 По уравнению состояния идеального газа (2.2)

$$\nu = \frac{RT}{p} = \frac{297(273 + 20)}{7510^5} = 0.0116 \text{ м}^3/\text{кг}$$

По уравнению состояния реального газа (2.4)

$$(p + a/v^2) \cdot (v - b) = R \cdot T$$

Критические параметры азота находим из приложения 1

$$P_{кр} = 32,8 \text{ бар}; \quad t_{кр} = -147^\circ \text{ C} = 126 \text{ К}$$

Константы в уравнении Ван- дер –Ваальса по формулам (2.5)

$$b = \frac{1}{8} \frac{RT_{кр}}{P_{кр}} = \frac{1}{8} \frac{297 \cdot 126}{32,8 \cdot 10^5} = 0,001425 \quad \text{м}^3/\text{кг},$$

$$a = 27b^2 P_{кр} = 27 \cdot (0,001425)^2 \cdot 32,8 \cdot 10^5 = 180 \quad \text{Н} \cdot \text{м}^4/\text{кг}^2$$

Подставляя константы в уравнение Ван –дер- Вальса получим:

$$(75 \cdot 10^5 + 180/v^2) \cdot (v - 0,001425) = 297 (273 + 20) \quad \text{или}$$

$$180/v^2 - 87000/(v - 0,001425) + 75 \cdot 10^5 = 0$$

Решение уравнения относительного объема дает $v = 0,0111 \quad \text{м}^3/\text{кг}$

2.5 По уравнению идеального газа

$$p = \frac{RT}{v} = \frac{189(273 + 258)}{0,00932} = 10,8 \cdot 10^6 \quad \text{Н/м}^2 = 10,8 \text{ МПа}$$

Из таблиц приложения 1 критические параметры углекислоты

$$P_{кр} = 71,5 \text{ бар} = 7,15 \text{ МПа}; \quad T_{кр} = (273 + t_{кр}) = (273 + 31) = 304^\circ \text{ К}$$

Константы в уравнении Ван-дер-Ваальса по формуле (2.5)

$$b = \frac{1}{8} \frac{RT_{кр}}{P_{кр}} = \frac{1}{8} \frac{189 \cdot 304}{7,15 \cdot 10^6} = 0,001 \quad \text{м}^3/\text{кг},$$

$$a = 27b^2 P_{кр} = 27 \cdot (0,001)^2 \cdot 7,15 \cdot 10^6 = 193 \quad \text{Н} \cdot \text{м}^4/\text{кг}^2$$

С учетом констант по уравнению реального газа (2.4) имеем

$$\left[P + \frac{193}{(0,00932)^2} \right] \cdot (0,00932 - 0,001) = 189(273 + 258)$$

Откуда $P = 9,85 \quad \text{МПа}$

ГЛАВА 3 *Теплоемкости газов*

Теплоемкость газа зависит от процесса, который совершается над газом.

Основные обозначения теплоемкостей в процессе:

При постоянном объеме газа - C_v

При постоянном давлении газа - C_p

Зависимость между ними выражается формулой Майера

$$C_p - C_v = R ; \quad C_p/C_v = K, \quad \text{где } K \text{ – показатель адиабаты.}$$

Теплоемкость может быть отнесена:

К 1 кмоль газа μC_p и μC_v – мольные теплоемкости;

К 1 кг газа C_p и C_v – массовые теплоемкости;

К 1 м³ газа, взятому при нормальных физических условиях состояния (273°К и давлении 760 мм рт. ст.), C_p и C_v – объемные теплоемкости.

Зависимость между ними такова:

$$C_v = \frac{\mu C_v}{\mu} \text{ кДж / (кг} \cdot \text{град)} \quad C_p = \frac{\mu C_p}{\mu} \text{ кДж / (кг} \cdot \text{град)} \quad (3.3, 3.4)$$

$$C_v = \frac{\mu C_v}{22.4} \text{ кДж / (м}^3 \cdot \text{град)} \quad C_p = \frac{\mu C_p}{22.4} \text{ кДж / (м}^3 \cdot \text{град)}$$

Для мольных теплоемкостей выражение (3.1) может быть представлено через универсальную газовую постоянную μR .

$$\mu C_p - \mu C_v = \mu R = 8.314 \text{ Дж / (моль} \cdot \text{К)} \quad (3.5)$$

Теплоемкость идеального газа зависит от температуры, а реального и от давления (последняя зависимость слаба и её часто пренебрегают), поэтому в технической термодинамике различают истинную и среднюю теплоемкость.

Истинной теплоемкостью является производная от количества теплоты по его температуре:

$$c = \frac{dq}{dt}, \text{ откуда}$$

$$dq = c \cdot dt \quad (3.6)$$

Так как теплоемкость газа является функцией температуры, то истинные значения их представляют в виде интерполяционного полинома

$$c = c_0 + at + bt^2 + ct^3 + \dots, \quad (3.7)$$

а для технических расчетов по линейной зависимости

$$c = c_0 + at \quad (3.8)$$

Для средней теплоемкости в пределах температур t_1 и t_2 :

$$c_{t_1}^{t_2} = c_0 + a \frac{t_1 + t_2}{2}. \quad (3.9)$$

Для более точных расчетов используются табличные данные и расчет ведется по формуле:

$$c_{t_1}^{t_2} = \frac{q}{t_2 - t_1} = \frac{c_0^{t_2} \cdot t_2 - c_0^{t_1} \cdot t_1}{t_2 - t_1} \quad (3.10)$$

Указания к решению задач

При решении задач настоящего раздела необходимо четко различать удельную (массовую), объемную и молярную теплоемкости, а также устанавливать взаимосвязь между ними, уравнения (3.3) и (3.4).

Теплоемкость газа зависит от характера процесса. Одна и та же система в зависимости от характера процесса обладает различными теплоемкостями. Теплоемкость газа C_p в термодинамическом процессе с постоянным давлением больше, чем с постоянным объемом C_v (см. уравнение Майера). Это объясняется тем, что при подводе к газу одного и того же количества теплоты q в процессе $p=\text{const}$ часть подведенной теплоты расходуется на увеличение внутренней энергии (температуры t), а остальная часть – на совершение внешней работы (например, газ с подвижным поршнем). При постоянном объеме (газ в баллоне) внешняя работа не совершается и вся подведенная теплота q расходуется на увеличение его внутренней энергии (температуры t). При одном и том же количестве подведенной теплоты q газ при более высокой температуре будет обладать меньшей теплоемкостью, как это следует из определения теплоемкости газа (3.6).

В справочной литературе указывается теплоемкость газа C_p при постоянном давлении, которая определяется из опыта. Для определения теплоемкости C_v при постоянном объеме, которую из опыта определить очень трудно, можно воспользоваться уравнениями (3.1) или (3.2).

Определить теплоемкость газа методами термодинамики невозможно. Поэтому в инженерных расчетах используют экспериментальные данные теплоемкостей, значения которых приведены в приложениях.

Задачи

Задача 3.1 Для воздуха формула средней молярной теплоемкости дана в приложении 2. Написать для воздуха формулы μC_v , C_p , C_v и C_p . Вычислить по ним количество теплоты при охлаждении 15 кг воздуха при $p=\text{const}$ от 500 до 200 °С, а также при охлаждении в резервуаре емкостью 6 м³ от 800 до 300 °С, начальное давление в резервуаре 0,3 МПа. Для первого случая вычислить,

как изменился при охлаждении объем газа, а для второго случая – каково будет давление после охлаждения.

Ответ : $Q_p = 4780$ кДж; $Q_v = 23092$ кДж

Задача 3.2 Баллон емкостью 100 л заполнен окисью углерода под абсолютным давлением 5 МПа и температуре -25 °С; после внесения его в теплое помещение температура газа поднялась до 20 °С. определить количество теплоты, приобретенное газом и давление в баллоне после нагревания.

Ответ : $m = 6,79$ кг; $Q_v = 227,5$ кДж; $p = 5,9$ МПа

Задача 3.3 Баллон, в котором находится газ, представляет собой цилиндр длиной 4 м и диаметром 1,2 м. Абсолютное давление газа в баллоне 0,8 МПа, а начальная температура 52 °С. Вследствие разности температур азота и окружающего воздуха азот охлаждается. Определить на сколько градусов понизится температура азота через 2 часа, если 1 м² поверхности баллона теряет в окружающее пространство 12 кДж теплоты в течение 1 часа.

Ответ : $\Delta t = 15$ °С.

Задача 3.4 По формуле средней мольной теплоемкости при $p = \text{const}$ для кислорода (приложение 2) найти мгновенной теплоемкости и по ней определить показатель адиабаты кислорода при температурах 0 °С, 1000 °С, 2000 °С.

Ответ : $K_0 = 1,39$; $K_{1000} = 1,297$; $K_{2000} = 1,239$.

Решение задач

3.1 Из приложения 2 средняя мольная теплоемкость воздуха при постоянном давлении

$$\mu C_p = 29,09 + 0,00241t \text{ кДж/(кмоль град)}.$$

Среднюю мольную теплоемкость воздуха при постоянном объеме найдем с учетом универсальной газовой постоянной (3.5)

$$\mu C_v = (29,09 - 8,314) + 0,00241t = 20,776 + 0,00241t \text{ кДж/(кмоль град)}$$

С учетом этого на основании уравнений (3.3) и (3.4) следует:

$$C_p = \mu C_p / \mu = 29,09 / 29 + 0,00241t = 1,004 + 0,0000831t \text{ кДж/(кмоль град)}$$

$$C_v = \mu C_v / \mu = 20,7776 / 29 + (0,00241/29)t = 0,716 + 0,0000831t$$

кДж/(кмоль град)

$$C_p = \mu C_p / 22,4 = 29,09 / 22,4 + (0,00241 / 22,4)t = 1,298 + 0,00001075t$$

кДж / (м³ град)

$$C_v = \mu C_v / 22,4 = 20,776 / 22,4 + (0,00241 / 22,4)t = 0,927 + 0,0001075$$

кДж / (м³ град).

1) Количество теплоты, выделенное при охлаждении 15 кг воздуха от 500 до 200°С, при $p=const$ составит:

$$Q_p = 15[1.004 + 0.000832(500 + 200)] (500 + 200) = 4780 \text{ кДж.}$$

Из уравнения состояния идеального газа следует :

$$V_k / V_n = T_k / T_n = (200 + 273)/(500 + 273) = 0,612 \text{ раза.}$$

2) Из уравнения состояния идеального газа масса воздуха в резервуаре емкостью $V = 6 \text{ м}^3$ при давлении $p = 0,3 \text{ МПа}$ составит

$$m = pV / RT = 0.3 \cdot 10^6 \cdot 6 / 29 (800 + 273) = 57,8 \text{ кг}$$

и давление

$$p = mRT / V = [57.8 \cdot 29 (300 + 273)] / 6 = 0.16 \text{ МПа.}$$

Количество выделенной теплоты при охлаждении воздуха в резервуаре емкостью 6 м^3 от 800 до 300 °С

$$Q_v = 57.8[0.716 + 0.00831(800 + 300)] (800 - 300) = 23092 \text{ кДж.}$$

3.2 Средняя молярная теплоемкость окиси углерода при постоянном давлении из таблиц приложения 2

$$\mu C_p = 29,05 + 0,00282t \text{ кДж / (кмоль град).}$$

Используя универсальную газовую постоянную (3.5), получим молярную теплоемкость окиси углерода при постоянном объеме

$$\mu C_v = (29,05 - 8,314) + 0,00282t = 20,736 - 0,00282t \text{ кДж / (кмоль град)}$$

На основании уравнения (3.3) массовая теплоемкость газа составит

$$C_v = \mu C_v / \mu = 20,736 / 28 + (0,00282 / 28)t = 0,741 + 0,0001007t$$

кДж / (кмоль град)

Масса газа в баллоне

$$m = pV / RT = 5 \cdot 10^6 \cdot 0.1 / (8314/28) (273-25) = 6.79 \text{ кг}$$

количество теплоты, приобретенное газом равно произведению массы газа на теплоемкость и перепад температур

$$Q_v = 6.75[0.741 + 0.0001007(20-25)][20-(25)] = 227.5 \text{ кДж.}$$

Давление после нагрева

$$p = mRT / V = 6,79[8314/28](273 + 20) / 0,1 = 5,9 \text{ МПа}$$

3.3 Объем баллона

$$V = \pi \cdot D^2 \cdot L / 4 = \pi \cdot 1.2^2 \cdot 4 / 4 = 4.52 \text{ м}^3.$$

Поверхность баллона, через которую происходит теплообмен

$$F = \pi DL + 2 \cdot \pi D^2 / 4. = \pi \cdot 1.2 \cdot 4 + \pi \cdot 2 \cdot 1.2^2 / 4 = 17.34 \text{ м}^2.$$

Масса азота в баллоне

$$m = pV / RT = 0,8 \cdot 10^6 \cdot 4,52 / 297 (273 + 52) = 37,46 \text{ кг.}$$

Потеря теплоты через всю поверхность баллона за 2 ч равна

$$Q_v = 12 \cdot 17.34 \cdot 2 = 416 \text{ кДж.}$$

Среднюю молярную теплоемкость газа при постоянном давлении принимаем из Приложения 2

$$\mu C_p = 28,97 + 0,00257t \quad \text{кДж / (кмоль град).}$$

Используя универсальную газовую постоянную (3.5), найдем молярную теплоемкость азота при постоянном объеме

$$\mu C_v = (28,97 - 8,314) + 0,00257t = 20,656 + 0,00257t \quad \text{кДж / (кмоль град)}$$

Тогда на основании уравнения (3.3) массовая теплоемкость азота при постоянном объеме составит

$$C_v = \mu C_v / \mu = 20,256 / 28 + (0,00257 / 28)t = 0,737 + 0,0000918t$$

кДж / (кмоль град)

количество отдаваемой (знак минус) теплоты равно произведению массы азота на теплоемкость и на перепад температуры

$$- 416 = 37,46 (0,737 + 0,0000918(t + 52))(t - 52)$$

решение этого уравнения дает один удовлетворительный ответ $t = 37 \text{ }^\circ\text{C}$.

следовательно, за два часа азот охладиться на $15 \text{ }^\circ\text{C}$

3.4 Среднюю мольную теплоемкость (39) кислорода при постоянном давлении принимаем из Приложения 2:

$$\mu C_p = 29,55 + 0,00340t \quad \text{кДж / (кмоль град)}$$

Истинная теплоемкость кислорода при постоянном объеме найдем с учетом уравнения (3.5)

$$\mu C_v = (29,55 - 8,314) + 0,0068t = 21,236 + 0,0068t \quad \text{кДж / (кмоль град)}$$

Из отношения теплоемкостей (3.2) и с учетом (3.3) находим

$$\text{При } 0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad K = 1,39;$$

$$\text{При } 1000 \text{ } ^\circ\text{C} \quad K = 1,97;$$

$$\text{При } 2000 \text{ } ^\circ\text{C} \quad K = 1,239.$$

Для более высоких температур получаются нереальные цифры вследствие диссоциации кислорода на атомный кислород.

ГЛАВА 4 *Термодинамические процессы идеальных газов*

Любой произвольный термодинамический процесс изменения состояния рабочего тела, происходящий при постоянной теплоемкости, называется политропным. Уравнение политропы имеет вид

$$p \cdot V^n = \text{const}, \quad (4.1)$$

где n - показатель политропы для данного процесса величина постоянная, а для различных процессов может принимать любое значение в диапазоне от $+\infty$ до $-\infty$.

Политропный процесс является обобщающим, все другие процессы (изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный) есть частными случаями политропного процесса. Каждому частному процессу соответствует следующее значение величины показателя политропы n в уравнении (4.1):

изохорному - $n = \pm \infty$;

изобарному – $n = 0$;

изотермическому $n = 1$;

адиабатному $n = K = \text{const}$.

Адиабатный процесс не является частным случаем политропного, так как показатель адиабатности $K=C_p/C_v$ величина переменная, зависящая от температуры, а показатель политропы $n=\text{const}$. Допуская $K=\text{const}$, можно считать и адиабатный процесс частным случаем политропного.

Связь между параметрами политропного процесса такова:

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n; \quad (4.3)$$

$$T_1 V_1^{n-1} = T_2 V_2^{n-1}; \quad (4.4)$$

$$T_1^2 p_1^{1-n} = T_2^2 p_2^{1-n} \quad (4.5)$$

Теплоемкость политропного процесса C_n и показатель политропы n имеют такую связь:

$$\frac{C_m - C_p}{C_n - C_v} = n \quad (4.6)$$

Откуда теплоемкость в политропном процессе:

$$C_n = C_v \frac{n - K}{n - 1} \quad (4.7)$$

где $K = C_p / C_v$.

Работа 1 кг газа в политропном процессе определяется по формуле

$$l_n = \frac{p_1 V_1}{n - 1} = \frac{R}{n - 1} (T_1 - T_2) = \frac{RT_1}{n - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (4.8)$$

Количество теплоты, подведенное (отведенное) в политропном процессе 1 – 2, определяется по формуле

$$q_{n,1-2} = C_V \frac{K - n}{1 - n} (T_2 - T_1) \quad (4.9)$$

Изменение внутренней энергии и энтальпии в политропном процессе при $C_V = \text{const}$ и $C_P = \text{const}$ определяется по формуле:

$$\begin{aligned} \Delta U &= C_V (T_2 - T_1) \\ \Delta i &= C_P (T_2 - T_1) \end{aligned} \quad (4.10)$$

Если в уравнение (4.7) подставить значения n для частных случаев (4.2), то при $n = \pm \infty$ (изохорный процесс) получим $C = C_V$;
 $n = 0$ (изобарный процесс) получим $C = K \cdot C_V = C_P$;
 $n = 1$ (изотермический процесс) получим $C = \infty$;
 $n = K$ (адиабатный процесс) получим $C = 0$.

Значение n в любом политропном процессе может быть определено по двум точкам, логарифмируя уравнения (4.3) – (4.5)

$$n = \frac{\lg p_1 / p_2}{\lg V_2 / V_1}; \quad n - 1 = \frac{\lg T_1 / T_2}{\lg V_1 / V_2}; \quad \frac{n - 1}{n} = \frac{\lg T_2 / T_1}{\lg p_2 / p_1}. \quad (4.12)$$

Задаваясь определенными значениями показателя n , получим частные случаи политропного процесса:

а) изохорный процесс

$$n = \infty: C = C_V; \quad l = 0; \quad q = C_V (T_2 - T_1); \quad (4.13)$$

б) изобарный процесс

$$n = 0: C = C_P; \quad l = R(T_2 - T_1) = p(V_2 - V_1); \quad (4.14)$$

$$q = C_P (T_2 - T_1); \quad (4.15)$$

в) изотермический процесс

$$n = 1: C = \infty; \quad l = q = RT \cdot \ln(V_2 / V_1) = RT \cdot \ln(p_1 / p_2) \quad (4.15)$$

г) адиабатный процесс

$$n = K: C = 0; \quad l = -\Delta U = C_V (T_1 - T_2) = \frac{R}{K - 1} (T_1 - T_2) = \frac{RT_1}{K - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \quad (4.17)$$

4.1 Исследование процессов зарядки и разрядки газогидравлических аккумуляторов

В газогидравлических аккумуляторах жидкость служит лишь средством передачи энергии и они по существу являются газовыми аккумуляторами, в которых накопление энергии происходит в процессе сжатия газа (зарядка аккумулятора), а отдача накопленной энергии – в процессе расширения газа (разрядка аккумулятора).

Если процессы зарядки и разрядки аккумулятора протекают медленно, что имеет место, например, при поддержании давления в гидросистеме, компенсация утечек, при медленном движении поршня в цилиндре, то справедливо считать изотермический процесс сжатия и расширения газа.

В гидравлических прессах, термопластавтоматах, тормозных системах и других разрядка аккумулятора происходит настолько быстро, что процессы сжатия и расширения газа в аккумуляторе протекают без подвода и отвода теплоты, т.е. можно принять адиабатный процесс.

В реальных условиях работы газогидравлических аккумуляторов чаще всего изотермический и адиабатный процессы протекают одновременно, т.е. имеет место политропный процесс.

4.1.1 Изотермический процесс сжатия и расширения газа

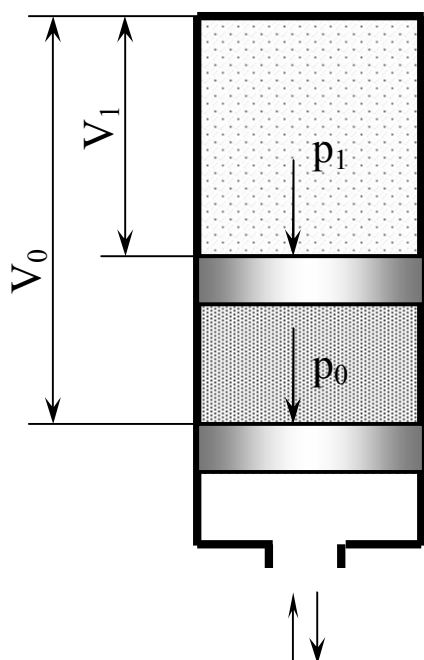


Рисунок 4.1

Расчетная схема газогидравлического аккумулятора с подвижным разделительным поршнем приведена на *Рис. 4.1*

Основными параметрами аккумулятора является конструкторский объем V_0 , который предварительно заполнен сжатым воздухом под давлением P_0 . Давление предварительной зарядки

P_0 следует рассматривать весьма важным параметром аккумулятора, от правильного выбора величины которого, как будет показано ниже, зависит максимальная величина внешней работы.

В изотермическом процессе изменение внутренней энергии и энтальпии идеального газа не происходит и вся подведенная в процессе теплота расходуется только на работу, которую на основании уравнения (4.16) с учетом обозначений, принятых на *Рис. 4.1*, можно представить в таком виде:

$$L_T = Q_T = mRT \cdot \ln \frac{P_1}{P_0} = p_0 V_0 \cdot \ln \frac{P_1}{P_0} \quad (4.18)$$

Откуда видно, что абсолютная величина внешней работы аккумулятора зависит от отношения давления p_1/p_0 . Максимальное давление p_1 в гидросистеме определяется расчетным путем и является величиной постоянной. Следовательно, искомым параметром, от которого зависит максимальная величина внешней работы, будет давление предварительной зарядки аккумулятора.

Для установления оптимального значения p_0 , при котором работа аккумулятора будет максимальной, приравняем производную dL/dP_0 нулю

$$\frac{d}{dP_0} \cdot (P_0 \ln P_1 - P_0 \ln P_0) = \ln P_1 - \ln P_0 - P_0 \cdot \frac{1}{P_0} = \ln \frac{P_1}{P_0} - 1 = 0.$$

Откуда $P_1/P_0 = e$. При этом значении отношение давлений работа аккумулятора будет максимальной, так вторая производная $\frac{d^2L}{dP_0^2} < 0$.

Задача 4.1 В качестве примера рассмотрим газогидравлический аккумулятор с конструктивным объемом $V_0=10$ л, установленный в гидросистеме, расчетное давление в которой $P_1=10$ МПа. Внешняя работа аккумулятора в зависимости от давления предварительной зарядки P_0 , рассчитанная на основании уравнения (4.18), приведена в таблице 4.1.

Таблица 4.1

P_0 МПа	2	3	3,678	4	5	6	7	8	9	10
$L_T, Дж$	32188	36119	36788	36651	34657	30649	24967	17851	9482	0

4.1.2 Адиабатный процесс сжатия и расширения газа в аккумуляторе

В адиабатном процессе внешнюю работу аккумулятора найдем на основании уравнения (4.17), которое с учетом обозначений, принятых на рисунке 4.1, представим в таком виде:

$$L_{\circ} = \frac{m \cdot R \cdot T_0}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{P_0 \cdot V_0}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (4.19)$$

Первая производная уравнения (4.19) dL_{\circ}/dP_0 после преобразований:

$$L'_{\circ} = \frac{V_0}{n-1} \left[1 - \frac{2n-1}{n} \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Приравнивая производную нулю, найдем отношение давлений, при которых внешняя работа аккумулятора будет максимальной:

$$\frac{2k-1}{k} \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 1, \text{ откуда } \frac{P_0}{P_1} = \left(\frac{k}{2k-1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.20)$$

Для двухатомных газов (воздух, азот) $k=1,4$ и $P_0/P_1=0,415$.

Задача 4.2 Для аккумулятора, рассмотренного в задаче 4.1, установить давление предварительной зарядки P_0 , при котором внешняя адиабатная работа будет максимальной. Определить эту работу и сравнить ее с максимальной изотермической работой (см. табл. 4.1)

Решение:

Давление предварительной зарядки аккумулятора (4.20)

$$P_0 = 0,415P_1 = 0,415 \cdot 10 = 4,15 \text{ МПа},$$

Подстановка которого в уравнение (4.19) дает возможность определить максимальную внешнюю работу:

$$L_o = \frac{P_0 \cdot V_0}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{4,15 \cdot 10^6 \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{1,4-1} \left[1 - \left(\frac{4,15}{10} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right] = 23052 \text{ Дж.}$$

Следовательно, в сравнении с изотермическим процессом максимальная адиабатная работа аккумулятора уменьшается в $36788/23052=1,6$ раз.

Задача 4.3 В процессе разрядки аккумулятора давление газа падает от первоначального $P_1=10$ МПа до конечного $P_0=4,15$ МПа. Определить температуру газа в конце разрядки, если первоначальная температура газа в аккумуляторе равна температуре окружающей среды $t = 27^\circ \text{C}$.

Решение:

При адиабатном расширении газа в аккумуляторе между начальными и конечными параметрами существует связь:

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (273 + 27) \left(\frac{4,15}{10} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 233 \text{ К или } t_0 = -40^\circ \text{C}.$$

Задача 4.4 В начале адиабатной зарядки аккумулятора температура газа равна температуре окружающей среды $t_0=27^\circ \text{C}$ при давлении $P_0=4,15$ МПа. Определить температуру газа в конце зарядки до рабочего давления $P_1=10$ МПа.

Решение:

$$T_1 = T_0 \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (273 + 27) \left(\frac{10}{4,15} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 385,7 \text{ К; } t_1 = 112,7^\circ \text{C}.$$

4.1.3 Политропный процесс сжатия и расширения газа в аккумуляторе.

Соотношения параметров газа в политропном процессе по форме не отличаются от полученных при анализе адиабатного процесса, так как в последнем случае принимался показатель адиабаты $\kappa = const$, поэтому в соответствии с (4.19) напомним внешнюю работу аккумулятора в политропном процессе:

$$L'_o = \frac{V_0}{n-1} \left[1 - \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (4.21)$$

отношение давлений, при котором политропная работа аккумулятора будет максимальной, на основании уравнения (4.20)

$$\frac{P_0}{P_1} = \left(\frac{n}{2n-1} \right)^{\frac{n}{n-1}}. \quad (4.22)$$

Как следует из формулы (4.22), каждому процессу расширения газа соответствует свое давление предварительной зарядки, при котором работа аккумулятора будет максимальной. Значения соотношения P_0/P_1 в зависимости от показателя политропы сведены в таблицу 4.2

Таблица 4.2

Показатели политропы расширения воздуха, n	1,1	1,2	1,3	1,4
$\frac{P_0}{P_1} = \left(\frac{n}{2n-1} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	0,384	0,397	0,407	0,415

Задача 4.5 Баллон газогидравлического аккумулятора емкостью $V_1=100$ л предварительно заполнили воздухом при температуре $t_1=27^\circ$ С и давлении $P_1= 4$ МПа. При нагнетании жидкости в аккумулятор давление воздуха повысилось до $P_2=10$ МПа, при котором измеренная термопарой температура воздуха составила $t_2= 100^\circ$ С. определить показатель

политропы, конечный объем воздуха V_2 , затраченную работу и количество отведенной теплоты.

Решение:

Показатель политропы определим на основании уравнения (4.12)

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\lg T_2 / T_1}{\lg P_2 / P_1} = \frac{\lg \frac{273+100}{273+27}}{\lg \frac{10}{4}} = 0.2377, \text{ отсюда } n = 1.3.$$

Из уравнения состояния идеального газа (2.1)

$$m = \frac{P_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 0.1}{287(273+27)} = 4.65 \text{ кг},$$

$$V_2 = \frac{mRT_2}{P_2} = \frac{4.65 \cdot 287 \cdot (273+100)}{10 \cdot 10^6} = 0.05 \text{ м}^3.$$

Затраченная работа на основании формулы (4.8)

$$L_n = l_n \cdot m = \frac{mR}{n-1} (t_2 - t_1) = \frac{4.65 \cdot 287}{1.3-1} (27-100) = -324 \text{ кДж}.$$

Для определения количества отведенной теплоты воспользуемся формулой (4.9)

$$q_n = c_v \frac{k-n}{1-n} (t_2 - t_1).$$

Принимая теплоемкость воздуха, не зависящей от температуры, можно определить:

$$c_v = c_p / k = 1004 / 1.4 = 717.14 \text{ Дж/(гк град)},$$

где из таблицы Приложения 1 $C_p=1,004 \text{ кДж/(гк град)}$.

Тогда количество теплоты составит

$$Q_n = q_n \cdot m = m c_v \frac{k-n}{1-n} (t_2 - t_1) =$$
$$4.65 \cdot 717.14 \frac{1.4-1.3}{1-1.3} (100-27) = -81.14 \quad \text{кДж.}$$

Задача 4.6 воздух в объеме $V_1=10$ л при давлении $P_1= 1$ МПа и температуре $t_1=25^\circ$ С в процессе разрядки гидродравлического аккумулятора расширяется до давления $P_2= 0,1$ МПа. Определить конечный объем воздуха V_2 , конечную температуру t_2 , внешнюю работу аккумулятора L и подводенную теплоту Q , если расширение воздуха в баллоне аккумулятора происходит: а) изотермически, б) адиабатно и в) политропно с показателем $n=1.3$.

Решение:

а) *Изотермическое расширение*

Конечный объем определим на основании закона Бойля – Мариотта

$$V = V_1 \frac{p_1}{p_2} = 0.01 \cdot \frac{1}{0.1} = 0.1 \quad \text{м}^3.$$

В изотермическом процессе температура не меняется и

$$t_1 = t_2 = 25^\circ \text{С.}$$

Внешняя работа аккумулятора равна работе, производимой газом (4.16)

$$L_{из} = l_{из} m = RT \ln \frac{p_1}{p_2} = V_1 p_1 \ln \frac{p_1}{p_2} = 1 \cdot 10^6 \cdot 0.01 \ln \frac{1}{0.1} = 23 \quad \text{кДж.}$$

Количество подводенной теплоты равно работе газа, т. к. в изотермическом процессе внутренняя энергия не меняется.

б) *Адиабатное расширение*

Конечный объем расширения определяется из уравнения адиабаты

$$V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} = 0.01 \left(\frac{1}{0.1} \right)^{\frac{1}{1.4}} = 0.0518 \quad \text{м}^3.$$

Конечная температура воздуха на основании уравнения

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 298 \left(\frac{0.1}{1} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 154.3 \quad \text{К} \quad \text{или} \quad t_2 = -118.7 \quad ^\circ \text{C}.$$

Масса газа в аккумуляторе из уравнения Клайперона – Менделеева

$$m = \frac{p_1 \cdot V_1}{RT_1} = \frac{1 \cdot 10^6 \cdot 0.01}{287 \cdot 298} = 0.117 \quad \text{кг}.$$

Внешняя работа газа по уравнению (4.17)

$$L_o = l_o m = \frac{mRT_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{0.117 \cdot 287 \cdot 298}{1.4-1} \left[1 - \left(\frac{0.1}{1} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \right] = 12 \quad \text{кДж}.$$

в) **Политропное расширение**

Конечный объем определяется из уравнения (4.3)

$$V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} = 0.01 \left(\frac{1}{0.1} \right)^{\frac{1}{1.3}} = 0.05885 \quad \text{м}^3.$$

Конечная температура по уравнению (4.5)

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 298 \left(\frac{0.1}{1} \right)^{\frac{-0.3}{1.3}} = 175.2 \quad \text{К}; \quad t_2 = -97,8 \quad ^\circ \text{C}.$$

Работа газа по уравнению (4.8)

$$L_n = l_n m = \frac{mRT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = \frac{0.117 \cdot 287 \cdot 298}{1.3-1} \left[1 - \left(\frac{0.1}{1} \right)^{\frac{1.3-1}{1.3}} \right] = 13.75 \text{ кДж}$$

Подведенная теплота (см. задачу 4.5)

$$Q_n = q_n \cdot m = m c_v \frac{k-n}{1-n} (T_2 - T_1) = 0.117 \cdot 717.14 \frac{1.4-1.3}{1-1.3} (175-298) = 3.4 \text{ кДж.}$$

ГЛАВА 5 Сжатие газа в компрессоре

(идеальный компрессор)

Основной целью термодинамического расчета компрессора является определение затраченной работы и, как следует, определение мощности приводного двигателя. Схема поршневого компрессора и его теоретическая идеальная диаграмма приведены на рисунке 5.1.

При изотермическом процессе работа, затраченная на сжатие газа за один рабочий цикл, графически изображается пл. 01230. полная работа для получения газа равна

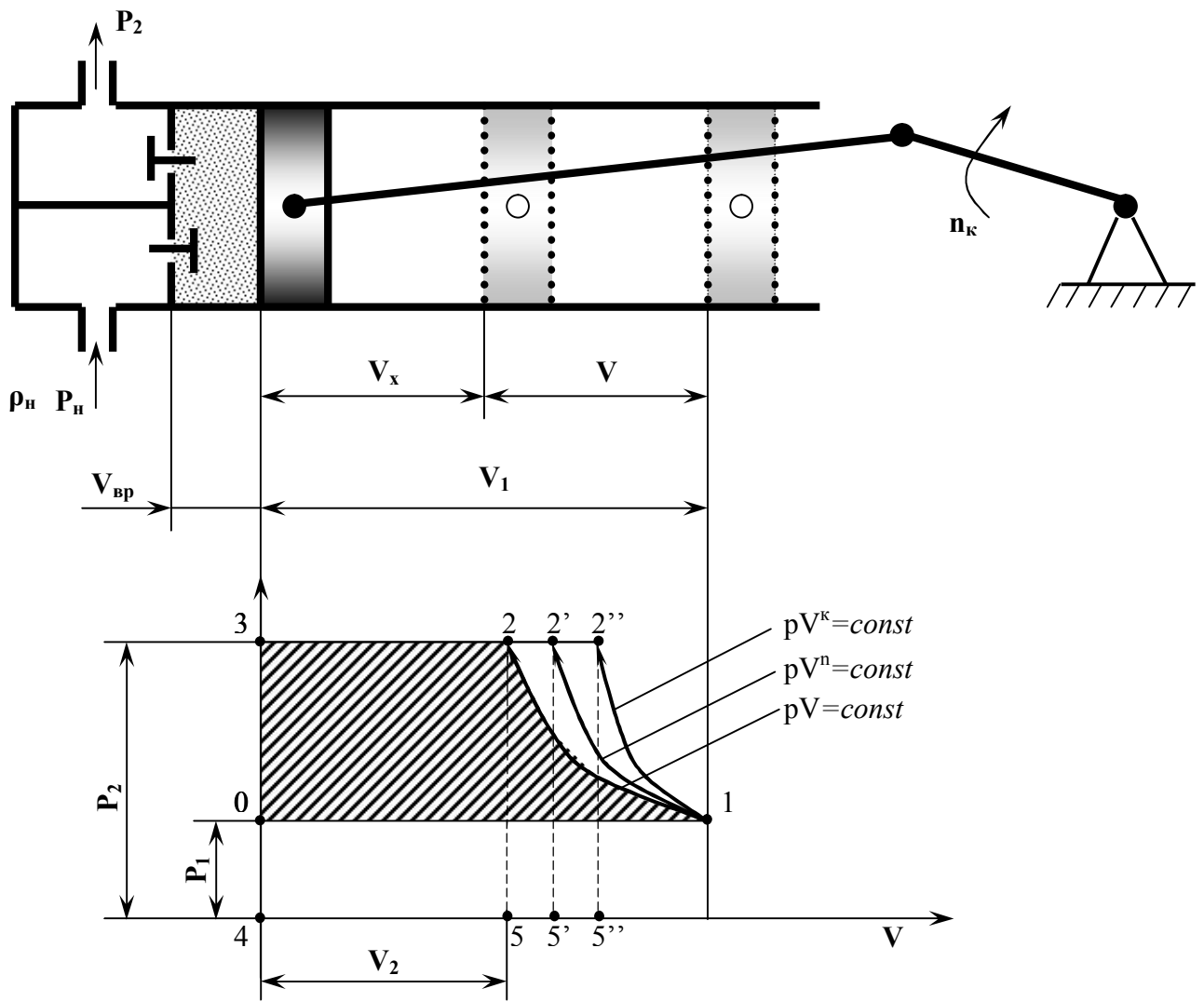
$$L_T = \text{пл. 4325} + \text{пл. 5216} - \text{пл. 4016}.$$

Пл. 4325 = $p_2 V_2$ графически изображает работу нагнетания;

Пл. 4016 = $P_1 V_1$ – работу всасывания;

$$\text{Пл. 5216} = \int_{V_1}^{V_2} p dV \text{ - работу сжатия.}$$

При изотермическом процессе сжатия (пл. 5216) работа определяется пл. $5216 = L_T = p_1 V_1 \ln(p_2/p_1)$.



Статья I. Рисунок 5.1

Учитывая, что при изотермическом процессе $p_2V_2 = p_1V_1$, находим

$$L_T = -p_2V_2 - p_1V_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} + p_1V_1 = -p_1V_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}, \text{ Дж} \quad (5.1)$$

Работа на привод компрессора равна работе изотермического сжатия (5.1)

При адиабатном сжатии работа на привод компрессора

$$L_\phi = \frac{K}{K-1} \cdot p_1V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \quad (5.2)$$

Для компрессора с политропным сжатием:

$$L_n = \frac{n}{n-1} \cdot p_1V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (5.3)$$

Работа на привод компрессора затрачивается, потому L отрицательна.
Температура в конце сжатия находится из уравнений:

при адиабатном процессе:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (5.4)$$

при политропном процессе:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (5.5)$$

5.1 Теоретическое исследование подачи реального компрессора.

Основная задача термодинамического исследования реального компрессора заключается в установлении зависимости подачи от степени сжатия газа в компрессоре. В идеальном компрессоре принималось равновесное протекание процессов, отсутствие трения, всасывание и нагнетание газа осуществляется при постоянных давлениях p_1 и p_2 , массовая подача постоянная и не зависит от давления нагнетания p_2 , поршень подходит к крышке цилиндра вплотную (нет вредного пространства).

В реальном компрессоре имеется вредное пространство, равное объему $V_{\text{вр}}$ между крышкой цилиндра и поршнем в его крайнем положении (см. рис. 5.1), составляющее (4...10) % полного объема цилиндра V_1 . Вредное пространство уменьшает подачу компрессора.

Подача компрессора определяется количеством воздуха, всасываемого из атмосферы. Процесс всасывания сопровождается пренебрежимо малым падением температуры и давления и течение газа во всасывающую камеру можно принять изотермическим. При изотермическом процессе $\rho_1 = \rho_H (p_1 / p_H)$, где ρ_1 и p_1 – плотность и давление воздуха во всасывающей камере компрессора (на выходе всасывающего клапана); ρ_H и p_H – плотность и давление наружного воздуха.

Масса воздуха всасываемого компрессором за единицу времени:

$$m = \rho_H (p_1 / p_H) V_1 z n_k / 60, \text{ кг/с}, \quad (5.6)$$

где V_1 – объем полости цилиндра в конце хода поршня; z – число поршней; n_k – число оборотов коленчатого вала (об/мин). Зависимость (5.6) не учитывает влияние на подачу реального компрессора давления нагнетания p_2 и вредного объема $V_{вр}$.

Обычно влияние вредного пространства на подачу компрессора оценивают так называемым объемным коэффициентом полезного действия, представляющим собой отношение $\mu_{об} = V_H / V_1$, где V_H – объем газа, всасываемого из атмосферы. Но такая оценка не раскрывает физической сущности процесса и затрудняет анализ работы компрессора в режиме изменяющегося рабочего давления. В этой связи рассмотрим более подробно влияние вредного пространства на подачу компрессора.

В конце подачи поршень цилиндра занимает крайнее левое положение и во вредном объеме $V_{вр}$ остается газ под давлением нагнетания p_2 (см рис. 5.1). при выдвигении поршня (процесс всасывания) газ расширяется от давления p_2 до давления всасывания p_1 , которому соответствует некоторый объем цилиндра V_x . Следовательно, на участке движения поршня всасывание газа из атмосферы не происходит. В зависимости от режима работы компрессора и степени охлаждения и расширение газа от p_2 до p_1 может быть изотермическим, адиабатным, политропным.

При изотермическом расширении газа

$$p_2 V_{вр} = p_1 (V_{вр} + V_x).$$

Из рисунка следует:

$$V_x = V_1 - (p_2/p_1 - 1) V_{вр} \quad (5.7)$$

Откуда можно определить объемный КПД компрессора в зависимости от степени сжатия p_2 / p_1 :

$$\eta_{об(т)} = \frac{V}{V_1} = 1 - \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right) \frac{V_{вр}}{V_1} \quad (5.8)$$

Далее. Поскольку массовый расход всасываемого и нагнетаемого газа одинаков, то с учетом вредного пространства в формулу (5.6) вместо V_1 следует подставить V из уравнения (5.7), тогда

$$m_T = \frac{\rho_H \cdot p_1}{60 \cdot p_H} \left[V_1 - \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right) V_{BP} \right] z n_k, \text{ кг/с.} \quad (5.9)$$

Как следует из уравнений (5.7...5.9) при $V_{BP} = 0$ (идеальный компрессор) подача 5.9 не зависит от давления нагнетания компрессора и $\eta_{OB} = 1$. В реальном компрессоре с увеличением V_{BP} подача уменьшается до нуля. С увеличением степени сжатия p_2 / p_1 подача падает и при некотором значении, вытекающем из уравнения 5.9 становится равной нулю. Отметим, что остаточную энергию газа во вредном пространстве $p_2 V_{BP}$ не следует рассматривать как потерю энергии в компрессоре, так как при последующем расширении газа от p_2 до p_1 на поршень цилиндра будет действовать сила, направленная в противоположную сторону силам, преодолеваемым двигателем компрессора. Поэтому η_{OB} (5.8) характеризует уменьшение подачи компрессора, а не потерю энергии.

Для адиабатного процесса расширения газа от p_2 до p_1 уравнения (5.8) и (5.9) принимают вид:

$$\eta_{OB} = 1 - \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right] \frac{V_{BP}}{V_1} \quad (5.10)$$

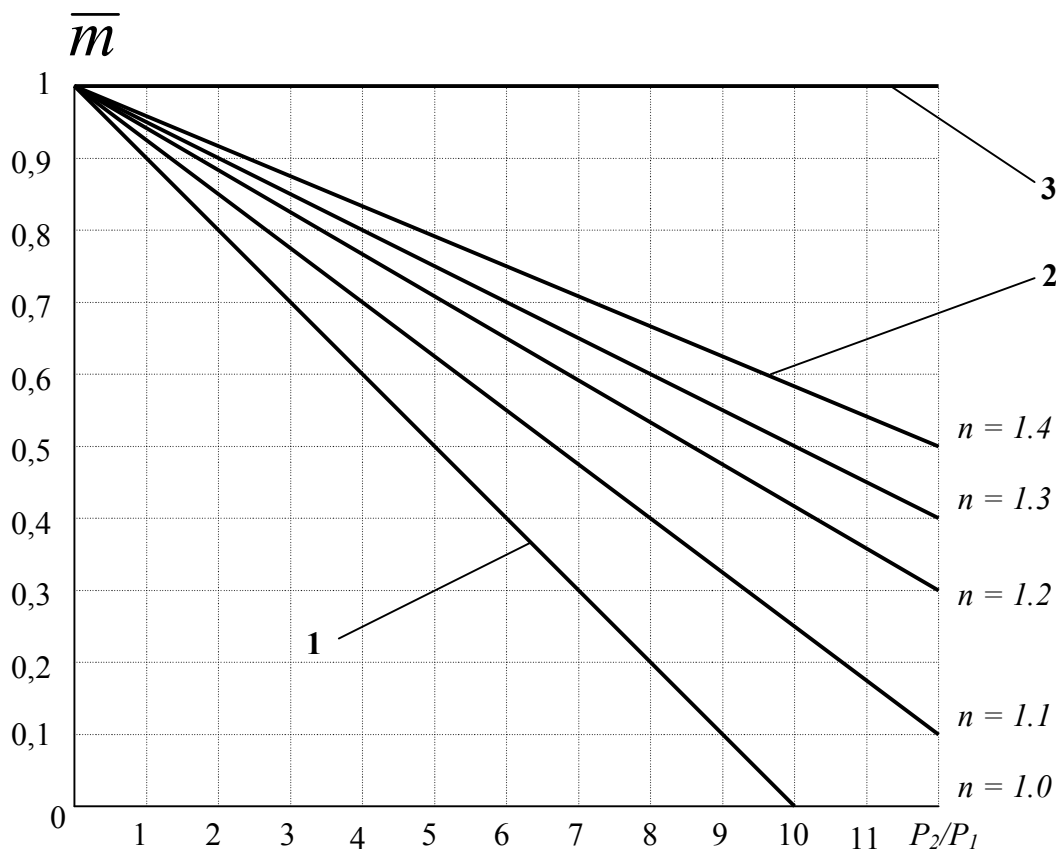
$$\text{и } m_q = \frac{\rho_H p_1}{60 p_H} \left[V_1 - \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right\} V_{BP} \right] z n_k, \quad (5.11)$$

а для политропного процесса:

$$\eta_{OB(n)} = 1 - \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \frac{V_{BP}}{V_1} \quad (5.12)$$

$$m_n = \frac{\rho_H p_1}{60 \cdot p_H} \cdot \left[V_1 - \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right\} \cdot V_{ep} \right] \cdot Z \cdot n_K \quad (5.13)$$

На рисунке 5.2 в относительных переменных построены зависимости подачи компрессора при изотермическом (прямая 1) и адиабатном (прямая 2) процессах расширения газа от p_2 до p_1 . При построении зависимостей приняты уравнения (5.9) и (5.11). За определяющую принята подача идеального компрессора (5.6).



Статья II. Рисунок 5.2 – Зависимость подачи компрессора от степени сжатия:

1 – при изотермическом;

2 – при адиабатном процессах расширения газа во всасывающей камере;

Вредное пространство взято равным $V_{ep}/V_1 = 0,1$.

Как можно видеть из зависимости подача компрессора зависит не только от рабочего давления p_2 , но и от термодинамического процесса расширения газа в момент всасывания от p_2 до p_1 . Наименьшая подача наблюдается при изотермическом процессе, а наибольшая – при адиабатном. Например, при степени сжатия газа $p_2 / p_1 = 8$, весьма характерной для заводских и цеховых компрессорных станций, адиабатная подача (прямая 2) превышает изотермическую подачу (прямая 1) более чем в два раза. В действительности адиабатный или изотермический процесс достичь невозможно, и расчет

компрессорной станции следует вести при политропном процессе. Прямые с показателем политропы $n = 1,3$; $n = 1,2$; $n = 1,1$ располагаются между изотермической и адиабатной подачами.

Таким образом, в результате исследования процесса всасывания компрессора установлена зависимость подачи от степени сжатия компрессора. При изотермическом и адиабатном процессах подачу компрессора можно установить теоретически по формулам (5.9) и (5.10), а для политропного процесса такая зависимость может быть установлена только экспериментально.

Задача 5.1 Компрессор модели ВВ – 0,7/8, диаметр поршня которого $D = 112$ мм, ход поршня $h = 92$ мм, число поршней $z = 2$, число оборотов коленчатого вала $n_K = 720$ об/мин, всасывает воздух из атмосферы при температуре $t_H = 0^\circ \text{C}$ и давлении $p_H = 0,1$ МПа и сжимает его до давления $p_2 = 0,9$ МПа. Определить теоретическую мощность компрессора при изотермическом, адиабатном и политропном ($n = 1,3$) сжатии. Найти также параметры сжатого воздуха. Компрессор предполагается идеальным.

Решение:

Объем цилиндра компрессора

$$V_1 = \frac{\pi D^2}{4} h = \frac{\pi \cdot 0,112^2}{4} \cdot 0,092 = 9,064 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Массовая подача компрессора по уравнению (5.6):

$$m_s = \rho_H \left(\frac{p_1}{p_H} \right) V_1 z n_K / 60 = 1,293 \cdot 9,064 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot \frac{720}{60} = 0,028 \text{ кг/с} = 100,8 \text{ кг/час},$$

где, пренебрегая потерями давления во всасывающей линии идеального компрессора, можно принять $p_1 = p_H$; ρ_H – плотность наружного воздуха при $t=0^\circ \text{C}$ ($\rho_H = 1,293 \text{ кг/м}^3$).

Объемная подача компрессора составит

$$V_s = m_s / \rho_H = 0,028 / 1,293 = 0,0216 \text{ м}^3/\text{с} = 78 \text{ м}^3/\text{час}.$$

а) **Изотермический процесс:**

работа по сжатию 1 кг воздуха составит

$$l_T = RT \ln \frac{p_2}{p_1} = 287 \cdot 273 \ln \frac{0,9}{0,1} = 172,15 \text{ кДж/кг};$$

мощность компрессора в изотермическом режиме равна:

$$N_T = p_1 V_s \ln \frac{p_2}{p_1} = 1 \cdot 10^5 \cdot 0.0216 \ln \frac{0.9}{0.1} = 4.8 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 4,8 \text{ кВт};$$

или

$$N_T = l_T m_s = 172.15 \cdot 0.028 = 4.8 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 4,89 \text{ кВт};$$

в течение часа компрессор нагнетает $78/9 = 8,66 \text{ м}^3$ воздуха под давлением 0.9 МПа и температуре 0°С .

б) Адиабатный процесс :

на сжатие 1 кг воздуха расходуется энергия

$$l_o = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1.4}{1-1.4} 287 \cdot 273 \left[\left(\frac{0.9}{0.1} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right] = 239.52 \text{ кДж/кг};$$

мощность в адиабатном процессе

$$N_o = \frac{k}{k-1} p_1 V_s \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1.4}{1.4-1} \cdot 10^5 \cdot 0.0216 \left[\left(\frac{0.9}{0.1} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right] = 6.7 \text{ кВт}$$

или

$$N_o = l_o m_s = 239.52 \cdot 10^3 \cdot 0.028 = 6.7 \text{ кВт};$$

конечная температура воздуха

$$T_2 = T_{1()} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 273 \left(\frac{0.9}{0.1} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 511 \text{ К или } t_2 = 238^\circ \text{С}.$$

Часовой объем подаваемого воздуха при 0,9 МПа:

$$V_2 = V_s \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} = 78 \left(\frac{0.9}{0.1} \right)^{\frac{1}{1.4}} = 16.2 \text{ м}^3/\text{ час}.$$

в) Политропный процесс

на сжатие 1 кг воздуха расходуется энергия

$$l_o = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1.3}{1-1.3} 287 \cdot 273 \left[\left(\frac{0.9}{0.1} \right)^{\frac{1.3-1}{1.3}} - 1 \right] = 224 \text{ кДж/кг};$$

мощность компрессора в политропном процессе

$$N_o = \frac{n}{n-1} p_1 V_s \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1.3}{1.3-1} \cdot 10^5 \cdot 0.0216 \left[\left(\frac{0.9}{0.1} \right)^{\frac{1.3-1}{1.3}} - 1 \right] = 6.2 \text{ кВт};$$

или $N_n = l_n m_s = 224 \cdot 0.028 = 6.2 \text{ кВт};$

конечная температура воздуха

$$T_2 = T_{1()} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 273 \left(\frac{0.9}{0.1} \right)^{\frac{1.3-1}{1.3}} = 453 \text{ К или } t_2 = 180^\circ \text{ С};$$

часовой объем подаваемого воздуха при 0,9 МПа

$$V_2 = V_s \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} = 78 \left(\frac{0.9}{0.1} \right)^{\frac{1}{1.3}} = 14.4 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Задача 5.2 Компрессор (см. задачу 5.1), диаметр поршня которого $D = 112 \text{ мм}$, ход поршня $h = 92 \text{ мм}$, число поршней $z = 2$, число оборотов коленчатого вала $n_k = 720 \text{ об/мин}$ всасывает воздух из атмосферы при температуре $t_H = 0^\circ \text{ С}$ и давлении $p_H = 0,1 \text{ МПа}$ и сжимает его до давления 0.9 МПа . Определить подачу и объемный КПД компрессора при изотермическом, адиабатном и политропном ($n = 1/3$) расширении газа, оставшегося во вредном объеме V_{BP} в конце нагнетания поршня, если вредное пространство $V_{BP}/V_1 = 0.1$.

Решение:

Объем цилиндра компрессора

$$V_1 = \frac{\pi D^2}{4} h = \frac{\pi \cdot 0.112^2}{4} \cdot 0.092 = 9.064 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

Массовая подача компрессора по уравнению (5.6):

$$m_s = \rho_H \left(\frac{p_1}{p_H} \right) V_1 z n_k / 60 = 1.293 \cdot 9.064 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot \frac{720}{60} = 0.028 \text{ кг/с} = 100,8 \text{ кг/час},$$

где принято $p_1 = p_H$, $\rho_H = 1,293 \text{ кг/м}^3$

Объемная подача компрессора составит

$$V_s = m_s / \rho_H = 0.028 / 1.293 = 0.0216 \text{ м}^3/\text{с} = 78 \text{ м}^3/\text{час}.$$

а) *Изотермический процесс* :

Объемный КПД (5.10)

$$\eta_{OB} = 1 - \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right) - 1 \right] \frac{V_{BP}}{V_1} = 1 - \left(\frac{0,9}{0,1} - 1 \right) 0,1 = 0,2;$$

Массовая подача компрессора (5.9) при $p_1 = p_H$

$$m_T = \frac{\rho_H}{60} V_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right) V_{BP} / V_1 \right] z n_k =$$

$$\frac{1.293}{60} \cdot 9.06 \cdot 10^{-4} \left[1 - \left(\frac{0.9}{0.1} - 1 \right) 0.1 \right] 2 \cdot 720 = 5.6 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с} = 20,24 \text{ кг/час}$$

Объемная подача компрессора составит

$$V_T = m_T / \rho_H = 5,62 \cdot 10^{-3} / 1.293 = 4,35 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 15,65 \text{ м}^3/\text{час}.$$

б) Адиабатный процесс :

Объемный КПД (5.10)

$$\eta_{OB(\theta)} = 1 - \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \frac{V_{BP}}{V_1} = 1 - \left[\left(\frac{0,9}{0,1} \right)^{\frac{1}{1,4}} - 1 \right] 0,1 = 0,62;$$

Массовая подача компрессора (5.11) при $p_1 = p_H$

$$m_q = \frac{\rho_H}{60} V_1 \left[1 - \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right\} V_{BP} / V_1 \right] z n_k =$$

$$\frac{1.293}{60} \cdot 9.064 \cdot 10^{-4} \left[1 - \left\{ \left(\frac{0.9}{0.1} \right)^{\frac{1}{1.4}} - 1 \right\} 0.1 \right] 2 \cdot 270 = 1.74 \cdot 10^{-2} \text{ кг/с} = 62,64 \text{ кг/час};$$

Объемная подача компрессора

$$V_q = m_q / \rho_H = 1.74 \cdot 10^{-2} / 1.293 = 1.35 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с} = 48,45 \text{ м}^3/\text{час}.$$

в) Политропный процесс (n = 1.3) :

Объемный КПД (5.12)

$$\eta_{OB(\theta)} = 1 - \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \frac{V_{BP}}{V_1} = 1 - \left[\left(\frac{0,9}{0,1} \right)^{\frac{1}{1,3}} - 1 \right] 0,1 = 0,558;$$

Массовая подача компрессора (5.11) при $p_1 = p_H$

$$m_n = \frac{\rho_H}{60} V_1 \left[1 - \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right\} V_{BP} / V_1 \right] z n_k =$$

$$\frac{1.293}{60} \cdot 9.064 \cdot 10^{-4} \left[1 - \left\{ \left(\frac{0.9}{0.1} \right)^{\frac{1}{1.3}} - 1 \right\} 0.1 \right] 2 \cdot 270 = 1.57 \cdot 10^{-2} \text{ кг/с} = 56.5 \text{ кг/час};$$

Объемная подача компрессора

$$V_n = m_n / \rho_H = 1.57 \cdot 10^{-2} / 1.293 = 1.2 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3 / \text{с} = 43,7 \text{ м}^3 / \text{час}.$$

5.2 ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА В РЕЖИМЕ ЗАПОЛНЕНИЯ БАЛЛОНОВ СЖАТЫМ ГАЗОМ

При заполнении баллонов сжатым газом (газогидравлические аккумуляторы, ресиверы, заправочные станции и т. п.) с увеличением давления подача компрессора непрерывно уменьшается. Полученные зависимости подачи компрессора (5.9), (5.11) и (5.13) позволяют на стадии проектирования компрессорных станций определить время, необходимое для заполнения баллонов, количество газа в баллонах и выбрать наиболее рациональный режим работы компрессорной станции.

При установлении теоретических зависимостей сделаем следующие допущения:

- ✓ емкость баллонов V_B достаточно велика и при медленном их заполнении и хорошей теплоотдаче через стенки процесс сжатия газа в баллонах предполагается изотермическим;
- ✓ потери давления на коротких участках трубопроводов, соединяющих баллоны с компрессором, пренебрежимо малы и, давление в баллонах можно принять равным давлению компрессора;
- ✓ изменение объема нагнетательной камеры в процессе работы компрессора пренебрегаем;
- ✓ при небольшом перепаде давлений во всасывающей линии компрессора можно принять $p_1 = p_H$.

С учетом принятых допущений масса газа, поступающего в баллоны за время dt при изотермическом сжатии в компрессоре (5.9) составит

$$dm = \frac{\rho_H}{60} \left[V_1 - \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right) V_{BP} \right] z n_K dt \quad (5.14)$$

Количество газа в баллонах до подачи компрессора получим из характеристического уравнения

$$m_1 = \frac{p_1 \cdot V_B}{RT} .$$

после подачи компрессора количество газа в баллонах стало m и произошло повышение давления от p_1 до p_2

$$m = \frac{p_2 \cdot V_B}{RT}$$

Из двух последних уравнений следует

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{m}{m_1} = \frac{m}{\rho_H \cdot V_B}, \quad (5.15)$$

Подстановка которого в уравнение (5.14) после разделения переменных дает

$$\frac{dm}{V_1 - \left(\frac{m}{\rho_H \cdot V_B} - 1 \right) \cdot V_{BP}} = \frac{\rho_H p_1 n_K z}{60 p_H} d\tau. \quad (5.16)$$

После интегрирования получим:

$$m = \frac{\rho_H V_B V_1}{V_{BP}} \left[\frac{V_{BP}}{V_1} + \left(1 - \ell^{\frac{-V_{BP} \cdot n_K z \tau}{60 V_B}} \right) \right] \quad (5.17)$$

или

$$\bar{m} = \frac{m}{\rho_H V_B} = 1 + \frac{V_1}{V_{BP}} \left(1 - \ell^{\frac{-V_{BP} \cdot n_K z \tau}{60 V_B}} \right) \quad (5.18)$$

Постоянную интегрирования уравнения (5.16) определяем из начальных условий $m = \rho_H V_B$ при $\tau = 0$

Как следует из уравнений 5.17 и 5.18 при $\tau \rightarrow \infty$ количество газа в баллонах стремиться к конечному значению

$$m = \rho_H V_B \left(\frac{V_1}{V_{BP}} + 1 \right) \quad (5.19)$$

или

$$\bar{m} = 1 + \frac{V_1}{V_{BP}} \quad (5.20)$$

Весьма важным в уравнении (5.18) является то, что оно, как следует из соотношения (2.15), позволяет единой кривой описать количество газа и давление в баллонах в зависимости от времени подачи компрессора ($\bar{m} = \bar{p}$, где $\bar{p} = \frac{p_2}{p_1}$).

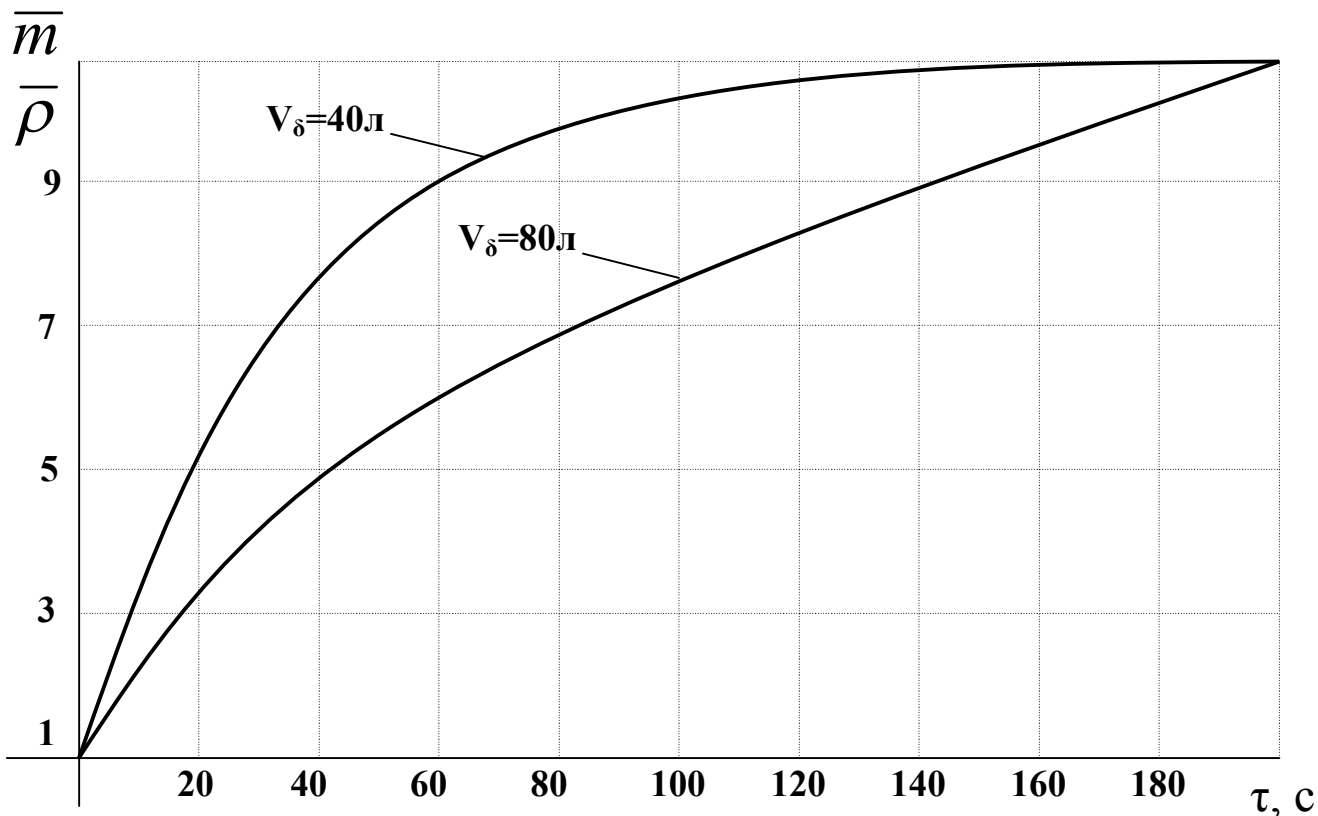
В качестве примера на рисунке 5.3 построена зависимость (5.18) количества газа в баллонах \bar{m} и давления \bar{p} от времени подачи компрессора τ при двух значениях емкости баллонов $V_B = 40$ л и $V_B = 80$ л. Как следует из рисунка, в начальный период зарядки количество газа и давление в баллонах быстро увеличиваются, а затем в течение длительного периода работы компрессора их значения асимптотически приближаются к конечной величине, вытекающей из уравнения (5.20). например, в баллонах $V_B = 40$ л за время зарядки в течение $\tau = 60$ с количество газа и давление увеличиваются в 9 раз, а их предельное значение $\bar{m} = \bar{p} = 11$ может быть достигнуто при $\tau \rightarrow \infty$.

Энергия газа в баллонах при заданной степени сжатия получим на основании уравнений (5.1), (5.15) и (5.18)

$$L = V_B p_1 \bar{p} \ln \bar{p} \quad (5.21)$$

или

$$\bar{L} = \frac{L}{V_B p_1} = \bar{p} \ln \bar{p} \quad (5.22)$$



Коэффициент полезного действия компрессорной станции определим как отношение

$$\eta = \frac{L}{L_{эл}} \quad (5.23)$$

где $L_{эл}$ - расход электроэнергии, определяемый экспериментально.

Полученные зависимости относятся к изотермическому процессу сжатия газа в баллонах. Аналогичным образом может быть решена задача в случае адиабатного процесса. Однако во многих случаях процесс зарядки баллонов протекает при политропном сжатии. Уравнение политропного процесса имеет вид $pV^n = const$ и зависимость между параметрами газа следующая:

$$\begin{aligned} p_1 V_1^n &= p_2 V_2^n \\ T_1 V_1^n &= T_2 V_2^n \\ T_1^n p_1^{1-n} &= T_2^n p_2^{1-n} \end{aligned} \quad (5.24)$$

При зарядке баллонов объем газа не изменяется и уравнения (5.24) принимают вид

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{m_2}{m_1} \right)^n$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{m_2}{m_1}\right)^{n-1}$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)} \quad (5.25).$$

Замеряя давление и температуру газа в баллонах через определенный промежуток времени, на основании уравнений (5.25) можно построить экспериментальную зависимость количество газа и давление в баллонах от времени подачи компрессора. Кроме того, по результатам измерений через определенный промежуток времени $\Delta\tau$ изменения давления и температуры газа в баллонах можно установить показатель политропы процесса сжатия газа.

Задача 5.3 Компрессор, характеристика которого приведена в задаче 5.1, заполняет баллоны сжатым воздухом. Определить количество воздуха и давление в случае заполнения баллонов $V_B = 40$ л и в случае $-V_B = 80$ л после работы компрессора в течении 60 с и в течении 120 с. Вредное пространство компрессора принять $V_{BP}/V_1 = 0,1$. температура наружного воздуха $t_H = 0^\circ \text{C}$ и давление $p_H = 0,1$ МПа ($p_1 = p_H$ и $\rho_H = 1,293 \text{ кг/м}^3$).

Решение:

а) Баллоны $V_B = 40$ л

После работы компрессора в течении 60 с количество воздуха в баллонах на основании уравнения (5.17) составит

$$m = \rho_H V_B \left[1 + \frac{V_1}{V_{BP}} \left(1 - e^{-\frac{V_{BP} \cdot n_K \cdot z \tau}{60 V_B}} \right) \right] =$$

$$1,293 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \left[1 + 10 \left(1 - e^{-\frac{0,19,064 \cdot 10^{-4} \cdot 720 \cdot 2 \cdot 120}{60 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}} \right) \right] = 0,549 \text{ кг};$$

Давление в баллонах (5.15)

$$p_2 = p_1 \frac{m}{\rho_H V_B} = 0,1 \frac{0,568}{1,293 \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 1,06 \text{ МПа};$$

после работы компрессора в течение 120 с

$$m = 1,293 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \left[1 + 101 + 10 \left(1 - e^{-\frac{0,19,064 \cdot 10^{-4} \cdot 720 \cdot 2 \cdot 120}{60 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}} \right) \right] = 0,568 \text{ кг};$$

и давление в баллонах

$$p_2 = p_1 \frac{m}{\rho_H V_B} = 0,1 \frac{0,568}{1,293 \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 1,1 \text{ МПа}.$$

б) Баллоны $V_B = 80$ л

После работы компрессора в течение 60 с

$$m = \rho_H V_B \left[1 + \frac{V_1}{V_{BP}} \left(1 - e^{-\frac{V_{BP} \cdot n_K \cdot z \tau}{60 V_B}} \right) \right] =$$

$$1,293 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \left[1 + 101 + 10 \left(1 - e^{-\frac{0,19,064 \cdot 10^{-4} \cdot 720 \cdot 2 \cdot 120}{60 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}} \right) \right] = 0,935 \text{ кг};$$

давление в баллонах

$$p_2 = p_1 \frac{m}{\rho_H V_B} = 0,1 \frac{0,935}{1,293 \cdot 80 \cdot 10^{-3}} = 0,9 \text{ МПа}.$$

после работы компрессора в течении 120 с

$$m = 1,293 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \left[1 + 101 + 10 \left(1 - e^{-\frac{0,19,064 \cdot 10^{-4} \cdot 720 \cdot 2 \cdot 120}{60 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}} \right) \right] = 1,1 \text{ кг}$$

и давление в баллонах

$$p_2 = p_1 \frac{m}{\rho_H V_B} = 0,1 \frac{1,1}{1,293 \cdot 80 \cdot 10^{-3}} = 1,06 \text{ МПа}.$$

ГЛАВА 6 ИСТЕЧЕНИЕ ГАЗОВ

Основными уравнениями истечения газа через отверстия и насадки (сопла) являются скорость истечения (м/с)

$$\omega = \sqrt{2 \frac{K}{K-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]}, \quad (6.1)$$

или

$$\omega = \sqrt{2 \frac{K}{K-1} T_1 R_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]}, \quad (6.2)$$

и массовый расход газа (кг/с)

$$m = A_{\min} \sqrt{2 \frac{K}{K-1} \frac{p_1}{\nu_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]}, \quad (6.3)$$

где p_1 – давление на входе сопла; p_2 – давление на выходе сопла; ν_1 – удельный объем газа на входе сопла; A_{\min} – площадь выходного отверстия сопла.

Массовый расход (6.3) зависит от отношения давлений p_2/p_1 , при котором расход (6.3) будет иметь максимальное значение, называется критическим

$$\beta_{KP} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{KP}}{p_1} = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (6.4)$$

Для двухатомных газов при $K=1.4$ критическое отношение давлений равно $\beta_{KP} = 0,528$. (6.5)

Зависимость $m = f\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$ построена на рисунке 6.1. В соответствии с уравнением (6.3) график этой зависимости имеет вид a-b-d. Однако, в действительности расход газа изменяется по графику a-b-c. Пунктирная ветвь b-d не реализуется и не имеет физического смысла. Такое расхождение теории с действительностью можно объяснить следующим образом.

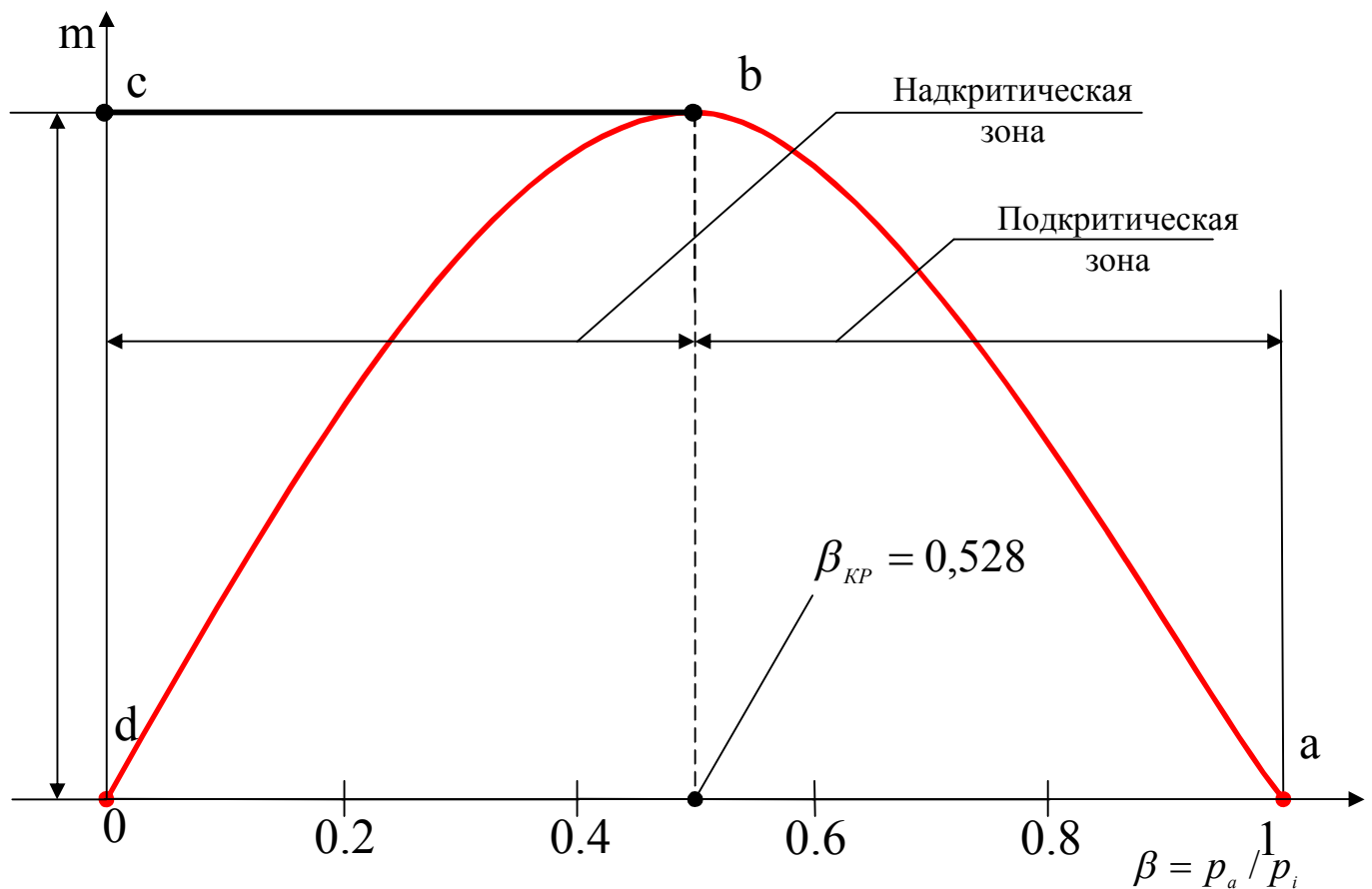


Рисунок 6.1

До тех пор, пока скорость истечения ω будет меньше местной скорости распространения звука в данной среде, уменьшение внешнего давления p_2 передается во внутрь сопла. Но как только скорость газа достигает скорости звука, никакое уменьшение давления окружающей среды не передается внутрь выходящей струи (оно будет сноситься скоростью истекающей струи, равной скорости звука во внешней среде). Явление, при котором расход не меняется, оставаясь критическим, несмотря на то, что изменяется противодействие, принято называть «запиранием» потока (сопла) или «кризисом» течения.

Максимальную (критическую) скорость найдем подстановкой отношения (6.4) в уравнение (6.1).

$$\omega = \omega_{KP} = \sqrt{2 \frac{K}{K-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K-1} \frac{K-1}{K}} \right]} = \sqrt{2 \frac{K}{K+1} p_1 v_1} = \sqrt{2 \frac{K}{K+1} RT_1}, \quad (6.6)$$

Покажем, что критическая скорость истечения (6.6) из суживающегося сопла равна местной скорости звука a (при параметрах p_{KP} , v_{KP}). Из соотношения (6.4) следует

$$p_1 = p_{KP} \left(\frac{K+1}{K} \right)^{\frac{K}{K-1}}.$$

Из уравнения адиабатного процесса можно записать

$$v_1 = v_{KP} \left(\frac{p_{KP}}{p_1} \right)^{\frac{1}{K}}.$$

Исключая из двух последних уравнений p_1 , находим

$$v_1 = v_{KP} \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{1}{K-1}}.$$

Выразив $v_1 p_1$ через $p_{KP} v_{KP}$, получим

$$p_1 v_1 = p_{KP} \left(\frac{K+1}{2} \right)^{\frac{K}{K-1}} \cdot v_{KP} \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{1}{K-1}} = \frac{K+1}{2} p_{KP} v_{KP}.$$

Подстановка значения $p_1 v_1$ в уравнение (6.6) дает

$$\omega_{KP} = \sqrt{2 \frac{K}{K+1} \cdot \frac{K+1}{K} p_{KP} v_{KP}} = \sqrt{K p_{KP} v_{KP}}. \quad (6.7)$$

Из физики известно (уравнение Лапласа) скорость звука в соде с параметрами p, v

$$a = \sqrt{kp v} \quad \text{или} \quad a = \sqrt{\kappa RT}$$

Сравнивая два последних уравнения, устанавливаем, что критическая скорость истечения через сужающееся сопло ω_{KP} равна местной скорости распространения звука a .

Максимальный расход газа через минимальное сечение A_{\min} сужающегося сопла получим подстановкой (6.4) в уравнение (6.3)

$$\begin{aligned}
 m &= A_{\min} \sqrt{\frac{2K}{K-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K-2}{K-1}} - \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K-1} \frac{K+1}{K}} \right]} = \\
 &= A_{\min} \sqrt{\frac{2K}{K-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{2}{K-1}} \left[1 - \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K+1}{K-1} \frac{2}{K-1}} \right]} = \\
 &= A_{\min} \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{1}{K-1}} \sqrt{\frac{2}{K-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left(1 - \frac{2}{K+1} \right)}; \\
 m_{\max} &= A_{\min} \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{1}{K-1}} \sqrt{\frac{2K}{K+1} \cdot \frac{p_1}{v_1}} = A_{\min} \sqrt{\frac{2K}{K+1} \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{2}{K-1}} \cdot \frac{p_1}{v_1}}. \quad (6.8)
 \end{aligned}$$

Как следует из уравнения (6.8), максимальный расход газа через сужающееся сопло определяется начальными параметрами газа (p_1, v_1), площадью выходного сечения A_{\min} , природой газа (показатель адиабаты K) и совершенно не зависит от противодавления p_2 той среды, куда истекает газ. В этом кроется существенное различие между истечением газов и капельных (несжимаемых) жидкостей.

Явление истечения газа в среду с заданным противодавлением будет происходить иначе, если к узкой части сопла присоединить расширяющуюся (диффузорную) часть. В этом случае скорость газа, достигнув своего критического значения в узкой части при дальнейшем расширении газа в диффузорной части сопла, может стать сверхзвуковой. Такие комбинированные сопла называют соплами Лаваля по имени шведского инженера Лаваля, впервые применившего их в качестве сопел для паровых турбин.

Расчет расширяющегося сопла (рис. 6.2) при заданном секундном массовом расходе сводится к определению критического сечения диаметров $d_{\text{кр}}$ и d_a , а также длины диффузорной части сопла L .

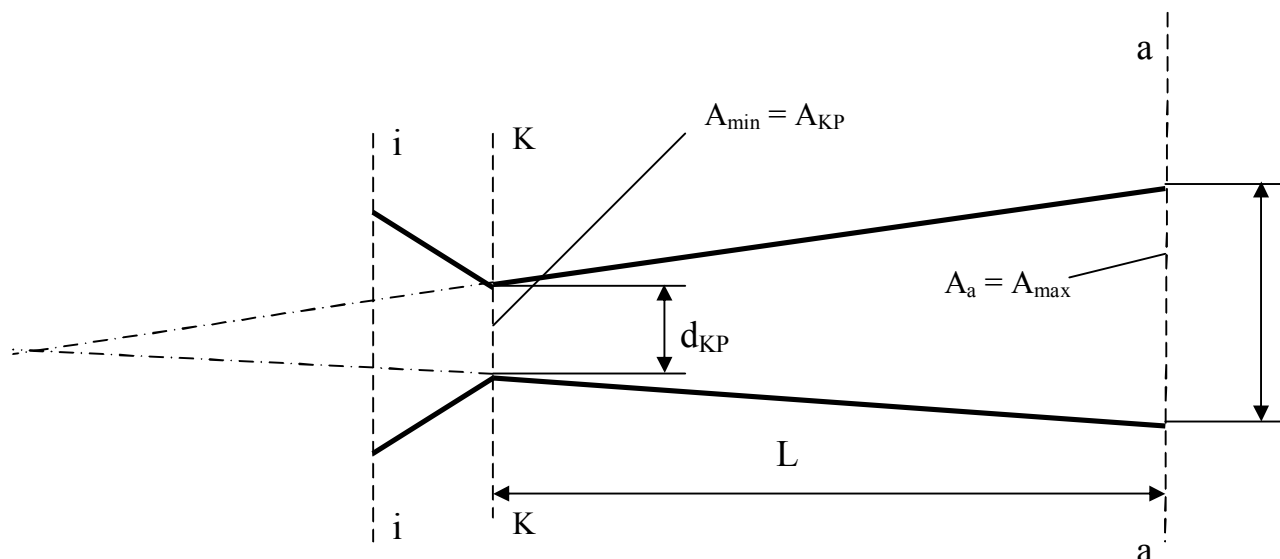


Рисунок 6.2

Формула для расчета критического сечения имеет вид

$$A_{KP} = \frac{m_{\max} v_{KP}}{\varpi_{KP}} \quad (6.9)$$

Длина расширяющейся части сопла определяется по формуле

$$L = \frac{d_a - d_{KP}}{2 \operatorname{tg} \alpha} \quad (6.10)$$

Зависимости, приведенные в настоящем разделе, справедливы для идеального газа, лишённого внутреннего трения и в случае полной адиабатности процесса, т. е. Отсутствия притока или оттока теплоты. На самом деле явление движения газа в сопле не измеримо сложнее.

При расчетах с учетом сопротивления протеканию газа действительная скорость истечения будет меньше расчетной вследствие трения о стенки сопла, что, аналогично капельной жидкости, учитывается коэффициентом скорости φ ; кроме того, сечение струи на выходе может быть меньше сечения выходного отверстия, что учитывается коэффициентом сужения струи ε . Исходя из этого, действительный объемный расход газа ($\text{м}^3/\text{с}$) может быть найден по формуле

$$V_s = \varphi \varepsilon \varpi_a A_a = \mu \varpi_a A_a, \quad \text{м}^3/\text{с}. \quad (6.11)$$

ГЛАВА 7

ДОМАШНИЕ ЗАДАНИЯ

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

В домашних заданиях приведены задачи по наиболее важным разделам термодинамики, требующих приобретения навыков в практических расчетах систем пневмопривода и пневмоавтоматики.

К каждому заданию прилагается таблица, включающая 30 цифровых вариантов параметров. Ответы на эти задания не даются, так как предполагается, что студент приобретает достаточно знаний по решению задач при проработке соответствующих разделов настоящих методических указаний.

Все задачи удобно решать с помощью ЭВМ.

При решении задачи делается ряд допущений и принимаются коэффициенты, которые могут быть уточнены в процессе выполнения лабораторных работ.

ЗАДАНИЕ 1 ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

Транспортная тележка массой m_T движется со скоростью v_T и в конце хода тормозится пневматическим буфером, представляющим собой цилиндр длиной $L_{Ц}$ с подвижным поршнем диаметром D (рисунок 7.1). Параметры воздуха в цилиндре до начала торможения P_1 и t_1 .

1) Определить какую кинетическую энергию $E_K = \frac{m_T v_T^2}{2}$ тележки может принять буфер при адиабатном сжатии воздуха, если поршень цилиндра продвинется на ход L_x . Определить также давление и температуру воздуха в цилиндре в конце пути торможения тележки.

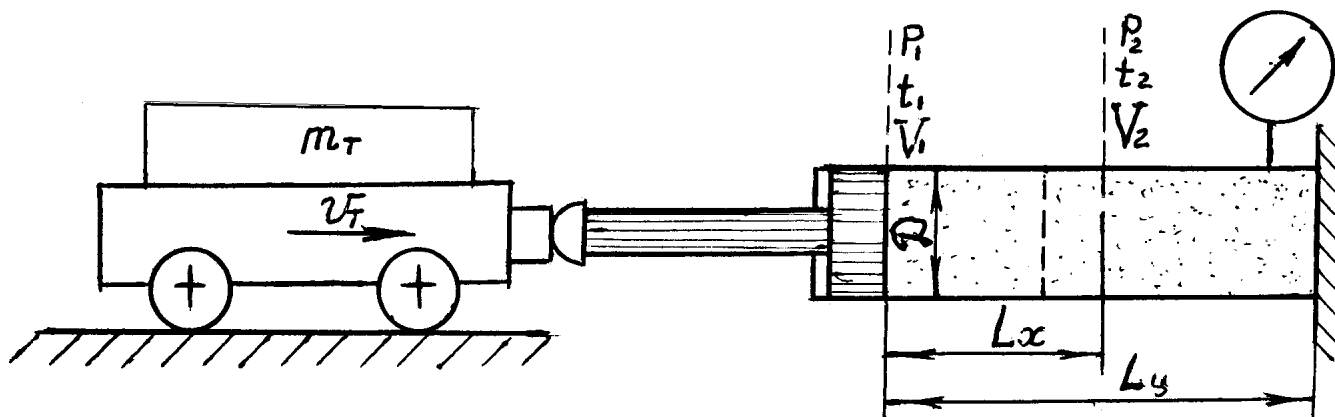


Рисунок 7.1

2) Решить обратную задачу: по заданной кинетической энергии $E_K = \frac{m_T v_T^2}{2}$

определить путь торможения тележки L_x , давление и температуру в конце пути торможения тележки.

Таблица к заданию 1

№ п.п.	$L_{Ц},$ мм	$D,$ мм	$P_1,$ МПа	$t_1,$ °C	$L_x,$ мм	$\frac{m_T v_T^2}{2},$ Дж
1	1200	110	0,1	0	800	
2	1100	120	0,1	5	750	
3	1000	100	0,1	10	700	
4	900	110	0,1	15	650	
5	800	100	0,1	20	600	
6	700	150	0,1	25	550	
7	600	200	0,1	30	500	
8	500	250	0,1	35	400	
9	1000	220	0,1	40	700	
10	900	210	0,1	45	500	

11	800	200	0,1	50	450	
12	700	110	0,1	55	400	
13	600	10	0,1	60	300	
14	500	250	0,1	65	250	
15	1000	300	0,1	70	800	
16	900	400	0,1	75	700	
17	800	250	0,1	80	650	
18	700	240	0,1	85	450	
19	600	220	0,1	90	350	
20	1100	200	0,1	95	800	
21	1000	280	0,1	100	700	
22	900	260	0,1	105	650	
23	800	250	0,1	110	600	
24	1200	200	0,1	115	500	
25	1100	120	0,1	120	700	
26	1100	100	0,1	125	800	
27	1000	80	0,1	130	900	
28	900	90	0,1	135	500	
29	800	100	0,1	140	450	
30	700	120	0,1	145	400	

Пример решения:

1)

Исходные

данные:

$$L_{Ц} = 500 \text{ мм}; \quad D = 200 \text{ мм}; \quad P_1 = 0,1 \text{ МПа}; \quad t_1 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad L_x = 400 \text{ мм}.$$

Начальный объем воздуха в цилиндре (до торможения тележки)

$$V_1 = \frac{\pi D^2}{4} L_{\text{ц}} = \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \cdot 0,5 = 0,0157 \text{ м}^3.$$

Конечный объем воздуха (в конце торможения тележки)

$$V_2 = \frac{\pi D^2}{4} (L_{\text{ц}} - L_x) = \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \cdot (0,5 - 0,4) = 0,00314 \text{ м}^3.$$

На адиабатное сжатие воздуха в цилиндре будет затрачена работа

$$L = \frac{P_1 V_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \right] = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,0157}{1,4-1} \left[1 - \left(\frac{0,0157}{0,00314} \right)^{1,4-1} \right] = -3547 \text{ Дж}$$

Знак минус указывает на то, что работа сжатия ($dV < 0$) отрицательна.

Работа, совершаемая атмосферным давлением, действующим на наружную поверхность поршня, составит

$$P_1 (V_2 - V_1) = 0,1 \cdot 10^6 \cdot (0,00314 - 0,0157) = -1256 \text{ Дж}.$$

Таким образом, аккумулялированная в воздушном буфере работа равна:

$$3547 - 1256 = 2291 \text{ Дж}.$$

Температура и давление в конце процесса торможения из соотношения параметров адиабатного процесса:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = (273 + 20) \left(\frac{0,0157}{0,00314} \right)^{0,4} = 557,8 \text{ К} = 284,8 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = 0,1 \left(\frac{0,0157}{0,00314} \right)^{1,4} = 0,952 \text{ МПа}.$$

2) Практический интерес представляет установление длины пути торможения тележки L_x в зависимости от ее массы m_T и скорости движения

$$v_T, \text{ то есть от ее кинетической энергии } E_K = \frac{m_T v_T^2}{2}.$$

В процессе торможения кинетическая энергия тележки затрачивается на адиабатное сжатие воздуха в цилиндре и на работу для преодоления

атмосферного давления. Уравнение баланса энергий может быть представлено в таком виде:

$$\frac{P_1 V_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \right] = \frac{m_T v_T^2}{2} + P_1 (V_2 - V_1),$$

или в безразмерной форме:

$$\frac{m_T v_T^2 / 2}{P_1 V_1} = -\frac{1}{k-1} \left[\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} - 1 \right] + \left(\frac{V_2}{V_1} - 1 \right),$$

Результаты решения этого уравнения сведены в таблицу

\bar{V}	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
\bar{E}	0	0,298	0,713	1,103	1,459	1,768	2,087	2,386	2,632	2,879	3,115

в которой обозначены $\bar{V} = V_1 / V_2$ и $\bar{E} = m_T v_T^2 / (2P_1 V_1)$.

Для определения пути торможения необходимо знать кинетическую энергию

тележки. Если принять $E_K = \frac{m_T v_T^2}{2} = 2291$ Дж, то тогда можно

определить

$$\bar{E} = \frac{m_T v_T^2 / 2}{P_1 V_1} = \frac{2291}{0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,0157} = 1,459.$$

Из таблицы для $\bar{E} = 1,459$ находим $\bar{V} = V_1 / V_2 = 5$ и $V_2 = 0,00314 \text{ м}^3$.

После этого легко можно установить:

$$L_x = 400 \text{ мм}; \quad t_2 = 284,8 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ и } P_2 = 0,952 \text{ МПа.}$$

При расчете буферного устройства принимался адиабатный процесс сжатия воздуха в цилиндре, исключаящий теплообмен с окружающей средой.

В случае длительного торможения тележки может происходить политропное сжатие с частичным отводом теплоты в окружающую среду и показатель

политропы может быть определен на основании лабораторных исследований, например путем измерения манометром давления в конце пути торможения тележки. По измеренному давлению $P_2 = 0,952$ МПа на основании уравнения (4.12) находим показатель политропы:

$$n = \frac{\ln(P_1 / P_2)}{\ln(V_2 / V_1)} = \frac{\ln(0,1 / 0,952)}{\ln(0,00316 / 0,0157)} = 1,4;$$

$$\text{или } n - 1 = \frac{\ln(T_2 / T_1)}{\ln(V_1 / V_2)} = \frac{\ln\left(\frac{273 + 284,8}{273 + 20}\right)}{\ln 5} = 0,4; \quad n = 1,4$$

$$\text{или } \frac{n - 1}{n} = \frac{\ln(T_2 / T_1)}{\ln(P_2 / P_1)} = \frac{\ln\left(\frac{273 + 284,8}{273 + 20}\right)}{\ln(0,951 / 0,1)} = 0,2858; \quad n = 1,4$$

Если в приведенные уравнения подставить термические параметры состояния газа P, T и V , измеренные опытным путем в процессе проведения лабораторных исследований, то они могут отличаться от расчетной величины $n = 1,4$. Расхождения показателя политропы могут быть использованы при анализе работы буферного устройства.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 1

“ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА”

Цель работы: исследовать влияния скорости и массы подвижных элементов на выбор показателя политропы при расчете пневматического амортизатора. Определить рассеивание энергии в амортизаторе.

Пневматические амортизаторы (буферы) предназначены для частичного или полного поглощения кинетической энергии, накапливаемой массами деталей механизма при их движении, во избежания преждевременного износа и поломки,

которые могут возникнуть во время остановки механизма или при реверсировании его хода.

Пневматические амортизаторы могут работать с замкнутым количеством воздуха на принципе его сжатия и последующего затем расширения. В таких амортизаторах воздух играет роль пружины, причем запас кинетической энергии, накопленный механизмом во время его движения, переходит в запас потенциальной энергии, приобретаемой воздухом в процессе сжатия.

Работа сжатия, как известно, определяется уравнением

$$L_{CЖ} = E_{CЖ} = -\frac{1}{n-1}(p_1V_1 - p_2V_2)$$

где n – показатель политропы; p_1 и p_2 – давления начала и конца сжатия; V_1 и V_2 – полные объемы, занимаемые воздухом в начале и конце сжатия.

Причем знак минус в уравнении показывает на то, что работа совершается внешними силами.

Кинетическая энергия, накапливаемая массами механизма, равна:

$$E_K = \frac{m_{\Gamma} v_{\Gamma}^2}{2},$$

где m_{Γ} – масса падающего груза, v_{Γ} – скорость груза в начале его торможения (в конце падения).

Работа атмосферного давления, действующего на внешнюю поверхность поршня, составляет

$$L_{AT} = -p_1(V_2 - V_1).$$

При вертикальном движении груза амортизатор дополнительно воспринимает потенциальную энергию

$$E_n = -\frac{m_{\Gamma} g}{S_{\Pi}}(V_2 - V_1),$$

где S_{Π} – площадь поршня ($S_{\Pi} = \pi D^2 / 4$); g – ускорение силы тяжести.

Из условия сохранения энергии можно записать

$$-\frac{1}{n-1}(p_1V_1 - p_2V_2) = \frac{m_{\Gamma}v_{\Gamma}^2}{2} - p_1(V_2 - V_1) - \frac{m_{\Gamma}g}{S_{\Pi}}(V_2 - V_1). \quad (a)$$

Откуда найдем показатель политропы

$$n = 1 + \frac{p_2V_2 - p_1V_1}{\frac{m_{\Gamma}v_{\Gamma}^2}{2} + (p_1 + \frac{m_{\Gamma}g}{S_{\Pi}})(V_1 - V_2)}. \quad (б)$$

Точность расчета различных пневматических устройств, в том числе амортизаторов, во многом зависит от правильности выбора показателя политропы. Обычно значение показателя политропы принимают по аналогии с другими одноступенчатыми устройствами.

Теплоемкость всякого реального процесса при сжатии газа является переменной (смотри Главу 3) и, следовательно, переменным будет показатель политропы. Однако для инженерных расчетов показатель политропы принимают постоянным для всего процесса или на некотором участке. Если предположить, что на некотором участке рабочей диаграммы $(p - v) n = const$, то можно приближенно определить показатель политропы по одной из формул:

$$n = \frac{\ln(p_2 / p_1)}{\ln(V_1 / V_2)}; \quad n - 1 = \frac{\ln(T_2 / T_1)}{\ln(V_1 / V_2)}; \quad \frac{n-1}{n} = \frac{\ln(T_2 / T_1)}{\ln(p_1 / p_2)}.$$

Предельное давление при сжатии воздуха в амортизационных устройствах определяется теми верхними предельными температурами, которые можно допустить без опасения чрезмерного нагрева и вспышки смазки, наносимой на его поверхность для предотвращения коррозии и уменьшения трения. Температура вспышки обычных сортов смазок лежит в пределах 160..180 °С, что и следует считать верхним температурным пределом сжатия

$$B_{\Pi P} = \frac{p_{2\Pi P}}{p_1} = \left(\frac{T_{2\Pi P}}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}},$$

где $P_{2ПР}$ - предельное конечное давление. Предполагая наиболее неблагоприятные условия сжатия газа по адиабатному процессу, для которого $n = k = 1,4$, и принимая среднюю температуру производственного помещения $+20^0$ С, а температуру вспышки смазки $+160^0$ С, получим

$$B_{ПР} = \left(\frac{273 + 160}{273 + 20} \right)^{3,5} \approx 3,8.$$

Таким образом, теоретическим пределом сжатия следует считать увеличение давления округленно в 4 раза.

ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА

Как следует из уравнения (б), показатель политропы амортизатора зависит от кинетической энергии подвижных элементов механизма $E_K = m_{Г} v_{Г}^2 / 2$, одна и та же величина которой может быть достигнута при различной массе $m_{Г}$ и различной скорости ее движения $v_{Г}$. Для установления влияния скорости движения поршня амортизатора на выбор показателя политропы необходимо создать лабораторную установку, позволяющую при одной и той же погашаемой кинетической энергии фиксировать давление и температуру воздуха в амортизаторе, а так же путь торможения в зависимости от скорости движения его поршня. Схема установки рассматривается на рисунке 7.2.

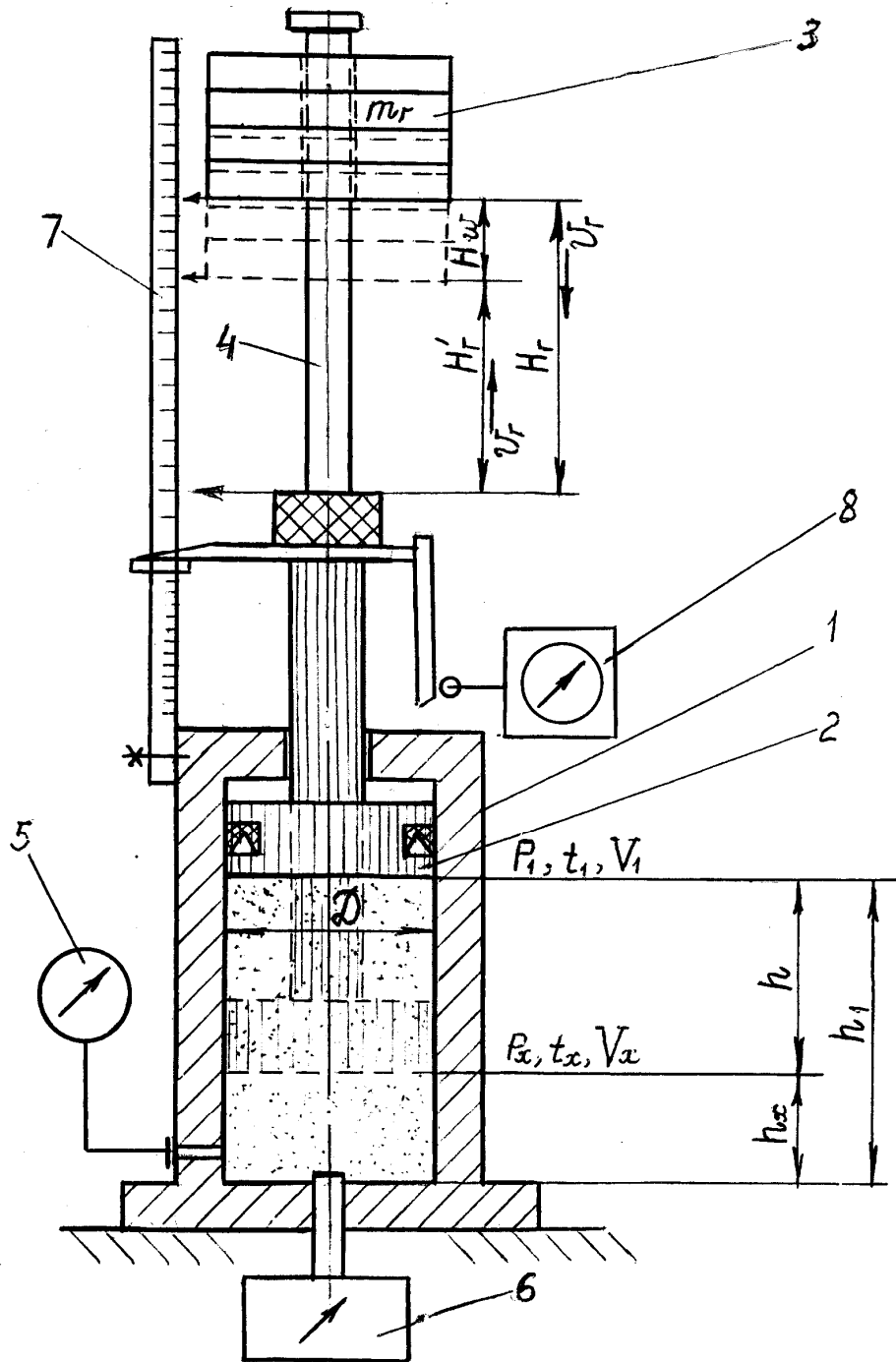


Рисунок 7.2 - Схема лабораторной установки для исследования термодинамических процессов пневматического амортизатора

Установка содержит пневматический амортизатор 1, под поршнем 2, которого заключен атмосферный воздух, подвергающийся попеременному расширению и сжатию. Кинетическая энергия, поглощаемая амортизатором, создается падающим грузом 3, свободно скользящим по направляющей 4. Преимуществом такой конструкции является то, что она достаточно просто и с высокой точностью позволяет определить кинетическую энергию и скорость

груза в момент его торможения. При отсутствии сопротивления падению скорость груза вытекает из уравнения

$$v_{\Gamma} = \sqrt{2gH_{\Gamma}},$$

где H_{Γ} – высота падения груза, а его кинетическая энергия определяется по формуле

$$E_K = m_{\Gamma} v_{\Gamma}^2 / 2 = m_{\Gamma} g H_{\Gamma}.$$

Меняя массу груза и сбрасывая его с различной высоты, можно при постоянной кинетической энергии, измеряя путь и время торможения, давление и температуру воздуха в амортизаторе, установить показатель политропы в зависимости от скорости (времени) движения поршня.

Кроме того, установка позволяет весьма просто определить рассеивание энергии, происходящее в процессе сжатия и расширения воздуха в амортизаторе, что другими известными способами измерения весьма затруднительно. Величину затраченной энергии определяют как разность высоты падения груза и высоты, на которую поднимается груз за счет кинетической энергии, приобретаемой за период расширения воздуха в атмосфере:

$$H_{\omega} = H_{\Gamma} - H_{\Gamma}^I.$$

В процессе эксперимента параметры воздуха в амортизаторе измеряют манометром 5 и термометром (термопарой) 6. Ход поршня (путь торможения) и высоты падения и подъема груза устанавливают мерной линейкой 7, а время торможения электрическим секундомером 8.

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Экспериментальные исследования провести в режиме максимальной кинетической энергии, воспринимаемой амортизатором без превышения допустимых давления и температуры воздуха в рабочей полости пневмоцилиндра. Методика расчета максимальной кинетической энергии, повышения давления и

температуры воздуха в амортизаторе подробно рассмотрена при выполнении домашнего задания 1.

Очевидно, что максимальная кинетическая энергия, воспринимаемая амортизатором, будет постоянной при условии $m_{\Gamma} g H_{\Gamma} = const$. Сбрасывая различную массу грузов m_{Γ} с различной высоты H_{Γ} , измерить давление P_x , температуру t_x , ход поршня h , время торможения τ и высоту подъема груза H_{Γ}^I после расширения воздуха в амортизаторе.

Результаты измерения занести в таблицу 1.

Таблица 1

Номер опыта	m_{Γ} , кг	H_{Γ} , М	P_x , МПа	t_x , °С	h , м	τ , с	H_{Γ}^I , М	$v_{\Gamma} = \sqrt{2gH_{\Gamma}}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1								
2								
3								
.....								
10								

ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ

При обработке результатов исследований принимаются (смотри рисунок 7.2):

- диаметр поршня цилиндра $D = \dots$ м;
- площадь поршня пневмоцилиндра $S_n = \pi D^2 / 4 = \dots$ м²;
- высота цилиндра $h_1 = \dots$ м;
- начальный объем воздуха в цилиндре $V_1 = \pi D^2 h_1 / 4 = \dots$ м³;
- конечный объем воздуха в цилиндре $V_x = \pi D^2 (h_1 - h) / 4 = \dots$ м³;

- атмосферное давление $P_1 = \dots$ мм рт. ст. (Па);
- температура воздуха в помещении лаборатории $t_1 = \dots$ °С.

При каждой высоте падения груза H_Γ (скорости торможения поршня V_Γ) измеренные давление P_x и ход h поршня пневмоцилиндра подставляют в уравнение политропы

$$n = 1 + \frac{P_x V_x - P_1 V_1}{m_\Gamma v_\Gamma^2 / 2 + (P_1 + m_\Gamma g / S_\Pi)(V_1 - V_2)},$$

на основании которого строят зависимость показателя политропы для различных режимов работы амортизатора (рисунок 7.3).

Для каждого опыта определяется также показатель политропы на основании уравнений (в), в которые подставляют измеренные параметры состояния воздуха в амортизаторе P_x, t_x и V_x .

Внешняя работа, выполняемая амортизатором в процессе расширения газа, равна работе подъема груза на высоту H_Γ^I и при политропном процессе можно записать

$$L_n^I = m_\Gamma g H_\Gamma^I = \frac{1}{n-1} (P_x V_x - P_1 V_1) = \frac{R}{n-1} (T_x - T_1) = \frac{RT_x}{n-1} \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

Откуда показатель политропы процесса расширения газа составит

$$n = 1 + \frac{P_x V_x - P_1 V_1}{m_\Gamma g H_\Gamma^I}$$

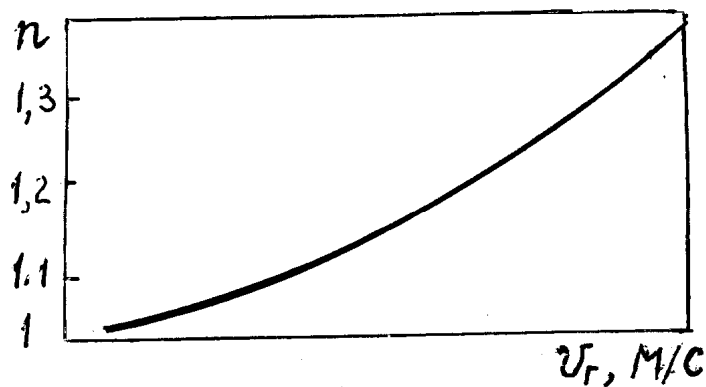


Рисунок 7.3

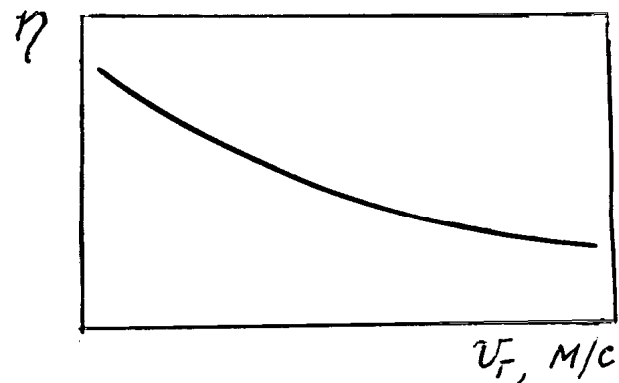


Рисунок 7.4

По результатам эксперимента построить коэффициент рассеивания энергии, определяемый как отношение высоты подъема груза к высоте его падения ($\eta = H_{\Gamma}^1 / H_{\Gamma}$), в зависимости от скорости и работы анализатора.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

Отчет должен содержать наименование и цель работы, схему опытной установки, результаты исследований и их обработку. В конце отчета помещаются выводы по проведенной работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Приведите примеры применения амортизаторов в системах пневмопривода и пневмоавтоматики, а также в других областях техники.
2. Запишите уравнение работы политропного процесса расширения (сжатия) газа в различных формах.
3. Запишите уравнение количества теплоты, подведенное (отведенное) в политропном процессе.
4. Как определяется теплоемкость газа в политропном процессе? Запишите связь между показателем политропы и теплоемкостью газа.
5. Почему показатель политропы является переменной величиной? Основные факторы, оказывающие влияние на показатель политропы.

6. Проанализируйте уравнение (б) и объясните, почему при сохранении $m_{\Gamma} v_{\Gamma}^2 / 2 = const$ показатель политропы увеличится с увеличением скорости торможения v_{Γ} ?

7. Укажите основные факторы, оказывающие влияние на рассеивание энергии в амортизаторе. Каким образом измеряется величина “потерь” энергии в амортизаторе в настоящей лабораторной работе и как она зависит от скорости амортизации.

ЗАДАНИЕ 2 ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ГАЗОГИДРАВЛИЧЕСКИХ АККУМУЛЯТОРАХ

Газогидравлический аккумулятор с конструктивным объемом V_0 предназначен для поддержания давления в гидросистеме P_1 . Определить давление P_0 предварительной зарядки аккумулятора сжатым газом, при котором внешняя работа аккумулятора будет максимальной, если разрядка аккумулятора происходит в: а) изотермическом; б) адиабатном и в) политропном процессах.

Определить также для каждого процесса абсолютную величину внешней работы L , давление P_2 и температуру t_2 в конце разрядки аккумулятора, если начальная температура газа t , и показатель политропы n .

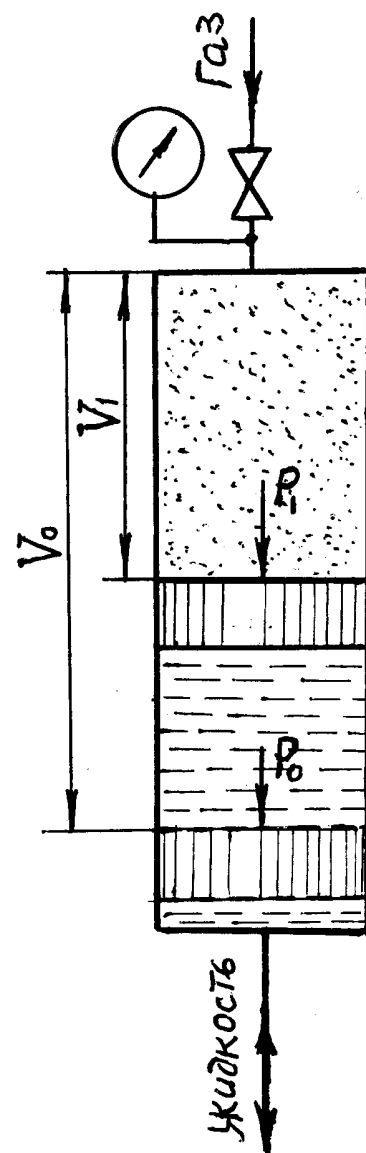
Сравнить результаты расчета и сделать выводы.

Исходные данные для различных вариантов даны в таблице 2 к заданию.

Термические основы и методика расчета аккумулятора подробно изложены в Главе 4 настоящих методических указаний.

Таблица 2

№ п.п	V_0 , л	P_1 , МПа	t_1 , °С	n	газ
1	20	5	27	1,1	воздух
2	15	4	30	1,2	воздух
3	10	3	40	1,3	воздух
4	30	8	50	1,35	воздух
5	25	6	0	1,12	воздух
6	20	5	-5	1,15	воздух
7	15	10	-10	1,26	воздух
8	10	12	-15	1,3	азот
9	40	7	0	1,35	азот
10	35	14	5	1,3	азот
11	30	16	10	1,25	азот
12	25	10	15	1,2	азот
13	20	20	20	1,15	азот
14	15	24	25	1,24	азот
15	10	20	30	1,25	воздух
16	50	16	35	1,3	воздух
17	45	15	40	1,35	воздух
18	40	16	35	1,3	воздух
19	35	18	50	1,15	азот
20	30	20	-10	1,2	азот
21	25	24	-17	1,3	азот
22	20	26	-5	1,28	азот
23	15	15	0	1,35	азот
24	10	18	5	1,3	воздух
25	50	16	10	1,35	воздух
26	45	10	15	1,28	воздух
27	40	12	20	1,25	воздух
28	35	8	25	1,3	воздух
29	30	6	30	1,2	воздух
30	25	7	40	1,1	воздух



**ЛАБОРАТОРНАЯ
РАБОТА 2
“ИССЛЕДОВАНИЕ
РЕЖИМОВ
РАБОТЫ
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО
О АККУМУЛЯТОРА”**

Цель работы: повышение энергетических возможностей газогидравлического аккумулятора на базе исследования термодинамических процессов,

происходящих при изотермическом, адиабатном и политропном процессах расширения газа при разрядке аккумулятора.

Теоретические исследования термодинамических процессов, протекающих в газогидравлических аккумуляторах, рассмотрены в разделе 4.1 настоящих методических указаний. Показано, что максимальная энергия, отдаваемая аккумулятором в сеть потребителя, зависит от объема аккумулятора и правильного выбора соотношения давлений предварительной зарядки сжатым газом P_0 и рабочего давления P_1 , на которое рассчитана работа аккумулятора.

В случае **изотермического** расширения газа (медленная разрядка аккумулятора) максимальная внешняя работа будет наблюдаться при соотношении давлений

$$P_0 / P_1 = 1/e = 0,368,$$

где e – основание натурального логарифма. При этом максимальная изотермическая работа разрядки аккумулятора составит

$$L_T(\max) = P_0 V_0 \ln(P_1 / P_0) = P_0 V_0 \ln e = P_0 V_0.$$

В случае **адиабатного** расширения газа, когда теплообменом с окружающей средой можно пренебречь (быстрая разрядка аккумулятора), внешняя работа аккумулятора будет максимальной при

$$\frac{P_0}{P_1} = \left(\frac{k}{2k-1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

где k – показатель адиабаты. Для воздуха $k = 1,4$ и $P_0 / P_1 = 0,415$.

Максимальная адиабатная работа аккумулятора вытекает из уравнения:

$$L_\Delta(\max) = \frac{P_0 V_0}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{P_0 V_0}{1,4-1} \left[1 - (0,415)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right] = 0,555 P_0 V_0.$$

Изотермическая работа больше адиабатной потому, что в изотермическом процессе работа не затрачивается на изменение внутренней энергии газа ($T = const$).

В реальных условиях работы аккумулятора чаще всего имеет место **политропный** процесс расширения газа. Строго говоря, в пределах каждого режима разрядки аккумулятора расширение газа протекает с переменным показателем политропы, однако для упрощения задачи считают показатель политропы постоянным. Соотношение параметров газа в политропном процессе, очевидно, будет таким же, как и для адиабатного процесса, но только в них для политропного процесса коэффициент адиабаты k необходимо заменить показателем политропы n . Следовательно, внешняя работа, выполненная газогидравлическим аккумулятором при политропном процессе

$$L_n = \frac{P_0 V_0}{n-1} \left[1 - \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

и отношение давлений, при которых работа будет максимальной:

$$\frac{P_0}{P_1} = \left(\frac{n}{2n-1} \right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

Для различных режимов политропного расширения газа (скорости разрядки аккумулятора) различными будут и показатели политропы n . Значение оптимального соотношения давлений в зависимости от показателя политропы сведены в расширенную таблицу 1.

Таблица 1

Показатель политропы	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40
-------------------------	------	------	------	------	------	------	------	------

$\frac{P_0}{P_1} = \left(\frac{n}{2n-1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$	0,376	0,384	0,390	0,397	0,402	0,407	0,411	0,415
---	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

Таким образом оптимальное отношение давлений P_0/P_1 , оказывающее влияние на максимальную работу аккумулятора зависит от показателя политропы n . Поэтому при серийном изготовлении аккумуляторного гидропривода для выбора рациональных параметров аккумулятора необходимы систематические экспериментальные исследования.

ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА

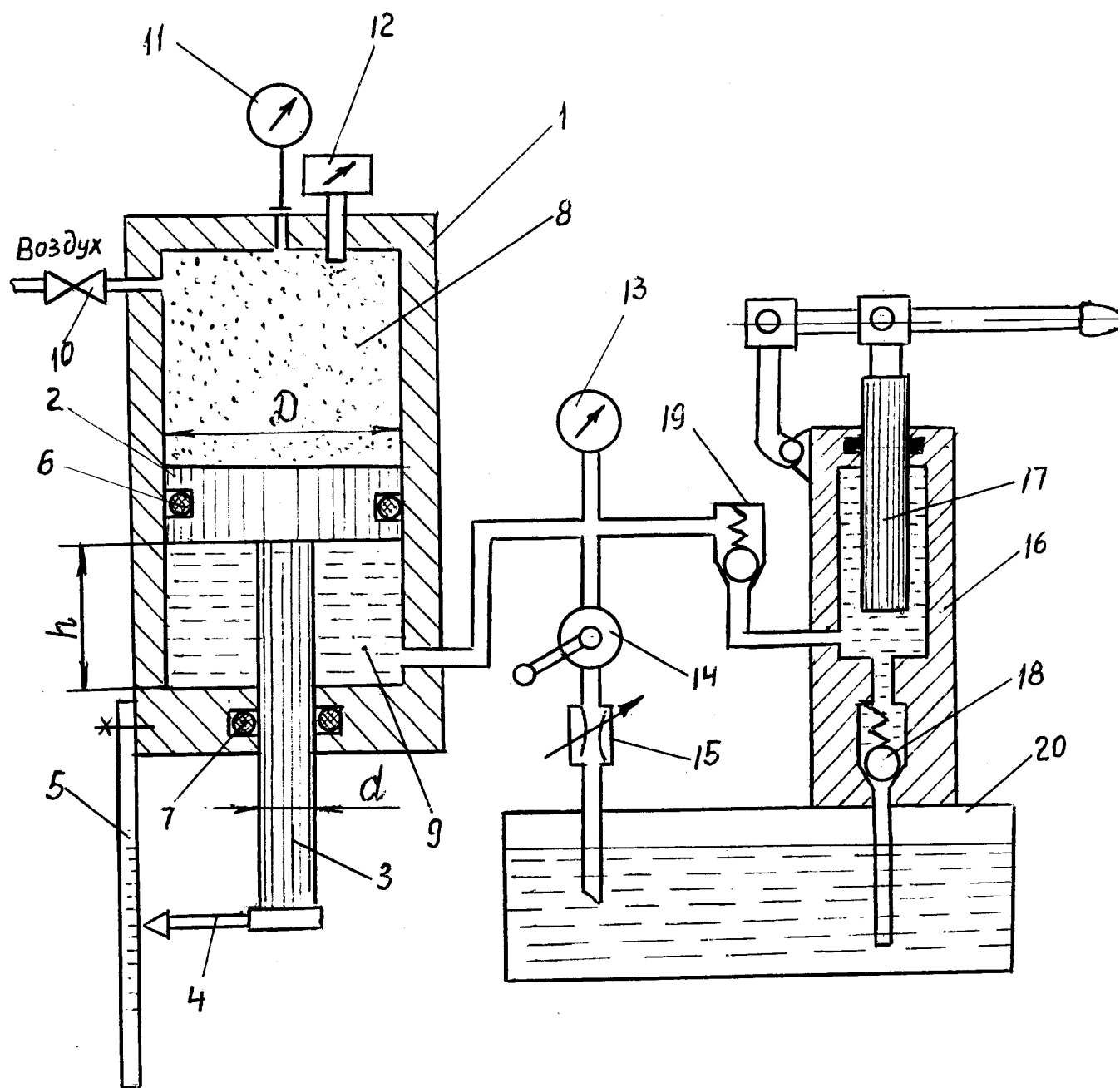
Схема лабораторной установки для исследования режимов работы газогидравлического аккумулятора приведена на рисунке 7.5.

Установка содержит газогидравлический аккумулятор, состоящий из цилиндра 1 с разделительным поршнем 2. Для определения количества жидкости и скорости разрядки аккумулятора поршень 2 соединен с плунжером 3, выходящим наружу аккумулятора. Среднюю скорость разрядки аккумулятора определяют как путь, измеренный линейкой 5, деленный на время движения поршня, фиксируемое секундомером, непоказанным на рисунке.

Предварительное заполнение аккумулятора сжатым воздухом до давления P_0 осуществляется от компрессора или автомобильного насоса, непоказанных на рисунке, через вентиль запорный 10. Для зарядки аккумулятора рабочей жидкостью используется ручной плунжерный насос 16.

Скорость (время) разрядки аккумулятора настраивается открытием дросселя 15, подключаемого к аккумулятору через клапан запорный 14.

Давление и температура газовой среды контролируются манометром 11 и термометром (термопарой) 12.



1 – цилиндр; 2 – разделительный поршень; 3 – шток; 4 – указатель положения поршня; 5 – мерная линейка; 6 – уплотнительное кольцо поршня; 7 – уплотнительное кольцо штока; 8 – газовая среда; 9 – масляная среда; 10 – вентиль для зарядки аккумулятора сжатым воздухом; 11 – газовый манометр; 12 – термометр (термопара); 13 – масляный манометр; 14 – кран запорный; 15 – дроссель регулирующий; 16 – ручной насос; 17 – плунжер насоса; 18 – всасывающий клапан; 19 – нагнетательный клапан; 20 – бак для хранения масла

Рисунок 5.7 – Схема лабораторной установки для исследования режимов работы газогидравлического аккумулятора

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Экспериментальные исследования провести для каждого из трех возможных режимов работы газогидравлического аккумулятора: изотермического, адиабатного и политропного.

ИЗОТЕРМИЧЕСКИЙ РЕЖИМ

Принимая максимальное давление P_1 постоянным, при крайнем нижнем положении поршня 2 аккумулятор заряжают сжатым воздухом до давления $P_0 = P_1 / e = 0.386 \cdot P_1$, соответствующего оптимальному режиму разрядки. Затем посредством масляного насоса 16 воздух сжимают до давления P_1 , что соответствует полной зарядке аккумулятора. Разрядку аккумулятора производят при минимальном открытии дросселя 15 через кран 14. О том, что разрядка протекает при изотермическом процессе можно судить по показаниям термометра 12. Опыты повторяют при различных значениях давления предварительной зарядки аккумулятора сжатым воздухом (но при $P_1 = const$).

В процессе разрядки аккумулятора фиксируют давление газа P_T (по манометру 11); давление жидкости (по манометру 13); температуру газа t (термометром 12); ход поршня (мерной линейкой 5); время движения поршня (время процесса разрядки τ). Среднюю скорость поршня определяют как

отношение $v_n = \frac{h}{\tau}$, а внешнюю работу, выполненную аккумулятором, - по формуле:

$$L_T = P_0 \cdot V_0 \cdot \ln\left(\frac{P_1}{P_0}\right),$$

объем жидкости, вытесняемый из аккумулятора, $V_{ж} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot h}{4}$

Результаты измерений и вычислений заносят в таблице 2

Таблица 2

№	Показания приборов						Расчетные параметры		
	P_0/P_1	$P_{Г},$ МПа	$P_{Ж},$ МПа	$t,$ °С	$h,$ м	$\tau,$ с	$V_n,$ м/с	$L_T,$ Дж	$V_{Ж},$ м ³
1	0,1								
2	0,2								
3	0,3								
4	0,368								
5	0,4								
6	0,5								
7	0,6								
8	0,7								

По результатам табл.2 построить графики зависимостей: внешней работы L_T ; давления газа P_G ; давления жидкости $P_{ж}$; газа t и времени τ , измеренных в конце разрядки аккумулятора (в конце опускания поршня 2), от соотношения давлений $\frac{P_0}{P_1}$, рисунок 7.6.

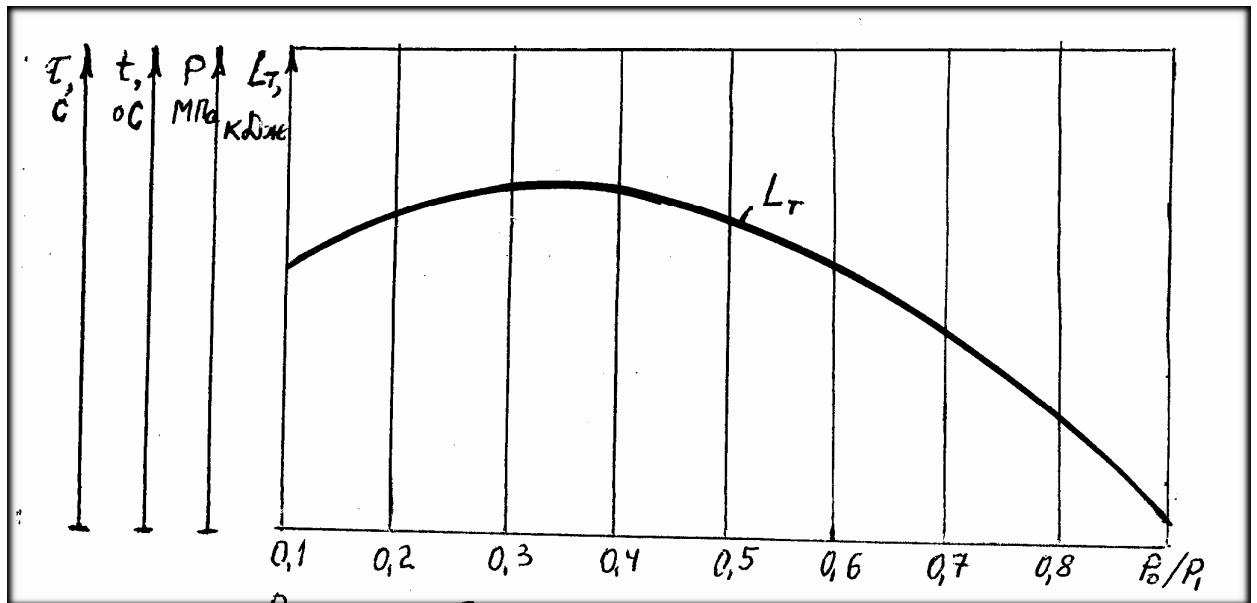


Рисунок 7.6

АДИАБАТНЫЙ РЕЖИМ

Методика экспериментальных исследований разрядки аккумулятора в адиабатном режиме аналогична методике исследования разрядки аккумулятора при изотермическом режиме, изложенной выше.

Для заданного максимального рабочего давления P_1 , аккумулятор при опущенном поршне 2 предварительно заряжают сжатым воздухом через вентиль 10 до давления $P_0 = 0,415 \cdot P_1$, соответствующего оптимальному режиму работы. Затем масляным насосом 16 воздух сжимают до максимального рабочего давления P_1 .

Разрядку аккумулятора производят при наибольшем открытии дросселя 15, обеспечивающем адиабатный процесс разрядки. В конце разрядки фиксируют конечное давление P_K и конечную температуру t_K газа в аккумуляторе и, предполагая $K = const$ для всего процесса разрядки, по формуле

$$K = \frac{\ln P_1 / P_K}{\ln V_1 / V_K}$$

Определяют показатель адиабаты и сравнивают его со стандартной величиной для воздуха $K = 1,4$. Решение задачи для переменного K связано со значительными трудностями.

Адиабатную работу, отдаваемую аккумулятором в сеть потребителя, в зависимости от отношения давлений P_1 / P_K определить по формуле

$$L_{\partial} = \frac{P_K \cdot V_K}{K - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_K}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right],$$

занести в таблицу, аналогичную табл.2, и построить график этой зависимости.

ПОЛИТРОПНЫЙ РЕЖИМ

Политропная разрядка аккумулятора будет протекать между изотермическим и адиабатным процессах расширения газа. Регулируя площадь открытия дросселя в пределах $S_{изот} < S_{полит} < S_{адиаб}$, можно обеспечить политропную разрядку с различным показателем n . Показатель политропы и внешняя работа

политропной разрядки определяется по формулам адиабатного процесса разрядки, в которых показатель адиабаты K заменяют на показатель политропы n . При этом оптимальный режим разрядки аккумулятора устанавливают с учетом решений, приведенных в таблице 1.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

Отчет должен содержать наименование и цель работы, схему опытной установки, результаты исследований и их обработку. В конце отчета помещаются выводы по проведенной лабораторной работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. При каких условиях работы гидравлической системы будет наблюдаться изотермический процесс разрядки аккумулятора? Запишите уравнение внешней работы аккумулятора в изотермическом процессе разрядки.
2. Назовите условия работы гидравлической системы, при которых разрядка аккумулятора будет протекать при адиабатном режиме. Запишите уравнение адиабатной разрядки аккумулятора.
3. Изобразите на PV -диаграмме изотермический, адиабатный и политропный процессы расширения газа в аккумуляторе. При каком из перечисленных процессов внешняя работа аккумулятора будет наибольшей?
4. Запишите условия предварительной зарядки аккумулятора сжатым газом, при которых его адиабатная работа разрядки будет максимальной.
5. Запишите условия предварительной зарядки аккумулятора сжатым газом, при которых его адиабатная работа разрядки будет максимальной.

6. Каким методом можно определить показатель политропы? Объясните это на примере проведенной лабораторной работы.
7. Как измениться внешняя работа аккумулятора, если его зарядить вместо воздуха водородом?
8. С какой целью в масляных аккумуляторах используется разделительный поршень.

ЗАДАНИЕ 3 СЖАТИЕ ГАЗА В РЕАЛЬНОМ КОМПРЕССОРЕ

Компрессор (см. рис.5.1), диаметр поршня которого D (мм), ход поршня h (мм), число поршней Z , число оборотов коленчатого вала n_K (об/мин), всасывает воздух из атмосферы при температуре t_H ($^{\circ}C$) и давлении P_H (МПа) и сжимает его до давления P_2 (МПа). Определить подачу и объемный КПД компрессора при: а) изотермическом; б) адиабатном и в) политропном (показатель политропы n) процессах расширения газа, оставшегося во вредном объеме в конце нагнетания поршня, если вредное пространство V_{sp} / V_1 (%).

Данные для расчета в соответствии с вариантом приведены в табл. к заданию 3.

Отчет должен содержать схему компрессора (см.рисунок 5.1) и графики зависимостей подачи от степени сжатия P_2 / P_1 при различных термодинамических процессах расширения газа во всасывающей камере компрессора.

Таблица к заданию 3

№ п.п	D	h	Z	n_K	t_H	P_H	P_2	V_{sp} / V_1
1	2	3	4	5	6	7	8	9

1	110	100	2	750	20	0,1	0,9	8
2	120	100	2	720	-20	0,1	0,8	10
3	100	110	2	800	-5	0,1	0,85	9
4	130	90	2	700	10	0,1	0,9	10
5	90	120	2	850	27	0,1	1,0	9
6	140	100	2	740	25	0,1	0,9	11
7	130	110	2	750	12	0,1	0,95	10
8	100	120	2	850	30	0,1	1,1	10
9	90	100	2	900	-10	0,1	0,95	9
10	105	90	2	840	-20	0,1	0,9	10
11	125	85	2	780	-12	0,1	0,85	11
12	135	95	2	700	-5	0,1	0,9	10
13	120	100	2	820	27	0,1	0,95	9
14	95	120	2	950	20	0,1	1,0	10
15	100	135	2	800	23	0,1	0,9	10
16	95	150	2	850	23	0,1	0,95	10
17	90	100	2	800	100	0,1	1,0	10
18	85	110	2	750	80	0,1	0,95	9
19	80	120	2	850	60	0,1	0,90	11
20	90	105	2	820	40	0,1	0,95	10
21	100	98	2	780	20	0,1	0,90	9
22	110	90	2	720	10	0,1	0,90	11
23	120	85	2	700	0	0,1	0,85	9
24	95	95	2	840	-5	0,1	0,95	10
25	90	100	2	850	-10	0,1	0,90	11
26	85	110	2	880	-15	0,1	0,95	9
27	100	100	2	800	-20	0,1	0,85	10
28	110	98	2	760	0	0,1	0,90	11
29	95	100	2	780	10	0,1	0,95	9
30	90	110	2	800	20	0,1	0,95	10

ЗАДАНИЕ 4 РАБОТА КОМПРЕССОРА В РЕЖИМЕ ЗАПОЛНЕНИЯ БАЛЛОНОВ СЖАТЫМ ГАЗОМ

Компрессор, характеристика которого и условия работы приведены в табл. к заданию 3, заполняет баллоны сжатым воздухом. Построить зависимости количества воздуха m (кг) и давления P_2 (МПа) от времени τ (с) подачи компрессора в случае заполнения баллона ёмкостью $V_0=100$; $V_0=200$; $V_0=300$ л. Процесс сжатия воздуха в баллоне принять изотермическим.

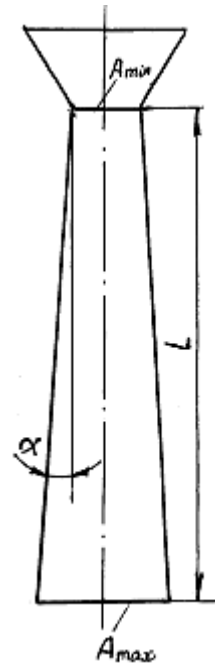
ЗАДАНИЕ 5 ИСТЕЧЕНИЕ ГАЗОВ ЧЕРЕЗ СОПЛО ЛАВЕЛЯ

Воздух при давлении P_1 (МПа) и температуре $t_1(^{\circ}C)$ истекает из расширяющегося сопла Лавеля в среду с противодействием P_2 (МПа). Расход воздуха m (кг/с). Определить размеры сопла. Угол конусности расширяющейся части сопла $2\alpha^{\circ}$. Расширение в сопле считать адиабатным. Сопротивлением пренебречь.

Данные для расчета в соответствии с вариантом приведены в табл. к заданию 5.

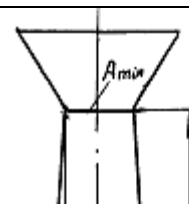
Таблица к заданию 5

№ п.п	P_1	t_1	P_2	m	2α °
1	1,5	350	0,1	2,5	10
2	2,5	400	0,1	1,5	9°30'
3	3,5	450	0,1	0,8	9
4	1,8	500	0,1	0,9	8°30'
5	1,7	550	0,1	1,0	7°30'
6	1,9	600	0,1	1,5	6°30'
7	2,5	370	0,1	2,0	7
8	3,0	390	0,1	1,5	6
9	3,5	410	0,1	0,8	6°30'
10	4,0	450	0,1	0,9	7°30'
11	4,5	470	0,1	1,1	8
12	2,5	500	0,1	1,2	8°30'
13	2,0	350	0,1	1,5	9°30'



Продолжение таблицы к заданию 5

14	1,5	380	0,1	1,8	9
15	1,8	400	0,1	2,0	8
16	2,0	450	0,1	1,5	7°30'



17	2,5	500	0,1	1,7	8°30'
18	3,0	520	0,1	1,9	10
19	3,5	540	0,1	0,9	9
20	4,0	560	0,1	0,8	8
21	2,5	390	0,1	1,1	7
22	2,0	380	0,1	1,2	10
23	1,8	360	0,1	1,3	9
24	3,0	400	0,1	1,4	8
25	3,5	450	0,1	1,5	7
26	2,5	500	0,1	1,6	9
27	2,0	550	0,1	1,7	10
28	1,8	480	0,1	1,8	8
29	2,5	460	0,1	1,9	7
30	3,0	400	0,1	2,0	10

ЗАДАНИЕ 6 ИСТЕЧЕНИЕ ГАЗОВ

Пневмоцилиндр диаметром D_n через короткий сходящийся насадок с выходным отверстием диаметром d_2 подключен к ресиверу неограниченной емкости, параметры заторможенного газа P_1, t_1, V_1 в котором поддерживаются постоянными. Построить графики скорости движения поршня V_n , давления в выхлопном отверстии P_2 , давления P_3 , и температуры t_3 в пневмоцилиндре в зависимости от нагрузки F , приведенной к поршню. Атмосферное давление P_{am} . Истечение газа принимается адиабатным. Сопротивлением при истечении и трением поршня пренебречь.

Исходные данные для различных вариантов приведены в таблице к заданию 6.

УКАЗАНИЕ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧИ

Расчетная схема пневматической установки и график зависимости скорости поршня от нагрузки показаны на рисунке 7.6.

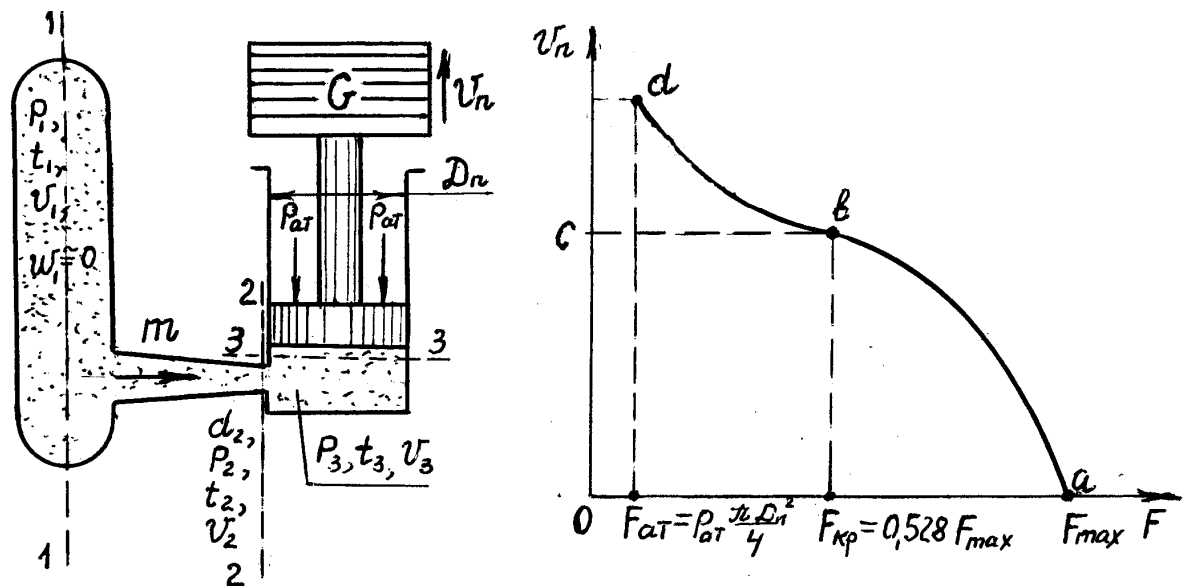


Рисунок 7.7

Давление в пневмоцилиндре P_3 зависит от силы F , приложенной к поршню, и определяется зависимостью

$$P_3 = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D_n^2} = \frac{4 \cdot (G + P_{at} \cdot \pi \cdot D_n^2 / 4)}{\pi \cdot D_n^2},$$

где G – вес грузов,

P_{at} – атмосферное давление, действующее на внешнюю поверхность поршня.

Если $P_3 = P_1$ движение поршня не происходит. Максимальной нагрузкой, при которой $V_n = 0$, будет

$$F_{max} = P_1 \cdot \pi \cdot D_n^2 / 4$$

Из уравнений следует:

$$\frac{P_3}{P_1} = \frac{F}{F_{\max}}$$

С уменьшением нагрузки массовый расход и скорость поршня возрастают. Максимальный расход будет при критическом отношении давлений (6.4)

$$\beta_{кр} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{кр}}{P_1} = \frac{F}{F_{\max}} = \frac{F_{кр}}{F_{\max}} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}} = 0,528$$

которому соответствует критическая нагрузка

$$F_{кр} = \beta_{кр} \cdot F_{\max}$$

В диапазоне нагрузок $F_{кр} \leq F \leq F_{\max}$ будет наблюдаться подкритический режим истечения, характерной особенностью которого является то, что $P_2 = P_3$, а массовый расход в этом режиме определяется на основании уравнения (6.3):

$$\begin{aligned} m &= S_2 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{K}{K-1} \cdot \frac{P_1}{V_1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]} = \\ &= S_2 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{K}{K-1} \cdot \frac{P_1}{V_1} \cdot \left[\left(\frac{F_2}{F_{\max}} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{F_2}{F_{\max}} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]}, \quad (a) \end{aligned}$$

где S_2 - площадь выхлопного отверстия ($S_2 = \pi \cdot d_2^2 / 4$).

При дальнейшем уменьшении нагрузки, т.е. при $F < F_{кр}$ наступает явление запирания выходного отверстия сопла, когда массовый расход остается постоянным, несмотря на то, что нагрузка продолжает уменьшаться. Максимально возможный при заданных параметрах заторможенного газа секундный массовый расход определяется на основании уравнения (6.8)

$$m_{\max} = S_2 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{K}{K+1} \cdot \left[\frac{2}{K+1} \right]^{\frac{2}{K-1}} \cdot \frac{P_1}{V_1}} \quad (б)$$

Секундный массовый расход пневмоцилиндра равен

$$m = \frac{V_n \cdot S_n}{V_3}, \quad (\text{в})$$

где V_n - скорость поршня; S_n - площадь поршня ($S_n = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4}$).

Из равенства расходов (а) и (б) находим скорость движения поршня в подкритической зоне истечения (кривая а - в на рисунке):

$$V_n = \frac{d_2^2}{D_n^2} \cdot V_3 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{K}{K-1} \cdot \frac{P_1}{V_1} \cdot \left[\left(\frac{F}{F_{\max}} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{F}{F_{\max}} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]} \quad (\text{г})$$

При адиабатном расширении ($P \cdot V^K = \text{const}$, $K = \text{const}$) между параметрами состояния газа существует связь:

$$\begin{aligned} P_1 \cdot V_1^K &= P_2 \cdot V_2^K = P_3 \cdot V_3^K && ; \\ T_1 \cdot V_1^{K-1} &= T_2 \cdot V_2^{K-1} = T_3 \cdot V_3^{K-1} && ; \\ T_1^K \cdot P_1^{1-K} &= T_2^K \cdot P_2^{1-K} = T_3^K \cdot P_3^{1-K} && . \end{aligned} \quad (\text{д})$$

Откуда следует

$$V_3 = V_1 \cdot \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{-1}{K}} = V_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{-1}{K}} = V_1 \cdot \left(\frac{F}{F_{\max}} \right)^{\frac{-1}{K}}, \quad (\text{е})$$

Подстановка которого в уравнение (г) дает

$$\begin{aligned} V_n &= \frac{d_2^2}{D_n^2} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{K}{K-1} \cdot P_1 \cdot V_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{F}{F_{\max}} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} = \\ &= \frac{d_2^2}{D_n^2} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{K}{K-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{F}{F_{\max}} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \quad (\text{ж}) \end{aligned}$$

Если в уравнение (ж) подставить значение

$$\frac{F}{F_{\max}} = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{1-K}},$$

получим критическую скорость движения поршня

$$V_{n(kp)} = \frac{d_2^2}{D_n^2} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{K}{K+1} \cdot R \cdot T_1},$$

при которой массовый расход будет максимальным и постоянным.

Основная идея настоящего исследования заключается в том, чтобы показать, что, несмотря на постоянство массового расхода, в диапазоне нагрузки $F_{kp} < F < F_{am}$ (см. рисунок) скорость движения поршня превышает критическую скорость $V_{n(kp)}$.

Из условия равенства массовых расходов (б) и (в) находим скорость поршня

$$V_n = \frac{d_2^2}{D_n^2} \cdot V_3 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{K}{K+1} \cdot \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{2}{K-1}} \cdot \frac{P_1}{V_1}}.$$

Подставляя V_3 из уравнения (е), окончательно можно записать скорость движения поршня в надкритическом режиме истечения газа.

$$V_n = \frac{d_2^2}{D_n^2} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{K}{K+1} \cdot \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{2}{K-1}} \cdot \left(\frac{F_{\max}}{F} \right)^{\frac{1}{K}} \cdot R \cdot T_1}. \quad (3)$$

Таким образом, после достижения критического режима истечения, несмотря на постоянство массового расхода, дальнейшее повышение скорости поршня обусловлено уменьшением плотности газа в расширяющейся полости пневмоцилиндра.

Построение графических зависимостей скорости поршня от нагрузки удобно производить в такой последовательности.

По заданным давлению заторможенного газа P_1 и диаметру поршня пневмоцилиндра D_n находят максимальную нагрузку $F_{\max} = P \cdot \pi \cdot D_n^2 / 4$, при которой движение поршня не происходит (состояние покоя газа). Нагрузка, соответствующая критическому состоянию (движение газа с местной скоростью

звука) вытекает из соотношения $F_{kp} = \beta_{kp} \cdot F_{max} = 0,528 \cdot F_{max}$. Нагрузку в пределах $F_{kp} \leq F \leq F_{max}$ делят на равные части, подстановка которых в уравнение (ж) дает возможность построить кривую а – б, соответствующую подкритическому течению газа.

Аналогичным образом строят зависимость кривой б – д, соответствующей ускорению поршня за счет уменьшения плотности газа в расширяющейся полости пневмоцилиндра. В этом случае нагрузку в пределах $F_{am} \leq F \leq F_{kp}$ подставляют в уравнение скорости (з).

В конце работы сделать выводы, в которых следует отразить влияние параметров заторможенного P_1 и t_1 , а также диаметров отверстия d_2 и поршня пневмоцилиндра D_n на скорость движения пневмопривода при различных истечениях газа.

Таблица к заданию 6

№ п.п	$P_1, МПА$	$t_1, ^\circ C$	$d_2, мм$	$D_n, мм$	$P_{am}, мм.рт.ст$
1	0,90	50	6	80	740
2	0,85	60	8	85	750
3	0,85	70	10	90	760
4	0,75	80	12	100	730
5	0,85	90	14	110	740
6	0,85	100	5	75	750
7	0,65	110	6	80	760
8	0,75	120	7	85	735
9	0,85	140	8	90	740
10	0,90	150	9	95	745
11	0,85	50	10	95	750
12	0,75	100	11	100	760

13	0,70	150	10	95	735
14	0,65	50	9	90	740
15	0,85	60	8	80	745
16	0,80	70	12	120	750
17	0,75	80	14	130	755
18	0,70	90	12	110	760
19	0,85	100	12	110	735
20	0,90	110	14	120	740
21	0,85	120	10	95	745
22	0,80	130	12	120	750
23	0,75	140	10	100	755
24	0,85	150	14	140	760
25	0,95	160	12	120	755
26	0,85	100	10	110	760
27	0,85	95	12	120	740
28	0,75	100	8	85	745
29	0,85	110	10	90	750
30	0,85	120	12	100	760

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 6 “ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СКОРОСТИ ПОРШНЯ ПНЕВМОЦИЛИНДРА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ НАГРУЗКИ”

Цель работы – экспериментально и теоретически определить и построить зависимости скорости поршня пневмоцилиндра от нагрузки и от параметров заторможенного газа и сопоставить их.

Теоретические зависимости скорости поршня от нагрузки изучены в разделе “Задание 6 Истечение газов”. При построении теоретических зависимостей газ предполагался идеальным без внутреннего трения и в случае полной адиабатности процесса, т.е. отсутствия притока или оттока теплоты. На самом

деле движение газа в пневмосистеме неизмеримо сложнее. Поэтому характеристики течения газа, рассчитанные по приближенной теории, могут отличаться от действительных характеристик и требуют опытной проверки.

Схема опытной установки приведена на рис.7.7

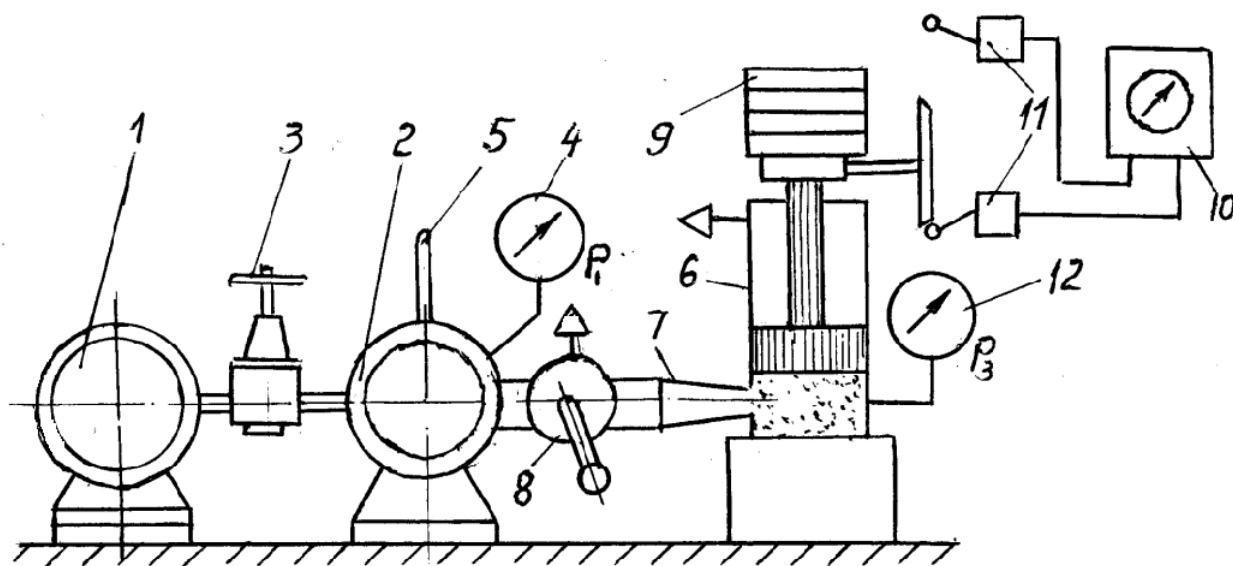


Рисунок 7.7 Схема опытной установки

Установка содержит компрессор 1, ресивер 2, давление в котором настраивается клапаном редукционным 3 по манометру 4. Температура воздуха в ресивере контролируется ртутным термометром 5. Для подачи воздуха в поршневую полость пневмоцилиндра 6 через суживающее сопло 7 предусмотрен двухпозиционный распределитель 8. В качестве нагрузки пневмоцилиндра используются съемные грузы 9. Время перемещения поршня измеряется электрическим секундомером 10, включение и отключение которого осуществляется автоматически от путевых конечных выключателей 11. Давление в поршневой полости пневмоцилиндра, уравнивающее вес грузов, контролируется манометром 12.

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

После ознакомления с конструкцией лабораторной установки, системой управления и контроля параметров воздуха в присутствии преподавателя или лаборанта установить максимальную нагрузку грузов и включить электродвигатель компрессора. Наблюдая за показанием манометра 12, определить давление P_3 , обеспечивающее полное уравнивание максимальной нагрузки. На это же давление настраивается клапан редукционный 3, который автоматически поддерживает давление в ресивере 2. Вслед за этим при последовательном уменьшении нагрузки (снятии грузов) измеряют время t , в течение которого поршень пневмоцилиндра совершает полный ход h и показания манометра 12. Результаты измерений и вычислений заносят в таблицу.

№ опыта	Опытные данные					Расчетные данные				
	$P_1 = \text{const}$ давление в ресивере, МПа	P_3 - давление в цилиндре, МПа	t_1 - температура воздуха, °C	G - вес груза, Н	τ - время движения поршня, с	F_{\max} Н	F_{kp} Н	F_{am} Н	F - нагрузка, Н	V_n - скорость поршня, м/с

Расчетные формулы

$$F_{\max} = P_1 \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4}; \quad F_{kp} = 0,528 \cdot F_{\max}; \quad F_{am} = P_{am} \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4};$$

$$F = P_3 \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4}; \quad V_n = h/\tau.$$

Обработка результатов исследования

Используя данные, приведенные в таблице, построить теоретические зависимости скорости поршня V_n от нагрузки F в подкритической и надкритической зонах течения воздуха. Методика построения теоретических зависимостей подробно изложена в предыдущем разделе “Задание 6 Истечение газов”. На этом же графике построить экспериментальные зависимости. Обосновать причины, вызывающие расхождение теоретических зависимостей с результатами эксперимента, и оценить погрешность.

В конце работы сделать выводы, в которых отразить основные причины, вызывающие повышение скорости поршня в надкритической зоне истечения воздуха.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение I

Основные параметры некоторых газов

Газы	Химическая формула	Молекулярный вес	R, Дж/(кг град)	ρ , кг/м ³	t _{кр} , °C	P _{кр} , бар	C _p , кдж/(кг × град) при t=25°C
Азот	N ₂	28	297	1,25	-147,1	32,8	1,038
Водород	H ₂	2	4124	0,09	-239,9	12,6	14,190
Водяной пар	H ₂ O	18	462	0,80	+374,2	221,4	1,860
Воздух	--	29	287	1,293	-140,8	36,5	1,004
Гелий	He	4	2078	0,179	-267,9	2,26	5,192
Кислород	O ₂	32	260	1,43	-118,8	48,7	0,917
Окись угле-	CO	28	297	1,25	-138,7	33,9	1,038

рода							
Углекислота	CO ₂	44	189	1,98	+31,0	71,5	0,829

Приложение II

Мольные теплоемкости газов при постоянном давлении
 μC_p кдж/(кмоль·град)

Газы	Средние теплоемкости	Истинные теплоемкости
Азот	28,97+0,00257t	28,72+0,0050t-1,256·10 ⁻⁹ t ²
Водород	28,78+0,00112t	29,10-0,000209t+2,324·10 ⁻⁶ t ²
Водяной пар	32,88+0,00544t	32,91+0,0113t-0,159·10 ⁻⁹ t ²
Воздух	29,09+0,00241t	28,89+0,00623t-0,837·10 ⁻⁶ t ²
Кислород	29,55+0,00340t	28,97+0,0106t-3,55·10 ⁻⁶ t ²
Окись углерода	29,05+0,00282t	28,68+0,00706t-1,419·10 ⁻⁵ t ²
Углекислота	36,04+0,02t-6,4·10 ⁻⁶ t ²	36,84-0,0401t-2,68·10 ⁻⁵ t ² +6,99·10 ⁻⁹ t ³

Средняя массовая теплоемкость газов при постоянном давлении (по спектроскопическим данным), *кДж/(кг·град)*

t, °C	O ₂	N ₂	H ₂	C ₂	CO ₂	H ₂ O	Воздух
0	0,915	1,039	14,195	1,040	0,815	1,859	1,004
100	0,923	1,040	14,353	1,042	0,866	1,873	1,006
200	0,935	1,044	14,421	1,046	0,910	1,894	1,012
300	0,950	1,049	14,446	1,054	0,949	1,919	1,019
400	0,965	1,057	14,477	1,063	0,983	1,948	1,028
500	0,979	1,066	14,509	1,075	1,013	1,978	1,039
600	0,993	1,076	14,542	1,086	1,040	2,009	1,050
700	1,005	1,087	14,587	1,098	1,064	2,042	1,060
800	1,016	1,097	14,641	1,109	1,085	2,075	1,071
900	1,026	1,108	14,706	1,120	1,104	2,110	1,082
1000	1,035	1,118	14,776	1,130	1,122	2,144	1,091
1100	1,043	1,127	14,853	1,140	1,138	2,177	1,100
1200	1,051	1,136	14,934	1,149	1,153	2,211	1,108
1300	1,058	1,145	15,023	1,158	1,166	2,243	1,117
1400	1,065	1,153	15,113	1,166	1,178	2,274	1,124
1500	1,071	1,160	15,202	1,173	1,190	2,305	1,131
1600	1,077	1,163	15,294	1,180	1,200	2,335	1,138
1700	1,083	1,174	15,383	1,186	1,209	2,363	1,144
1800	1,089	1,180	15,472	1,192	1,218	2,391	1,150
1900	1,094	1,186	15,561	1,198	1,226	2,417	1,156
2000	1,099	1,191	15,649	1,203	1,233	2,442	1,161
2100	1,104	1,197	15,736	1,208	1,240	2,466	1,166
2200	1,109	1,201	15,819	1,213	1,247	2,490	1,171
2300	1,114	1,206	15,902	1,218	1,253	2,512	1,176
2400	1,118	1,210	15,983	1,222	1,259	2,533	1,180
2500	1,123	1,214	16,064	1,226	1,264	2,554	1,185
2600	1,127	1,216	16,141	1,231	1,271	2,574	1,189
2700	1,131	1,222	16,215	1,235	1,275	2,594	1,193
2800	1,135	1,226	16,291	1,238	1,284	2,612	1,197
2900	1,139	1,231	16,360	1,242	1,288	2,630	1,201
3000	1,143	1,235	16,441	1,245	1,292	—	1,206

Средняя массовая теплоемкость газов при постоянном объеме (по спектроскопическим данным), *кДж/(кг · град)*

t, °C	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	Воздух
0	0,655	0,742	10,071	0,743	0,626	1,398	0,716
100	0,663	0,743	10,228	0,745	0,677	1,411	0,719
200	0,675	0,746	10,297	0,749	0,721	1,432	0,724
300	0,690	0,752	10,322	0,757	0,760	1,457	0,732
400	0,705	0,760	10,353	0,767	0,794	1,486	0,742
500	0,719	0,769	10,384	0,778	0,824	1,516	0,752
600	0,733	0,779	10,417	0,789	0,851	1,547	0,762
700	0,745	0,790	10,463	0,801	0,875	1,580	0,773

t, °C	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	Воздух
800	0,756	0,800	10,517	0,812	0,896	1,614	0,784
900	0,766	0,811	10,581	0,823	0,916	1,648	0,794
1000	0,775	0,821	10,652	0,834	0,933	1,682	0,804
1100	0,783	0,830	10,727	0,843	0,950	1,716	0,813
1200	0,791	0,840	10,809	0,857	0,964	1,749	0,822
1300	0,798	0,848	10,899	0,861	0,977	1,782	0,829
1400	0,805	0,856	10,988	0,869	0,989	1,813	0,837
1500	0,811	0,863	11,077	0,876	1,001	1,843	0,844
1600	0,817	0,870	11,169	0,883	1,011	1,873	0,851
1700	0,823	0,877	11,258	0,889	1,020	1,902	0,857
1800	0,829	0,883	11,347	0,896	1,029	1,929	0,863
1900	0,834	0,889	11,437	0,901	1,037	1,955	0,869
2000	0,839	0,894	11,524	0,906	1,045	1,980	0,874
2100	0,844	0,900	11,611	0,912	1,052	2,005	0,879
2200	0,849	0,905	11,694	0,916	1,058	2,028	0,884
2300	0,854	0,909	11,798	0,921	1,064	2,050	0,889
2400	0,858	0,914	11,858	0,925	1,070	2,072	0,893
2500	0,863	0,918	11,937	0,929	1,075	2,093	0,897
2600	0,868	0,920	12,016	0,931	1,080	2,113	0,900
2700	0,872	0,923	12,091	0,934	1,084	2,132	0,903
2800	0,875	0,926	12,129	0,936	1,089	2,151	0,906
2900	0,878	0,929	12,181	0,939	1,093	2,168	0,908
3000	0,881	0,931	12,236	0,941	1,097	-	0,911

Приложение V

Средняя молярная теплоемкость газов при постоянном давлении (по спектроскопическим данным), кДж/(кмоль·град)

t, °C	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	Воздух
0	29,29	29,20	28,64	29,13	36,06	33,40	29,14
100	29,55	29,21	28,92	29,19	38,27	33,63	29,15
200	29,94	29,29	29,08	29,33	40,23	33,97	29,2ft
300	29,41	29,43	29,16	29,54	41,85	34,43	29,52
400	30,896	29,64	29,20	29,81	43,25	34,92	29,79
500	31,36	29,90	29,26	30,12	44,59	35,46	30,11
600	31,79	30,19	29,33	30,45	45,82	36,01	30,42
700	32,18	30,49	29,43	30,78	46,91	36,59	30,74
800	32,53	30,79	29,54	31,11	47,89	37,18	31,04
900	32,83	31,08	29,67	31,41	48,29	37,77	31,34
1000	33,14	31,36	29,81	31,70	49,56	38,37	31,62
1100	33,40	31,62	29,97	31,97	50,28	38,96	31,88
1200	33,64	31,88	30,13	32,23	50,93	39,54	32,13
1300	33,87	32,11	30,31	32,47	51,54	40,12	32,36
1400	34,09	32,34	30,49	32,69	52,09	40,66	32,59
1500	34,29	32,55	30,67	32,89	52,60	41,19	32,79
1600	34,48	32,74	30,85	33,09	53,07	41,70	32,99
1700	34,67	32,93	31,04	33,27	53,50	42,20	33,17

Продолжение приложения V

t, °C	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	Воздух
1800	34,84	33,10	31,22	33,44	53,91	42,67	33,35
1900	35,02	33,26	31,40	33,60	54,29	43,12	33,51
2000	35,18	33,42	31,58	33,75	54,64	43,56	33,66
2100	35,35	33,56	31,75	33,89	54,97	43,97	33,81
2200	35,50	33,70	31,93	34,02	55,27	44,37	33,95
2300	35,66	33,83	32,09	34,15	55,67	44,76	34,09
2400	35,80	33,95	32,26	34,26	55,85	45,13	34,21
2500	35,95	34,09	32,46	34,38	56,11	45,48	34,34
2600	36,09	34,18	32,58	34,48	56,35	45,81	34,45
2700	36,22	34,29	32,76	34,58	56,58	46,14	34,56
2800	36,36	34,39	32,87	34,68	56,82	—	34,67
2900	36,48	34,49	33,01	34,77	57,04	—	34,77
3000	36,61	34,58	33,16	34,86	57,23	—	34,87

Примечание, Для вычисления теплоемкостей в системе МКГСС цифры таблицы делятся на 4,186.

Приложение IX

Физические параметры для сухого воздуха при давлении 760 мм рт.ст. [20]

T, °K	t, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг× град)	λ , 10 ⁻² × Вт/(м× град)	α , 10 ⁻⁵ × м ² /сек	μ , 10 ⁻⁶ × (Н× сек)/м ²	ν , 10 ⁻⁶ × м ² /сек	P_r
223	-50	1,584	1,013	2,04	1,270	14,62	9,23	0,728
233	-40	1,515	1,013	2,12	1,378	15,21	10,04	0,728
243	-30	1,453	1,013	2,20	1,492	15,70	10,80	0,723
253	-20	1,395	1,009	2,28	1,620	16,19	12,79	0,716
263	-10	1,342	1,009	2,36	1,745	16,68	12,43	0,712
273	0	1,293	1,005	2,44	1,881	17,17	13,28	0,707
283	10	1,247	1,005	2,51	2,006	17,66	14,16	0,705
293	20	1,205	1,005	2,59	2,142	18,15	15,06	0,703
303	30	1,165	1,005	2,67	2,286	18,64	16,00	0,701
313	40	1,128	1,005	2,76	2,431	19,13	16,96	0,699
323	50	1,093	1,005	2,83	2,572	19,62	17,95	0,698
333	60	1,060	1,005	2,90	2,720	20,11	18,97	0,696
343	70	1,029	1,009	2,97	2,856	20,60	20,02	0,694
353	80	1,000	1,009	3,05	3,020	21,09	21,09	0,692
363	90	0,972	1,009	3,13	3,189	21,48	22,10	0,690
373	100	0,946	1,009	3,21	3,364	21,88	23,13	0,688
393	120	0,898	1,009	3,34	3,684	22,86	25,45	0,686
413	140	0,854	1,013	3,49	4,034	23,74	27,80	0,684
433	160	0,815	1,017	3,64	4,389	24,52	30,09	0,682
453	180	0,779	1,022	3,78	4,750	25,31	32,49	0,681
473	200	0,776	1,026	3,93	5,136	26,00	34,85	0,680
523	250	0,674	1,038	4,27	6,100	27,37	40,61	0,677
573	300	0,615	1,047	4,61	7,156	29,72	48,33	0,674
623	350	0,566	1,059	4,91	8,187	31,39	55,46	0,676

Продолжение приложения IX

$T, ^\circ\text{K}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{кДж/(кг}\times^\circ\text{град)}$	$\lambda, 10^{-2}\times \text{Вт/(м}\times^\circ\text{град)}$	$a, 10^{-5}\times \text{м}^2/\text{сек}$	$\mu, 10^{-6}\times \text{(н}\times \text{сек)/м}^2$	$\nu, 10^{-6}\times \text{м}^2/\text{сек}$	P_r
673	400	0,524	1,068	5,21	9,312	33,06	63,09	0,678
773	500	0,456	1,093	5,74	11,53	36,20	79,38	0,687
873	600	0,404	1,114	6,22	13,83	39,14	96,89	0,699
973	700	0,362	1,135	6,71	16,34	41,79	115,4	0,706
1073	800	0,329	1,156	7,18	18,88	44,34	134,8	0,713
1173	900	0,301	1,172	7,63	21,62	46,70	155,1	0,717
1273	1000	0,277	-1,185	8,07	24,59	49,05	177,1	0,719
1373	1100	0,257	1,198	8,50	27,63	51,21	199,3	0,722
1473	1200	0,239	1,210	9,15	31,65	53,46	223,7	0,724

Приложение X

Физические параметры воды на линии насыщения [20]

$t, ^\circ\text{C}$	$T, ^\circ\text{K}$	$P, 10^5\cdot\text{Н/м}^2$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$i, \text{кДж/кг}$	$C_p, \text{кДж/(кг}\times^\circ\text{град)}$	$\lambda, 10^{-2}\times \text{Вт/(м}\times^\circ\text{град)}$	$a, 10^{-7}\times \text{м}^2/\text{сек}$	$\mu, 10^{-6}\times \text{(н}\cdot\text{сек)/м}^2$	$\nu, 10^{-6}\times \text{м}^2/\text{сек}$	$\beta, 10^{-4}\times \text{1/сек}$	$\sigma, 10^{-4}\times \text{Н/м}$	P_r
0		1,01	999,9	0	4,212	55,1	1,308	1788,4	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	273	1,01	999,7	42,04	4,131	57,4	1,372	1305,7	1,306	+0,70	741,6	9,52
20		1,01	998,2	83,91	4,183	59,9	1,43c	1004,5	1,006	1,85	726,9	7,02
30	293	1,01	995,7	125,68	4,174	61,8	1,486	801,5	0,805	3,21	711,2	5,42
40		1,01	992,2	167,52	4,174	63,4	1,531	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	313	1,01	988,1	209,31	4,174	64,8	1,570	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60		1,01	983,2	251,14	4,179	65,9	1,606	469,9	0,478	5,11	662,2	2,98
70	333	1,01	977,8	293,01	4,187	66,8	1,631	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80		1,01	971,8	334,96	4,195	67,5	1,656	355,1	0,368	6,32	625,9	2,21
90	353	1,01	965,3	377,00	4,208	68,0	1,675	314,1	0,326	6,95	607,2	1,95
100		1,01	958,4	419,12	4,220	68,3	1,689	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	373	1,43	951,0	461,4	4,233	68,5	1,703	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120		1,99	943,1	503,7	4,250	68,6	1,711	236,4	0,252	8,64	548,4	1,47
130	393	2,70	934,8	546,4	4,267	69,8	1,720	217,8	0,233	9,18	528,8	1,36
140		3,62	926,1	589,1	4,288	68,5	1,725	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	413	4,76	917,0	632,2	4,313	68,4	1,728	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160		6,18	907,4	675,4	4,346	68,3	1,731	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	433	7,93	897,3	719,3	4,380	67,9	1,728	163,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180		10,04	886,9	763,3	4,417	67,5	1,722	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
190	453	12,56	876,0	807,7	4,459	67,0	1,714	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200		15,56	863,0	852,5	4,505	66,3	1,706	136,4	0,158	13,3	376,7	0,93
210	473	19,09	852,8	897,7	4,556	65,5	1,686	130,5	0,153	14,1	351,1	0,91
220		23,21	840,3	943,7	4,614	64,5	1,664	124,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	493	27,99	827,3	990,2	4,681	63,7	1,645	119,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240		33,49	813,6	1037,5	4,756	62,8	1,622	114,8	0,141	16,a	285,5	0,87
250	513	39,79	799,0	1085,7	4,844	61,8	1,595	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260		46,96	784,0	1135,1	4,949	60,5	1,558	105,9	0,135	19,6	237,4	0,87
270	533	55,07	767,9	1185,3	5,070	59,0	1,514	102,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	553	64,22	750,7	1236,8	5,230	67,5	1,464	98,7	0,131	23,7	191,3	0,90

Продолжение приложения X

$t, ^\circ\text{C}$	$T, ^\circ\text{K}$	$\rho, 10^5 \cdot \text{H}/\text{M}^2$	$\rho, \text{кг}/\text{M}^3$	$i, \text{кДж}/\text{кг}$	$C_p, \text{кДж}/(\text{кг} \times ^\circ\text{град})$	$\lambda, 10^{-2} \times \text{Вт}/(\text{M} \times ^\circ\text{град})$	$a, 10^{-7} \times \text{M}^2/\text{сек}$	$\mu, 10^{-9} \times (\text{H} \cdot \text{сек})/\text{M}^2$	$\nu, 10^{-6} \times \text{M}^2/\text{сек}$	$\beta, 10^{-4} \times 1/\text{сек}$	$\sigma, 10^{-4} \times \text{H}/\text{M}$	P_r
290		74,48	732,3	1290,0	5,485	55,8	1,389	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	573	85,95	712,5	1344,9	5,736	54,0	1,320	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310		98,73	691,1	1402,2	6,071	52,3	1,247	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	593	112,93	667,1	1462,1	6,574	50,6	1,153	85,3	0,128	38,2	98,1	1,11
330		128,69	640,2	1526,2	7,244	48,4	1,044	81,4	0,127	43,3	76,7	1,22
340	613	146,13	610,1	1594,8	8,165	45,7	0,917	77,5	0,127	53,4	56,7	1,39
350		165,43	574,4	1671,4	9,50	43,0	0,789	72,6	0,789	66,8	38,2	1,60
360	633	186,80	528,0	1761,5	13,98	39,5	0,536	66,7	0,126	109	20,2	2,35
370		210,6	450,5	1892,5	40,32	33,7	0,186	56,9	0,126	264	4,71	6,79

Приложение XIV

Термофизические свойства некоторых металлов и материалов для защитного покрытия и теплоизоляции

Материал	$T, ^\circ\text{K}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, 10^3 \times \text{кг}/\text{M}^3$	$C_p, \text{кДж}/(\text{кг} \times ^\circ\text{град})$	$\lambda, 10^{-2} \times \text{Вт}/(\text{M} \times ^\circ\text{град})$	$a, 10^{-5} \times \text{M}^2/\text{сек}$	Источники и примечания
Алюминий 98,5%	273	0	2,70	0,879	201,2	0,847	[27]
		100	2,69	0,942	204,7	0,808	Для сильно окисленной поверхности при $t=50 \div 500 ^\circ\text{C}$ $\varepsilon=0,2 \div 0,3$ [181]
		200			229,2		
	473	300	2,65	1,038	230,3	0,836	
		400	2,62	1,059	318,7	1,147	
		500	2,58	1,101	374,5	1,317	
Al2 Al+12%Si	293	20	2,70	0,879	176,0	0,742	
		100	2,69	0,942	196,5	0,775	
	473	200			210,5		[27]
		300	2,65	1,038	245,4	0,892	
Д-1 (отожжен)	273	0			169,8		
		20			171,0		
		100			186,1		[27]
	373	200			204,7		
		573	300			233,8	
Сталь 08	473	100			80,2		Для окисленной поверхности при $t=200 \div 600 ^\circ\text{C}$ $\varepsilon = 0,8$ [18]
		200			68,7		
		300			60,7		
	673	400			51,4		
		500			45,8		
Сталь 10	473	873	600		37,9		
		100	7,86	0,465	69,2	0,1894	
	873	200			57,6	0,1533	
		400			51,6	0,1286	
	873	600		45,7	0,1031	[27]	

Продолжение приложения, XIV

Материал	T, °K	t, °C	$\rho, 10^3 \times$ $\times \text{кг/м}^3$	$C_p,$ $\text{кдж/(кг} \times$ $\times \text{град)}$	$\lambda, 10^{-2} \times$ $\times \text{вт/(м} \times$ $\times \text{град)}$	$a, 10^{-5} \times$ $\times \text{м}^2/\text{сек}$	Источники и примечания
Сталь 15	478	100	7,86		65,8	0,2100	[27]
		200			55,0	0,1681	
1X18H9T	873	400	7,9	0,502	48,5	0,1122	[27]
		600			0,0819		
	473	100			16,0	При t=500 °C $\varepsilon=0,35$ [18]	
		200			17,6		
	673	300			19,2		
		400			20,8		
	873	500			22,3		
600		23,8					
1073	700	25,5					
	800	27,6					
Медь	293	20	8,93	0,381	395	1,164	[27]
		100	8,90	0,399	392	1,103	При t=500°C $\varepsilon=0,88$ [18]
	573	300	8,84	0,422	373	0,997	[27]
		600	8,70	0,456	344	0,861	
	1173	900	8,62	0,482	321	0,772	[27]
0		8,902	0,457	67,5			
Никель 99,2%	373	100	4,5	0,470	62,8	Для кислородной поверхности при t=200÷600° C $\varepsilon=0,37 \div 0,28$ [18]	
		200		0,486	58,2		
	673	400		0,516	52,3		
		600		0,540	57,0		
	1073	800		0,558	65,1		
Титан	293	20	0,528	15,1	0,0636	[27]	
		100	0,544	15,7	0,0642		
	573	300	0,586	16,9	0,0642		
		500	0,616	18,0	0,0650		
973	700	0,616	(19,2)*	(0,0692)*	[2]		
	900	0,624	(20,6)*	(0,0725)*			
ZrO ₂		5	0,733	1,15	$3,14 \cdot 10^{-3}$	[2]	
Al ₂ O ₃		3,2	1,172	2,73	$7,28 \cdot 10^{-3}$		
SiC+Si ₃ N ₄		2,7	2,512	1,67	$2,47 \cdot 10^{-3}$		
ZrSi		3,8		2,16			
Минеральная вата (Краматорского завода)	303	30	0,14	0,837	0,054	$4,56 \cdot 10^{-3}$	[27] $\lambda=0,046+(t-30) \cdot 10^{-4}$
Стекловолоконная вата	303	30	0,14	0,670	0,049	$5,22 \cdot 10^{-3}$	[27] $\lambda=0,042+(t-30) \cdot 10^{-4}$ [18]
Асбест	273	0	0,1	0,837	0,060		$\lambda=0,052+1,4 \times t \cdot 10^{-4}$

* Величины в скобках получены экстраполяцией; применимы только для решения учебных задач