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

Криогенное оборудование. Ожижители, рефрижераторы, системы отчистки

Методические указания к практическим занятиям

САМАРА 2017

УДК 533

ББК 31.31

Составители: Д.А. Угланов

Криогенное оборудование. Ожижители, рефрижераторы, системы отчистки: Методические указания к практическим занятиям / Самарский университет; Д.А. Угланов; Самара, 2017. – 34 с.

Пособие (Методические указания) предназначено для студентов, обучающихся по следующим направлениям подготовки бакалавра: 13.03.03 – Энергетическое машиностроение, 15.03.04 - Автоматизация технологических процессов и производств. 15.03.05 - Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 24.03.05 – Двигатели летательных аппаратов; по специальности 24.05.02 – Проектирование авиационных двигателей и энергетических установок, по направлению подготовки магистров 24.04.05 - Двигатели летательных аппаратов, а также может быть полезно слушателям курсов, аспирантам и специалистам. Разработано на кафедре теплотехники и тепловых двигателей.

Печатаются по решению редакционно-издательского совета Самарского университета.

ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ И РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

1. Для холодильного (обратного) цикла Карно *1—2—3—4*, состоящего из двух изотермических и двух изоэнтропических процессов (рис. 1.1), холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_k = \frac{Q_0}{L} = \frac{Q_0}{L_k - L_\partial} = \frac{Q_0}{Q - Q_0} = \frac{T_0}{Q - T_0}. \qquad (1.1)$$

Здесь $\boldsymbol{Q_0}$ — холодопроизводительность — расход теплоты, получаемой холодильным агентом (рабочим веществом) от охлаждаемой среды при температуре $\boldsymbol{T_0}$, Вт; $\boldsymbol{Q}$ — расход теплоты, отдаваемой хладагентом воде при температуре $\boldsymbol{T}$, Вт; $L_К$ — мощность, затрачиваемая в компрессоре при изоэнтропическом сжатии пара рабочего вещества, Вт; $L_д$ — мощность, получаемая при изоэнтропическом расширении хладагента в детандере, Вт; $L = L_К - L_д = Q - Q_0$ — теоретическая мощность, затрачиваемая в цикле, Вт.

Как следует из формул (1.1), ε_k теоретически зависит только от значений температуры T и T_0 и не зависит от природы хладагента.

2. Для реального влажного цикла паровой компрессионной холодильной установки *1—2—3—4'* (рис. 1.2) холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_k = \frac{Q_0}{L} = \frac{Q_0}{Q - Q_0} = \frac{i_1 - i_{4`}}{i_2 - i_1}, \qquad (1.2)$$

где L — мощность, затрачиваемая компрессором при сжатии пара хладагента, Вт; $i_1, i_2, i_3, i_{4`}$ — удельные энтальпии хладагента в соответствующих точках цикла (рис. 1.2), Дж/кг. Остальные обозначения — см. формулу (1.1).

3. Для сухого цикла одноступенчатой паровой компрессионной холодильной установки (рис. 1.3):

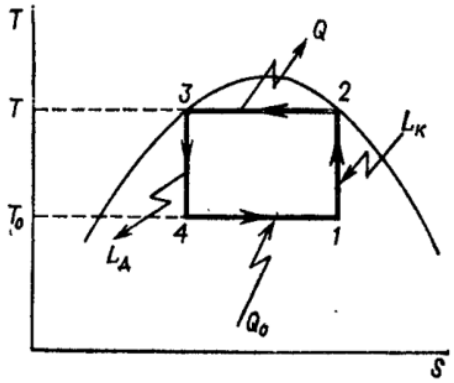


Рисунок 1.1 – Холодильный цикл Карно

а) без переохлаждения жидкого хлад агента (процесс *1—2—3—4—4')*

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{L} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}; \qquad (1.3)$$

б) с переохлаждением жидкого хладагента (процесс 1—*2—3—4—5—6)*

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{L} = \frac{i_1 - i_6}{i_2 - i_1} = \frac{i_1 - i_5}{i_2 - i_1}. \qquad (1.4)$$

В последней формуле: ε — холодильный коэффициент; $Q_0 = G(i_1 - i_5)$ — холодопроизводительность установки, Вт; $L = Q$ — $Q_0 = G(i_2 - i_1)$— теоретическая мощность, затрачиваемая компрессором, Вт; $Q = G(i_2 - i_5)$— расход теплоты, отдаваемой хладагентом воде в конденсаторе (включая переохлаждение жидкого хладагента, Вт; G — расход хладагента в цикле, кг/с; i_1, i_2, ... — удельные энтальпии хладагента в соответствующих точках, цикла, Дж/кг.

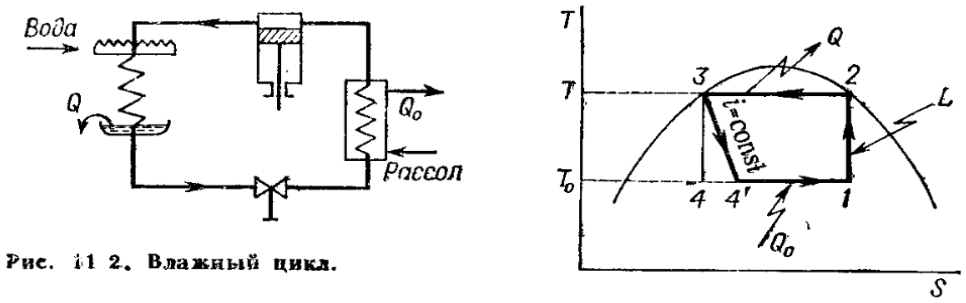


Рисунок 1.2 – Влажный цикл .

На рис. 1.4 сухой цикл одноступенчатой компрессионной холодильной установки изображен в координатах p — i.

4. Действительная мощность N (в кВт), расходуемая компрессионной холодильной установкой:

$$N = \frac{L}{1000\eta}, \qquad (11.5)$$

где η — общий к. п. д., равный

$$\eta = \eta_i \eta_{мех} \eta_п \eta_д, \qquad (11.6)$$

η_i — индикаторный к. п. д. компрессора, которым учитывается отличие действительного рабочего процесса от теоретического (изоэтропического) [величина η_i зависит от степени сжатия холодильного агента, т. е. от отношения давления конденсации p к давлению испарения p_0; ориентировочные значения η_i для аммиачных компрессоров приведены на рис.

1.3; $\eta_{мех}$— механический к. п. д компрессора, учитывающий потери, вызываемые трением; $\eta_п$— к. п. д. передачи; $\eta_д$ — к. п. д. двигателя компрессора.

При приближенных расчетах обычно принимают:

$$\eta_{мех} = 0{,}8 \div 0{,}9;\ \eta_п = \eta_д = 0{,}95.$$

5. Холодопроизводительность компрессора Q_0 (в Вт):

$$Q_0 = \lambda V_p q_u, \qquad (1.7)$$

где λ — коэффициент подачи компрессора — отношение действительного секундного объема пара, всасываемого компрессором, к геометрическому объему V_p(в м^3/с), описываемому поршнем (для аммиачных компрессоров можно пользоваться значениями коэффициентов подачи λ, приведенными на рис.1.3, в зависимости от отношения давления в конденсаторе p к давлению в испарителе p_0);

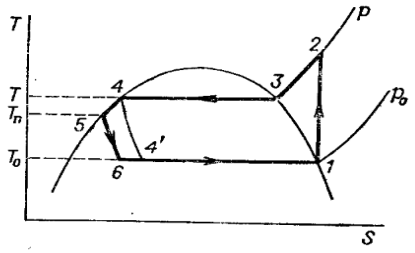


Рисунок 1.4 - Сухой цикл в координатах p-t.

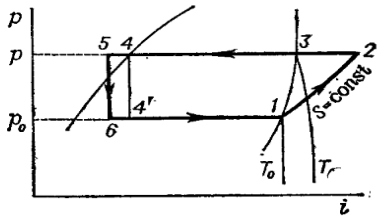
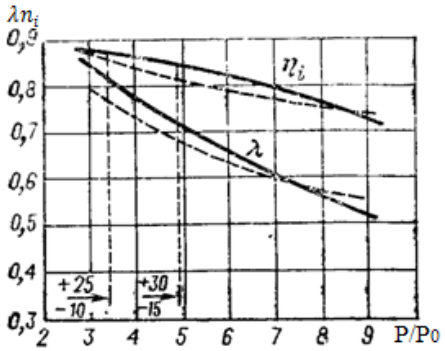


Рисунок 1.8 - Сухой цикл

q_0 – объемная холодопроизводительность (в Дж/м^3) холодильного агента, равная

$$q_0=\rho_1(i_1-i_5) \qquad (1.8)$$

i_1 и i_5 - удельные энтальпии холодильного агента на выходе из испарителя и на входе в него (см. рис 1.3 или 1.4), Дж/кг; ρ_1 – плотность пара, всасываемого компрессором, кг/м^3.



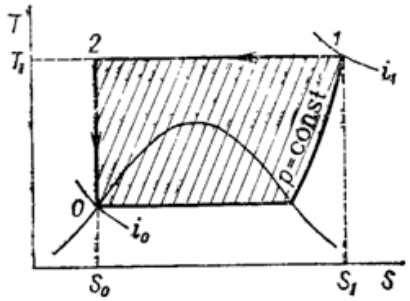


Рисунок 1.3 – Значения коэффициентов η_i и λ для вертикальных прямоточных аммиачных компрессоров и для горизонтальных аммиачных компрессоров двойного действия

6. При пересчете холодопроизводительности Q_0 компрессора на другие условия (Q'_0) при неизменной частоте вращения пользуются формулой:

$$\frac{Q_0}{Q'_0} = \frac{q_0\lambda}{q'_0\lambda}. \qquad (1.9)$$

Нормальными условиями работы паровой компрессионной холодильной установки при одноступенчатом сжатии считаются: температура испарения —10 °С, температура конденсации 25 °С, температура переохлаждения жидкого хладагента 15 °С.

7. Минимальная работа, необходимая для ожижения 1 кг газа при идеальном процессе сжижения:

$$L_{мин}=T_1(S_1-S_0)-(i_1-i_0) \qquad (1.10)$$

где T_1 и i_1— температура, удельные энтропия и энтальпия газа в начальном состоянии (точка *1);* S_0 и i_0— удельные энтропия и энтальпия жидкости (точка *0*).

Хотя практически идеальный процесс сжижения неосуществим, но $L_{мин}$ имеет значение как масштаб, с которым сравнивают реальные циклы.

8. Ожижение воздуха с расширением его без отдачи внешней работы — дросселированием (цикл Линде).

а) Простой регенеративный цикл — см. стр. 477.

Удельная холодопроизводительность цикла q (в Дж/кг):

$$q=i_1-i_3 \qquad (1.11)$$

Здесь i_1, i_3 — удельные энтальпии расширенного и сжатого воздуха при температуре входа в теплообменник, Дж/кг.

Ожижаемая доля воздуха:

$$y = \frac{q - q_{пот}}{i_1 - i_0} = \frac{(i_1 - i_{пот}) - q_{пот}}{i_1 - i_0} \qquad (1.12)$$

где i_0 — удельная энтальпия жидкого воздуха (при давлении расширенного воздуха), Дж/кг; $q_{пот}$ — суммарные потери холода, отнесенные к 1 кг перерабатываемого воздуха.

б) Цикл с предварительным (аммиачным) охлаждением. Удельная холодопроизводительность цикла q' (в Дж/кг):

$$q' = i_1' - i_3', \qquad (1.13)$$

где i_1' и i_3' — удельные энтальпии расширенного и сжатого воздуха при температуре входа в основной теплообменник после аммиачного холодильника, Дж/кг.

Ожижаемая доля воздуха:

$$y = \frac{q' - q_{пот}}{i_1' - i_0} = \frac{(i_1' - i_3') - q_{пот}}{i_1' - i_0}. \quad (1.14)$$

Удельное количество теплоты q_a (в Дж/кг), передаваемой в аммиачном теплообменнике (считая на 1 кг сжатого воздуха)

$$q_a = q' - q + y(i_1 - i_1'). \quad (1.15)$$

Здесь q' — удельная холодопроизводительность цикла [формула (1.13)]; q—удельная холодопроизводительность цикла в случае отсутствия предварительного аммиачного охлаждения [формула (1.11)]; i' и i' — см. формулы (1.11) и (1.13).

в) Цикл с циркуляцией воздуха под давлением — см. стр. 479. Удельная холодопроизводительность цикла q (в Дж/кг):

$$q = (i_2 - i_3) + M(i_1 - i_2), \quad (1.16)$$

где i_1, i_2, i_3— удельные энтальпии расширенного воздуха, сжатого воздуха среднего давления и сжатого воздуха высокого давления соответственно при температуре входа в основной теплообменник, Дж/кг;

M — доля воздуха, дросселируемого до низкого давления (обычно 0,2—0,4).

Ожижаемая доля воздуха:

$$y = \frac{(i_2 - i_3) + M(i_1 - i_2) - q_{пот}}{i_1 - i_0} \quad (1.17)$$

Обозначения те же, что и в формуле (1.12).

9. Ожижение воздуха при расширении его с отдачей внешней работы $Ж$ детандере.

а) Цикл среднего давления (Клода) — см. стр. 480. Удельная холодопроизводительность цикла q (в Дж/кг):

$$q = (i_1 - i_2) + M(i_3 - i_4), \quad (1.18)$$

где i_1, i_2— удельные энтальпии расширенного и сжатого воздуха при температуре входа в основной теплообменник, Дж/кг; i_3, i_4— удельные энтальпии сжатого воздуха при входе в детандер и при выходе из него, Дж/кг; M — доля воздуха, направляемого в детандер (обычно принимают M = 0,8).

Для воздуха, расширяющегося в детандере, в этом цикле обычно принимают:

$$i_3 - i_4 = 0.65\Delta i_{из} = 0.65(i_3 - i_5).$$

Здесь $\Delta i_{из}$ — изменение удельной энтальпии воздуха при изоэнтропическом процессе; i_5— удельная энтальпия воздуха при давлении после детандера и при той же энтропии, что и i_3Дж/кг.

Ожижаемая доля воздуха:

$$y = \frac{(i_1 - i_2) + M(i_3 - i_4) - q_{пот}}{i_1 - i_0}. \quad (1.19)$$

Обозначения те же, что и в формуле (1.18).

б) Цикл высокого давления (Гейландта) — см. стр. 482.

Удельная холодопроизводительность цикла q (в Дж/кг):

$$q = (i_1 - i_3) + M(i_3 - i_4), \quad (11.20)$$

где i_1, i_3— удельные энтальпии расширенного и сжатого воздуха при температуре входа в основной теплообменник и в детандер, Дж/кг; i_4 — удельная энтальпия воздуха по выходе из детандера, Дж/кг; М — доля воздуха, направляемого в детандер (обычно принимают М = 0,45 ÷0,5).

В этом цикле можно принять для воздуха, расширяющегося в детандере:

$$i_3 - i_4 = 0.75\Delta i_{ИЗ} = 0.75(i_3 - i_5).$$

Ожижаемая доля воздуха:

$$y = \frac{(i_1 - i_2) + M(i_3 - i_4) - q_{пот}}{i_1 - i_0}. \quad (11.21)$$

в) цикл низкого давления с турбодетандером (Капицы) – см. стр. 483.

Ожижаемая доля воздуха:

$$y = \frac{(i_1 - i_2) + (1 - ay)(i_3 - i_4) - q_{пот}}{i_1 - i_0}, \quad (11.22)$$

где i_1, i_2 — удельные энтальпии расширенного и сжатого воздуха при температуре входа в основной теплообменник, Дж/кг; i_3, i_4— удельные энтальпии сжатого воздуха перед турбодетандером и после него, Дж/кг; a — коэффициент, учитывающий испарение при дросселировании жидкости от давления конденсации до атмосферного давления (при давлении конденсации $p_{абс}$ = 5.89x10^5 Па = 6 кгс/см^2 a = 1.25).

Можно принять для воздуха, расширяющегося в турбодетандере:

$$i_3 - i_4 = 0{,}8\Delta i_{из} = 0{,}8(i_3 - i_5) \quad (11.23)$$

Здесь i_1— удельная энтальпия воздуха при давлении после детандера и при той же энтропии, что и i_3, Дж/кг.

10. Потери холода $q_{пот}$ складываются из двух слагаемых:

$$q_{пот} = q_{нед} + q_{абс} \quad (11.24)$$

Потери холода при недорекуперации (в Дж/кг):

$$q_{нед} = c_p\, \Delta i, \quad (11.25)$$

где c_p— удельная теплоемкость газа при температуре выхода из теплообменника, Дж/(кг*К); Δt—разность температур сжатого воздуха, входящего в теплообменник, и расширенного воздуха, выходящего из теплообменника, К.

Потери холода в окружающую среду (через изоляцию) q_{oc} составляют обычно 4—12 кДж на 1 (при нормальных условиях) перерабатываемого воздуха.

Примеры:

Пример 1.1. Определить холодильный коэффициент компрессионной холодильной установки, работающей по циклу Карно, если температура в испарителе — 23 °С, а в конденсаторе 27 °С.

Р е ш е н и е . По формуле (11.1) получаем:

$$\varepsilon_к = \frac{T_0}{T - T_0} = \frac{273 - 23}{(273 + 27) - (273 - 23)} = 5$$

Пример 1.2. Вычислить теоретическую мощность, затрачиваемую холодильной установкой, работающей по циклу Карно и отводящей в 1 с 17 400 Дж, при —19 °С (температура испарения). Температура конденсации 15 °С.

Р е ш е н и е . Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_к = \frac{T_0}{T - T_0} = \frac{254}{268 - 254} = 7{,}5$$

Теоретическая мощность:

$$N_m = \frac{L}{1000} = \frac{Q_0}{\varepsilon_к * 10^3} = \frac{17400}{7{,}5 * 10^3} = 2.32\ кВт$$

Пример 1.3. Найти минимальную (для цикла Карно) теоретическую мощность компрессора аммиачной холодильной установки и расход воды в конденсаторе при выработке в 1 ч 500 кг льда из воды, имеющей температуру 0 °С. Аммиак кипит при —7 °С, а конденсируется при 20 °С. Вода в конденсаторе нагревается от 10 до 15 °С.

Р е ш е н и е . Теплота, выделяющаяся при замерзании воды:

$$Q_0 = \frac{500 * 339{,}1 * 1000}{3600} = 47100\ Вт$$

где $339{,}1*10^3$ Дж/кг— удельная теплота замерзания воды.

Мощность компрессора (за вычетом работы изоэнтропического расширения):

$$L = \frac{Q_0}{\varepsilon_к} = \frac{T - T_0}{T_0} Q_0 = \frac{293 - 266}{266} 47100 = 4780\ Вт$$

Расход теплоты, отводимой водой в конденсаторе:

$$Q = Q_0 + L = 47100 + 4780 = 51880 \text{ Вт} = 51{,}9 \text{ кВт}.$$

Расход воды:

$$\frac{51880}{(15-10)4{,}187*1000} = 2{,}478 кг/с$$

Пример 1.4. Определить для углекислотной холодильной установки, работающей по влажному циклу, удельную холодопроизводительность хладагента, холодильный коэффициент, количество отводимой в конденсаторе теплоты, количество циркулирующего хладагента и теоретическую расходуемую мощность, если температура испарения —30 С, температура конденсации 20 °С,температура переохлаждения 16 С. Требуемая холодопроизводительность установки 58 150 Вт.

На рис. 1.7 показан цикл в координатах Т — S. Значения удельных энтальпий определены с помощью диаграммы *Т* — S для диоксида углерода (рис. 1.7). Линия *1—2* — сжатие в компрессоре, 2—*3*' — конденсация, *3*'—*3* — переохлаждение жидкого хладагента, *3—4* — дросселирование, *4—1* — испарение.

Р е ш е н и е . Удельная холодопроизводительность хладагента:

$$q_0 = i_1 - i_4 = 590 * 103 - 461 * 103 = 129 * 103 \text{ Дж/кг}.$$

Холодильник коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{L} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{(590-461)10^3}{(632-590)10^3} = 3.1$$

Количество отводимой в конденсаторе теплоты на 1 кг циркулирующего диоксида углерода:

$$q = i_2 - i_3 = 632*10^3 - 461*10^3 = 171*10^3 \text{ Дж/кг}$$

Расход хладагента, циркулирующего в цикле:

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{58150}{129 * 10^3} = 0{,}448 кг/с$$

Расход теплоты, отводимой в конденсаторе:

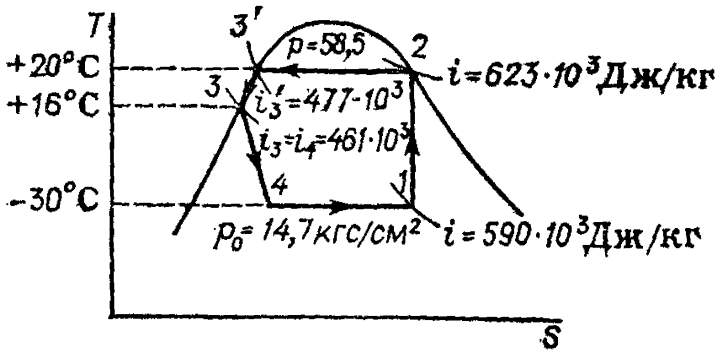


Рисунок 1.7 – К примеру 1.4

Необходимая теоретическая мощность:

$N_т$=G(i_2-i_1)=0,448(632*10^3-590*10^3)=0,448*42*10^3=18700 Вт = 18,7 кВт

Пример 1.5. Определить коэффициент подачи аммиачного компрессора простого действия имеющего ход поршня 0,32 м, диаметр цилиндра 0,25м и частоту вращения 180 об/мин. Цикл сухой, без переохлаждения. Температура испарения — 10 °С, температура конденсации 30 °С, холодопроизводительность 93 000 Вт.

Р е ш е н и е . Удельная холодопроизводительность аммиака*

q_0=i_1-i_4=(1430-324)10^3=1106*10^3 Дж/кг

Удельные энтальпии определены по диаграмме *T*—S для аммиака (рис. 1.8).

Объемная холодопроизводительность аммиака:

q_v=$q_0$$\rho_1$=1106*2.39*$10^3$=2640*$10^3$ Дж/м^3

где ρ_1 = 2.39 кг/м^3 – плотность засасываемого компрессором пара (табл. XLVIII).

Объем, описываемый поршнем:

$$V_c = \frac{\pi D^2}{4} s \frac{n}{60} = \frac{3{,}14 * 0.25^2}{4} 0{,}32 \frac{180}{60} = 0{,}047 M^3/c$$

Коэффициент подачи по формуле (11.7):

$$\lambda = \frac{Q_0}{V_Г q_v} = \frac{93000}{0{,}047 * 2640 * 10^3} = 0{,}745$$

Пример 1.6. Аммиачный компрессор марки 3-АВ (вертикальный) имеет холодопроизводительность Q_0— 174 000 Вт при нормальных условиях. Какова будет холодопроизводительность этого компрессора, если он будет работать при температуре испарения —25 °С, температуре конденсации 30 °С и температуре переохлаждения 25 °С?

Р е ш е н и е . Для определения холодопроизводительности при рабочих условиях воспользуемся формулой (1.9):

$$Q_0' = Q_0 \frac{q_v' \lambda'}{q_v \lambda}$$

Как следует из этой формулы, для пересчета холодопроизводительности компрессора необходимо определить q_v и q_v',λ' и λ. Исходя из определения нормальных условий работы ($t_{исп}$ = — 10 °С, $t_{конд}$ = 25 °С, $t_п$ = 15 °С), находим с помощью диаграммы *T*—S (рис. X X V I) и табл. X L V I I I :

$$q_v = (i_1 - i_4)\rho' = (1410 * 10^3 - 251 * 10^3)2{,}39 = 2830 * 10^3 Дж/м^3$$

Аналогично находим

$$q_v' = (i_1' - i_4')\rho' = (1410 * 10^3 - 299 * 10^3)1{,}297 = 1440 * 10^3 Дж/м^3$$

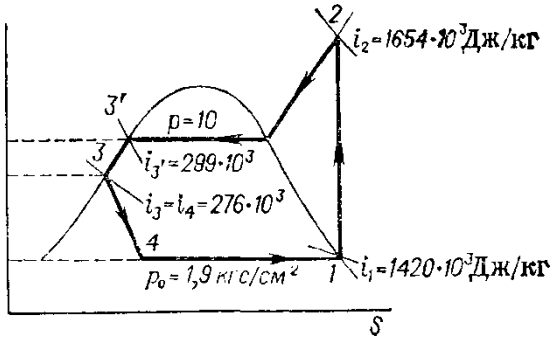


Рисунок 1.8 – К примеру 1.7

Для определения λ находим отношение давлений *+25°C* конденсации и испарения +20°C при нормальных условиях, т. е. отношение давления *p,* соответствующего температуре конденсации 25°C, и давления p_0, соответствующего температуре испарения —10°C (табл. XLVIII)

$$p/p_o = 1004/281 = 3{,}45$$

Для этого отношения давлений λ =0,82 (см. рис. 1.5).

Аналогично определяем λ ′, исходя из заданных рабочих условий. Находим отношение давления *p*, соответствующего температуре конденсации 30 °C, и давления p_0, соответствующего температуре испарения —25 °C:

$$p/p_0 = 1167/152 = 7{,}7.$$

Для этого отношения давлений λ′ = 0,57 (см. рис. 1.5).

Рабочая холодопроизводительность компрессора:

$$Q_0' = Q_0 \frac{q_v' \lambda'}{q_v \lambda} = 174\,000\ \frac{1440 * 10^3 * 0{,}57}{2830 * 10^3 * 0.82} = 62000\ Вт = 62\ кВт$$

Пример 1.7. Определить размеры цилиндра а также действительную расходуемую мощность для одноступенчатого аммиачного компрессора простого действия, работающего на сухом ходу. Требуемая холодопроизводительность 290 000 Вт при температуре испарения —20 °C. Температура конденсации 25 °C, температура переохлаждения 20 °C. Определить также холодильный коэффициент установки.

На рис. 1.8 показан цикл, соответствующий заданным условиям, в координатах *T*—S. Линия *1—2* — сжатие в компрессоре, *2—3'* — охлаждение перегретого пара и конденсация, *3'—3* — переохлаждение жидкости, *3—4*—дросселирование, *4—1*— и с парение.

Р е ш е н и е . Значения удельных энтальпий аммиака в различных точках цикла находим на диаграмме *T*—S (рис. X X V I) .

Удельная холодопроизводительность аммиака:

$$q_0 = i_1 - i_4 = (1420 - 276)10^3 = 1144 * 10^3\ Дж/кг$$

Расход циркулирующего аммиака:

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{290000}{1144 * 10^3} = 0{,}254\ кг/с$$

Объемная холодопроизводительность аммиака:

$$q_v = q_0 \rho_{\ 1} = 1144 * 10^3 * 1.6 = 1830 * 10\ Дж/м^3$$

Где ρ_1 = 1,6 кг/м^3 — плотность засасываемого компрессором пара (табл. XLVIII).

Объем, описанный поршнем в 1 с:

$$Vr = \frac{Q_0}{q_v \lambda} = \frac{290000}{1830 * 10^3 * 0{,}7} = 0{,}227\ м^3/с$$

Отношение p/p_0 = 10/1,9 =5,3. По рис. 1.5 находим λ =0,7.

Если принять частоту вращения n = 210 об/мин, то объем цилиндра:

$$V=0{,}227*60/210=0.065 м^3$$

Обычно отношение хода поршня $ к диаметру D составляет s/D = 1,1 ÷ 1,3. Примем это отношение равным 1,2. Тогда

$$0{,}065 = \frac{\pi D^2}{4} 1.2D$$

откуда D=0,41 м=410 мм; s= 410*1,2 = 490 мм.

Теоретическая мощность компрессора:

$$N_T = G(i_2 — i_1) = 0{,}254\ (1654 — 1420)\ 10^3 = 59{,}5 * 10^3 Вт = 59{,}5\ кВт.$$

Действительная расходуемая мощность:

$$N = N_т / \eta) = 59{,}5/0{,}643 = 92{,}5\ кВт.$$

Здесь η— общий к. п. д., равный по формуле (11.6).

$$\eta = \eta_i \eta_{мех} \eta_п \eta_д$$

Значение индикаторного к. п. д. η_i при p/p_0 = 5,3 находим по рис. 1.5. Для этого отношения давлений η_i=0,84.

Принимаем: $\eta_{мех}$= 0,85; $\eta_п$= 0,95; $\eta_д$ = 0,95. Тогда

$$\eta = 0{,}84*0{,}85*0{,}95*0{,}95 = 0{,}643.$$

Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{i_2 - i_1} = \frac{1144 * 10^3}{(1654 - 1420)10^3} = 4{,}88$$

Пример 1.8. Определить по условиям предыдущего примера количество воды, подаваемой в конденсатор, и поверхность теплопередачи конденсатора (включая переохлаждение жидкого аммиака), если начальная температура воды 15 °*C*, конечная 21 °C, коэффициент

теплопередачи для зоны конденсации (включая охлаждение перегретого пара) K' —2330 Вт/(м^2'К), а для зоны переохлаждения жидкого аммиака K'' = 465 Вт/(м^2* К).

Р е ш е н и е . Расход теплоты, передаваемой в конденсаторе, определяем по формуле:

$$Q = G\ (i_2 — i_3) = 0{,}254\ (1654 — 276)\ 10^3 = 350.\ 10^3\ \text{Вт} = 350\ \text{кВт}.$$

Расход теплоты, передаваемой в зоне охлаждения перегретого пара и конденсации:

$$Q' = G\ (i_2 — i_3) = 0{,}254\ (1654 — 299)\ 10^3 = 344*10^3\ \text{Вт} = 344\ \text{кВт}$$

Расход теплоты, передаваемой в зоне переохлаждения жидкого аммиака:

$$Q'' = (350' — 344{,}0)\ 10^3 = 10^3 = 6*\ 10^3\ \text{Вт} = 6\ \text{кВт}.$$

Расход воды, подаваемой в конденсатор:

$$G_в = \frac{Q}{(t_{кон} - t_{нач})c_в} = \frac{350 * 10^3}{(21 - 15)4{,}19 * 10^3} = 13{,}9 кг/с$$

Температура воды после зоны переохлаждения жидкого аммиака:

$$t = 15 + \frac{6 * 10^3}{13{,}9 * 4{,}19 * 10^3} = 15{,}1\ °C$$

Средняя разность температур в зоне конденсации без учета температуры перегрева аммиака (рис. 1.9):

$$\Delta t'_{ср} = \frac{(25 - 15{,}1) - (25 - 21)}{2{,}3_{lg}\frac{25-15{,}1}{25-21}} = 6{,}5°C = 6{,}5K$$

Средняя разность температур в зоне переохлаждения жидкого аммиака:

$$\Delta t''_{ср} = [(25 — 15{,}1) + (20 — 15)]/2 = 7{,}4\ °C == 7{,}4\ К.$$

Площадь поверхности теплопередачи в зоне конденсации:

$$F' = \frac{Q'}{K'\Delta t'_{ср}} = \frac{344 * 10^3}{2330 * 6{,}5} = 22{,}8 м^2$$

Площадь поверхности теплоотдачи в зоне переохлаждения:

$$F'' = \frac{Q''}{K''\Delta t''_{ср}} = \frac{6 * 10^3}{465 * 7{,}45} = 1{,}68 м^2$$

Общая площадь поверхности конденсатора:

$$F = F' + F'' = 22{,}8 + 1{,}68 = 24{,}5 м^2$$

Удельная тепловая нагрузка (съем теплоты с 1 дающей поверхности):

$$Q_F = 350*10^3/24{,}5 = 14{,}3*10^3\ \text{Вт/м}^2$$

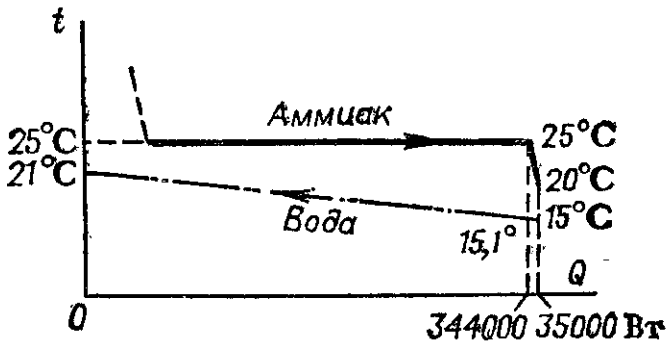


Рисунок 1.9. – К примеру 1.8

Пример 1.9. В воздухе содержится 5,8% (об.) пара четыреххлористого углерода. Если охлаждать эту газовую смесь под атмосферным давлением (760 мм рт.ст.), то при какой температура начнется конденсация четыреххлористого угледорода? Определить так же, до какого давления необходимо сжать газовую смесь, чтобы при последующем охлаждении ее при постоянном давлении до 30 °С сконденсировалось 75% от содержащегося в воздухе четыреххлористого углерода.

Р е ш е н и е . Конденсация четыреххлористого углерода из газовой смеси начнется тогда, когда его парциальное давление в смеси станет равным давлению насыщенного пара.

Парциальное давление четыреххлористого углерода в газовой смеси:

$$p = y\Pi = 0{,}058\text{-}760 = 44 \text{ мм рт. ст.}$$

По диаграмме зависимости давления, насыщенного пара четыреххлористого углерода от температуры (рис. XXIV) находим, что давлению 44 мм рт. ст. соответствует температура 8 °С, при которой, следовательно, и начнется конденсация четыреххлористого углерода.

Определим давление П, до которого надо сжать исходную газовую смесь, чтобы после охлаждения до 30 °С сконденсировалось 75% четыреххлористого углерода.

Из 5,8 моль четыреххлористого углерода, содержащихся в 100 моль исходной смеси, по условию должно остаться в газовой фазе после конденсации 5,8*0,25 = 1,45 моль. Общее число молей в газовой смеси после конденсации:

$$(100 — 5{,}8)+ 1{,}45 =95{,}65.$$

Парциальное давление четыреххлористого углерода в газовой фазе над жидкостью равняется его давлению насыщенного пара при 30 °С и составляет 145 мм рт. ст. (рис. XXIV).

Общее давление смеси П найдем из пропорции!

$$1{,}45— 145$$

$$95{,}65 —П,$$

откуда

$$П = \frac{95{,}65 * 145}{1{,}45} = 9565 \text{ мм рт. ст.} = 13\text{кгс/см2} = 1{,}275\text{МПа}$$

Пример 1.10. Определить по диаграмме *T*—S (рис. XXIX) процент образовавшегося жидкого воздуха после дросселирования сжатого воздуха с 80 кгс/см^2 и 140 К до 1 кгс/см^2 (~ 0,1 МПа).

Р е ш е н и е . Находим точку пересечения изобары 80 кгс/см^2 с изотермой 140 К и от этой точки по линии *i*= constопускаемся до пересечения с изобарой 1 кгс/см^2, Беря отношение участка, лежащего на изобаре 1 кгс/см^2 справа от найденной точки до пограничной линии пара, ко всему отрезку между линией жидкости и линией пара при *p* = 1 кгс/см^2, получаем, что жидкости в образовавшейся парожидкостной смеси содержится 33%.

Пример 1.11. Определить, какое количество теплоты необходимо отнять от 1 кг воздуха для сжижения его при атмосферном давлении и какую для этого необходимо затратить теоретически минимальную работу. Начальная температура воздуха 290 К.

Р е ш е н и е. По диаграмме *T*—*S*для воздуха (рис. XXIX) находим, что при *p* = 1 кгс/см^2

$$i_Г — I_ж = 502*10^3 — 92*10^3 = 410*10^3 \text{ Дж/кг.}$$

Теоретически минимальную затрату работы для ожижения 1 кг воздуха находим по формуле (11.10):

$$L_{мин} = T_1(S_1 - S_0) - (i_1 - i_0) = 290(3{,}75 - 0)10^3 - 410 * 10^3 = 677 * 10^3 \, Дж/кг$$

Значения S_1и S_0определены по диаграмме *T*—Sдля воздуха.

Таким образом,

$$L_{мин} = \frac{677}{3600} = 0{,}188 \, кВт * ч/кг$$

Пример 11.12. Определить количество получаемого в 1 ч жидкого воздуха и необходимую для этого затрату мощности при переработке 200 кг/ч воздуха, сжатого до 200 кгс/см^2. Установка работает по простому регенеративному циклу Линде. Температура воздуха до и после компрессора (при входе в теплообменник) 25 °С. Воздух дросселируется до 1 кгс/см^2. Потери холода в окружающую среду принять в размере 4,19*10^3 Дж на 1 м^3 воздуха (при нормальных условиях). Недорекуперация 5 °С.

Р е ш е н и е . На рис. 1.10 даны принципиальная схема установки и изображение процесса в координатах *T*—*S*.Для расчета пользуемся диаграммой *T*—5 для воздуха (рис. XXIX).

Удельную холодопроизводительность цикла определяем по формуле (1.11):

$$q = i_1 — i_3 = (510 — 474)10^3 = 36 * 10^3 дж/кг.$$

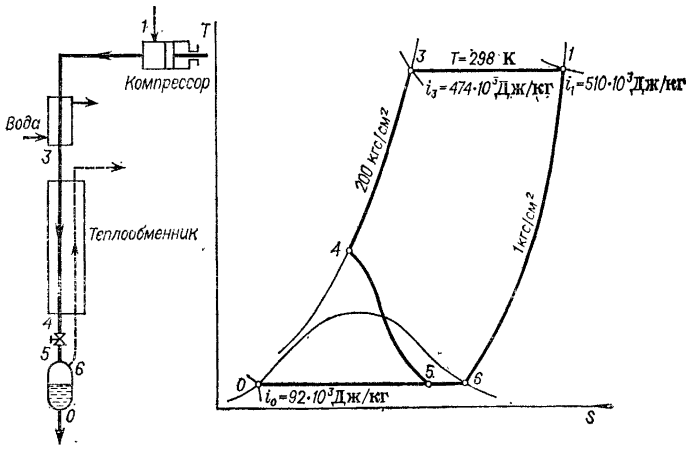


Рисунок 1.10 – К примеру 1.12

Потери холода на 1 кг перерабатываемого воздуха определяем по формулам (1.24) и (1.25):

а) потери от недорекуперации *

$$q_{нед}=c_p\Delta t=1{,}01*10^3*5=5{,}05*10^3 \text{ Дж/кг}$$

б) потери в окружающую среду

$$q_{о.с}=4{,}19*10^3/1{,}29=3{,}25*10^3$$

Суммарные потери:

$$Q_{пот}=(5{,}05+3{,}25)10^3=8{,}3*10^3 \text{ Дж/кг}$$

Ожижаемую долю воздуха определяем по формуле (11.12):

$$y = \frac{(i_1 - i_3) - q_{пот}}{i_1 - i_0} = \frac{(36 - 8{,}3)10^3}{(510 - 92{,}1)10^3} = 0{,}067$$

Расход ожижаемого воздуха:

$$G_w = 200* 0{,}067 — 13{,}4 \text{ кг/ч}.$$

Затрачиваемую на валу компрессора мощность определяем по формуле (2.20):

$$N = 1{,}69 g_c RT\, ln\frac{p_2}{p_1} = 1{,}69\frac{200}{3600}\frac{287}{1000}298 ln\frac{200}{1} = \frac{1{,}69}{18}0{,}287 * 298 * 2{,}3 lg200 = 42{,}5 кВт$$

Удельный расход энергии на 1 кг жидкого воздуха:

$$N_{уд} = 42{,}5/13{,}4 = 3{,}16 \text{ кВт-ч/кг}.$$

Пример 1.13. Определить расход перерабатываемого воздуха для получения 50 кг/ч жидкого воздуха и затрачиваемую при этом мощность, если ожижение ведется по циклу с предварительным (аммиачным) охлаждением воздуха до —35 °С. Давление сжатия 200 кгс/см^2, дросселирование до 1 кгс/см^2. Начальная температура воздуха 25 °С. Суммарные потери холода в окружающую среду и от недорекуперации принять в размере 8,8 кДж/кг.

Р е ш е н и е . Для определения удельных энтальпий воспользуемся диаграммой *Т*—5 для воздуха (рис. XXIX).

Удельную холодопроизводительность цикла определяем по формуле (1.13):

$$q' = i_1' - i_3' = (449 - 386)10^3 = 63 * 10^3 \frac{Дж}{кг},$$

где i_1'— удельная энтальпия воздуха при *p*= 1 кгс/см^2 и *t*= —35 °С; i_3'— удельная энтальпия воздуха при *p* = 200 кгс/см^2 и *t*= —35 °С.

Ожижаемую долю воздуха определяем по формуле (1.14):

* Здесь не учитывается уменьшение обратного потока воздуха на количество ожиженного воздуха.

Для получения 50 кг/ч жидкого воздуха необходимо перерабатывать воздуха:

G= 50/0,153 = 327 кг/ч.

Количество теплоты, передаваемой в аммиачном теплообменнике, определяем по формуле (1.15):

$$q_a = q' - q + y(i_1 - i_1') = 63 * 10^3 - 36 * 10^3 + 0{,}153(510 - 449)10^3 = 36 * 10^3 Дж/кг$$

где *q*— 36,0- 10^3 Дж/кг и i_1 = 510* I0^{3}Дж/кг (см. пример 1.12).

Определяем мощность на валу воздушного компрессора:

$$N = 1{,}69_c RT\, ln\frac{p_2}{p_1} = 1{,}69\frac{327}{3600}287 * 298 = 2{,}3\, g200 = 69{,}5 * 10^3 Вт = 69{,}5\, кВт.$$

Мощность, потребляемая аммиачным компрессором:

$$N_a = \frac{36{,}0 * 327}{8540 * 0{,}66} = 2{,}11 кВт.$$

Здесь 8540 кДж/(кВт*ч) — теоретическая удельная холодопроизводительность аммиачной холодильной установки при температуре испарения аммиака* —40°С [1.2]; 0,66— принятый общий к. п. д. аммиачного компрессора.

Общая расходуемая мощность:

$N_р$= 69,5 + 2,11 =71,61 кВт.

Удельный расход энергии на 1 кг жидкого воздуха:

$N_{уд}$ = 71,61/50 = 1,43 кВт*ч/кг.

Пример 1.14. Определить ожижаемую долю и удельный расход энергии при получении жидкого воздуха по схеме с циркуляцией воздуха под давлением. Высокое давление воздуха 200 кгс/см^2, среднее давление 50 кгс/см^2. Температура воздуха при входе в теплообменник 20 °С. Доля воздуха, дросселируемого до низкого давления, *M* = 0 , 3 . Суммарные потери холода от недорекуперации и в окружающую среду составляют 10,5 кДж на 1 м^3 воздуха (при нормальных условиях) высокого давления, поступающего в установку.

Р е ш е н и е . На рис. 1.11 даны принципиальная схема установки с циркуляцией воздуха под давлением и изображение процесса в координатах *T*—S. Для определения удельных энтальпий воспользуемся диаграммой *T*—5 для воздуха (рис. X X I X) . Удельную холодопроизводительность цикла определяем по формуле (1.16):

$$q=(i_2 - i_3) + M\,(i_1 — i_2) = (494 — 467)\ 10^3 + 0{,}3\ (505 — 494)\ 10^3 = 30^*\ 10^3 \text{Дж/кг}.$$

*Температура —40°С приняла с учетом Δt= 5 К между температурами воздуха и аммиака.

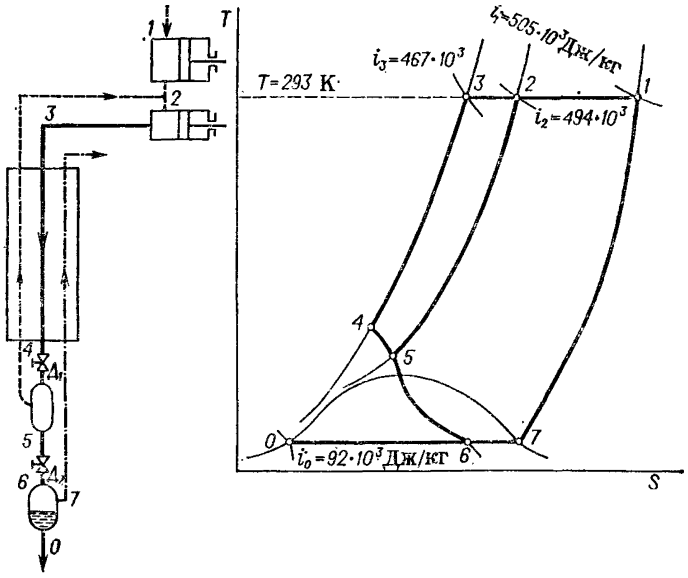


Рисунок 1.11 – К примеру 1.14

Ожижаемую долю *y* определяем по уравнению (11.17):

$$y = \frac{(i_2 - i_3) + M(i_1 - i_2) - q_{пот}}{i_1 - i_0} = \frac{30 * 10^3 (10{,}5 * \frac{10^3}{1{,}29})}{(505 - 92)10^3} = 0{,}053$$

Мощность на валу компрессора определяем по формулам:

$$N' = 1{,}69 \frac{1}{3600} 287 * 293 * 2{,}3\ lg \frac{200}{50} = 54{,}5 Вт;$$

$$N'' = 1{,}69 \frac{0{,}3}{3600} 287 * 293 * 2{,}3\ lg \frac{50}{1} = 46{,}1 Вт;$$

$$N=(54{,}5+46{,}1)/1000=0{,}1 \text{кВт}.$$

Удельный расход энергии на 1 кг жидкого воздуха:

$$N_{уд}=0{,}1/0{,}053=1{,}89\ \text{кВт*ч/кг}$$

Пример 1.15. При получении жидкого воздуха с отдачей внешней работы в детандере по циклу среднего давления затрачивается мощность 110 Вт (на валу компрессора). Сколько получается килограммов жидкого воздуха в 1 ч, если известно, что воздух сжимается до 35 кгс/см^2? В детандер отводится 80% от всего количества перерабатываемого воздуха; температура воздуха перед детандером —110°С, недорекуперация 5 °С. Потери холода в окружающую среду (через изоляцию) 0,93 кВт. Принять, что работа, возвращаемая детандером на

вал компрессора, составляет половину от теоретического (изоэнтропического) теплопадения в детандере.

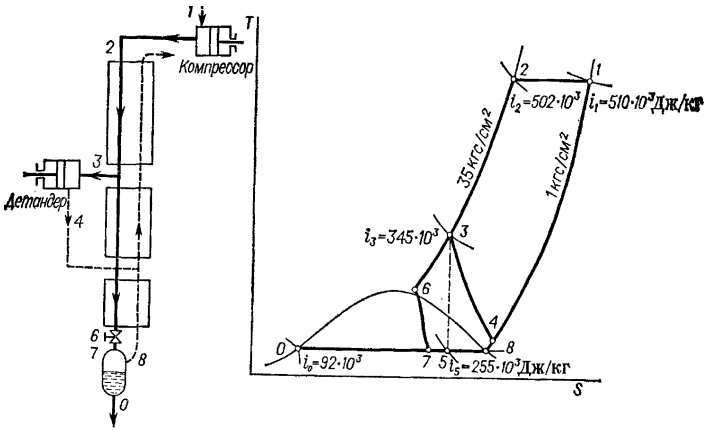


Рисунок 1.12 – К примеру 1.15

Температура воздуха, поступающего после компрессора в теплообменник, 25 С. Определить также удельный расход энергии на 1 кг жидкого воздуха.

Р е ш е н и е . На рис. 1.12 даны принципиальная схема установки и изображение процесса в координатах T—S. Для определения энтальпий воспользуемся диаграммой T — S для воздуха (рис. X X I X) .

Удельную холодопроизводительность цикла определяем по формуле (11.18):

$$q= (i_1 — i_2) + M (i_3 — i_4) = (510 — 502)\, 10^3 + 0{,}8*58.10^3 = 54*\, 10^3 Дж/кг,\ где i_3 — i_4= 0{,}65\, (i_3— i_5) =0{,}65\, (345 — 255)\, 10^3 = 58*\, 10^3 Дж/кг.$$

Работа, возвращаемая детандером при расширении в нем 1 кг* воздуха:

$$l_д = 0{,}5\ (345 — 255)\ 10^3 = 44{,}6*10^3\ Дж/кг.$$

Определяем количество воздуха G (в кг/с), сжимаемого компрессором, из уравнения:

$$L = L_К— L_д = 1{,}69GRT.2{,}3\ \lg 35 — 0{,}80G*44{,}6.$$

По условию L = 110 кВт. Следовательно,

$$110 = 1{,}69G*\ 287*298*2{,}4\ \lg35-0{,}8-44{,}6G,$$

Откуда G=0,231кг/с или 0.231*3600=835кг/ч.

Потери холода определяем по формулам * (11.24) и (11.25):

$$Q_{нед} = Gc_p\Delta t = 0{,}231 * 1{,}01 * 10^3 * 5 = 1{,}17 * 10^3\ Вт$$

По условию $Q_{о.с.}$=0,93*10^3 Вт. Общие потери холода

$$Q_{пот}=(1{,}17+0{,}93)10^3=2{,}10*10^3\ Дж/кг.$$

Ожижаемую долю воздуха определяем по формуле (11.19):

$$y = \frac{(i_1 - i_2) + M(i_3 - i_4) - q_{пот}}{i_1 - i_0} = \frac{(54 - 9{,}1)10^3}{(510 - 92)10^3} = 0{,}107$$

Количество получаемого жидкого воздуха на установке:

$G_ж$=835*0,107=89,3кг/ч

Удельный расход энергии на 1кг жидкого воздуха:

$N_{уд}$=110/89,3=1,23кВт*ч/кг

Пример 1.16. Определить к, п. д. процесса ожижения воздуха с отдачей внешней работы по циклу высокого давления, если известно, что воздух сжимается компрессором до 200 кгс/см^2. Начальная температура воздуха 30 °С, в детандер направляется половина перерабатываемого воздуха. Суммарные потери холода принять в размере 8,4 кДж на 1 кг перерабатываемого воздуха. Расширение в детандере производится с 200 до 10 кг/см^2, с 10 до 1 кгс/см^2 — дросселирование. Возврат работы детандером на вал компрессора принять как в предыдущем примере.

Р е ш е н и е. На рис. 1.13 даны принципиальная схема установки и изображение процесса в координатах *T*—*S*.Для определения удельных энтальпий воспользуемся диаграммой *T*—*S*для воздуха (рис. XXIX).

Удельную холодопроизводительность цикла определяем по формуле (11.20):

$$q=(i_1-i_2)+M(i_3-i_4)=(515-482)10^3+0,5*119*10^3=93,2*10^3 \text{Дж/кг}$$

где i_3-i_4=0,75 (i_3-i_5)=0,75 (482-322)10^3=119*10^3 Дж/кг

Ожижаемую долю воздуха определяем по формуле 11.21:

$$y\frac{(i_1-i_3)+M(i_3-i_4)-q_{пот}}{i_1-i_0}=\frac{(93,2-8,4)10^3}{(515-92)10^3}=0,2$$

Мощность, затрачиваемая на сжатие воздуха:

$$N_к= 1,69G_CRT\ln\frac{P_2}{P_1} = 1,69\,\frac{1}{3600}287*303*2,3\lg 200 = 216 \text{ Вт.}$$

* Неучитывается уменьшение обратного потока на ожиженную часть воздуха.

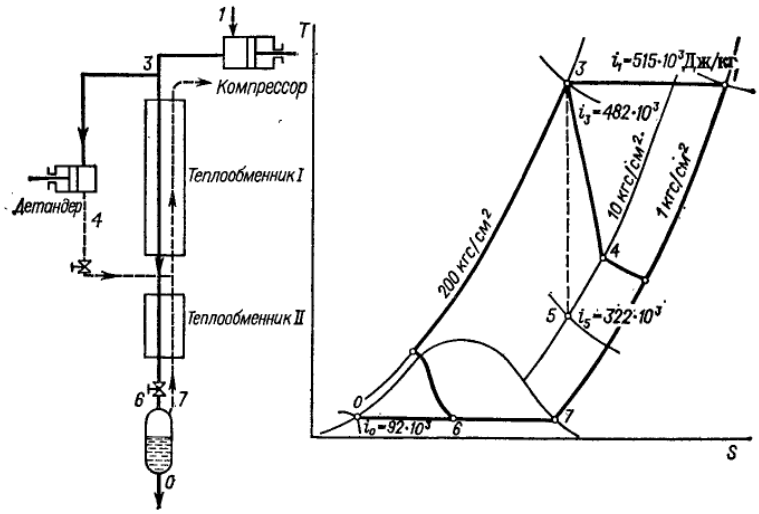


Рисунок 1.13 – К примеру 1.16

Мощность, возвращаемая на вал компрессора при расширении воздуха в детандере:

$$N_д = \frac{0.5}{3600} 0.5(482 - 322)10^3 = 11.1\ Вт.$$

Фактически затрачиваемая мощность на валу компрессора

$$N = N_к - N_д = 216 — 11{,}1 = 204{,}9\ Вт = 0{,}205\ кВт.$$

Удельный расход энергии на 1 кг жидкого воздуха!

$$N_{уд} = 0{,}205/0{,}2 = 1{,}02\ кВт·ч/кг.$$

К. п. д. процесса ожижения:

$$\eta = \frac{0.188}{1.02} 100 = 18.5\%,$$

где 0.188 кВт·ч/кг — теоретически минимальная работа ожижения 1 кг воздуха при начальной температуре его 303 К (см. пример 1 .11).

Пример 1.17. Определить удельный расход энергии при ожижении воздуха по циклу низкого давления с турбодетандером (рис. 1.14). Воздух поступает в установку при 30 °С и абсолютном давлении 6 кгс/см^2. Недорекуперация 5 °С, потери в окружающую среду 8,4 кДж/м^3 (при 0 °С, 760 мм рт. ст.).

Решение. Принимаем температуру воздуха перед турбодетандером 122 К. Тогда по формуле (1.23):

$$i_3 — i_4 = 0{,}8\ (i_3 — i_5) = 0{,}8\ (325 — 283)\ 10^3 = 33{,}5 \cdot 10^3\ Дж/кг.$$

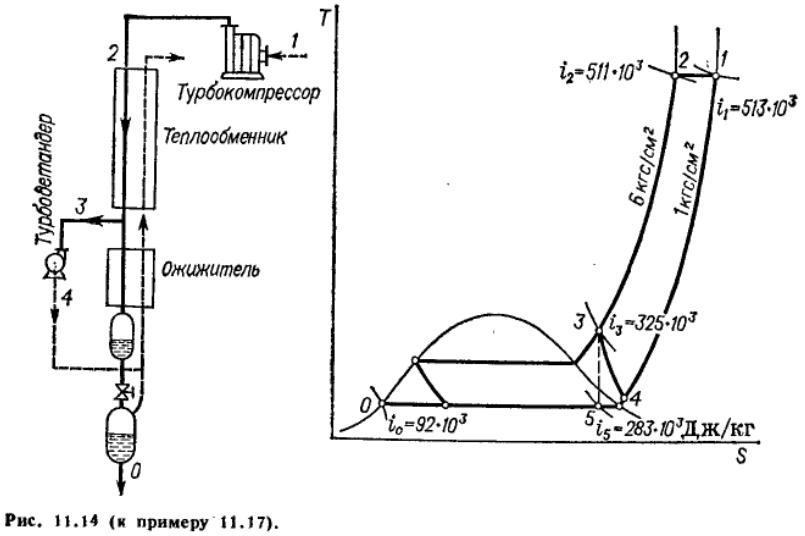


Рис. 11.14 (к примеру 11.17).

Рисунок 1.14 – К примеру 1.17

Удельная энтальпия взята по диаграмме *T*—Sдля воздуха (рис. XXIX).

Ожижаемую долю воздуха определяем по формуле (1.25):

$$y = \frac{(513 - 511) \cdot 10^3 + 33{,}5 \cdot 10^3(1 - 1.25y) - \frac{8.4 \cdot 10^3}{1.29} - 1.01 \cdot 10^3 \cdot 5(1 - y)}{(513 - 92) \cdot 10^3},$$

откуда y = 0,052.

Работа, возвращаемая турбодетандером, считая на 1 кг перерабатываемого воздуха:

$$L_д = \frac{(i_3 - i_4)(1 - ay)0.85}{3600} = \frac{33.5 \cdot 10^3(1 - 1.25 \cdot 0.052)0.85}{3600} = 0{,}0074 \text{ кВт} \cdot \text{ч/кг},$$

где 0,85 — коэффициент отдачи мощности турбодетандера; a = 1,25 — см. формулу (1.22).

Удельный расход энергии на 1 кг жидкого воздуха при изотермическом к. п. д. компрессора 0,6:

$$N_{уд} = \frac{\left(\frac{287 \cdot 303 \cdot 2.3 lg 6.3}{1000 \cdot 0.6 \cdot 3600} - 0.0074\right)}{0.052} = 1.26 \text{кВт} \cdot \text{ч/кг}.$$

Здесь 6,3 — степень сжатия в компрессоре (с учетом гидравлических потерь установки).

Пример 1.18. При обследовании установки для ожижения воздуха, работающей с отдачей внешней работы по циклу низкого давления, были измерены перед турбодетандером абсолютное давление 6 кгс/см^2 и температура 120 К. Давление и температура после турбодетандера были соответственно 1,6 кгс/см^2 и 89 К. Измеренная мощность, отдаваемая турбодетандером, 100 кВт. Определить количество воздуха, проходящего через турбодетандер, и термодинамический к. п. д. турбодетандера.

Р е ш е н и е. Определяем действительное и изоэнтропическое теплопадение в турбодетандере, используя диаграмму T—S воздуха (рис. XXIX):

Удельная энтальпия воздуха при 6 кгс/см^3 и 120 К $322 \cdot 10^3$ Дж/кг

Удельная энтальпия воздуха после изоэнтропического расширения до 1,6 кгс/см^3 $28 \cdot 10^3$Дж/кг

Удельная энтальпия воздуха при 1,6 кгс/см^{3}и 89 К $296 \cdot 10^3$ Дж/кг

Отсюда

$$\Delta i_д = (322 - 296)\, 10^3 = 26{,}6 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг};$$

$$\Delta i_{из} = (322 - 289)\, 10^3 = 33{,}3 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Термодинамический к. п. д. детандера:

$$\eta = \frac{26{,}6 \cdot 10^3}{33{,}3 \cdot 10^3} = 0{,}8.$$

Определяем приближенно количество воздуха, проходящего через турбодетандер (пренебрегая потерями энергии):

$$G = \frac{3600N}{\Delta i_д} = \frac{3600 \cdot 100 \cdot 10^3}{26{,}6 \cdot 10^3} = 13500\ кг/ч.$$

Пример 1.19. Найти необходимое давление воздуха при установившемся режиме в установке для получения газообразного кислорода. Установка работает без предварительного охлаждения по простому регенеративному циклу. Недорекуперация 5 °С, потери холода через изоляцию 12,6 кДж на 1 м^3 (при 0 °С и 760 мм рт, ст.) перерабатываемого воздуха. Температура воздуха перед теплообменником 25 °С.

Р е ш е н и е . Потери холода определяем по формулам (1.24) и (1.28):

$$q_{нед} = 1.01 \cdot 10^3 \cdot 5 = 5.05 \cdot 10^3 \text{Дж/кг};$$

$$q_{о.с} = 1.26 \cdot 10^3 / 1.29 = 9.74 \cdot 10^3 \text{Дж/кг};$$

$$q_{пот} = 5.05 \cdot 10^3 + 9.74 \cdot 10^3 = 14.8 \cdot 10^3 \text{Дж/кг};$$

Для покрытия этих потерь 1 кг сжатого воздуха, дросселируемого в установке, должен дать Δi= 14,8 кДж.

Эффект дросселирования определяем при 25 °С (температура входа сжатого воздуха в теплообменник):

$$\Delta i = i_1 - i_8,$$

где i_1— удельная энтальпия воздуха при $P_{абс}$ 1 кгс/см^2 и 25 °С, равная 510 К · 10^3 Дж/кг (по диаграмме *Т*—S, рис. XXIX).

Следовательно,

$$14{,}8 \cdot 10^3 = 510 \cdot 10^3 - i_3,$$

откуда i_3= 495,2· $10^{3\,3}$Дж/кг. По диаграмме *Т*—*S* находим, что этой удельной энтальпии воздуха при 25 °С отвечает давление $P_{абс}$ = 65 кгс/см^2.

Пример 1.20. В воздухоразделительной установке, работающей с отдачей внешней работы по циклу среднего давления, получается 100 м^3/ч (при 0 °С и 760 мм рт. ст.) газообразного кислорода и 25,8 кг кислорода в жидком состоянии; кислород получается чистотой 99%. Давление сжатия воздуха 40 кгс/см^2. Температура сжатого воздуха перед детандером 160 К. Расширение в детандере идет до 6 кгс/см^2. Термодинамический к. н. д. детандера 0,65. Отбросный азот содержит 5% кислорода. Недорекуперация 5 °С. Температура входящего в установку воздуха 300 К. Потери в окружающую среду составляют 6,3 кДж на 1 м^3 (при 0°С и 760 мм рт. ст.) перерабатываемого воздуха. Определить долю воздуха, направляемого в детандер.

Решение. Общее количество получаемого кислорода:

$$V_{O_2} = 100 + \frac{25{,}8}{1{,}43} = 118 м^3/ч,$$

где 1,43—плотность кислорода при нормальных условиях, кг/м^3.

Количество (при нормальных условиях) перерабатываемого воздуха *(В)* и отбросного азота (Л) находим из уравнений материального баланса:

$$B = 118 + A;$$

$$0{,}21\,B = 0{,}99 \cdot 118 + 0{,}05A,$$

откуда B = 695 м^3/ч, A = 577 м^3/ч.

Определяем потери холода: от недорекуперации

$$q_{нед} = (100 \cdot 1{,}43 \cdot 0{,}92 \cdot 10^3 + 577 \cdot 1{,}25 \cdot 1{,}05 \cdot 10^3)/3600 = 1230 \text{ Вт} = 1{,}23 \text{ кВт};$$

в окружающую среду

$$q_{о.с} = 695 \cdot 6{,}3 \cdot 10^3/3600 = 1210 \text{ Вт} = 1{,}21 \text{ кВт};$$

уносится жидким кислородом

$$q_{ж.к.} = 25{,}8 \cdot 406 \cdot 10^3/3600 = 2930 \text{ Вт} = 2{,}93 \text{ кВт}.$$

Здесь 406·10^3 — разность удельных энтальпий кислорода, газообразного при 300 К и жидкого (при 1 кгс/см^2), Дж/кг.

Итого:

$$Q_{пот} = 1230 + 1210 + 2930 = 5370\,Вт = 5{,}37\,кВт.$$

Холодопроизводительность установки, получаемая за счет дросселирования:

$$G\Delta i_{др} = 695 \cdot 1{,}29 - 8{,}38 \cdot 10^3/3600 = 2080 \text{ Вт} = 2{,}08 \text{ кВт},$$

где 8,38·10^3—разность удельных энтальпий воздуха при 1 и 40 кгс/см^2 (при 300 К), Дж/кг.

Теоретическое (изоэнтропическое) теплопадение в детандере:

$$\Delta i_{из} = i_{p=40кг/см^2} = i_{p=6кг/см^2} = (333 - 283)10^3 = 50 \cdot 10^3 \text{Дж/кг}$$

$$t=160K$$

Действительное теплопадение:

$$\Delta i_{д} = 50 \cdot 10^3 \cdot 0{,}65 = 32{,}5 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Количество воздуха, поступающего в детандер, находим из уравнения

$$5370 - 2080 = 32{,}5 \cdot 103x$$

Отсюда

$$x \approx 0{,}1\,кг/с = 360\,кг/ч.$$

Доля воздуха, направляемого в детандер:

$$\frac{360}{695 \cdot 1{,}29} = 0{,}40$$

Пример 1.21. Определить количество выделяющейся влаги и расход энергии на охлаждение 3000 кг/ч воздуха (считая на сухой воздух), насыщенного водяными парами при

$p_{абс}$ = 6 кгс/см^2. Воздух охлаждается (за счет кипящего аммиака) от 0 до —40 °С. Холодопроизводительность аммиачной холодильной установки 5130 кДж/(кВт* ч).

Р е ш е н и е. При охлаждении сухого воздуха потребуется отвести теплоты:

$$Q1 = G_B c_p (t_{нач} - t_{кон}) = 3000 \cdot 1{,}03 \cdot 103\ (0 + 40)/3600 = 34300\ Вт.$$

Здесь c_p = 1,03·10^3 Дж/(кгc_p К) — удельная теплоемкость сухого воздуха при $p_{абс}$ = 6 кгс/см^2 в данном интервале температур.

Найдем количество влаги, выпадающей из воздуха при охлаждении.

Количество влаги в воздухе при входе в холодильник:

$$G_{вл}^{`} = G_в 0{,}622 \frac{\phi P_{нас}}{П - \phi P_{нас}} = 3000 \cdot 0{,}622 \frac{1 \cdot 4.6}{6 \cdot 760 - 4.6} = 1.89\ кг/ч,$$

где $P_{нас}$ =4,6 мм рт. ст. — давление насыщенного водяного пара при 0 °С (табл. XXXVIII).

Количество влаги в воздухе, выходящем из холодильника:

$$G_{вл}^{``} = 3000 \cdot 0{,}622 \frac{0.09}{6 \cdot 760 - 0.09} = 0.038\ кг/ч,$$

где $P_{нас}$ =0.09 мм рт. ст. — давление насыщенного водяного пара при —40 °С.

Количество влаги, выпадающей в холодильнике:

$$G_{вл} = G_{вл}^{`} - G_{вл}^{``} = 1{,}89 - 0{,}038 = 1{,}852 \text{ кг/ч}.$$

Количество теплоты, выделяющейся при конденсации и замерзании влаги:

$$Q_2 = G_{вал}[r + q + c(t_{нач} - t_{кон})] = 1{,}852[2490 \cdot 10^3 + 335 \cdot 10^3 + 2{,}09 \cdot 10^3 (0 + 40)] / 3600 = 1490 \text{Вт}.$$

Здесь r = 2490·10^3 Дж/кг— удельная теплота конденсации при 0°С; q = 335*10^3 Дж/кг — удельная теплота плавления; с=2,09·10^3 Дж/(кг·К) — удельная теплоемкость льда.

Общее количество теплоты, отводимой аммиаком:

$$Q_1 + Q_2 = 34\ 300 + 1490 = 35\ 790 \text{ Вт} \approx 35{,}8 \text{ кВт}.$$

Мощность, расходуемая аммиачной холодильной установкой

$$N = \frac{35{,}8 \cdot 3600}{5130} = 25 кВт.$$

Пример 1.22. Определить расход перерабатываемого воздуха при получении 100 м^3/ч кислорода чистотой 99%. Отбросный азот содержит 4% кислорода.

Р е ш е н и е. Обозначим через x искомое количество воздуха (в м^3). Тогда

$$0{,}21\,x = 100 * 0{,}99 + (x - 100)0{,}04,$$

где 0,21 — объемная доля кислорода в воздухе. Отсюда

$$x = 560 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример 1.23. Определить для нижней колонны двухколонного воздухоразделительного аппарата (рис. 1.15) количество образующегося в карманах азота и количество кубовой жидкости, обогащенной кислородом, считая на 1 м^3 поступающего воздуха. Чистота азота в карманах 98 %, жидкость куба содержит 40% кислорода.

Решение. Обозначим через x количество азота (в м^3), получаемого в карманах, и через y — количество кубовой жидкости. Тогда

$$x + y = 1$$

и (по кислороду)

$$0{,}02\,x + 0{,}4\,y = 0{,}21 \cdot 1.$$

Решая эти уравнения материального баланса, получим:

x =0,5 м^3; y = 0,5 м^3 (при 0° С и760 мм рт. ст.).

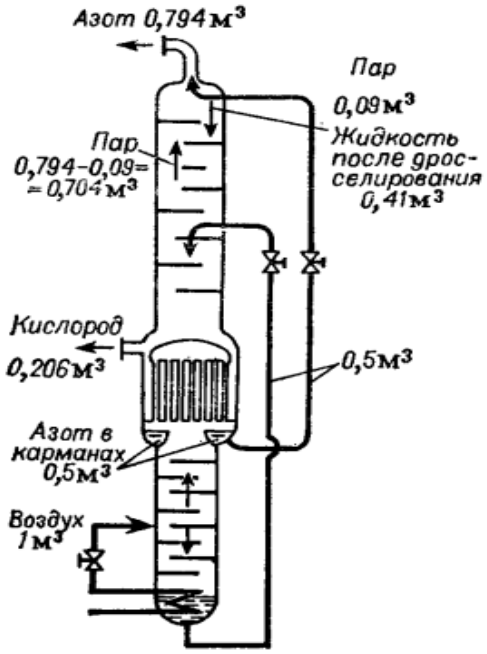


Рисунок 1.15 – К примерам 1.23 и 1.24.

Пример 1.24. Определить число флегмы и количество получаемых азота и кислорода (считая на 1 м^3 воздуха) в верхней колонне двухколонного воздухоразделительного аппарата (рис. 1.15), учитывая данные предыдущего примера и принимая, что чистота азота 99%, а кислорода 98%.

Решение. Составим уравнения материального баланса. Обозначим через x количество отходящего азота и через y — количество отходящего кислорода. Тогда

$$x + y = 1;$$

$$0{,}01\,x + 0{,}98\,y = 0{,}21,$$

откуда x = 0,794 м^3; y = 0,206 м^3.

Находим отношение количества жидкости L, стекающей по колонне, к количеству поднимающегося пара *G*.

Жидкая азотная флегма подается на верх колонны из карманов нижней колонны, причем, как видно из диаграммы состояния для азота, при дросселировании жидкого азота с 6 до 1 кгс/см^8 образуется ~ 18% пара. В предыдущем примере было найдено, что в карманах нижней колонны получается 0,5 м^3 азота. Следовательно, количество жидкого азота, попадающего в верхнюю колонну, составляет:

$$L(1 - 0{,}18)0{,}5 = 0{,}41 \text{ м}^3.$$

Количество пара, поднимающегося по верхней колонне:

$$G = 0{,}794 - 0{,}5 \cdot 0{,}18 = 0{,}704 \text{ м}^3,$$

где $0{,}5 \cdot 0{,}18$ — количество пара, образующегося после дросселирования жидкого азота из карманов нижней колонны в верхнюю колонну, м^3.

Отношение *L/G*= 0,41/0,704 = 0,582.

Определяем число флегмы:

$$\frac{R}{R+1} = 0{,}582$$

Отсюда *R*= 1,39.

Пример 1.25. Определить расход энергии при получении 1 м^8 газообразного кислорода чистотой 99,5% на установке с двойной ректификацией, работающей по простому регенеративному циклу без предварительного аммиачного охлаждения. Отбросный азот содержит 5% кислорода. Общие потери холода составляют 6,3 кДж на 1 кг перерабатываемого воздуха. Температура сжатого воздуха, поступающего в установку (после компрессора), 25°С.

Решение. Определяем количество воздуха *x*, необходимое для получения 1 м^3 кислорода:

$$0{,}21x - 1 \cdot 0{,}995 + (x - 1)0{,}05;\ x = 5{,}9 \text{ м}^3.$$

Определяем давление сжатия воздуха при установившемся режиме, когда потери холода составляют 6,3 кДж/кг:

$$\Delta i = i_1 - i_3; 6{,}3 \cdot 10^3 = 510 \cdot 10^3 - i_3,$$

где 510·10^3 — удельная энтальпия воздуха при 1 кгс/см^2 н 25 °С, Дж/кг (диаграмма *T*—S, рис. XXIX).

Отсюда

$$i_3 = (510 - 6{,}3)\ 10^3 = 504{,}7 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

По диаграмме *T*—Sнаходим, что этой удельной энтальпии воздуха при 25 °С соответствует абсолютное давление 60 кгс/см^2.

Работу на сжатие 1 кг воздуха с 60 до 1 кгс/см^2 определяем по формуле:

$$L = 1{,}69GRTIn\frac{P_2}{P_1} = 1{,}69\cdot1\cdot287\cdot298\cdot2{,}3\lg60 = 590\cdot10^3 \text{Дж/кг} = 590 \text{ кДж/кг}.$$

Для получения 1 м^3 кислорода требуется 5,9 м^3 воздуха. Следовательно, затрата энергии на 1 м^3 кислорода составляет:

$$N_{уд} == 590\cdot5{,}9\cdot1{,}29/3600 = 1{,}25 \text{ кВт·ч/м}^3.$$

Пример 1.26. Через изоляцию резервуара (танка) для хранения жидкого кислорода проникает из окружающей среды теплоты 83,8 кДж/(м^2·ч) (считая на наружную поверхность). Внутренний диаметр резервуара шарообразной формы 1200 мм. Наружный диаметр внешнего кожуха, имеющего цилиндрическую форму, 1900 мм, высота 2300 мм. Определить, сколько испаряется в 1 ч кислорода и через какое время испарится весь кислород, если резервуар был заполнен на 0,75 своего объема. Кислород хранится под атмосферным давлением.

Решение. Площадь наружной поверхности цилиндрического кожуха резервуара:

$$F = 2\frac{\pi D^2}{4} + \pi DH = 2\frac{3{,}14\cdot1{,}9^2}{4} + 3{,}14\cdot1{,}9\cdot2{,}3 = 19{,}34\,м^2.$$

Проникает теплоты в резервуар:

$$G19{,}34\cdot83{,}8\cdot10^3/3600 = 450\,Вт = 0{,}45\,кВт.$$

Расход испаряемого кислорода:

$$G_{0_2} = \frac{450\cdot3600}{213{,}7\cdot10^3}\ 7{,}6\,кг/ч.$$

Здесь 213,7·10^3 Дж/кг— удельная теплота испарения кислорода под атмосферным давлением.

Количество кислорода в резервуаре при заполнении его на 0,75 объема:

$$G = 0{,}75\frac{\pi D_{вн}^3}{6}1100 = 0{,}75\frac{3.14\cdot1{,}2_{вн}^3}{6}1100$$

где 1100 кг/м^3— плотность жидкого кислорода. Время испарения всего кислорода:

$$\tau_{исц} = 743/7{,}6 = 98 \text{ ч}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

1.1 Вычислить холодильный коэффициент и мощность, потребляемую холодильной установкой, работающей по циклу Карно, если ее холодопроизводительность 6400 Вт при температуре испарения —10 °С. Температура конденсации 22 °С.

1.2 Найти минимальную затрату работы (по циклу Карно) и расход воды в конденсаторе при выработке 100 кг/ч льда из воды, имеющей температуру 0 °С. Хладагент испаряется при —5 °С, а конденсируется при 25 °С. Вода в конденсатор подается при 12 °С, а уходит при 20 °С. Удельная теплота замерзания воды 335 кДж/кг.

1.3 Определить удельную холодопроизводительность хладагента и холодильный коэффициент цикла для: а) аммиака; б)диоксида углерода и в) дифтордихлорметана CF_2C1_2. Температура испарения —15 °С, температура конденсации 30 °С. Цикл сухой, переохлаждение жидкости перед дросселированием отсутствует.

1.4 Вычислить теоретический холодильный коэффициент углекислотной холодильной установки, если температура конденсации 20 °С, а температура испарения —40 °С. Цикл сухой, переохлаждение жидкости перед дросселированием отсутствует.

1.5 Сравнить теоретические холодильные коэффициенты аммиачной компрессионной холодильной установки, работающей при температуре испарения —20 °С и температуре конденсации 30 °С: а) для цикла Карно; б) для реального влажного цикла; в)для сухого цикла без переохлаждения жидкого аммиака; г) для сухого цикла с переохлаждением до 25 °С жидкого аммиака после конденсации.

1.6 По условиям предыдущей задачи сравнить теоретические холодильные коэффициенты для фреоновой холодильной установки, пользуясь диаграммой *i*— *lgp* (рис. XXVIII).

1.7 В конденсаторе аммиачной холодильной установки 20 $м^3$/ч воды нагревается на 6 К. Теоретическая мощность, затрачиваемая компрессором, 23,5 кВт. Определить холодопроизводительность установки и холодильный коэффициент.

1.8 Определить часовой объемный расход аммиака, поступающего в компрессор, при следующих условиях: холодопроизводительность установки 58 200 кВт; температура конденсации 25 °С, переохлаждения нет; температура испарения —15 °С; цикл сухой.

1.9 1000 кг/ч этилового спирта необходимо охлаждать от 20 до —15 °С. Охлаждение ведется аммиаком, кипящим при —25 °С. Определить теоретическую мощность, затрачиваемую компрессором. Температура конденсации 25 °С. Цикл сухой, переохлаждение жидкости перед дросселированием отсутствует.

1.10 Аммиачный компрессор типа ГД (горизонтальный) имеет холодопроизводительность 697 800 Вт при температуре испарения — 15 °С и температуре конденсации 25 °С. Определить холодопроизводительность этого компрессора, если температура испарения будет —5 °С, а температура конденсации 30 °С.

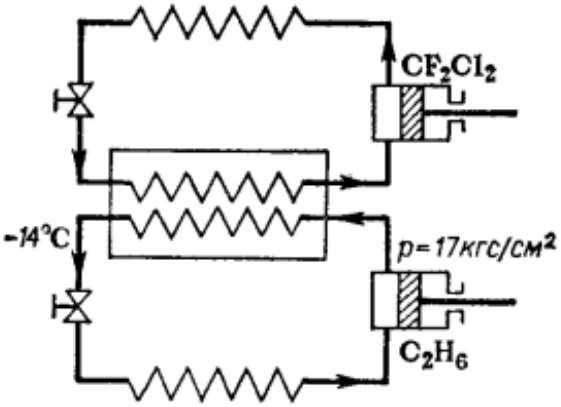


Рисунок 1.16 – К контрольной задаче 1.14.

1.11 Углекислотная холодильная установка производительностью 116 300 Вт работает при температуре испарения —15 °С, абсолютном давлении в конденсаторе 75 кгс/см^2 и переохлаждении до 25 °С. Компрессор имеет сухой ход. Определить холодильный коэффициент и теоретическую потребляемую мощность.

1.12 Аммиачная холодильная установка холодопроизводительностью 116 300 Вт с компрессором вертикального типа работает при температуре испарения —15 °С, температуре конденсации 30 °С и переохлаждении до 25 °С. Компрессор имеет сухой ход. Определить: давления в конденсаторе и испарителе, холодильный коэффициент, часовой объем засасываемых компрессором паров, теоретическую и действительную потребляемую мощность, температуру аммиака на выходе из компрессора, расход воды на конденсатор при нагревании воды в нем на 7 °С.

1.13 Аммиачный двухцилиндровый вертикальный компрессор одноступенчатого сжатия имеет диаметр цилиндров 150 мм, ход поршня 150 мм и чистоту вращения 400 об/мин. Вычислить холодопроизводительность этого компрессора при нормальных условиях, а также при рабочих условиях, когда испарение производится при $p_{абс}$ = 2 кгс/см^2, а конденсация при $p_{абс}$ = 12 кгс/см^2. Перед дросселированием производится переохлаждение жидкого аммиака на 6 °С. Вычислить также действительную расходуемую мощность для рабочих условий.

1.14 В каскадной холодильной установке, работающей с фреоновым и этановым циклами (рис. 1.16), этан конденсируется при —14 °С под абсолютным давлением 17 кгс/см^2. Количество теплоты, передаваемой от конденсирующегося этана к кипящему фреону (хладону), составляет 23 260 Вт. Температура испарения фреона на 5 °С ниже температуры конденсации этана. Конденсируется фреон при 30 °С, переохлаждения жидкого фреона нет,

цикл сухой. Определить степень сжатия фреона в компрессоре (отношение давления конденсации к давлению испарения) и расход воды в конденсаторе фреона при нагревании ее на 8 °С.

1.15 Сжатый до $p_{абс}$ = 10 МПа воздух охлаждается в испарителе двухступенчатой аммиачной холодильной установки до температуры, на 5 °С превышающей температуру испарения аммиака. После охлаждения сжатый воздух дросселируется до давления $p_{абс}$ = 0,4 МПа. Определить температуру воздуха после дросселирования, если аммиак испаряется под давлением $p_{абс}$ = 0,042 МПа.

1.16 Определить по диаграмме *T*—Sинтегральный джоуль- томсоновский эффект при дросселировании воздуха до 1 кгс/см^2; а) при начальной температуре воздуха 15 °С и начальном давлении 50 кгс/см^2; б) при начальной температуре воздуха —50 °С и начальном давлении 50 кгс/см^2; б) при начальной температуре воздуха —50 °С и начальном давлении 200 кгс/см^2.

1.17 Определить затрату энергии на 1 кг жидкого воздуха, получаемого по простому регенеративному циклу, при следующих условиях: а) начальная температура воздуха 15 °С, давление сжатия 50 кгс/см^2; б) начальная температура 15 °С, давление сжатия 200 кгс/см^2. Расширение в обоих случаях производится до 1 кгс/см^2. Потери холода от недорекуперации и в окружающую среду не учитывать.

1.18 Определить ожидаемую долю воздуха и расход энергии на 1 кг жидкого воздуха в простом регенеративном цикле при начальной температуре воздуха 30 °С и давлении сжатия $p_{абс}$ = 200 кгс/см^2. Общие потери холода 10,5 кДж на 1 кг перерабатываемого воздуха.

1.19 Определить расход энергии на 1 кг жидкого воздуха при дросселировании воздуха с 200 до 1 кгс/см^2 в цикле с предварительным аммиачным охлаждением до —50 °С. Удельная холодопроизводительность аммиачной холодильной установки 4820 кДж на 1 кВт·ч. Потери холода от недорекуперации и в окружающую среду не учитывать. Начальная температура воздуха 15 °С.

1.20 Определить ожидаемую долю воздуха и расход энергии на 1 кг жидкого воздуха в установке, работающей с циркуляцией воздуха под давлением. Давление сжатия $p_{абс}$ = 200 кгс/см^2; промежуточное давление $p_{абс}$= 50 кгс/см^2; низкое давление 1 кгс/см^2; M = 0,2; начальная температура воздуха 25 °С. Потери холода не учитывать.

1.21 Определить потребляемую мощность и количество жидкого воздуха, получаемого в цикле среднего давления с отдачей внешней работы, при переработке 300 м^3/ч воздуха (при 0 °С и 760 мм рт. ст.). Воздух сжимается до 40 кгс/см^2; температура воздуха перед де-

тандером —80 °С; температура воздуха после компрессора (перед входом в теплообменник) 30 °С; доля воздуха, направляемого в детандер 0,8. Определить также расход энергии на 1 кг жидкого воздуха. Общие потери холода принять в размере 11,5 кДж на 1 кг перерабатываемого воздуха.

1.22 Определить расход энергии на 1 кг жидкого воздуха в цикле высокого давления с отдачей внешней работы при сжатии воздуха до 200 кгс/см^2 и давлении после детандера 8 кгс/см^2; M =0,5. Общие потери холода 14,7 кДж на 1 кг перерабатываемого воздуха. Начальная температура воздуха 30 °С.

1.23 При испытании турбодетандера установлено, что воздух в нем расширяется от 4 до 1,2 кгс/см^2, причем от турбодетандера отводилась мощность в 4 кВт и через него проходило 650 кг/ч. Определить термодинамический к. п. д. турбодетандера. Сжатый воздух поступал в турбодетандер при 114 К.

1.24 Определить расход энергии на 1 кг жидкого воздуха в цикле низкого давления с турбодетандером, если известно, что компрессором сжимается 6000 м^3/ч воздуха (при нормальных условиях) до $p_{абс}$ = 7 кгс/см^2. Турбодетандер отдает мощность 55 кВт. Потери от недорекуперации и в окружающую среду составляют 6,3кДж на 1 м^3 сжимаемого воздуха (при нормальных условиях). Для компрессора изотермический к. п. д. принять равным 0,7. Воздух поступает в установку при 35 °С. В турбодетандер направляется 80% перерабатываемого воздуха. Коэффициент испарения a = 1,25.

1.25 Сколько кубических метров воздуха необходимо переработать для получения 200 м^3 кислорода 99% чистоты, если отбросный азот содержит 10% кислорода?

1.26 По практическим данным, потери холода составляют) 335 кДж с 1 м^2 наружной поверхности кожуха теплоизолирующего цилиндрического бака, заполненного жидким метаном. Внутренние размеры бака: D=H =1,1м. Бак окружен со всех сторон изоляцией толщиной 300 мм. Определить время испарения всей жидкости, если вначале бак был залит полностью. Плотность жидкого метана 415 кг/м^3.

1.27 Определить затрату энергии при получении 1 кг жидкого метана по простому регенеративному циклу. Метан сжимается до давления 150 кгс/см^2. Температура метана после компрессора 300 К. Диаграмму T—Sдля метана см. [11.8].

1.28 Определить расход энергии при получении 1 кг жидкого метана в цикле с предварительным аммиачным охлаждением до —45 °С при давлении сжатия метана 150 кгс/см^2. Удельная холодопроизводительность аммиачной холодильной установки 4820 кДж/(кВт·ч).

1.29 В установке для получения газообразного кислорода, работающей по циклу среднего давления с отдачей внешней работы, давление поступающего воздуха 20 кгс/см^2. Недорекуперации составляет 8 °С, потери холода в окружающую среду 8,38 кДж на 1 м^3 перерабатываемого воздуха. В детандере воздух расширяется от 20 кгс/см^2 (при 140 К) до 6 кгс/см^2, к. п. д. детандера 0,65. Определить долю воздуха, направляемого в детандер, пренебрегая эффектом дросселирования воздуха от 6 до 1 кгс/см^2.